

В ДЛ**Я** ВУЗОВ

ТРАКТОРЫ КОНСТРУКЦИЯ

Под общ. редакцией
И. П. Ксеновича, В. М. Шарипова

*Рекомендовано Министерством образования
Российской Федерации в качестве учебника для
студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению “Наземные
транспортные системы” и специальности
“Автомобиле- и тракторостроение”*

МОСКВА
МГТУ “МАМИ”
2001

УДК 829.11 (075.8)

ББК 34.44

T65

Авторы: И. П. Ксенович, В. М. Шарипов, Л. Х. Арустамов, Б. Б. Безруков, Б. Н. Давыдков, А. Р. Макаров, В. А. Михайлов, В. А. Набоких, Е. С. Наумов, А. П. Парфенов, Ю. А. Феофанов, Ю. П. Чижков, Н. Н. Шарипова, И. М. Эглит

Рецензенты: кафедра “Тягачей и амфибийных машин” Московского Государственного автомобильно-дорожного института (технического университета); засл. машиностроитель РФ, д-р техн. наук, проф. К. И. Городецкий

Тракторы. Конструкция: Учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению “Наземные транспортные системы” и специальности “Автомобиле- и тракторостроение” / И. П. Ксенович, В. М. Шарипов, Л. Х. Арустамов и др.; Под общ. ред. И. П. Ксеновича, В. М. Шарипова. – М.: МГТУ “МАМИ”, 2001. – 821 с. : ил.

Рассмотрены история отечественного тракторостроения, назначение, классификация, предъявляемые требования, описание основных типовых конструкций и тенденции развития механизмов, узлов и агрегатов тракторов.

Для студентов высших учебных заведений, изучающих конструкцию автомобилей и тракторов, а также для инженерно-технических работников.

ISBN 5-94099-009-6

© И. П. Ксенович, В. М. Шарипов, Л. Х. Арустамов и др., 2001

© Московский государственный технический университет “МАМИ”, 2001

Оглавление

Предисловие (<i>И. П. Ксенович, В. М. Шарипов</i>)	7
Глава 1. Основные сведения о тракторах (<i>А. П. Парфенов, И. М. Эглит</i>)	8
1.1. Этапы развития отечественного тракторостроения	8
1.2. Классификация тракторов	22
1.3. Основные механизмы и системы трактора	30
1.4. Типаж тракторов и принципы его рационального построения	34
1.5. Требования, предъявляемые к трактору при работе в составе МТА	38
Глава 2. Двигатель	42
2.1. Устройство дизеля, его рабочий цикл, энергетические и экономические показатели (<i>Л. Х. Арустамов</i>)	43
2.2. Кривошипно-шатунный механизм дизеля (<i>Л. Х. Арустамов, Б. Б. Безруков</i>)	57
2.3. Механизм газораспределения (<i>Б. Н. Давыдков</i>)	96
2.4. Системы питания дизеля (<i>Л. Х. Арустамов, Б. Н. Давыдков</i>)	105
2.5. Системы охлаждения (<i>А. Р. Макаров</i>)	152
2.6. Система смазывания (<i>А. Р. Макаров</i>)	174
Глава 3. Электрооборудование (<i>В. А. Набоких, Ю. П. Чижков</i>)	190
3.1. Общие требования к тракторному электрооборудованию	190
3.2. Аккумуляторные батареи	193
3.3. Системы электроснабжения	204
3.4. Электростартеры	219
3.5. Системы освещения и световой сигнализации	233
3.6. Контрольно-измерительные приборы	243
3.7. Звуковые сигналы. Стеклоочистители	261
3.8. Схемы электрооборудования. Коммутационная и защитная аппаратура	264
Глава 4. Общие сведения о трансмиссии трактора (<i>И. М. Эглит</i>) ...	268
4.1. Назначение, классификация и требования к трансмиссиям	268
4.2. Ступенчатые трансмиссии	269
4.3. Передаточное число трансмиссии, КПД и ведущие моменты	272
4.4. Тяговый баланс трактора и лучевой график	273
4.5. Гидродинамические передачи и гидромеханические трансмиссии	277
4.6. Гидрообъемные и электрические трансмиссии	283
Глава 5. Сцепление (<i>В. М. Шарипов, И. М. Эглит</i>)	288
5.1. Однодисковые сцепления	290

5.2. Двухдисковые сцепления	300
5.3. Ведомые фрикционные диски	305
5.4. Фрикционные элементы и детали сцепления	308
5.5. Двухпоточные сцепления	314
5.6. Сцепления, работающие в масле	318
5.7. Привод управления сцеплением	321
5.8. Уход за сцеплениями	323
5.9. Развитие конструкций сцеплений	324
Глава 6. Коробка передач, увеличители крутящего момента, ходоуменьшители и раздаточные коробки (И. П. Ксенович, В. М. Шарипов, И. М. Эглит)	325
6.1. Назначение, требования и классификация коробок передач ..	325
6.2. Ступенчатые коробки передач	327
6.3. Принципиальные кинематические схемы и работа коробок передач с неподвижными осями валов	333
6.4. Планетарные коробки передач	344
6.5. Механизмы управления коробками передач	352
6.6. Валы коробок передач и их крепление	372
6.7. Увеличители крутящего момента	377
6.8. Ходоуменьшители	381
6.9. Раздаточные коробки	388
6.10. Смазывание механизмов коробки передач	392
6.11. Уход за коробкой передач. Основные неисправности и их устранение	394
6.12. Тенденции развития механических коробок передач	396
Глава 7. Гидродинамические, гидрообъемные и электрические передачи (А. П. Парфенов)	399
7.1. Гидродинамические передачи	399
7.2. Гидрообъемные передачи	410
7.3. Электрические передачи	418
7.4. Уход за гидродинамическими, гидрообъемными и электрическими передачами	423
7.5. Тенденции развития	425
Глава 8. Ведущие мосты тракторов (И. П. Ксенович, В. М. Шарипов)	428
8.1. Центральная (главная) передача	428
8.2. Дифференциалы колесных тракторов	441
8.3. Конечные передачи	457
8.4. Особенности конструкции передних ведущих мостов колесных тракторов	464
8.5. Тормоза	469
8.6. Механизмы поворота гусеничных тракторов	487
8.7. Тенденции развития механизмов ведущих мостов тракторов	502
Глава 9. Карданные передачи (В. М. Шарипов)	505

9.1. Жесткие и упругие соединительные муфты	507
9.2. Карданные шарниры неравных угловых скоростей	509
9.3. Карданные шарниры равных угловых скоростей	518
9.4. Уход за карданными передачами	527
9.5. Развитие конструкций карданных передач	527
Глава 10. Компоновки и остовы тракторов (И. П. Ксенович, А. П. Парфенов)	529
10.1. Требования, предъявляемые к компоновке трактора	529
10.2. Компоновка сельскохозяйственных тракторов	531
10.3. Компоновка промышленных тракторов	536
10.4. Остовы тракторов	542
10.5. Тенденции развития компоновок тракторов	547
Глава 11. Ходовые системы колесных тракторов (И. П. Ксенович, А. П. Парфенов, В. М. Шарипов)	549
11.1. Назначение, классификация и требования к ходовым системам	549
11.2. Ведущие и ведомые колеса	550
11.3. Передние управляемые мосты	556
11.4. Установка управляемых колес	559
11.5. Особенности колесных движителей универсально- пропашных и специализированных тракторов	561
11.6. Подвески колесных тракторов	567
11.7. Повышение тягово-сцепных качеств колесных тракторов ...	579
11.8. Уход за ходовой системой колесного трактора	584
11.9. Тенденции развития ходовых систем колесных тракторов ..	585
Глава 12. Рулевое управление колесных тракторов (В. М. Шарипов, И. М. Эглит)	587
12.1. Общие сведения	587
12.2. Рулевой привод	591
12.3. Рулевой механизм	597
12.4. Гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ)	614
12.5. Привод рулевого механизма	626
12.6. Уход за рулевым управлением и тенденции его развития ...	628
Глава 13. Ходовые системы гусеничных тракторов (И. П. Ксене- вич, В. М. Шарипов, И. М. Эглит)	630
13.1. Ведущие колеса	631
13.2. Гусеничная цепь	635
13.3. Направляющее колесо	646
13.4. Натяжное и амортизирующее устройства	649
13.5. Опорные и поддерживающие катки	656
13.6. Подвеска	662
13.7. Уход за ходовой системой гусеничных тракторов	675
13.8. Тенденции развития конструкций ходовых систем гусеничных тракторов	676

Глава 14. Рабочее оборудование тракторов (И. П. Ксенович, Е. С. Наумов)	678
14.1. Гидронавесная система	697
14.2. Общая характеристика гидросистем	699
14.3. Раздельноагрегатная гидросистема	717
14.4. Догружатели ведущих колес	722
14.5. Регулирование гидронавесных систем	735
14.6. Гидравлическая система отбора мощности	738
14.7. Гидросистема “чувствительная к нагрузке”	742
14.8. Уход за гидравлической навесной системой трактора	744
14.9. Особенности агрегатирования промышленных тракторов ...	752
14.10. Тягово-сцепные устройства - прицепные устройства	757
14.11. Валы отбора мощности	764
14.12. Приводные шкивы	
14.13. Уход за тягово-сцепными устройствами, валами отбора мощности и приводными шкивами	766 767
14.14. Тенденции развития рабочего оборудования тракторов	770
Глава 15. Пневматическая система трактора (Ю. А. Феофанов)	776
15.1. Исполнительные механизмы	779
15.2. Приборы регулирования и распределения сжатого воздуха ...	785
15.3. Приборы подготовки и транспортировки сжатого воздуха	797
15.4. Уход за приборами пневмосистемы	797
Глава 16. Кабина трактора (В. А. Михайлов, Н. Н. Шарипова)	799
16.1. Конструкции защитных кабин	799
16.2. Рабочее место и пост управления	805
16.3. Обзорность с рабочего места	807
16.4. Тепловая, шумовая и вибрационная защита кабины	807
16.5. Нормализация микроклимата в кабине и защита в ней воздушной среды от вредных примесей	814
Список литературы	821

Предисловие

Развитие конструкций тракторов направлено на повышение производительности машинно-тракторных агрегатов (МТА) и улучшение условий труда тракториста. Решение этих задач связано с совершенствованием конструкций всех механизмов, узлов и агрегатов трактора, а следовательно, с подготовкой высококвалифицированных кадров для тракторостроения.

Учебник написан для студентов высших учебных заведений в соответствии с программой дисциплины "Конструкция автомобиля трактора". В нем достаточно полно освещена история отечественного тракторостроения – этапы развития производства и конструкций тракторов, их агрегатов и механизмов.

В учебнике подробно описаны конструкции узлов и агрегатов современных тракторов, принципы их работы. Большое количество принципиальных схем механизмов позволяет будущему инженеру – конструктору приобрести умение хорошо разобраться в работе каждого механизма и находить правильное его конструктивное решение. Рассмотрение каждого механизма сопровождается сведениями об основных его достоинствах и недостатках, что позволяет выполнить анализ существующих конструкций и наметить перспективу их развития.

Учебник может представлять интерес и для инженерно-технических работников автотракторной отрасли машиностроения.

Основные сведения о тракторах

1.1. Этапы развития отечественного тракторостроения

Идея обработки земли с помощью механической тяги возникла давно. Так, например, в России в 1785-1788 гг. появились работы агронома И. М. Комова "О земледелии" и о "Земледельческих орудиях". В 1836 г. инженер В. П. Гурьев высказал идею об использовании для пахоты паровых тягачей. В 1843 г. Д. А. Загряжский разработал и запатентовал экипаж на гусеничном ходу. В 1878 г. С. Маевский спроектировал и запатентовал паровой гусеничный тягач. Однако ни один из этих патентов не нашел практического применения, так как не был решен важнейший вопрос о повороте гусеничного тягача. Эту проблему решил пароходный механик, изобретатель - самоучка Ф. А. Блинов путем создания устройства, обеспечивающего разные поступательные скорости движения левой и правой гусениц. В 1879 г. Ф. А. Блинов получил патент на устройство с гусеничным ходом, на которое он впоследствии установил паровую машину, и уже в 1888 г. в селе Балаково, Саратовской губернии провел первые ходовые испытания гусеничного трактора с паровой машиной.

В июне 1896 г. на Всероссийской промышленной и художественной ярмарке в Нижнем Новгороде впервые состоялась публичная демонстрация первого в мире гусеничного трактора с двумя горизонтально расположенными паровыми двигателями, и этот год принято считать годом рождения российского тракторостроения.

Ученик Ф. А. Блинова, талантливый изобретатель - самоучка Я. В. Мамин, видя сложности с внедрением "не ко времени рожденного" гусеничного трактора с паровым двигателем, начал работать над созданием более легкого двигателя. Такой двигатель с высокой степенью сжатия и с насосным распыливанием топлива был построен в 1899 г. почти одновременно с двигателем Дизеля в Германии (в 1897 г.). К 1911 г. Я. В. Мамин создал серию двигателей, работающих на нефти, мощностью от 16 до 60 л.с., которые в общем проекте "Русский трактор" установил на тракторах собственной конструкции с металлическими колесами (рис. 1.1) - "Универсал" (16 л.с.), "Посредник" (30 л.с.) и "Прогресс" (60 л.с.). Они начали производиться на его небольшом Балаковском заводе.

На этом можно закончить обзор предыстории зарождения отечественного тракторостроения до революции 1917 г. В то время в России было всего 180 тракторов, да и то в большинстве зарубежного производства, эксплуатировавшихся в основном в крупных поме-

щичьих и хуторских хозяйствах.

Развитие отечественного тракторостроения после 1917 г. можно подразделить на ряд этапов.

Этап первый (1918-1929 гг.) - период подготовки кадров для будущего массового тракторостроения. Он характерен интенсивной подготовкой и началом выпуска тракторов, зарубежных и отечественных конструкций на ряде машиностроительных и паровозостроительных заводах страны. Балаковский завод получил название "Возрождение". Я. В. Мамин возглавил его как директор и вместе с двумя сыновьями начал работы по созданию простых, легких и дешевых трехколесных тракторов, более удобных при эксплуатации в крестьянских хозяйствах того времени.

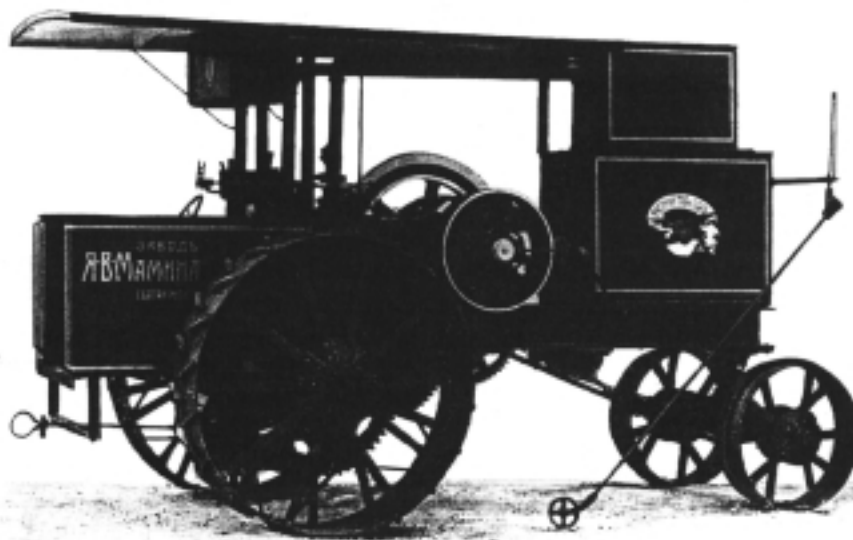


Рис. 1.1. "Русский трактор" конструкции Я. В. Мамина

В 1919 г. был создан трактор "Гном", а в 1924 г. - трактор "Карлик", мощностью 12 л.с. (рис. 1.2.) с одноцилиндровым двигателем, работающим на нефти, который впоследствии выпускался и в четырехколесном варианте. Завод работал в режиме мелкосерийного производства и до конца 20-х гг. выпустил несколько десятков партий тракторов.

В 1918 г. на машиностроительном заводе "Большевик" (под Петроградом) было налажено мелкосерийное производство мощных пяти- и десятитонных гусеничных тракторов по образцу фирмы Холт (США) с карбюраторными двигателями мощностью 40 и 75 л.с. для нужд армии.

В 1918 г. была организована научно-исследовательская лаборатория (НАЛ) для проведения работ в области автомобилей, тракторов, автотракторных и авиационных двигателей, которая впоследствии

была преобразована в научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ).

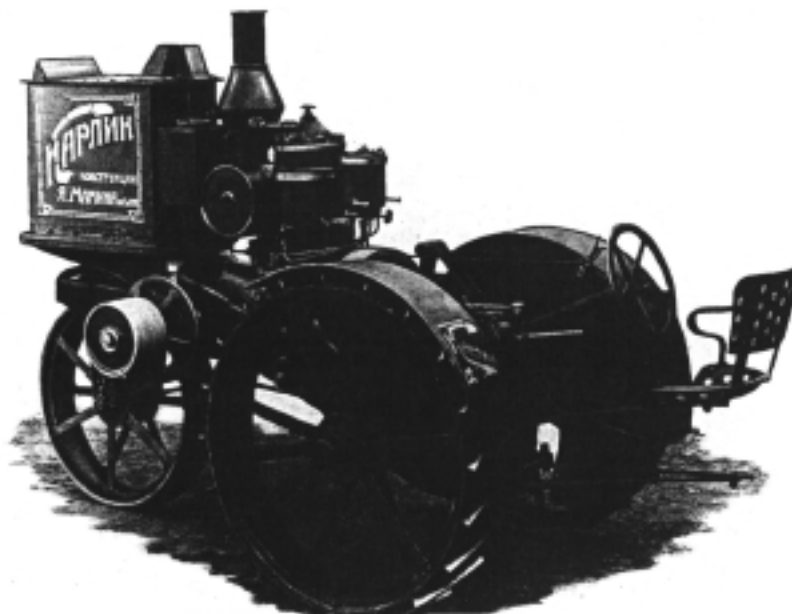


Рис. 1.2. Трактор "Карлик" конструкции Я. В. Мамина

Импульсом для быстреего развития отечественного тракторостроения был декрет от 1 апреля 1921 г. "О сельскохозяйственном машиностроении", в котором указывалось на необходимость выделения этой отрасли промышленности в одну из наиболее приоритетных по организации крупносерийного и массового производства.

В период 1920-1929 гг. на Коломенском и Брянском паровозостроительных заводах было организовано мелкосерийное производство колесных тракторов. Вначале это был трактор типа "Могул" (США) с керосиновым двухцилиндровым горизонтальным оппозитным двигателем и массой около 5 т. В 1923 г. под руководством одного из пионеров отечественного тракторостроения, создателем теории трактора Е. Д. Львовым базе этой модели практически был создан совершенно новый трактор "Коломенец-1" с нефтяным двигателем массой около 3,5 т (рис. 1.3), который стал выпускаться на обоих заводах.

В дальнейшем были созданы более совершенные конструкции тракторов "Коломенец-2, -3 и -4", которых было выпущено свыше 500.

На заводе "Красный прогресс" (г. Токмак) в 1923 г. началось производство трехколесных тракторов "Запорожец" с одноцилиндровым двигателем калоризаторного типа мощностью 12 л.с., работающим на сырой нефти. Отличительной его особенностью было приме-

нение одного заднего широкого ведущего металлического колеса с почвозацепами, что исключало применение сложного для того времени в производстве дифференциала (рис. 1.4). С 1923 по 1927 гг. было изготовлено около 500 тракторов. Это был самый простой трактор, созданный сторонниками “русского направления” в отечественном тракторостроении.

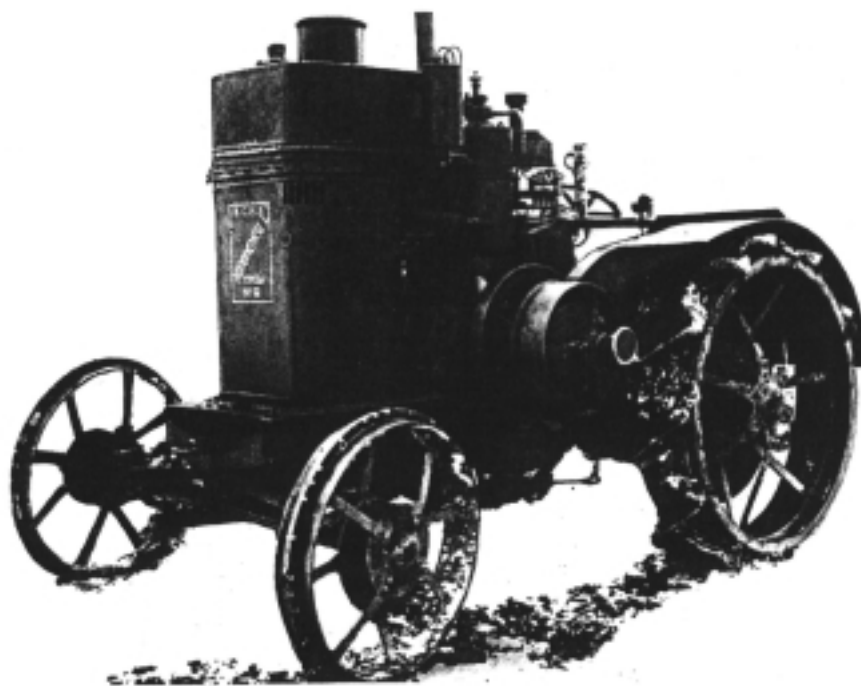


Рис. 1.3. Трактор “Коломинец-1”

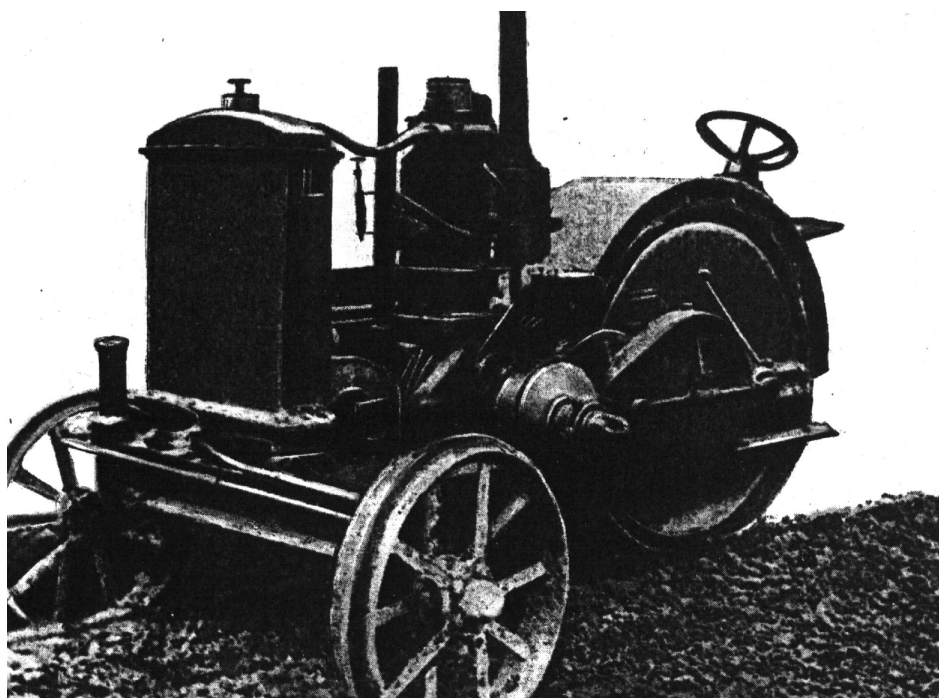


Рис. 1.4. Трактор "Запорожец"

Крупносерийное производство гусеничных тракторов ХПЗ, Г-50, Г-75, З-90 (“Коммунар”) типа Z-50 фирмы Ганомаг (Германия) для нужд обороны страны было начато в 1923 г. на Харьковском паровозостроительном заводе (ныне машиностроительный завод имени Малышева). Они оснащались керосиновыми, а впоследствии и бензиновыми двигателями мощностью 50...90 л.с. (рис. 1.5). В том же году на Петроградском заводе “Красный Путиловец” (впоследствии Ленинградский Кировский завод) было начато крупносерийное производство колесного трактора “Фордзон-Путиловец” с керосиновым четырехцилиндровым двигателем мощностью 19 л.с. аналога трактора Фордзон фирмы Форд (США). В 1929 г. он стал первым отечественным трактором массового производства (рис. 1.6.).

В 1925 г. принимается решение о строительстве первого в стране завода для массового производства сельскохозяйственных тракторов (впоследствии СТЗ) в г. Царицыне (ныне г. Волгоград).

Постановлением от 31.12.25 г. на НАМИ было возложено проведение исследовательских и конструкторских работ по тракторам, организован тракторный отдел. Этот день официально считается днем основания тракторного института НАТИ.

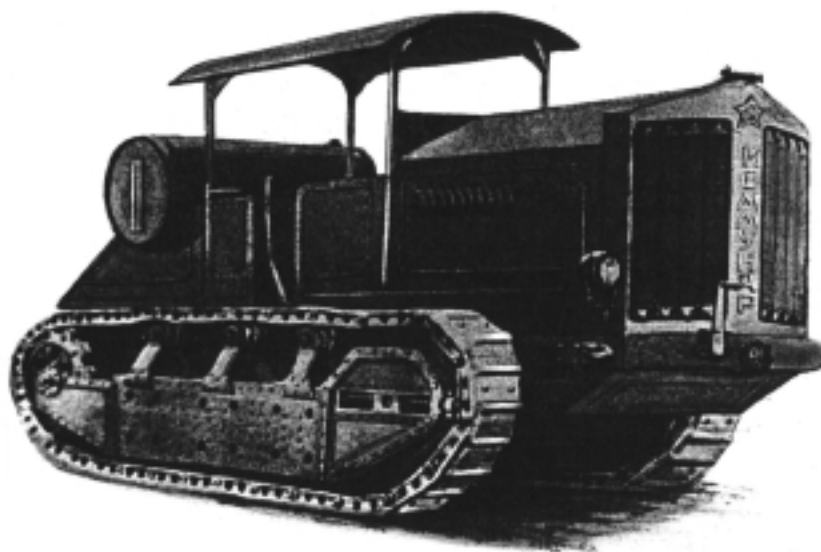


Рис. 1.5. Трактор “Коммунар” Харьковского паровозостроительного завода

В 1927 г. в селе Персиановке были проведены конкурсные испытания наилучших моделей пяти гусеничных и 22 колесных тракторов отечественного и зарубежного производства. Одним из технических руководителей испытаний был пионер отечественного тракторостроения, создатель отечественной школы испытателей Д. К. Карельских, впоследствии профессор, член-корреспондент Академии артил-

лерийских наук, организатор кафедры “Тракторы” в МАМИ, главном высшем учебном заведении по подготовке кадров тракторостроителей. По результатам испытаний были отобраны две модели колесных тракторов 15/30 и 10/20 фирмы Интернэшнл (США) и одна модель гусеничного трактора 50/60 фирмы Катерпиллер (США) для производства их на будущих тракторных заводах страны.

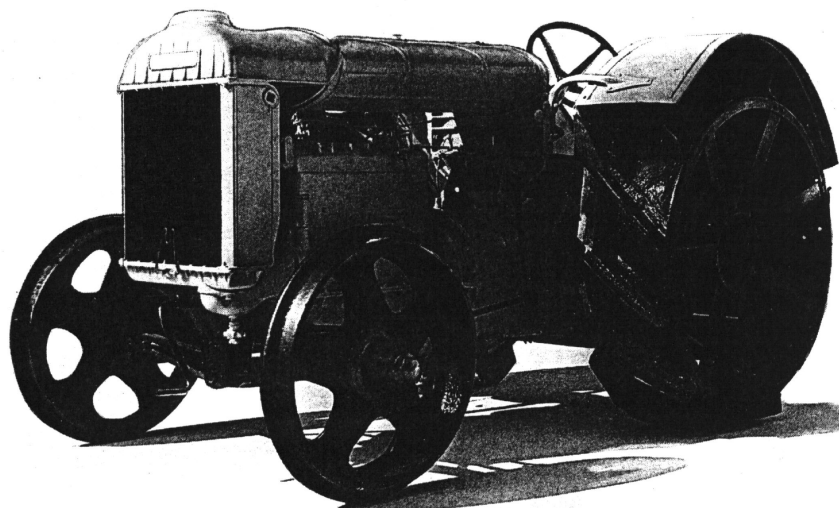


Рис. 1.6. Трактор “Фордзон-Путиловец”

К концу первого этапа в стране было около 26 000 колесных и около 900 гусеничных тракторов, подготовлены значительные кадры тракторостроителей, появился опыт создания и внедрения новых моделей тракторов, был заложен фундамент создания новой отрасли машиностроения - массового тракторостроения.

Второй этап развития отечественного тракторостроения (1930-1941 гг.) - становление отечественной тракторной промышленности.

В июне 1930 г. вступает в строй первенец массового отечественного тракторостроения - Сталинградский тракторный завод (СТЗ), начавший выпуск колесного трактора СТЗ-1 (аналога 15/30) с керосиновым карбюраторным четырехцилиндровым двигателем. В октябре 1931 г. подобный трактор марки СХТЗ начали выпускать на Харьковском тракторном заводе (рис. 1.7). Оба завода вышли на проектную мощность выпуска в 50 тыс. тракторов в год в невиданные тогда короткие сроки, что дало возможность уже в 1932 г. обеспечить потребности сельского хозяйства страны в тракторах и отказаться от их ввоза из-за границы.

В июне 1932 г. вступает в строй Челябинский тракторный завод (ЧТЗ) - первый завод массового гусеничного тракторостроения, начавший производство мощного гусеничного трактора С-60 (аналога

модели 50/60 американской фирмы Катерпиллер) с четырехцилиндровым двигателем (рис. 1.8.). Этот трактор нашел широкое применение не только в сельском хозяйстве, но и в промышленности и для нужд армии.

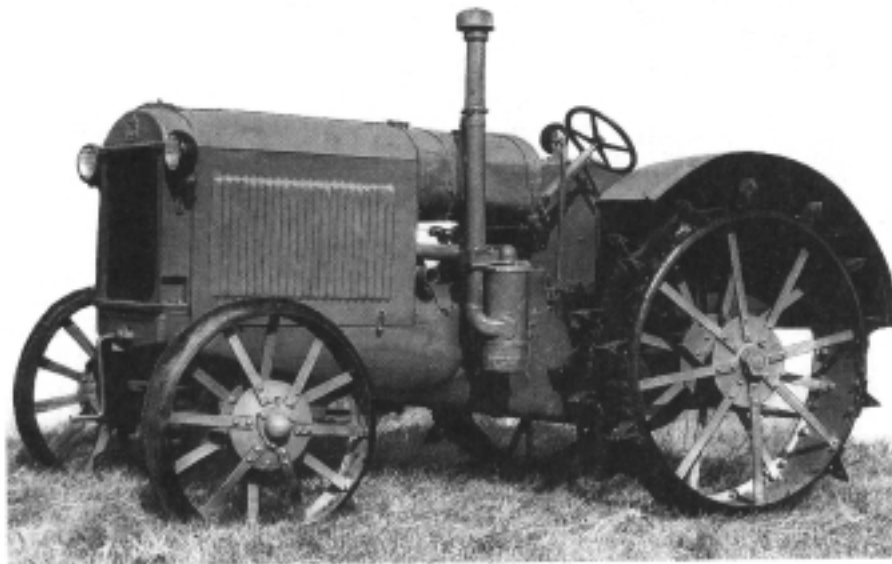


Рис. 1.7. Трактор СХТЗ

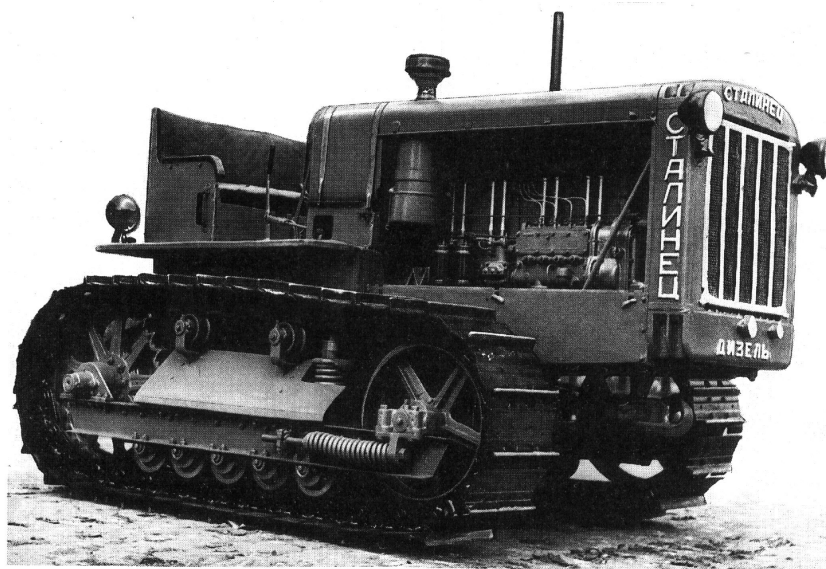


Рис. 1.8. Гусеничный трактор С-60

После реконструкции тракторного производства на заводе «Красный Путиловец» в 1934 г. начался выпуск специализированных пропашных колесных тракторов «Универсал-1» со сближенными передними колесами для обработки высокостебельных культур (хлоп-

чатника, подсолнечника, кукурузы) и “Универсал-2” с расставленными колесами для обработки свеклы и других низкостебельных культур (рис. 1.9). Их прототипом был трактор “Формол” фирмы Интернэшнл (США). Выпуском этих “Универсалов” в отечественном тракторостроении было открыто новое направление - производство пропашных тракторов.

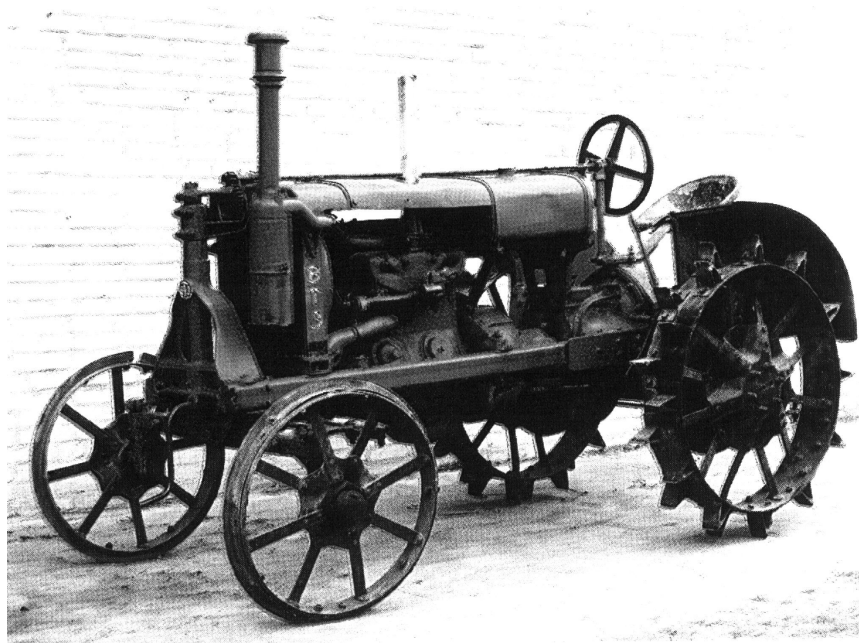


Рис. 1.9. Трактор “Универсал-2”

Таким образом, принятый вначале метод копирования наилучших образцов зарубежных конструкций и технологии их производства для отечественного тракторостроения полностью себя оправдал. В течение нескольких лет была создана мощнейшая высокотехническая тракторная промышленность, выпускавшая самые совершенные по тому времени модели тракторов и готовая создавать оригинальные отечественные конструкции высокого технического уровня.

Опыт эксплуатации колесных тракторов СХТЗ показал, что в условиях укрупнения пахотных площадей сельскохозяйственного производства и работе в разнообразных природно-климатических зонах страны, их производительность стала снижаться, а затраты на их эксплуатацию резко возрастать. Поэтому большинство специалистов аграрников-эксплуатационников и тракторостроителей сошлись во мнении о замене колесного трактора на гусеничный средней мощности, как наиболее перспективный для применения в сельскохозяйственном производстве той поры. Одновременно появилась возможность использования новой машины для нужд обороны страны. Работу по созданию гусеничного трактора целиком отечественной конст-

рукции возглавил научно-исследовательский тракторный институт НАТИ, который действовал совместно с объединенным конструкторским бюро заводов СТЗ и ХТЗ.

Были разработаны унифицированные модификации гусеничного трактора: сельскохозяйственная СХТЗ-НАТИ и транспортная СТЗ-5, которые уже с 1937 г. стали производиться на этих заводах вместо колесных тракторов. Базовый трактор СХТЗ-НАТИ (рис. 1.10) рамной конструкции имел четырехцилиндровый керосиновый карбюраторный двигатель мощностью 52 л.с. и балансирную подвеску, впервые в мире примененную на тракторе сельскохозяйственного назначения. Это был первый трактор массового производства целиком отечественной конструкции, не имевший аналогов за рубежом. Его разработка и быстрое внедрение в производство были крупным успехом отечественного тракторостроения, а правильный выбор его тягового класса способствовал массовому применению его в народном хозяйстве страны. Общая компоновка и балансирная подвеска оказались столь удачными, что нашли применение в последующих поколениях тракторов того же класса (ДТ-54, Т-74, ДТ-75, ДТ-175С, Т-150). За создание этого трактора руководитель работ - главный инженер НАТИ В. Я. Слонимский был удостоен Первой Государственной премии первой степени за 1939 г.

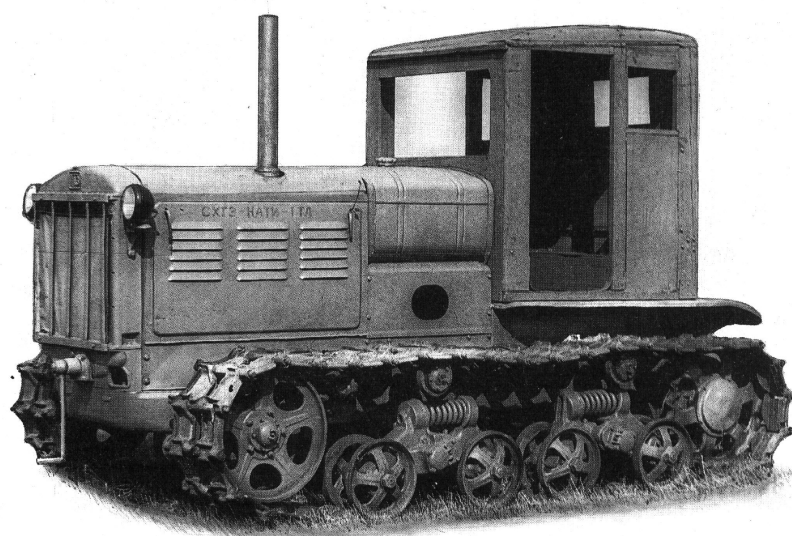


Рис. 1.10. Гусеничный трактор отечественной конструкции СХТЗ-НАТИ

В середине 30-х гг. в тракторном двигателестроении начались работы по созданию и внедрению тракторных дизелей и газогенераторных установок, позволяющих экономить жидкое топливо - лигрон и керосин в тракторных двигателях. НАТИ совместно с Челябинским тракторным заводом провели успешную модернизацию дизеля "Ка-

терпиллар", установленного в 1935 г. на опытный образец трактора С-60, и уже в июне 1937 г. ЧТЗ перешел на выпуск более мощного гусеничного трактора С-65 с первым отечественным дизелем мощностью 75 л.с.

Массовый выпуск первых отечественных дизелей и топливной аппаратуры к ним обусловил необходимость строительства специализированного завода по их выпуску в г. Уфе.

Одновременно НАТИ совместно с ЧТЗ и ХТЗ вели работы по созданию газогенераторных установок для гусеничных тракторах, предназначенных в основном для лесной промышленности. С 1938 г. начинается серийное производство газогенераторных тракторов на Челябинском (ЧТЗ СГ-65) и Харьковском (ХТЗ-Т2Г) заводах.

Ленинградский Кировский завод (бывший "Красный Путиловец"), наряду с выпуском пропашных тракторов "Универсал", с 1939 г. начал производство специальных гусеничных трелевочных тракторов КТ-12 с газогенераторной установкой и двигателем мощностью 45 л.с. для лесной промышленности. Главным конструктором этого трактора был известный танкостроитель Ж. Я. Котин, в связи с чем ходовая система этого гусеничного трактора с большими опорными катками сильно отличалась от обычных и во многом напоминала танковую.

Заканчивая обзор данного этапа развития отечественного тракторостроения, необходимо отметить исключительные темпы роста производства. Так, в 1936 г. страна заняла первое место в Европе по общему выпуску тракторов, в 1940 г. - первое место в мире по выпуску гусеничных тракторов, что составило 40% общего мирового их производства. Тракторный парк сельскохозяйственного назначения в стране увеличился с 27 тыс. в 1928 г. до 531 тыс. в 1940 г.

Вместе с тем, тракторная промышленность все большее начинает уделять внимание нуждам армии. На СТЗ начинается строительство новых цехов, а в первом полугодии 1941 г. завод выпускает первую партию средних танков Т-34. На ЧТЗ первый опытный образец танка КВ был собран в конце 1940 г.

Практически, начался **третий военный этап** отечественной тракторной промышленности (1941-1945 гг.).

На СТЗ наращивается выпуск танков при одновременном производстве тракторов СХТЗ-НАТИ и СТЗ-5, а с ноября 1941 г. и танковых дизелей В-2, но к середине осени 1941 г. выпуск тракторов СХТЗ-НАТИ прекращается. К концу 1941 г. СТЗ выпускает 42% всех танков страны и так до Сталинградской битвы, когда завод полностью переходит на ремонт боевой танковой техники.

На ЧТЗ, куда эвакуировалось танковое производство с Ленин-

градского Кировского завода, производство обычных тракторов было прекращено и он практически превратился в огромный комбинат по выпуску танков. Это был единственный завод в стране, выпускавший тяжелые танки KB и ИС, а также часть средних танков Т-34 и различные самоходные артиллерийские установки (САУ).

Тракторный парк сельскохозяйственного производства страны значительно сократился - гусеничные тракторы, в основном, были переданы армии, а старые колесные СХТЗ-1 были сильно изношены и требовали частых ремонтов. В самый тяжелый период битвы под Москвой, в ноябре 1941 г. было принято решение о строительстве Алтайского тракторного завода (АТЗ) в г. Рубцовске, на базе эвакуированного ХТЗ. Несмотря на сложности строительства и производства уже 24 августа 1942 г. был собран первый гусеничный трактор СХТЗ-НАТИ, получивший марку АСХТЗ-НАТИ, а в январе 1944 г. с конвейера сошел тысячный такой трактор.

В 1943 г. было принято решение о строительстве новых тракторных заводов в г. Липецке (ЛТЗ) и г. Владимире (ВТЗ) и о срочном восстановлении разрушенных войной СТЗ и ХТЗ. Восстанавливаясь, СТЗ начал работать как завод по ремонту боевой техники, затем по ее изготовлению, а с июня 1944 г. с конвейера сошел первый сельскохозяйственный трактор СХТЗ-НАТИ. ХТЗ также начал восстановление как ремонтный завод, но уже с начала 1945 г. стал производить тракторы СХТЗ-НАТИ.

В 1943 г. на АТЗ совместно с НАТИ начаты конструкторские и исследовательские работы по созданию новых дизельных тракторов на восстанавливаемых заводах.

Создание трактора для нового Липецкого завода шло параллельно с его строительством. Первые 25 гусеничных тракторов "Кировец К-35" с карбюраторными двигателями были изготовлены уже в 1944 г., а всего их было выпущено около 150. Первый опытный дизельный трактор КД-35 был собран в августе 1944 г., а серийный выпуск гусеничных дизельных тракторов мощностью 37 л.с. на Липецком заводе начался в 1947 г.

Владимирский тракторный завод начал строиться в 1943 г., а в 1944 г. уже изготовил 260 пропашных колесных тракторов "Универсал-1", а 24 апреля 1945 г., с его конвейера сошел 500-ый "Универсал".

Четвертый этап (1945-1949 гг.) - период восстановления и достижения предвоенного уровня отечественного тракторостроения. В невиданно короткие сроки не только были восстановлены все тракторные заводы, подвергшиеся разрушению, но и началась замена устаревших моделей тракторов на более современные. Так, в 1946 г. на

ЧТЗ происходит замена трактора С-65 на более мощный гусеничный трактор общего назначения С-80 мощностью двигателя 90 л.с. В 1949 г. прекращается производство СХТЗ-НАТИ на СТЗ и ХТЗ и выпускается дизельный трактор отечественной конструкции ДТ-54 мощностью двигателя 54 л.с. - наиболее популярный трактор 50-60 гг. (рис. 1.11).



Рис. 1.11. Гусеничный трактор ДТ-54

Расширяется номенклатура выпуска тракторов. На ВТЗ впервые в мировой практике разработаны две новые модификации пропашных тракторов "Универсал": У-3 - для междурядной обработки богарного хлопка и У-4 - для установки на нем хлопкоуборочных машин. Причем, на последней модификации впервые в нашей стране были применены колеса с пневматическими шинами низкого давления. На ЛТЗ наряду с трактором КД-35 в конце 1949 г. начался выпуск первого в мире пропашного гусеничного трактора КДП-35 (модификация КД-35) с увеличенными дорожным просветом и колеей и уменьшенной шириной гусениц (рис. 1.12).

В конце 1945 г. начинается строительство Минского тракторного завода и уже в конце 1948 г. с его конвейера начинают сходить трелевочные тракторы КТ-12, такие же, как на Ленинградском Кировском заводе. Одновременно конструкторы Кировского и Минского заводов начинают опытно-конструкторские работы по созданию новых трелевочных тракторов ТДТ-40 и ТДТ-60 с дизельными двигателями мощностью соответственно 40 и 60 л.с. К 1950 г. отечественная тракторная промышленность достигла довоенного выпуска тракторов.

Пятый этап (1950-1965 гг.) - интенсивного строительства и ввода в строй новых тракторных заводов и новых базовых моделей.

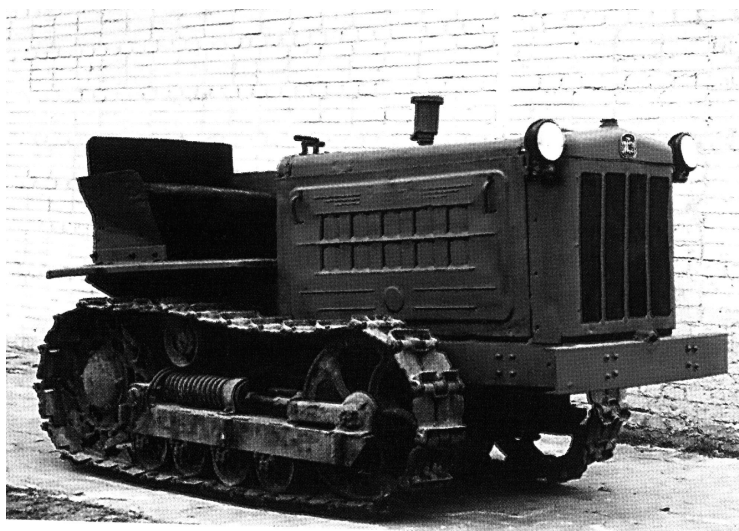


Рис. 1.12. Гусеничный легкий трактор КДП-35

В 1954 г. было налажено производство колесных универсально-пропашных тракторов Минского завода на Южном машиностроительном заводе (г. Днепропетровск): вначале МТЗ-2, а затем МТЗ-5Л/5М, МТЗ-5ЛС/5МС и ЮМЗ-6АКЛ/6АКМ.

На Харьковском тракторосборочном заводе (впоследствии Харьковский завод тракторных самоходных шасси) производятся самоходные шасси ДСШ-14, а затем ДВСШ-16 и Т-16/16М.

В 1956 г. вступил в строй Онежский тракторный завод, на котором начался выпуск гусеничных трелевочных тракторов ТДТ-40/40М мощностью 29/37 кВт (40/50 л.с.) и ТДТ-55 и лесохозяйственного ЛХТ-55 мощностью 45,6 кВт (62 л.с.), а затем тракторов ТБ-1/1М для бесчokerной трелевки.

На АТЗ наряду с сельскохозяйственными тракторами в 1957 г. налажено производство гусеничных трелевочных тракторов ТДТ-60 мощностью 80 кВт (110 л.с.), а в 1961 г. - ТДТ-75 мощностью 55 кВт (75 л.с.).

В 1956 г. была завершена дизелизация отечественных тракторов.

По выпуску тракторов Советский Союз в 1960 г. вышел на первое место в мире и сохранял его до 1987 г.

Развитие тракторной промышленности и превращение ее в самостоятельную мощную отрасль машиностроения сопровождалось углублением специализации и развитием специализированного производства основных агрегатов и систем тракторов.

По мере углубления специализации были построены и вступили в строй заводы по производству топливной аппаратуры: Ногинский (1949 г.), Харьковский (1951 г.), Ярославский (1962 г.).

Завершение разработки раздельно-агрегатных гидросистем по-

служило толчком к созданию специализированных заводов по их производству: Московского гидроагрегатов (1957-1958 гг.) - насосов и распределителей; Кировоградского и Винницкого гидроагрегатов (1958-1959 гг.) - насосы; Елецкого по производству гидроцилиндров (1957 г.); Мелитопольского по производству цилиндров и распределителей (конец 50 -х гг.).

Специализированное производство двигателей начало развиваться после завершения дизелизации в отечественном тракторостроении в 1956 г. Возникла подотрасль двигателестроения: Минский моторный (1962 г.), Харьковские "Серп и молот" (1962 г.) и тракторных двигателей (1969 г.), Алтайский моторный (1966 г.), Волгоградский моторный (1986 г.).

С 1960 г. на тракторосборочном заводе в Узбекистане (впоследствии Ташкентский тракторный завод) начинается выпуск в кооперации с ВТЗ хлопководческих тракторов Т-28Х3 и Т-28Х4 соответственно мощностью 40 и 50 л.с.

В 1962 г. вступил в строй Кишиневский тракторный завод, на котором начался выпуск гусеничных специализированных пропашных тракторов Т-50В и виноградниковых Т-54В, а с 1969 г. - свекловодческих Т-54С. Тракторы Т-54В и Т-54С имели высокий уровень унификации с колесными тракторами семейства "Беларусь".

В 1963 г. Ленинградском Кировском заводе начался выпуск впервые в истории отечественного тракторостроения сельскохозяйственных тракторов со всеми ведущими колесами одинакового размера К-700 с двигателем мощностью 154 кВт (203 л.с.). В настоящее время выпускаются тракторы третьего поколения "Кировец" мощностью 350 л.с. (К-744).

В период после 1965 г. начали развиваться специализированные производства: узлов и деталей двигателей (поршневых колец, поршней и других деталей поршневой группы, радиаторов и др.), шестерен, элементов ходовых систем (звеньев гусениц, катков), тракторных сидений.

В 1968 г. Павлодарский тракторный завод (ПТЗ) в Казахстане начал выпуск гусеничных пахотных тракторов ДТ-75М мощностью 66 кВт (90 л.с.) конструкции Волгоградского тракторного завода (ВгТЗ).

Наряду с развитием производства сельскохозяйственных тракторов, шло строительство заводов по производству промышленных, лесопромышленных и лесохозяйственных тракторов.

Производство колесных трелевочных модификаций сельскохозяйственных тракторов Т-157 начато в 1974 г. на ХТЗ.

В 1975 г. начался важный этап в развитии производства отечест-

венных промышленных тракторов. Было освоено производство гусеничных промышленных тракторов Т-330 (мощностью 330 л.с.) на новом Чебоксарском заводе промышленных тракторов (ЧЗПТ).

Наиболее крупным производителем специализированных промышленных тракторов оставался ЧТЗ, на котором были выпущены и продолжают выпускаться несколько поколений промышленных тракторов С-60/65; С-80; Т-100/100М; Т-130/130М; Т-170; ДЭТ-250/250М.

С 1958 г. по 1980 г. промышленные тракторы общего назначения (Т-140, а затем Т-180Г) мощностью 129 кВт (175 л.с.) и трубоукладчики (Д-804М) мощностью 129 кВт (175 л.с.) выпускал Брянский автомобильный завод (БАЗ).

Широкое развитие получили научно-исследовательские и конструкторские организации, конструкторские бюро заводов, ВТУЗы, которые в содружестве с промышленностью вели исследовательские и опытно-конструкторские работы в области тракторного и сельскохозяйственного машиностроения.

В табл. 1.1 приведены основные этапы развития конструкций тракторов, их основных механизмов, агрегатов и систем.

В течение многих лет НАТИ выполнял и продолжает выполнять функции головного института тракторостроения. Принимает непосредственное участие в поисковых исследованиях и создании опытных образцов тракторов нового поколения, в совершенствовании агрегатов двигателей, трансмиссий, ходовых систем, гидроагрегатов, а также в проведении работ по улучшению безопасности и условий труда тракториста.

НАТИ является ведущей организацией в отрасли по стандартизации, а также сертификации новых моделей тракторов и их агрегатов.

1.2. Классификация тракторов

Тракторы классифицируют по следующим основным признакам.

1. По области применения - сельскохозяйственные; промышленные; лесопромышленные; лесохозяйственные.

2. По назначению и специализации – следующие типы.

Сельскохозяйственные тракторы. *Общего назначения* - энергоемкие работы в сельскохозяйственном производстве (пахота, культивация, посев и др.), исключая обработку пропашных культур и их уборку.

Универсальные - работы общего назначения, а также работы по возделыванию и уборке пропашных культур.

1.1. Основные этапы развития конструкций тракторов, их механизмов, систем и агрегатов

Год внедрения	Конструкция	Модель	Фирма или завод-изготовитель
1896	Трактор Первый гусеничный трактор для выполнения сельскохозяйственных работ	Ф. А. Блинова (опытный образец)	
1912	Гусеничный общего назначения	“Холт”	Холт (США)
(1937)		С-60	ЧТЗ
1917	Колесный классической компоновки	“Фордзон”	Форд (США)
(1923)		“Фордзон-Путиловец”	“Красный Путиловец” (г. Ленинград)
1925	Колесный пропашной трактор с увеличенным агротехническим просветом и регулируемой колеей:	“Формол”	Интернэшнл Харвестер (США)
(1934)	для высокостебельных культур со сближенными колесами;	“Универсал-1”	“Красный Путиловец”
(1934)	для низкостебельных культур с расставленными колесами	“Универсал-2”	То же
1937	Гусеничный сельскохозяйственный массового применения	СХТЗ-НАТИ	ХТЗ, СТЗ
1939	Гусеничный трелевочный	КТ-12	“Ленинградский Кировский завод”
1944	Специализированный хлопководческий: для междурядной обработки для хлопкоуборочной машины	“Универсал У-3” “Универсал У-4”	ВТЗ То же
1946-55	Первый типаж отечественных тракторов		НАТИ совместно с заводами отрасли
1949	Гусеничный пропашной	КДП-35	ЛТЗ
1950	Автомобильной компоновки	“Унимог”	Даймлер-Бенц (Германия)
1951	Тракторное самоходное шасси	AG-1305	Ланц Альдог (Германия)
(1956)		ДСШ-14	ХЗТСШ
1954	Универсально-пропашной колесный массового производства	МТЗ-2	ЮМЗ, МТЗ
1954-56	Первая система машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства на 1956-65 годы		Отраслевые институты
1962	Сельскохозяйственный трактор со всеми ведущими колесами	“Интернэшнл 4300”	Интернэшнл Харвестер Со (США)
1963)		К-700	“Ленинградский Кировский завод”
1962	Интегральный трактор	Т-5	ЛТЗ

Продолжение табл. 1.1

Год внедрения	Конструкция	Модель	Фирма или завод-изготовитель	
(1972)	Несущее самоходное шасси Мобильное энергетическое средство	“Интрак-2000”	Дойтц (Германия)	
(1973)		“МБ-ТРАК”	Даймлер-Бенц (Германия)	
1977		“Политрак 150”	Альбаре (Франция)	
1976-83		МЭС на базе МТЗ-142	НАТИ, МТЗ	
		МЭС на базе Т-150К	НАТИ, ХТЗ	
1983		Универсальное энергетическое средство	“МЭКС Мобиль 8300”	Штейер, Петтингер (Австрия)
(1986)			УЭС-06	ВИСХОМ, ХЗТСШ
1985	Трактор со свободным обзором	365ГТА	Фендт (Германия)	
	<u>Двигатель</u>			
1880-90	Карбюраторный двигатель Отто (изобретение)	Ф. А. Блинова	Форд (США)	
1896	Паровой двигатель			
1920	Карбюраторный двигатель			
(1924)		Колесный “Фордзон” Гусеничный ВД-50	Гономаг (Германия)	
1897	Дизельный двигатель Дизеля (изобретение)	“Фордзон Путиловец”	“Красный Путиловец”	
1911	Нефтяной двигатель Я. В. Мамина	“Универсал”, “Посредник”, “Прогресс”	Балаковский завод	
1923	Дизель	“Дойтц”	Дойтц	
1937	Отечественный дизель	Гусеничный С-65	ЧТЗ	
1938	Газогенераторная установка	Гусеничный СГ-65	ЧТЗ	
(1939)		Трелевочный КТ-12	ЛКЗ	
1949	Двигатель на сжиженном и на природном газе	“М. М Стандарт ЛП”	Миннсаполисмолин (США)	
1955	Турбонаддув дизелей	Гусеничный Д-9	Катерпиллер (США)	
1961	Газовая турбина Т-62Т	НТ-340	Интернэшнл Харвестер	
1989	Двигатель постоянной мощности	Д-440	Алтайский моторный завод	
	<u>Трансмиссия</u>			
1928	Реверсивная на тракторе	Гроссбульдог	Ланц (Германия)	
1948	Гидродинамическая	Гусеничный промышленный НД-19	“Аллис-Чалмерс” (США)	

Продолжение табл. 1.1

Год внедрения	Конструкция	Модель	Фирма или завод-изготовитель
1955 (1959)	Гидрообъемная на сельскохозяйственном тракторе	“Фордзон-Мэйджер”	Национальный институт сельскохозяйственной техники (Великобритания) НАТИ, ЛТЗ
1957	Синхронизированная	Класса 0,9 (опытный образец) “Унимог”	Даймлер-Бенц
1958-60	Гидродинамическая на сельскохозяйственном тракторе		Кейс, Оливер, Шепард (США)
1958	Гидрообъемная на промышленном тракторе	ВВ-90 “Боффлоу”	Бегиол (Великобритания) Камберсон (Великобритания)
1959 (1963)	Коробка передач с переключением без разрыва потока мощности	“Форд-881” К-700	Форд ЛКЗ
1960-64	Гидрообъемный ходоуменьшитель	“Беларусь”	МТЗ, Херсонский комбайновый завод
1961	Электрическая на промышленном тракторе	ДЭТ-250	ЧТЗ
1997	Двухпоточная гидромеханическая на сельскохозяйственном тракторе	“Фаворит 926”	Фенд (Германия)
1896	<u>Ходовая система</u> Гусеничный движитель	Ф. А. Блинова (опытный образец)	
1911	Металлические колеса с зацепами	“Универсал”, “Посредник”, “Прогресс”	Балаковский завод
1922	Все ведущие колеса	“Роджерс 4ВД”	Роджерс
1929	Пневматические шины	“Бульдог”	Ланц (Германия)
(1959) 1937	Балансирная подвеска	МТЗ-7 СХТЗ-НАТИ	МТЗ СТЗ, ХТЗ
1979 (1991)	Треугольный гусеничный обвод на промышленном тракторе Треугольный гусеничный обвод на сельскохозяйственном тракторе	D-10 НАТИ-91	Катерпиллер (США) НАТИ
1980-85	Гусеницы с резинометаллическими шарнирами	T-150 ДТ-75С	ХТЗ ВгТЗ
1986 (1991)	Резино-армированные гусеницы	“Челенджер-65” НАТИ-91	Катерпиллер НАТИ

Продолжение табл. 1.1

Год внедрения	Конструкция	Модель	Фирма или завод-изготовитель
1912	<u>Рабочее оборудование</u> Шкив отбора мощности	“Русский трактор” Я. В. Мамина	
1920 (1930)	Вал отбора мощности (ВОМ) на сельскохозяйственном тракторе	15-30 СХТЗ 15/30	Интернэшнл Харвестер (США) СТЗ, ХТЗ
1931	Независимый ВОМ на сельскохозяйственном тракторе	“Бредли Г.П.”	Бредли
1938 (1951)	Гидроподъемник	“Форд” “Универсал-2”	Форд (США) ВТЗ
1940 (1957)	Трехточечное навесное устройство, гидроуправление орудиями	“Форд Фергюсон 9N” ДТ-24 МТЗ-5К ДТ-54А	Форд энд Фергюсон ВТЗ МТЗ АТЗ, ВгТЗ
1950	Гидроуправляемый фронтальный погрузчик	“Ганомаг” “Дж. Дир-70”	Ганомаг Дир энд Ко
1962 (1975)	Гидравлический ВОМ	“Дж. Дир 3010”, “Дж. Дир 4010” Т-70С/Т-70А	Дир энд Ко КТЗ
1978	Электронно-гидравлическая система регулирования навески фирмы БОШ	“М. Ф. 7680”	Мэсси-Фергюсон (Великобритания)
1980	Переднее навесное устройство и передний ВОМ на сельскохозяйственных тракторах	Серии: “ХТ” 55 и 85 2000	Рено (Франция) Интернэшнл Мэсси Фергюсон
1937	<u>Кабины и условия труда</u> Кабина закрытого типа	СХТЗ-НАТИ	СТЗ, ХТЗ
1966-72	Защитная кабина, изолированная от остова, с поддресоренным регулируемым сиденьем, звукоизоляцией, регулированием микроклимата		Ведущие зарубежные фирмы
1980-81	Комфортабельная кабина: звукоизоляция, улучшенная обзорность и освещенность фронта работ, удобство управления и посадки (регулируемая спинка сиденья), система распределения холодного и теплого воздуха	Сельскохозяйственные серий: 40, 90, 2000, ТХ	Дир энд Ко Дэвид Браун (Великобритания) Мэсси Фергюсон Рено
1990-91	Кабина типа "Люкс". Уровень шума 72...78 дБ(А); фильтрация воздуха; кондиционер - стандартное оборудование"; сиденье "Люкс" с подголовником и пневмоподвеской; панорамное переднее стекло	Сельскохозяйственные серий: “Магnum”, 40, “Фаворит”	Кейс-Интернэшнл Форд Мотор Ко Фендт

Продолжение табл. 1.1

Год внедрения	Конструкция	Модель	Фирма или завод-изготовитель
	<u>Средства автоматизации, управления и контроля за системами трактора и МТА</u>		
1970 (1986)	Радиоуправляемый трактор промышленного назначения	D-455 T-25.01	Комацу (Япония) ЧЗПТ, НАТИ
1971	Система автоматического вождения сельскохозяйственного трактора с помощью копера	K-700 T-4A DT-75M	ЛКЗ АТЗ ВгТЗ
1978-80 (1987)	Система автоматического контроля и аварийной защиты систем сельскохозяйственного трактора	Серий 30 и 40 DT-75M	Дир энд Ко ВгТЗ
1982-84	Система полуавтоматического вождения широкозахватных агрегатов		АГ НАВ (США)
1983	Радарный датчик скорости (определение производительности трактора и буксования движителя) с монитором		Дики Джон (США)
1987-89	Радионавигационная система автоматического вождения	MT3-80 (опытные образцы)	MT3, НАТИ
1989	Электронное регулирование подачи топлива	“Формула 115”	Ломбаргини (Италия)
1991	Автоматический выбор режимов работы трактора и МТА: Система “АСЕТ” Система “Информат Цельс”	Серия “Некра” Серия 80	Рено (Франция) Штейер (Австрия)

Универсально-пропашные - посев, уход и уборка пропашных культур, ограниченное использование на первичной обработке почвы.

Специализированные по видам культур и производственных условий - хлопководческие, виноградарские, свекловодческие, рисо-водческие, чаеводческие, табаководческие, хмелеводческие, семеноводческие, садоводческие, овощеводческие, тепличные, животноводческие, горные, малогабаритные и мотоблоки.

Самоходные шасси - особый тип универсально-пропашного трактора с передней рамой для навески машин и орудий.

Промышленные тракторы. *Общего назначения* - землеройные работы в агрегате с бульдозером и рыхлителем.

Болотоходные - землеройные и мелиоративные работы на грунтах с низкой несущей способностью.

Специализированные по видам работ и производственных усло-

вий:

п о г р у з ч и к и - погрузочные, землеройные и землеройно-транспортные работы;

т р у б о у к л а д ч и к и - механизация работ по монтажу и укладке магистральных трубопроводов;

п о д з е м н ы е - работы в стесненных условиях горных разработок (в шахтах, на строительстве тоннелей);

з е м н о в о д н ы е и п о д в о д н ы е - землеройные работы на глубине 6...7 м в портах, в акваториях рек, добыча полезных ископаемых на континентальном шельфе морей и океанов на глубине до нескольких десятков метров;

м а л о г а б а р и т н ы е - малообъемные землеройно-очистительные работы в стесненных условиях.

Лесопромышленные тракторы. *Трелевочные* - заготовка, сбор и транспортирование леса в полупогруженном состоянии.

Болотоходные - лесозаготовка на грунтах с низкой несущей способностью.

Плавающие - работы на лесосплаве в акватории рек и прибрежной зоне.

Лесохозяйственные тракторы. *Общего назначения* - лесовосстановительные работы, трелевка древесины при рубках ухода.

Болотоходные - работа на грунтах с низкой несущей способностью.

3. По типу ходовой системы - колесные и гусеничные.

Колесные подразделяются по "колесной формуле", отражающей общее число колес, число ведущих колес и их размеры. Так, "классический" четырехколесный трактор с передними управляемыми колесами меньшего диаметра и задними ведущими большего диаметра - имеет формулу 4К2. Если при тех же данных и передние колеса ведущие, но меньшего диаметра, то колесная формула трактора 4К4а, где видно, что все колеса - ведущие, а буква "а" - указывает на меньший диаметр передних ведущих колес. Тракторы со всеми четырьмя ведущими колесами одного диаметра имеют колесную формулу 4К4б, где буква "б" указывает на равенство диаметров передних и задних колес. Встречаются тракторы с большим числом ведущих колес, особенно среди лесотехнических и лесохозяйственных (6К6, 8К8).

Кроме того, тракторы бывают полугусеничные и колесно-гусеничные. В первом случае два движителя (колесный передний управляемый и гусеничный задний ведущий), а во втором - используется только один из движителей в зависимости от условий работы.

4. По типу компоновки тракторы подразделяют на тракторы традиционной (классической) и нетрадиционной компоновки (см. гл.

10).

5. По номинальному тяговому усилию сельскохозяйственные и лесохозяйственные тракторы делят на десять тяговых классов, а промышленные тракторы - на восемь (табл. 1.2 и 1.3).

1.2. Тяговые классы сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов

Тяговый класс	Номинальное тяговое усилие, кН	Тяговый класс	Номинальное тяговое усилие, кН
0,2	От 1,8 до 5,4	3	Св. 27 до 36
0,6	Св. 5,4 до 8,1	4	Св. 36 до 45
0,9	Св. 8,1 до 12,6	5	Св. 45 до 54
1,4	Св. 12,6 до 18	6	Св. 54 до 72
2	Св. 18 до 27	8	Св. 72 до 108

1.3. Тяговые классы промышленных тракторов

Тяговый класс	Конструкционная масса, т	Тяговый класс	Конструкционная масса, т
2	От 4 до 6	25	Св. 25 до 35
6	Св. 6 до 10	35	Св. 35 до 50
10	Св. 10 до 15	50	Св. 50 до 70
15	Св. 15 до 25	75	Св. 70 до 90

Под номинальным тяговым усилием сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов принимается усилие, которое они развивают на стерне средней плотности и при нормальной влажности почвы (от 8 до 18%) в зоне максимального значения тягового КПД при эксплуатационной массе, предусмотренной технической характеристикой (для колесных тракторов с балластным грузом) при предельных значениях буксования: 18% для тракторов 4К2 и 3К2; 16% для 4К4; и 5% для гусеничных тракторов.

Номинальным тяговым усилием промышленного трактора считается наибольшее тяговое усилие, которое он может реализовать на плотном сухом грунте. Так как эта величина взаимосвязана с конструкционной массой трактора, то тяговый класс промышленных тракторов иногда определяют по ее диапазону (см. табл. 1.3).

В зарубежной практике, в соответствии со стандартом Международной организации по стандартизации (ИСО), применяют классификацию сельскохозяйственных тракторов по категориям мощности, измеренной на валу отбора мощности (ВОМ) трактора при номинальной частоте вращения двигателя (табл. 1.4).

Классификации по тяговому усилию (Россия, страны СНГ) и по категориям мощности (ИСО) могут быть соотнесены друг с другом, если принять одинаковыми агротехнические и энергетические ограничения по величине рабочих скоростей МТА на энергоемких опера-

циях (табл. 1.5).

1.4. Категории мощности колесных сельскохозяйственных тракторов по ИСО

Категория по мощности двигателя	I	II	III	IV
Значение мощности на ВОМ, измеренной по стандарту ИСО, кВт	До 48	До 92	80...185	150...350

1.5. Соотношение между классификациями колесных сельскохозяйственных тракторов по тяговым классам и категориям мощности

Тяговый класс трактора	Ниже 0,6	0,6; 0,9	0,9; 1,4; 2	2; 3; 4	5; 6; 8
Категория трактора по мощности двигателя по ИСО		I	II	III	IV

Перспективы расширяющегося применения сельскохозяйственных тракторов в качестве мобильного энергетического средства лучше отражает классификация по двум параметрам - тяговому усилию и мощности двигателя.

1.3. Основные механизмы и системы трактора

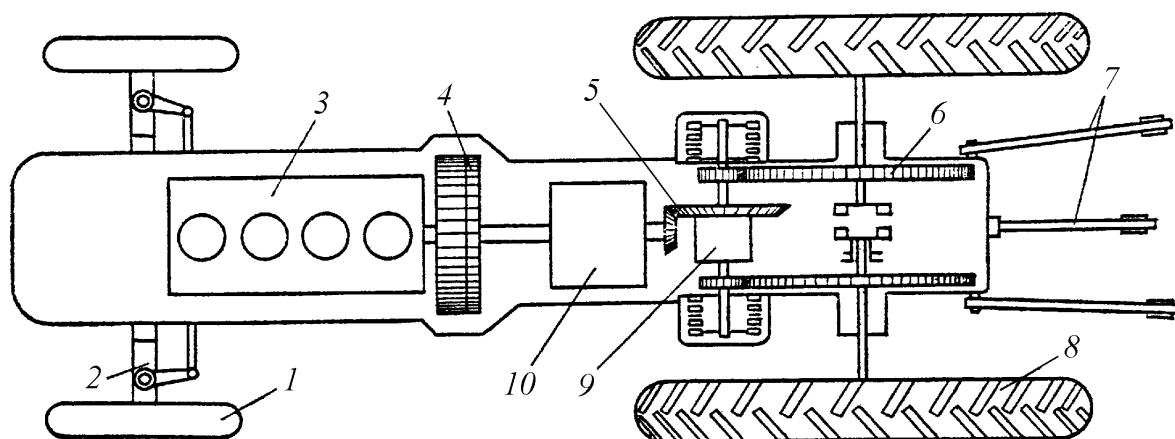
Трактор представляет собой сложный комплекс механизмов и систем, выполняющих определенные функции, которые принято подразделять на следующие основные группы: двигатель, трансмиссия, ходовая система, остов трактора, механизмы управления движением трактора, кабина, система электрооборудования, рабочее и вспомогательное оборудование, навесная гидравлическая система трактора.

Двигатель является источником энергии для выполнения трактором функции мобильного энергетического средства. Двигатель, установленный на тракторе, вместе с обслуживающими его работу устройствами, образует силовую установку.

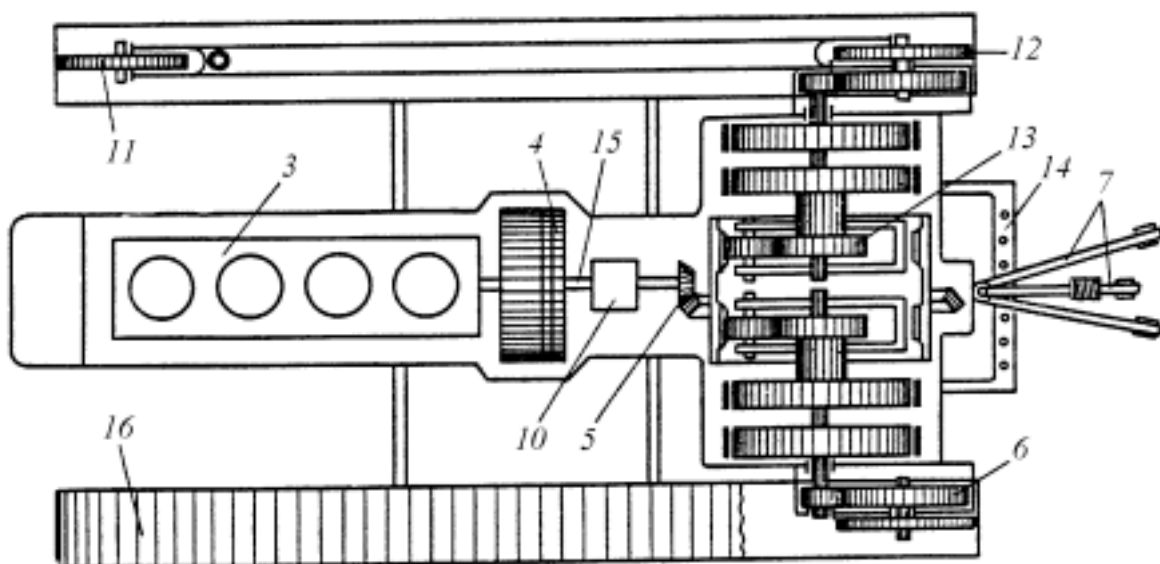
На современных тракторах наибольшее распространение получили дизели. Бензиновые двигатели используют на средствах малой механизации и на старых моделях тракторов в качестве пусковых двигателей мощных дизелей.

Трансмиссия служит для передачи крутящего момента двигателя на ведущие колеса и к зависимым валам отбора мощности (ВОМ), его изменения, изменения направления и частоты вращения ведущих колес, для плавного трогания с места и остановки трактора. Она, в основном, объединяет последовательно располагаемые агрегаты – сцепление 4, коробку передач 10 (КП), центральную (главную) передачу 5,

дифференциал 9 у колесного трактора (рис. 1.13,а), конечные передачи. В трансмиссии гусеничного трактора (рис. 1.13,б) вместо дифференциала установлены механизмы поворота 13. В зависимости от назначения и условий работы трактора, в трансмиссию могут быть включены дополнительные агрегаты, служащие для изменения передаточного числа: увеличитель крутящего момента и ходоуменьшитель, а также раздаточная коробка в тракторах 4К4.



а)



б)

Рис. 1.13. Основные агрегаты и узлы трактора:

а - колесного; б - гусеничного; 1 - управляемое колесо; 2 - передний мост; 3 - двигатель; 4 - сцепление; 5 - центральная передача; 6 - конечная передача; 7 - механизм навески; 8 - ведущее колесо; 9 - дифференциал; 10 - коробка передач; 11 - направляющее колесо; 12 - ведущее колесо (звездочка); 13 - планетарный механизм поворота; 14 - прицепное устройство; 15 - промежуточное соединение; 16 - гусеничная цепь

Цепление 4 служит для кратковременного разъединения вала двигателя и первичного вала КП, что необходимо для безударного переключения передач, кратковременных остановок трактора, плавного трогания его с места, а также для управления зависимым ВОМ.

Коробка передач 10 служит для изменения передаточного числа трансмиссии, с целью изменения скорости движения и развиваемого трактором тягового усилия, осуществления движения задним ходом для выполнения трактором стационарных работ и отсоединения трансмиссии от работающего двигателя при длительных остановках.

Трактор работает в условиях переменных нагрузок на крюке при тяге орудий или при толкании передненавешенного орудия (например, бульдозерного отвала).

Характер колебаний внешней нагрузки зависит от типа орудия, состава и рельефа почвы или грунта, скорости движения. Частично нагрузки могут преодолеваются за счет динамических качеств двигателя. Однако при исчерпании запаса крутящего момента для предотвращения заглохания двигателя и остановки трактора необходимо переходить на пониженную передачу, т.е. менять передаточное число между валом двигателя и ведущими колесами.

На большинстве современных сельскохозяйственных тракторов получили распространение механические многоступенчатые КП с числом передач переднего хода до 18-36 и более. На промышленных и лесопромышленных тракторах, отличающихся большей динамичностью нагрузок, чем сельскохозяйственные, широко используют гидродинамические передачи в сочетании с механическими ступенчатыми КП.

Центральная передача 5 служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии, а также у большинства тракторов - для передачи крутящего момента на валы, расположенные в их поперечной плоскости. Она выполняется обычно конической или цилиндрической зубчатой парой постоянного зацепления.

Конечная передача 6 служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии, а в некоторых случаях - для обеспечения необходимого дорожного просвета трактора. Она состоит обычно из пары зубчатых колес постоянного зацепления.

Ходовая система трактора служит для преобразования вращательного движения ведущих колес в поступательное движение трактора, для передачи веса трактора на опорную поверхность, а также для поддержания его остова. Она состоит из движителя (колесного или гусеничного), выполняющего первые две функции и подвески - устройства соединяющего движитель с остовом трактора.

Остов трактора является основой для установки агрегатов

трактора. Он выполняется в виде рамы, ее частей или литых конструкций.

Механизмы управления движением трактора, воздействуя на ходовую систему, поддерживают или изменяют направление движения трактора, останавливают и удерживают его в неподвижном состоянии на склонах.

У колесных тракторов к ним относят рулевое управление, устанавливающее необходимое положение управляемых колес или полурам остова с неповоротными ведущими колесами, и тормоза. Соотношение частот вращения разносторонних ведущих колес при повороте, исключаящее их взаимное проскальзывание, обеспечивается дифференциалом. У гусеничных тракторов поворот осуществляется специальными механизмами поворота, изменяющими соотношение скоростей движения разнобортных гусениц. Тормоза являются их составной частью.

Кабина трактора вместе с рабочим местом служит для защиты от травм при опрокидывании трактора, падающих и проникающих предметов, от неблагоприятных природно-климатических условий, вибраций и шума двигателя, обеспечивая более производительные и комфортные условия работы тракториста.

Система электрооборудования включает источники электроэнергии (электрогенераторы, аккумуляторы) и его потребители - устройства для пуска двигателя, приборы внутреннего и внешнего освещения, звуковые сигналы, очистители стекол, контрольные приборы, электронное оборудование и т.п.

Рабочее и вспомогательное оборудование служит в основном для выполнения трактором работ с использованием тяги на крюке, передачи части мощности его двигателя для привода рабочих органов буксируемых машин-орудий, или всей мощности двигателя для стационарной работы МТА. При этом *под рабочим оборудованием* обычно подразумевают агрегаты постоянно установленные на тракторе - буксирные устройства, различные ВОМ, а *под вспомогательным оборудованием* - агрегаты, дополнительно устанавливаемые на тракторе для выполнения отдельных работ, - приводные шкивы, пневмоприводы к тормозным механизмам прицепа и т.п.

Гидравлическая навесная система - самостоятельная часть рабочего оборудования трактора, позволяющая более рационально размещать разнообразные машины-орудия непосредственно на тракторе и управлять ими с рабочего места тракториста. Она состоит из подъемного устройства (механизма навески) и гидравлической системы (гидравлических механизмов), позволяющей автоматизировать регулирование технологического процесса работы МТА.

1.4. Типаж тракторов и принципы его рационального построения

Разработка типажа в середине 40-х г. была обусловлена необходимостью систематизировать работы по созданию разнообразных типов и моделей тракторов для их рационального применения в народном хозяйстве страны.

Типаж тракторов - технически и экономически обоснованная совокупность типоразмеров и моделей тракторов, предназначенная для удовлетворения потребностей в них народного хозяйства страны.

Типаж состоит из отдельных классов.

Классом называется совокупность типоразмеров и моделей тракторов, имеющих одинаковые основные классификационные параметры.

Типоразмер трактора - трактор определенного назначения, типа, тягового класса и мощности, например, гусеничный сельскохозяйственный трактор общего назначения класса 3 мощностью 150 л.с.

Модель трактора - конкретное конструктивное исполнение трактора данного типоразмера.

Базовая модель - наиболее распространенная модель трактора в данном тяговом классе, имеющая модификации. Их в классе обычно не менее 2-х: одна в производстве и эксплуатации, а другая - в эксплуатации, но снятая с производства.

Модификация - трактор специализированный по назначению или сфере применения, являющийся производным от базовой модели и унифицированный с нею по ряду основных агрегатов и узлов.

В период подготовки первого типажа отечественных тракторов значительное место было уделено выбору основного наиболее стабильного классификационного параметра класса. Тщательно были проанализированы различные параметры, характеризующие тяговые качества сельскохозяйственного трактора, как наиболее распространенного в те времена - мощность двигателя, тяговая мощность, число корпусов плуга, с которым он может работать и непосредственно тяговое усилие на его крюке.

Опыт эксплуатации показал, что все эти показатели кроме последнего, весьма нестабильны и зависят в основном от скорости движения МТА, типа движителя и почвенных условий. Наиболее стабильным показателем оказалось тяговое усилие трактора, определяющее возможность его агрегатирования с различными машинами-орудиями, имеющими близкие тяговые сопротивления. Это и определило выбор основного классификационного показателя класса типажа - номинальное тяговое усилие, определение которого дано ранее.

В основу построения типажа были положены три основных принципа.

1) экономическая оптимальность числа и набора типоразмеров, реализуемых в виде моделей тракторов. Чем меньше типоразмеров, тем больше в среднем может быть масштаб производства каждого из них, т.е. ниже себестоимость. Однако если их число слишком ограничено, то приходится использовать вместо оптимального слишком большой или слишком маленький трактор, что неэкономично и непроизводительно;

2) номинальное тяговое усилие и скорости трактора в каждом классе беспечивают максимальную производительность МТА.

3) диапазон тяговых усилий трактора в каждом классе обеспечивает перекрытие тяг смежных классов тягами крайних рабочих передач. Последний принцип гарантирует высокую производительность работы МТА для любого значения их тяговых сопротивлений в диапазоне тяговых классов типажа.

Первый типаж тракторов, главными разработчиками которого были известные ученые НАТИ, профессора И. И. Трепененков и Д. А. Чудаков, был принят в 1946 г.

Этот типаж имел шесть тяговых классов: 0,6; 0,9; 1,4; 2; 3 и 6 (9), где последний класс 6 относился к сельскохозяйственному трактору, а 9 - к промышленному, хотя оба обозначения принадлежали одной модели гусеничного трактора. Отличие состояло в том, что основная скорость сельскохозяйственного трактора была 1 м/с (3,6 км/ч), а промышленного - 0,6 м/с (2,2 км/ч). В первых трех классах движитель был колесный, а в остальных - гусеничный. В каждом классе оговаривались мощность двигателя и диапазон скоростей трактора.

После реализации этого типажа к 1955 г. в дальнейшем периодически пересматривались основные параметры типажа - количество тяговых классов, мощность двигателей в них, рабочие скорости, базовое число моделей их модификаций. С 1961 г. типаж разрабатывался на пятилетний, а затем на десятилетний периоды.

Действующие в настоящее время 16 тяговых классов приведены в ранее рассмотренных табл. 1.2 и 1.3, а полные типажи отечественных тракторов, построенные в координатах мощность двигателя - тяговый класс, приведены на рис. 1.14 и 1.15.

Необходимо отметить, что если раньше типаж выполнял плановые функции, обязательные для заводов-изготовителей, то при переходе к рыночной экономике он имеет только рекомендательный характер.

Разработки перспективных типажей отечественных тракторов

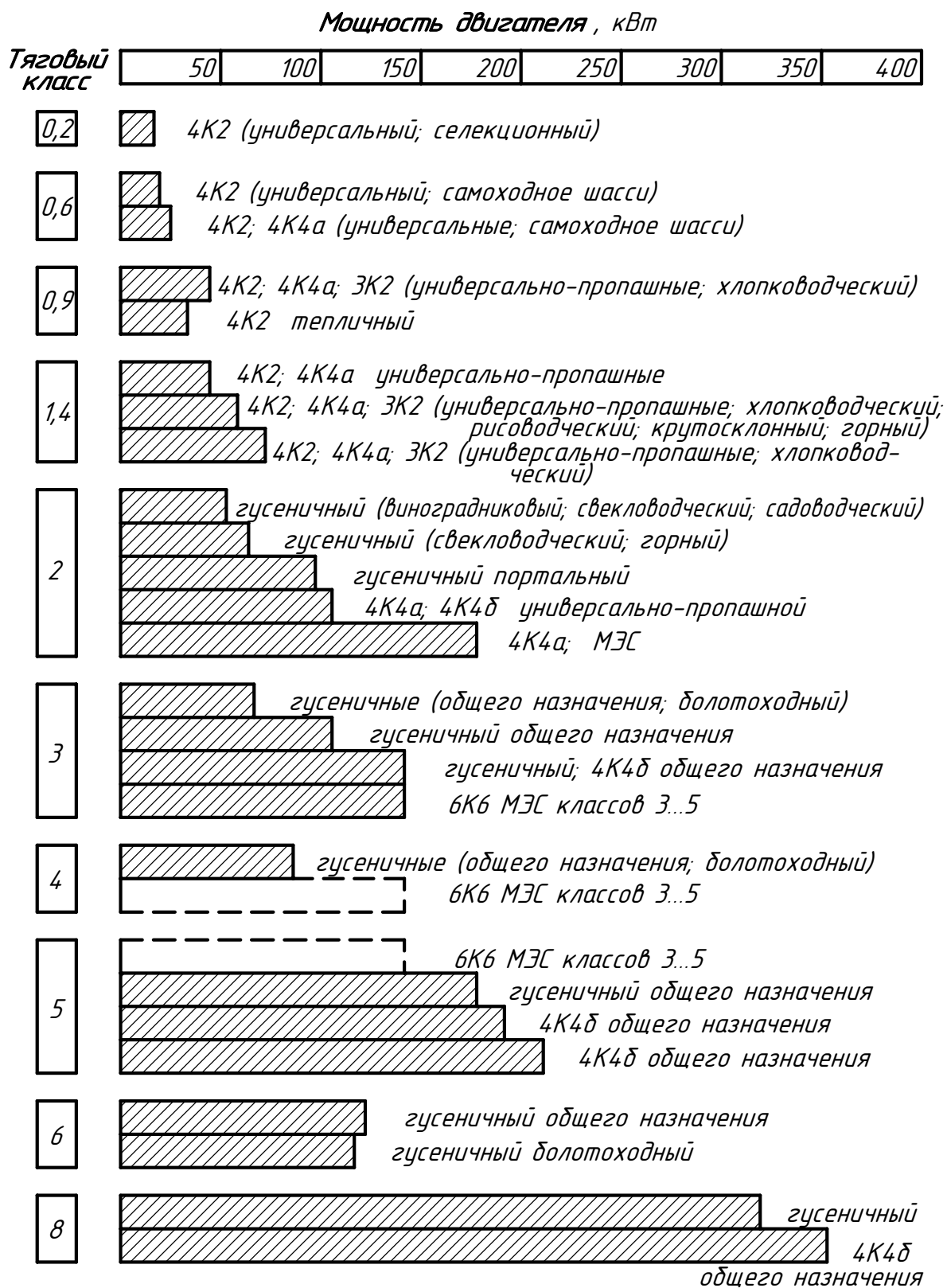


Рис. 1.14. Типаж сельскохозяйственных тракторов



Рис. 1.15. Типаж промышленных, лесопромышленных и лесохозяйственных тракторов

по-прежнему отвечают требованиям систематического повышения их технического уровня и конкурентоспособности. Они соответствуют наиболее устойчивым тенденциям мирового тракторостроения: повышение производительности МТА, улучшение условий труда тракториста и совершенствование экологических качеств трактора.

Так, на основе широкого применения унификации в современном типаже были разработаны и получили дальнейшее развитие семейства тракторов: колесные универсально-пропашные тракторы класса 0,6 (АО Владимирский тракторный завод); колесные универсально-пропашные тракторы класса 0,9 (АО Липецкий тракторный завод); универсально-пропашные тракторы класса 1,4 (ПО Минский тракторный завод); гусеничные сельскохозяйственные тракторы общего назначения класса 3 (АООТ Волгоградский тракторный завод); гусеничные и колесные сельскохозяйственные и промышленные тракторы класса 3 (Харьковский тракторный завод); гусеничные сельскохозяйственные, промышленные и лесопромышленные тракторы класса 4 (Алтайский тракторный завод); колесные сельскохозяйственные, промышленные и лесопромышленные тракторы класса 5 (АО Петербургский тракторный завод, бывший Ленинградский Кировский завод); гусеничные лесохозяйственные и трелевочные тракторы класса 3 (АО Онежский тракторный завод); гусеничные промышленные и сельскохозяйственные тракторы классов 6 (10) и 25 (АО Челябинский тракторный завод); гусеничные тракторы классов 15, 25, 35, 50 (АО Чебоксарский завод промышленных тракторов).

1.5. Требования, предъявляемые к трактору при работе в составе МТА

Трактор в сборе с разнообразными машинами-орудиями (в составе МТА) выполняет определенный технологический процесс, обусловленный его классификационным назначением. Сельскохозяйственные тракторы в основном движутся по почвам, на плодородие которых влияет давление, оказываемое их движителями. При этом в большинстве случаев тракторы должны иметь устойчивое прямолинейное движение в период предпосевной обработки почвы, а в ряде случаев - для последующей обработки пропашных культур.

Промышленные тракторы общего назначения должны иметь хорошую проходимость и сцепление с разнообразными грунтами, хорошую маневренность при выполнении разнообразных землеройных работ и т.п.

Лесопромышленные и лесохозяйственные тракторы должны

иметь хорошую проходимость и маневренность в условиях леса и в то же время должны оказывать минимальное повреждающее воздействие травяного покрова почвы.

Условия технологических процессов и внешней среды работы разнообразных тракторов предъявляют к ним различные требования, порой противоречивые.

К трактору в составе МТА предъявляют различные эксплуатационные, экономические, технические, экологические и другие требования, которые вместе с приведенными выше можно условно подразделить на четыре основные группы:

- требования технологического процесса работы МТА;
- технико-экономические требования;
- общетехнические требования;
- требования охраны труда, безопасности движения и защиты окружающей среды.

Требования технологического процесса работы МТА должны обеспечивать условия для качественного выполнения проводимой работы. Основными агротехническими требованиями сельскохозяйственных тракторов, нарушение которых вызывает снижение плодородия почвы и ухудшение процесса ее обработки являются:

- малое давление движителей на почву (не более 0,045 МПа для гусеничных и 0,08...0,11 МПа для колесных тракторов);
- относительно малая скорость движения трактора по обрабатываемой почве с целью сохранения ее структуры;
- способность агрегатироваться с большим комплексом машинорудий как по их установке на тракторе, так и по необходимой тяге на крюке;
- плавность и стабильность прямолинейного движения МТА при минимальных угловых и линейных колебаниях остова трактора;
- хорошая маневренность движения МТА при работе в междурядьях, характеризующаяся минимальным радиусом поворота;
- достаточный агротехнический и дорожный просветы (клиренс) трактора и защитные зоны для обработки пропашных культур.

Два последних требования относятся в основном к универсально-пропашным колесным тракторам.

Технико-экономические требования относятся ко всем тракторам. Важнейшими из них являются требования высокой производительности МТА и его экономичности. Производительность оценивается почасовой выработкой, которая для сельскохозяйственных МТА, в основном, зависит от ширины его захвата и скорости движения (га/ч), т.е. от тягового усилия трактора, числа и диапазона передач, величины буксования движителей. Для промышленных МТА, имею-

щих циклический характер работы, часовая выработка (т/ч) во многом зависит от времени и числа циклов, максимального тягового усилия трактора и массы перемещаемой призмы грунта (для землеройных работ). Для трелевочных тракторов и тракторов, выполняющих транспортные перевозки с применением колесных и санных прицепов, часовая выработка (т км /ч) зависит от массы древесины или других грузов и рабочей длины пути перевозки от места погрузки до места складирования.

Экономичность работы МТА обычно оценивают по расходу топлива на единицу выполненной работы, т.е. топливную экономичность. Последняя же, в основном, зависит от удельного расхода топлива двигателем при различных режимах его работы, от потерь при непроизводительных остановках движения МТА, от подбора передачи и других эксплуатационных причин.

Единицами топливной экономичности являются кг/га; кг/т и кг/(т км) соответственно при выполнении полевых, землеройных и транспортных работ.

Общетехнические требования направлены на обеспечение надежности самого трактора и удобство его технического обслуживания и ремонта.

Надежность трактора характеризуется его долговечностью, безотказностью и ремонтпригодностью.

Основными показателями долговечности являются средний срок службы и ресурс. Срок службы – календарная продолжительность (в годах) всего времени использования трактора. Срок службы трактора находится в пределах от 8 до 15 лет и зависит от его годовой загрузки и качества эксплуатации.

Ресурс характеризует наработку (в часах или моточасах) агрегатов и узлов трактора до достижения ими предельного состояния. Ресурс для разных агрегатов, узлов и деталей колеблется в пределах 6...10 тыс. моточасов.

Требования охраны труда, безопасности движения и защиты окружающей среды в целом направлены на облегчение труда и безопасности тракториста при работе МТА.

Главными из них являются:

- обеспечение комфортности работы тракториста (совершенствование системы подвески его сиденья, создание необходимого микроклимата внутри кабины, уменьшение в ней уровня шума и т.п.);
- малые усилия на органах управления движением трактора и работой гидронавесной системы и удобство их расположения по отношению к трактористу;
- надежность работы тормозных механизмов трактора как при

движении МТА, так и при его остановках на уклонах;

- применение травмобезопасной кабины трактора с защитными приспособлениями при его опрокидывании;

- малый внешний уровень шума МТА;

- отсутствие выбросов отработанных масел, топлива и других ядовитых веществ на почву, небольшая токсичность выхлопных газов двигателя и токсичных продуктов изнашивания, загрязняющих природу.

Глава 2

Двигатель

Дизель – основной вид двигателя, применяемого на тракторе.

Дизелем называется поршневой двигатель, который вырабатывает механическую энергию при сгорании топливовоздушной смеси, образующейся внутри его цилиндров. Самовоспламенение топлива, впрыскиваемого в камеры сгорания цилиндров дизеля в мелко распыленном виде, происходит вследствие окисления и нагрева его капель при их контакте с нагретым в результате сжатия воздухом.

В качестве топлива для дизелей используются углеводороды, получаемые из сырой нефти прямогонным способом или другими технологическими процессами и выкипающие в количестве 50% при температуре 255...280 °С и почти полностью (до 90%) при температуре 330...360 °С. Для углеводородного топлива нормируется температура не только его застывания, но и помутнения, при которой интенсифицируется забивание топливных фильтров кристаллами парафина.

Основными достоинствами дизелей по сравнению с бензиновыми двигателями, определяющими преимущественное применение дизелей в качестве тракторных двигателей, являются:

- более высокая (на 30...40%) топливная экономичность;
- меньшая пожароопасность как самого двигателя в эксплуатации, так и топлива при его хранении;
- меньшее содержание в отработавших газах дизеля токсичных и канцерогенных веществ.

Вместе с тем по сравнению с бензиновыми двигателями одинаковой мощности дизели отличаются:

- более высокая стоимость в основном за счет прецизионной топливоподающей аппаратуры;
- большая металлоемкость, как следствие необходимости повышения прочности, жесткости и износостойкости их деталей, подвергающихся высоким нагрузкам от газовых сил в цилиндрах;
- затрудненный пуск при низких температурах окружающей среды;
- повышенные уровни шума и вибраций.

Ведущими фирмами-производителями тракторных дизелей реализовано большое количество мероприятий, направленных на уменьшение перечисленных недостатков.

Бензиновые двигатели используют (во все уменьшающихся количествах) на мини-тракторах, мотоблоках, средствах малой механизации и в качестве пусковых двигателей мощных дизелей.

2.1. Устройство дизеля, его рабочий цикл, энергетические и экономические показатели

Устройство и принцип действия дизеля, его механизмов и функции систем. Поршень 1 цилиндров (рис. 2.1,а), представляющий собой перевернутый вверх дном стакан, с помощью поршневого пальца шарнирно соединен с верхней головкой шатуна 2, нижняя головка которого надета на шатунную шейку кривошипа 3. Опорные (коренные) шейки кривошипа вращаются в подшипниках, размещенных в поперечных перегородках верхней половины картера 5. При вращении кривошипа вокруг своей продольной оси поршень совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 6, выполняющего для него роль направляющей поверхности. Нижней половиной картера является поддон 4, служащий резервуаром для смазочного материала (масла).

В многоцилиндровом дизеле его кривошипы объединены в единую деталь - коленчатый вал, а цилиндры - в блок цилиндров. Для повышения жесткостей блока цилиндров и картера их обычно выполняют в виде единой литой детали - блок-картера. Сверху блок-картер накрыт общей для всех цилиндров или индивидуальными для каждого цилиндра головками 7, в которых расположены органы газораспределения дизеля. Они обеспечивают впуск в цилиндр прошедшего через очиститель 10, через впускную трубу 8 и открытый впускной клапан 9 воздуха, а также выпуск из цилиндра в атмосферу продуктов сгорания топлива через открытый выпускной клапан 12 и трубу 13. Движениями клапанов управляют кулачки 11, выполненные за одно целое с распределительным валом или валами.

В головке цилиндра через форсунку 14 производится впрыскивание мелко распыленного топлива в воздух, который заполнил камеру сгорания, расположенную в днище поршня. Образующиеся при сгорании впрыснутого топлива газы резко повышают давление в цилиндре, вызывая опускание поршня и вращение кривошипа (коленчатого вала), которое передается трансмиссии и ходовой части трактора. Совершаемая газами работа и, следовательно, мощность дизеля могут изменяться в зависимости от количества впрыскиваемого и сгорающего в его цилиндрах топлива. Однако такое изменение должно быть пропорционально изменению количества находящегося в цилиндрах воздуха, иначе сгорание топлива будет неполным и в отработавших газах появятся токсичные вещества (оксид углерода, несгоревшие углеводороды и др.), а также твердые частицы - сажа.

Для увеличения весового наполнения цилиндров воздухом широко применяют наддув – предварительное сжатие воздуха в специ-

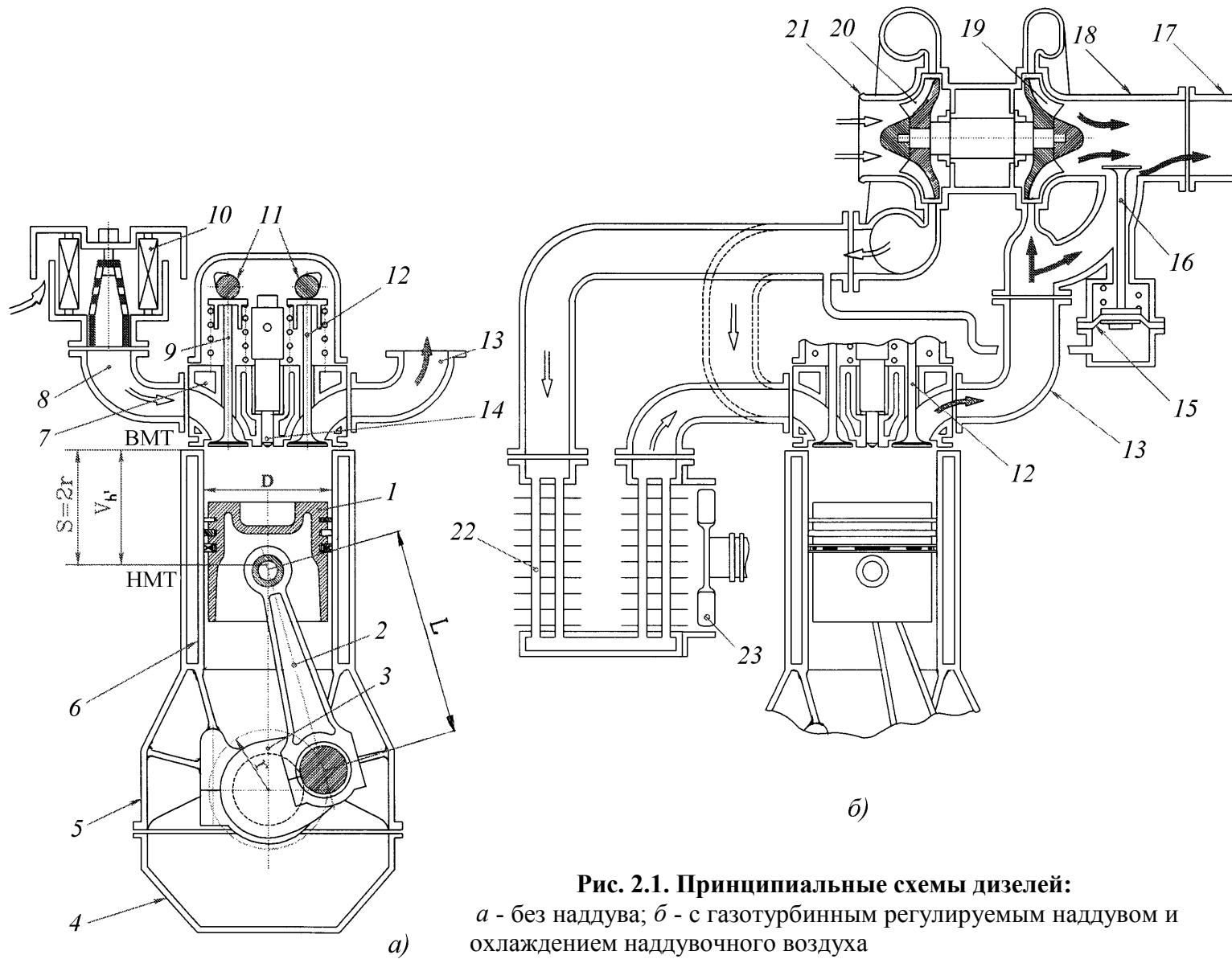


Рис. 2.1. Принципиальные схемы дизелей:
а - без наддува; *б* - с газотурбинным регулируемым наддувом и охлаждением наддувочного воздуха

альном компрессоре. Наиболее широко распространен наддув с помощью турбокомпрессора, в котором рабочее колесо центробежного компрессора закреплено на одном валу с колесом газовой турбины (рис. 2.1,б). Отработавшие в цилиндрах дизеля газы из выпускного трубопровода 13 поступают в сборную улитку турбины, а из нее - в радиальные каналы между лопатками 19 ее рабочего колеса. Расширяясь в каналах, газы приводят рабочее колесо во вращение вместе с валом и колесом компрессора. Атмосферный воздух через патрубок 21 поступает в радиальные сужающиеся каналы между лопатками 20 колеса компрессора. Под действием центробежной силы воздух сжимается, выходит в сборную улитку и направляется либо непосредственно в цилиндры дизеля (штриховой трубопровод), либо в охладитель 22. В нем нагретый при сжатии в компрессоре воздух охлаждается и повышает свою плотность. Охлаждение наддувочного воздуха производится либо атмосферным воздухом (как на схеме), просасываемым вентилятором 23 системы охлаждения дизеля, либо жидкостью, прошедшей через радиатор этой системы.

Создаваемое турбокомпрессором давление наддувочного воздуха часто регулируется с помощью автоматического клапана 16. При определенном давлении диафрагма 15 прогибается вверх, клапан 16 поднимается и часть отработавших газов уходит через него в выпускной трубопровод дизеля, минуя турбину 19. При этом частота вращения ротора турбокомпрессора и, следовательно, создаваемое им давление наддува стабилизируются.

Дизель имеет два механизма: кривошипно-шатунный механизм и механизм газораспределения.

Кривошипно-шатунный механизм создает вращательное движение вала, от которого крутящий момент передается потребителям.

Неподвижными деталями являются:

- блок-картер в сборе с крышками и вкладышами коренных подшипников коленчатого вала;

- прикрепленные к блок-картеру общая (или индивидуальные) головка цилиндров, масляный поддон, картер маховика, крышка привода механизма газораспределения. Эти детали образуют остов (корпус) дизеля, к которому крепятся его вспомогательные агрегаты, а также кронштейны, через которые он опирается на раму трактора.

К подвижным деталям относятся:

- поршень в сборе с компрессионными и маслосъемными кольцами, поршневым пальцем и деталями его фиксации (поршневая группа);

- шатун в сборе с втулкой-подшипником поршневого пальца, крышкой его кривошипной головки, болтами ее крепления к телу ша-

туна, вкладышами шатунного подшипника (шатунная группа);

- коленчатый вал в сборе с противовесами, гасителем его крутильных колебаний, маховиком, ведущими деталями привода механизма газораспределения и вспомогательных агрегатов (кривошипная группа).

Механизм газораспределения обеспечивает своевременные впуск атмосферного воздуха в цилиндры дизеля и выпуск из них отработавших газов. Он включает в себя ведомые детали его привода, распределительный вал с кулачками привода клапанов, толкатели, штанги и коромысла с их осями и стойками осей, клапаны с пружинами и деталями их фиксации.

Системы дизеля выполняют следующие основные функции.

Система питания воздухом обеспечивает впуск в цилиндры дизеля очищенного воздуха непосредственно из атмосферы, или после сжатия его в компрессоре, или после охладителя. Эта система включает воздухоочиститель, индикатор запыленности очищенного в нем воздуха, компрессор агрегата наддува, охладитель наддувочного воздуха, воздушные трубопроводы.

Система питания топливом обеспечивает хранение на тракторе запаса топлива, его фильтрацию, дозирование в зависимости от режима работы дизеля, впрыскивание в цилиндры по заданному закону в мелко распыленном виде и в наивыгоднейшие моменты времени. Система включает топливный бак, фильтры грубой и тонкой очистки топлива, подкачивающий насос, насос высокого давления, регулятор частоты вращения дизеля, корректоры цикловой подачи топлива, трубопроводы высокого и низкого давления, форсунки.

Система выпуска отработавших газов обеспечивает выпуск из цилиндров продуктов сгорания топлива либо непосредственно в атмосферу, либо через турбину агрегата наддува. В эту систему входит турбина с клапаном перепуска газов или без него, устройства для снижения содержания в отработавших газах токсичных веществ и сажи, глушитель шума выпуска, искрогаситель, газовые трубопроводы.

Система охлаждения обеспечивает наивыгоднейшее тепловое состояние дизеля в зависимости от режима его работы и температуры окружающей среды путем регулируемой отдачи охлаждающему агенту части количества теплоты, выделившейся при сгорании топлива и трении подвижных деталей. Агентами охлаждения являются специальные жидкости или атмосферный воздух. В зависимости от вида агента система охлаждения включают:

- жидкостные рубашки охлаждения цилиндров и их головок, насос, вентилятор, радиатор, соединительные трубы или шланги;

- ребра охлаждения цилиндров и их головок, вентилятор, дефлекторы. Обе системы имеют автоматические регулирующие устройства, термостаты, гидравлические, вязкостные или электромагнитные муфты управления частотой вращения вентилятора или его автономный электропривод.

Система смазывания обеспечивает снижение потерь мощности дизеля на преодоление трения между его движущимися деталями и отвод теплоты трения путем создания между ними слоя смазочного материала. Система включает резервуар масла (поддон или специальный бак), насос с маслоприемником, фильтры грубой и тонкой очистки масла, его охладитель, предохранительные и перепускные клапаны, заливную горловину, сливную пробку, измеритель уровня масла в резервуаре, трубопроводы и соединительные шланги.

Система вентиляции картера обеспечивает поддержание в заданных пределах давления газов, прорвавшихся в картер через компрессионные поршневые кольца, путем их отсоса в находящуюся под разрежением зону впускного тракта дизеля. Эта зона находится в трубопроводе после воздухоочистителя, но перед турбокомпрессором. Эта система состоит из отделителя взвешенных в картерных газах капель масла и газоотводящего трубопровода.

Индикаторная диаграмма рабочего цикла четырехтактного дизеля. *Рабочим циклом*, происходящим в цилиндре дизеля, называется комплекс следующих друг за другом в одной и той же последовательности физических и химических процессов, в результате которого выделяющееся при сгорании топлива количество теплоты преобразуется в механическую работу.

Рабочий цикл наиболее полно характеризуется индикаторной диаграммой (рис. 2.2) – зависимостью изменения давления P (МПа) газов внутри цилиндра дизеля от занимаемого ими надпоршневого объема (см^3 или л). Диаграмма может быть получена как расчетным, так и экспериментальным путем. В первом случае используются известные термодинамические зависимости, а во втором - комплекс приборов (индицирующая аппаратура), состоящий из датчика давления, усилителя сигнала и регистрирующего прибора (например, осциллографа).

Тактом называется перемещение поршня от ВМТ до НМТ или наоборот. Плоскость, в которой находится верхняя кромка поршня при его наибольшем удалении от оси кривошипа, называется верхней мертвой точкой - ВМТ (см. рис. 2.1). При таком положении поршня кривошип направлен вверх, шатун является его продолжением и оба они лежат на оси цилиндра.

Плоскость, в которой находится та же кромка поршня при его

минимальном удалении от оси кривошипа, называется нижней мертвой точкой – НМТ. При таком положении поршня кривошип направлен вертикально вниз.

Рабочий цикл может осуществляться за два или четыре такта. Подавляющее большинство тракторных дизелей работают по четырехтактному циклу, обеспечивающему их лучшую топливную экономичность, меньшую дымность и токсичность отработавших газов. По двухтактному циклу работают бензиновые двигатели, с помощью которых осуществляется пуск дизеля.

На рис. 2.2 представлены индикаторные диаграммы безнаддувного (рис. 2.2,*а*) и наддувного (рис. 2.2,*б*) дизелей, а также круговая диаграмма (рис. 2.2,*в*) фаз их газораспределения, на которой обозначены моменты начала открытия и конца закрытия впускного и выпускного клапанов.

Такт I - такт впуска *r - a*, в течение которого кривошип поворачивается от угла $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 180^\circ$, а поршень перемещается соответственно от ВМТ до НМТ. Во время этого такта атмосферный воздух через открытый впускной клапан заполняет освобожденный поршнем объем цилиндра - процесс его наполнения. Открытие впускного клапана (точка *l*) начинается еще до прихода поршня в ВМТ. Такое опережение открытия впускного клапана на угол φ_1 поворота коленчатого вала ($\varphi_1 = 10...20^\circ$ до в ВМТ) необходимо для того, чтобы к началу такта впуска воздуха в цилиндр было открыто определенное проходное сечение клапанной щели.

При дальнейшем повороте кривошипа клапан достигает положения полного открытия, после чего начинает закрываться, однако к моменту прихода поршня в НМТ (точка *a*) он все еще остается частично открытым.

Поступающий в цилиндр поток воздуха получает вращательное движение благодаря тому, что впускной канал в головке цилиндра выполнен винтообразной формы или направлен касательно (тангенциально) к окружности цилиндра. Такое вращательное движение воздух сохраняет до конца следующего такта, что способствует лучшему перемешиванию с ним впрыскиваемого в камеру сгорания топлива.

Давление воздуха в цилиндрах дизелей без наддува (рис. 2.2,*а*) во время такта впуска ниже атмосферного P_o , поскольку при движении до цилиндров поток воздуха преодолевает ряд сопротивлений впускного тракта (воздухоочистителя, поворотов и шероховатостей поверхностей трубопровода, щели впускного клапана). Поэтому давление в конце такта впуска $P_a = 0,08...0,09$ МПа.

Поступающий в цилиндр воздух нагревается при смешивании с

остаточными газами - продуктами сгорания топлива во время предыдущего цикла, занимавшими объем V_c и имевшими высокую (до 1000 К) температуру. Кроме того, воздух нагревается при соприкосновении с горячими поверхностями (днищами поршня и головок цилиндров, а также его стенками). В результате, температура смеси воздуха и остаточных газов в конце такта впуска $T_a = 310...350$ К. Такой подогрев снижает плотность воздуха и, следовательно, весовое наполнение им цилиндра.

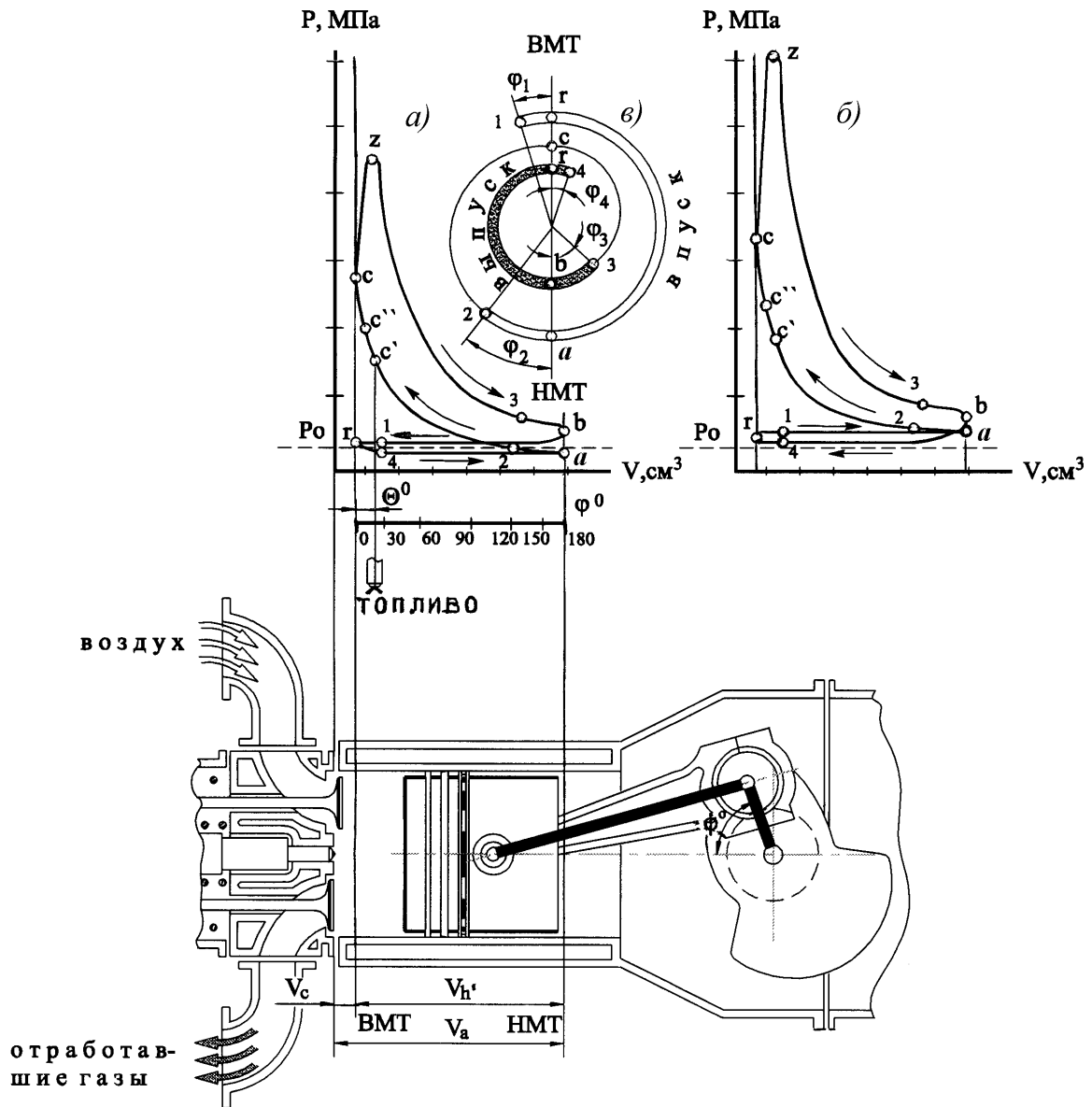


Рис. 2.2. Индикаторные диаграммы дизелей:
a - без наддува; *б* - с наддувом; *в* - диаграмма фаз газораспределения

При наддуве (рис. 2.2,б) в результате предварительного сжатия воздуха в компрессоре его давление в конце такта впуска повышается до 0,15...0,18 МПа и более, а температура - до 380...400 К. Примене-

ние охладителя наддувочного воздуха позволяет снизить эту температуру до 330...340 К, в значительной степени компенсировать уменьшение его плотности и дополнительно повысить его весовое количество в цилиндре.

Такт II - такт сжатия $a - c$ (рис. 2.2, в), в течение которого кривошип поворачивается от угла $\varphi = 180^\circ$ до угла $\varphi = 360^\circ$, а поршень перемещается от НМТ до ВМТ. В начале этого такта при угле запаздывания закрытия впускного клапана $\varphi_2 = 40...60^\circ$ после НМТ, последний хотя и движется в направлении своего закрытия, но все еще оставляет частично открытым впускное отверстие в головке цилиндра и полностью закрывает его только в точке 2. В этот период движущийся по впускному трубопроводу поток воздуха продолжает поступать в цилиндр под действием собственной силы инерции, преодолевая повышающееся давление в цилиндре. Этот процесс "дозарядки" цилиндра позволяет увеличить весовое наполнение его воздухом.

После закрытия впускного клапана *процесс наполнения заканчивается* и происходит сжатие в цилиндре воздуха, сопровождающееся повышением его давления и температуры.

При положении поршня, соответствующем на индикаторной диаграмме точке c' , в камеру сгорания через форсунку начинает впрыскиваться топливо. Угол, на который кривошип в этот момент "недовернулся" до ВМТ называется *углом опережения начала впрыскивания топлива* θ° .

Вследствие высокого давления топлива, достигающего в процессе его впрыскивания 60...150 МПа, а также малых диаметров сопловых отверстий форсунки (0,17...0,35 мм), его струи распадаются на мелкие капли (10...80 мкм). Их перемешивание с нагретым при сжатии до 700...900 К воздухом называется *процессом смесеобразования*, во время которого капли топлива нагреваются и окисляются, т. е. подготавливаются к самовоспламенению, которое происходит при положении поршня, соответствующем точке c'' на индикаторной диаграмме.

Давление P_c и температура T_c газов в цилиндре в момент прихода поршня в ВМТ (точка c) у дизелей без наддува составляют соответственно 4...5 МПа и 800...900 К. У дизелей с наддувом вследствие больших значений давления и температуры (точка a) эти параметры повышаются соответственно до 6...7 МПа и 1000...1100 К.

Такт III - такт расширения $c - z - в$, в течение которого кривошип поворачивается от угла $\varphi = 360^\circ$ до угла $\varphi = 540^\circ$, а поршень перемещается от ВМТ до НМТ, совершая рабочий ход. Во время этого такта в цилиндре происходят три процесса - сгорания, расширения

продуктов сгорания и начала их выпуска, причем первый из них начался еще в конце такта сжатия.

В процессе сгорания топлива происходит резкое повышение давления и температуры газов в цилиндре. Впрыскивание топлива в цилиндр еще продолжается и заканчивается только через несколько градусов поворота кривошипа после ВМТ. Максимальное значение давления газов в цилиндре достигается через $10...15^\circ$ после ВМТ - в точке z диаграммы - и составляет у дизелей без наддува $7...9$ МПа, а у дизелей с наддувом $10...12$ МПа, вследствие сгорания большего количества впрыснутого топлива. Соответственно различаются и максимальные температуры цикла: соответственно $1900...2000$ К и $2100...2300$ К.

Процесс расширения продуктов сгорания топлива происходит по мере дальнейшего удаления поршня от ВМТ. Во время этого процесса расширяющиеся газы совершают полезную механическую работу. При положении поршня, соответствующем точке 3 на индикаторной диаграмме, начинает открываться выпускной клапан.

Процесс выпуска продуктов сгорания топлива из цилиндра начинается в момент, когда кривошип еще "недовернулся" до 540° на угол опережения открытия выпускного клапана ($\varphi_3 = 40...60^\circ$). За этот период из цилиндра под достаточно большим давлением в выпускной трубопровод выходит до $60...70\%$ продуктов сгорания. Давление в цилиндре при этом снижается более интенсивно, чем до точки 3 . Вследствие этого уменьшается работа, затрачиваемая на принудительное выталкивание поршнем остальной части продуктов сгорания, во время последующего такта выпуска.

Давление и температура газов в цилиндре в конце такта расширения (точке b) составляют: у дизелей без наддува соответственно $P_b = 0,2...0,3$ МПа и $T_b = 1000...1100$ К, а у дизелей с наддувом - $P_b = 0,4...0,5$ МПа и $T_b = 1200...1300$ К. С такими параметрами газы поступают либо в выпускную трубу трактора или турбокомпрессор дизеля.

Такт IV - такт выпуска $b - r$ в течение которого, кривошип поворачивается от угла $\varphi = 540^\circ$ до угла $\varphi = 720^\circ$, завершая второй оборот, а поршень перемещается от НМТ до ВМТ. Выталкиваемые поршнем продукты сгорания преодолевают ряд газодинамических сопротивлений - клапанной щели, поворотов и шероховатостей поверхностей выпускного трубопровода, проточной части турбокомпрессора, глушителя шума выпуска, искрогасителя. Поэтому давление выталкиваемых газов в цилиндре во время этого такта выше атмосферного давления P_o и к его концу (в точке r) в зависимости от наличия или отсутствия наддува составляет $P_r = 0,12...0,20$ МПа, а температура

$T_r = 900 \dots 1100 \text{ К.}$

Однако процесс выпуска к этому моменту не заканчивается, а продолжается до закрытия выпускного клапана в начале следующего рабочего цикла (точка 4). *Угол запаздывания закрытия* выпускного клапана $\varphi_4 = 10 \dots 20^\circ$ поворота кривошипа после ВМТ позволяет воздуху, поступающему в цилиндр через уже открывающийся впускной клапан, вытеснить из объема камеры сгорания часть заполняющих ее отработавших газов в выпускной трубопровод. Вследствие этого уменьшается подогрев отработавшими газами поступающего в цилиндр воздуха и возрастает весовое наполнение им цилиндра.

Интервал поворота кривошипа $\varphi_1 + \varphi_4$ между двумя последовательными циклами, во время которого впускной клапан уже начинает открываться, а выпускной еще кончает закрываться, т. е. оба клапана находятся в приоткрытых положениях, называется *перекрытием клапанов*.

Основные технико-экономические показатели дизеля. *Среднее индикаторное давление P_i рабочего цикла.* Площадь под линией, изображающей на индикаторной диаграмме какой-либо процесс (или несколько процессов), пропорциональна работе, совершаемой газами в цилиндре во время этого процесса или затрачиваемой на его (их) совершение.

Так, площадь F_{mzbn} диаграммы (рис. 2.3) пропорциональна работе, совершаемой газами во время процессов сгорания, расширения, и части процесса выпуска. Площадь $F_{наст}$ пропорциональна работе, затрачиваемой на осуществление процесса сжатия.

Таким образом, результирующая работа газов, которая может быть преобразована в полезную механическую работу, пропорциональна разности этих площадей: $F_{пол} = F_{mzbn} - F_{наст}$.

На выталкивание газов поршнем из цилиндра работа всегда только затрачивается. При заполнении цилиндра воздухом работа может как затрачиваться (в дизелях без наддува), так и получаться (в дизелях с наддувом), так как в этом случае давление сжатого в компрессоре воздуха способствует перемещению поршня от ВМТ к НМТ.

При обработке индикаторных диаграмм с целью определения среднего индикаторного давления цикла эти работы в процессах газообмена не учитываются ввиду их сравнительной малости и условно относятся к механическим потерям в дизеле.

Площадь $F_{пол}$ может быть представлена в виде равновеликой ей площади прямоугольника $efgl$, построенного на том же основании рабочего объема цилиндра V_h . Тогда высота ef этого прямоугольника представляет собой условное постоянное по величине давление газов

в цилиндре, пропорциональное работе, которую они совершили бы за один такт, и равно работе, совершаемой ими за все четыре такта цикла при их изменяющемся давлении. Такое давление называется *средним индикаторным давлением* цикла P_i .

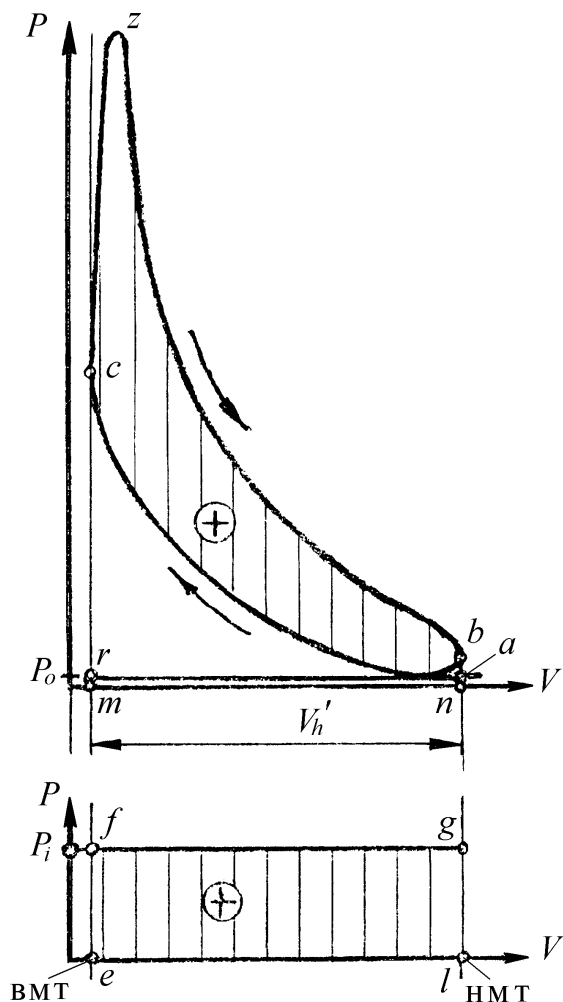


Рис. 2.3. Геометрическая интерпретация среднего индикаторного давления цикла

оцениваются механическим КПД дизеля η_m . У современных тракторных дизелей этот показатель лежит в пределах 0,8...0,9, причем большее значение относится к дизелям с наддувом.

Среднее эффективное давление P_e рабочего цикла пропорционально работе, совершаемой газами в цилиндре дизеля за один цикл, за исключением ее затрат, учитываемых механическим КПД. Эта работа передается через коленчатый вал дизеля трансмиссии трактора. Среднее эффективное давление рабочего цикла, МПа,

$$P_e = P_i \eta_m.$$

Индикаторная мощность (кВт) четырехтактного дизеля, т.е. работа, которую могли бы за единицу времени совершить газы во всех его цилиндрах при давлении P_i , определяется по уравнению:

$$N_i = \frac{P_i V_h' n}{120},$$

где P_i - среднее индикаторное давление цикла в одном цилиндре, МПа; i - количество цилиндров в дизеле; V_h' - рабочий объем одного цилиндра, л; n - частота вращения коленчатого вала дизеля, мин^{-1} .

Механический КПД.

Часть работы, совершаемой газами в цилиндрах дизеля, расходуется на преодоление трения между его деталями, привод механизма газораспределения и вспомогательных агрегатов, а также на осуществление процессов газообмена. Эти затраты работы газов

Ниже приведены значения P_e при работе дизеля на режиме номинальной мощности.

Дизель	Безнаддувный	С наддувом	С наддувом и охлаждением наддувочного воздуха
P_e , МПа	0,7...0,8	0,9...1,0	1,0...1,2

Эффективная мощность (кВт) четырехтактного дизеля определяется по уравнению, аналогичному уравнению индикаторной мощности:

$$N_e = \frac{P_e i V_h' n}{120}$$

Изменения эффективной мощности N_e в зависимости от частоты n вращения коленчатого вала дизеля называется *скоростной характеристикой* его эффективной мощности. Если при этом количество топлива, впрыскиваемого в цилиндры дизеля, является максимальным (соответствующим работе трактора при полной нагрузке), т.е. когда орган управления подачей топлива находится на упоре в винтоограничитель, то развиваемая дизелем мощность будет также максимальной. В этом случае его скоростная характеристика называется *внешней* (рис. 2.4).

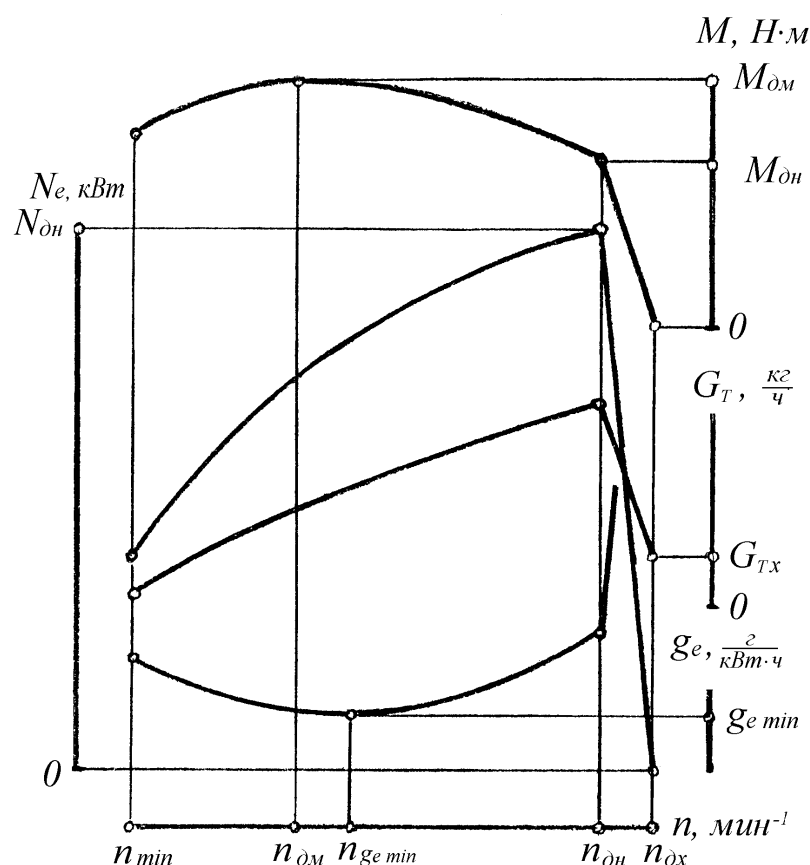


Рис. 2.4. Внешняя скоростная характеристика дизеля

В энергонасыщенном тракторе вся мощность двигателя не может реализоваться в тягу на крюке ввиду повышенной пробуксовки движителя или недопустимо высоких нагрузок на детали трансмиссии. Поэтому в зависимости от условий работы трактора, например, с отключенным ВОМ или на пониженных передачах, крутящий момент M двигателя, а с ним и мощность (ее первый уровень) ограничивают определенными значениями. Для этого специальное устройство, связанное с механизмом включения ВОМ или механизмом переключения передач трактора, переставляет ограничитель хода рейки топливного насоса высокого давления дизеля.

Таким образом, полную мощность (ее второй уровень) двигатель может развивать только при его дополнительной нагрузке через ВОМ или при движении трактора на высших передачах.

Частота вращения n коленчатого вала изменяется от минимально устойчивой n_{min} до ограничиваемой регулятором $n_{дн}$ (номинальной частоты вращения), при которой развиваемая дизелем мощность достигает максимального значения - номинальная мощность $N_{дн}$. Эта мощность является одним из основных показателей дизеля. Примерные применяемости дизелей с различными значениями $N_{дн}$ и количеством i цилиндров приведены в табл. 2.1.

Литровая мощность N_l (кВт/л), оценивающая уровень форсированности дизеля,

$$N_l = \frac{N_{дн}}{iV_h}$$

2.1. Применяемость дизелей с различной номинальной мощностью $N_{дн}$ и числом i цилиндров

$N_{дн}$, кВт	i	Применяемость дизелей
10...25	2	Мини-тракторы, мотоблоки, средства малой механизации
25...70	4	Пропашные, пахотные, садово-виноградниковые и другие тракторы, бульдозеры, экскаваторы
70...180	6	Пропашные, пахотные, трелевочные и другие тракторы, экскаваторы, бульдозеры, грейдеры и другие дорожно-строительные машины
180...300	6 P, 6 V	Пахотные и промышленные тракторы, зерно- и сило-суборочные самоходные комбайны
до 350 и более	8 V	Промышленные тракторы, самоходные кукурузоуборочные комбайны
Примечание. P - рядное, V- образное двухрядное расположение цилиндров		

Ниже приведены значения литровой мощности дизелей различных моделей.

Дизель	Безнаддувный	С наддувом	С наддувом и охлаждением наддувочного воздуха
Литровая мощность, кВт/л ...	10...15	15...18	19...21

Крутящий момент M ($H \cdot m$), развиваемый дизелем,

$$M = 9550 \frac{N_e}{n}$$

Экспериментально он определяется с помощью электрического или гидравлического тормоза.

Внешняя скоростная характеристика $M = f(n)$ приведена на рис. 2.4. При увеличении нагрузки на трактор частота вращения вала его дизеля уменьшается от максимального его значения на режиме холостого хода $n_{ох}$ до $n_{дн}$. Это уменьшение частоты невелико и составляет 7...10% благодаря действию регулятора, автоматически увеличивающего количество впрыскиваемого в цилиндры дизеля топлива по мере увеличения действующей на него нагрузки. В результате этого, крутящий момент M возрастает от нуля до значения $M_{дн}$, соответствующего номинальной мощности дизеля $N_{дн}$. Этот участок характеристики M называется ее *регуляторной ветвью*.

При дальнейшем увеличении нагрузки на трактор, т.е. при перегрузке дизеля, частота вращения его коленчатого вала и, следовательно, скорость движения трактора резко уменьшаются вследствие прекращения действия регулятора. Однако благодаря включению в работу *прямого корректора* топливоподачи, продолжающего (хотя и с меньшей интенсивностью) автоматически увеличивать подачу топлива в цилиндры дизеля, его крутящий момент продолжает возрастать до $M_{дм}$ при частоте вращения, сниженной до $n_{дм}$. Этот участок характеристики M называется ее *корректорной ветвью*.

Запас крутящего момента $\Delta M = M_{дм} - M_{дн}$ позволяет трактору преодолевать перегрузку и продолжать движение хотя и с меньшей скоростью, но без переключения передач в коробке, что снижает утомляемость тракториста. Запас крутящего момента ΔM характеризуется *коэффициентом приспособляемости* K дизеля к действующей на него нагрузке:

$$K = M_{дм} / M_{дн}$$

У современных тракторных дизелей $K = 1,15 \dots 1,44$.

Часовой расход топлива G_T есть количество топлива в кг, из-

расходованного дизелем за 1 ч его работы на установившихся скоростном и нагрузочном режимах.

Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч),

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} 10^3.$$

Его минимальное значение $g_{e \min}$ на внешней скоростной характеристике является главным оценочным параметром топливной экономичности дизеля. У лучших образцов современных тракторных дизелей $g_e = 195 \dots 215$ г/(кВт·ч).

Удельная масса дизеля, г/кВт,

$$g_{\text{дв}} = G_{\text{дв}} / N_{\text{дн}},$$

где $G_{\text{дв}}$ - масса двигателя, кг.

У современных дизелей $g_{\text{дв}} = 5 \dots 9$ кг/кВт.

2.2. Кривошипно-шатунный механизм дизеля

Геометрические параметры кривошипно-шатунного механизма. *Линейные параметры.* Расстояние от оси вращения кривошипа до оси его шатунной шейки называется радиусом кривошипа r .

Расстояние, проходимое поршнем при его перемещении от ВМТ до НМТ или наоборот, т. е. за 180° поворота кривошипа, называется ходом поршня S (см. рис. 2.1). Отсюда следует, что $S = 2r$.

Отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D дизеля называется его размерностью или параметром его короткоходности. Если $S/D < 1$, то дизель считается короткоходным, если $S/D > 1$ - длинноходным, если $S/D = 1$ - квадратным.

Отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна L называют кривошипно-шатунным отношением:

$$\lambda = r / L.$$

Объемные параметры. Объем, описываемый поршнем при его перемещении в цилиндре от ВМТ до НМТ или наоборот, называется рабочим объемом цилиндра:

$$V_h' = \frac{\pi D^2}{4} S.$$

Сумму рабочих объемов всех цилиндров дизеля называют его литражом:

$$V_h = V_h' i,$$

где i - количество цилиндров.

Объем пространства над поршнем при его положении в ВМТ, называют камерой сжатия или сгорания - объем V_c .

Сумма рабочего объема цилиндра и объема его камеры сгорания составляет полный объем цилиндра

$$V_a = V_h' + V_c .$$

Отношение полного объема цилиндра V_a к объему его камеры сгорания V_c , показывающее во сколько раз сжимается поступивший в цилиндр воздух при перемещении поршня от НМТ до ВМТ, называется степенью сжатия:

$$\varepsilon = V_a / V_c .$$

Компоновочные схемы кривошипно-шатунного механизма.

Компоновочные схемы цилиндров дизеля, нашедшие наибольшее распространение в тракторных дизелях, представлены на рис. 2.5.

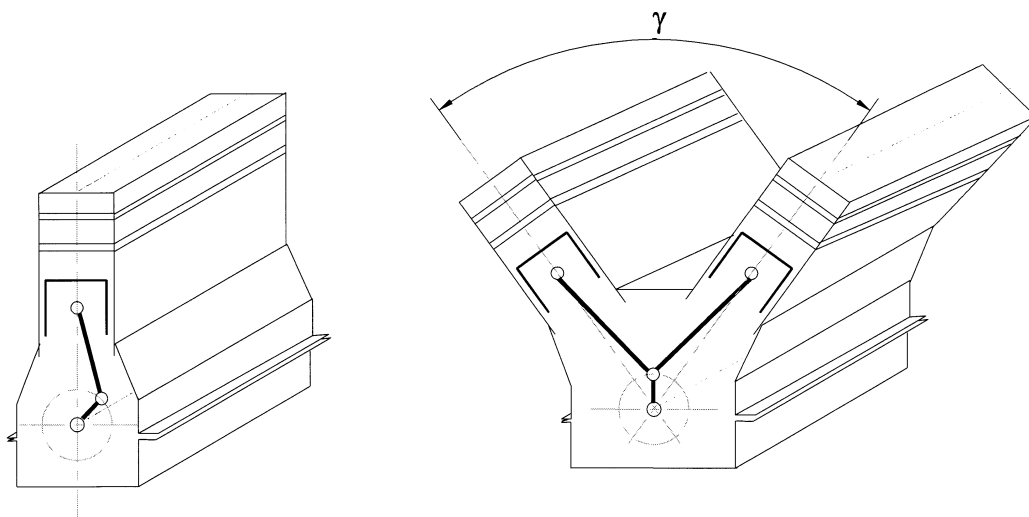


Рис. 2.5. Расположение цилиндров дизеля:
а - однорядное; *б* - двухрядное V-образное

При *однорядном расположении цилиндров* их оси лежат в одной плоскости (обычно вертикальной), проходящей через ось коленчатого вала (рис. 2.5,*а*). Преимуществом однорядных дизелей является их малая ширина, обеспечивающая хорошую обзорность с места тракториста, например междурядий обрабатываемых сельскохозяйственных культур.

При *двухрядном расположении цилиндров*, обычно V-образном, их оси лежат в двух плоскостях с углом γ между ними и проходящих через ось коленчатого вала (рис. 2.5,*б*). Такую компоновку имеют дизели с числом цилиндров 6, 8 и 12. Угол γ - *угол развала цилиндров*,

наиболее часто равен 90° . Преимуществами двухрядных дизелей являются их меньшая длина, позволяющая уменьшить базу трактора и улучшить его маневренность, а также повышенная жесткость корпуса, способствующая уменьшению потерь мощности дизеля на трение между его подвижными деталями и увеличению его моторесурса. Пространство между блоками цилиндров используется для размещения агрегатов систем дизеля и, в первую очередь, для размещения топливного насоса высокого давления.

Количество цилиндров и их взаимное расположение в сочетании со схемой кривошипов коленчатого вала определяют равномерность вращения последнего, амплитуды изменения крутящего момента, а также наличие неуравновешенных инерционных сил и создаваемых ими моментов, передающихся на раму трактора.

Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме. Давление газов на днище поршня 1 (рис. 2.6) создает силу P_G , направленную по оси цилиндра. Эта сила, передаваемая через бобышки поршня на поршневой палец, может быть разложена на две составляющие: $P_{ш}$ и N .

Сила $P_{ш}$ направленная вдоль оси шатуна 2, вызывает изгиб поршневого пальца, а также изнашивание как его самого, так и бобышек поршня и втулки-подшипника поршневой головки шатуна. Через кривошипную головку шатуна сила $P_{ш}$ передается шатунной шейке кривошипа 5. Ее можно разложить на две составляющие силы: P_k и T .

Сила P_k направлена вдоль кривошипа, сжимает его щеки, нагружает коренные шейки и их подшипники, вызывая их износ.

Сила T направлена перпендикулярно кривошипу, т. е. касательно к окружности вращения оси его шатунной шейки, это - тангенциальная сила. Она вызывает изгиб щек кривошипа и его шатунной шейки, скручивание его коренных шеек, износ шеек и их подшипников. Действуя на плече, равном радиусу r кривошипа, сила T создает *активный момент* $M_a = T r$ (рис. 2.6,б), который передается трансмиссии и движителю трактора.

Сила N направлена перпендикулярно шатуну. Поскольку угол отклонения шатуна от оси цилиндра относительно невелик, эту силу условно принимают направленной перпендикулярно стенке цилиндра 3 и называют *нормальной силой*. При перемещениях поршня она изменяется по величине и направлению, поочередно прижимая его к противоположным стенкам цилиндра, вызывая их износ и вибрацию, являющуюся одним из источников шума дизеля.

Сила N , действуя на переменном плече X , создает *реактивный*

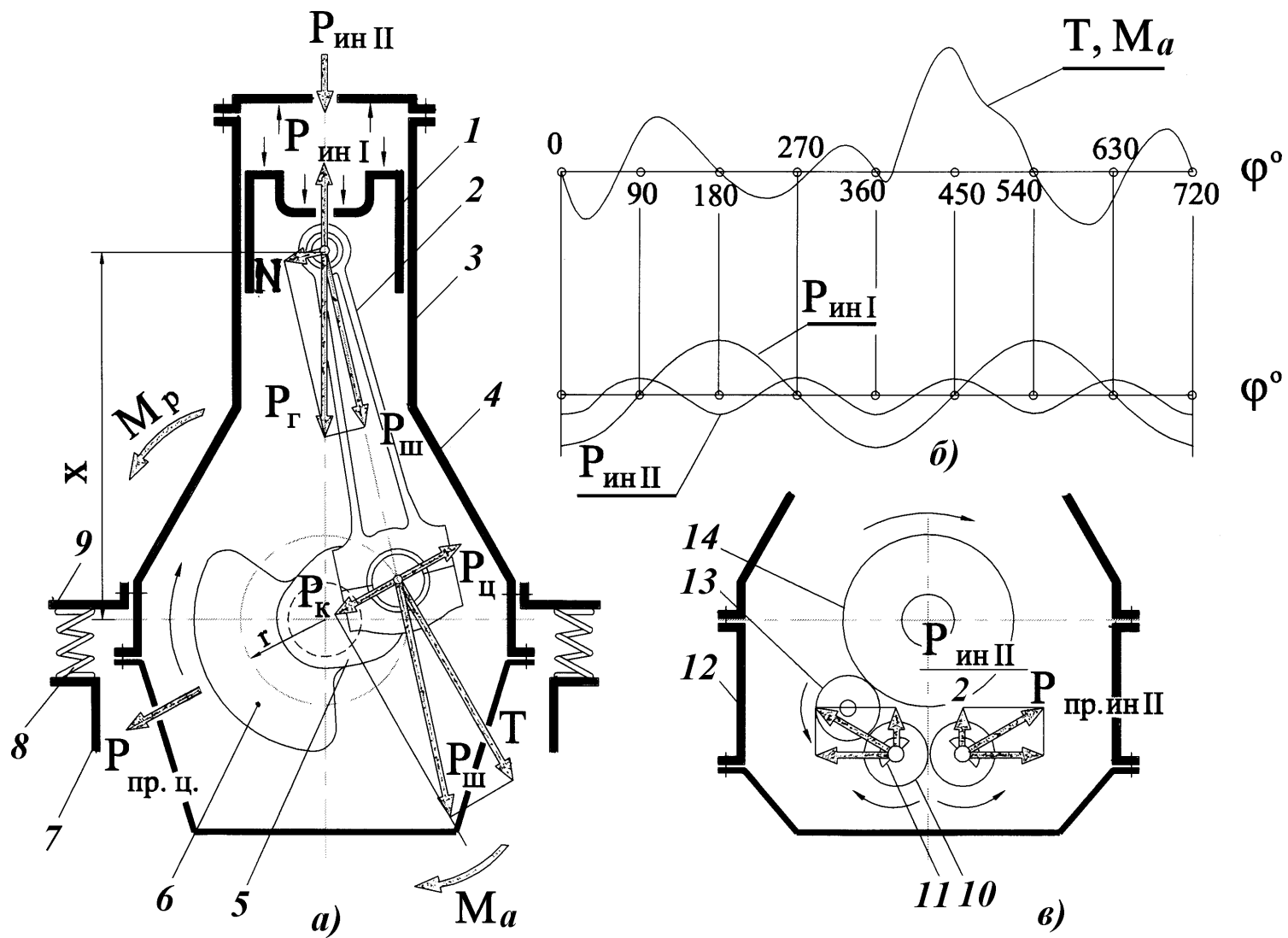


Рис. 2.6. Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

момент

$$M_P = N X,$$

который при любом положении поршня равен по величине, но противоположен по направлению активному моменту:

$$M_P = -M_a.$$

Реактивный момент вызывает поперечные колебания корпуса дизеля, которые могут через кронштейны 9 его опор и раму 7 трактора передаваться установленной на ней кабине оператора и его сиденью. Для демпфирования этих колебаний между кронштейнами и рамой устанавливают упругие (обычно резиновые) элементы 8.

Кроме рассмотренных составляющих силы P_G в кривошипно-шатунном механизме действуют центробежные и инерционные силы, порождаемые массами его подвижных деталей.

Вращающаяся вокруг оси кривошипа масса его шатунной шейки вместе с массой установленной на ней нижней головки шатуна, а также массами прилегающих к этой шейке неуравновешенных частей щек создают центробежную силу $P_{ц}$. Она растягивает щеки кривошипа, нагружает его коренные шейки и их подшипники и вызывает колебания корпуса дизеля на его упругих опорах. Эта сила может быть полностью уравновешена с помощью противовесов 6 на продолжениях щек кривошипа, если создаваемая их массами центробежная сила $P_{пр.ц}$ равна по величине и противоположна по направлению силе $P_{ц}$.

Движущаяся возвратно-поступательно вдоль оси цилиндра масса комплекта поршня и условно суммируемая с ней масса верхней части шатуна создают переменную по величине и направлению силу инерции, которая алгебраически суммируется с силой P_G , а следовательно, отражается на величинах ее составляющих $P_{ин}$ и N . Эта сила инерции может быть представлена в виде суммы сил инерции первого $P_{ин.I}$ - и второго $P_{ин.II}$ порядков, изменяющихся по косинусоидальному закону. Максимальная сила $P_{ин.I}$ больше максимальной силы $P_{ин.II}$ во столько раз, во сколько раз длина шатуна L больше радиуса кривошипа r .

Период изменения силы $P_{ин.I}$ равен 360° поворота кривошипа (рис.2.6,б). Поэтому эту силу частично уравновешивают центробежной силой масс противовесов на продолжениях щек кривошипа. При этом часть силы $P_{ин.I}$ переносится из вертикальной плоскости ее действия в горизонтальную.

Период изменения силы $P_{ин.II}$ равен 180° поворота кривошипа. Поэтому уравновесить ее с помощью противовесов на продолжениях его щек невозможно. Для этой цели противовесы 11 (рис. 2.6,в) уста-

навливают на двух дополнительных валах, приводимых шестернями 14, 13 и 10 и вращающихся в противоположные стороны с частотой в 2 раза больше частоты вращения кривошипа. Опоры дополнительных валов часто располагают в поперечных перегородках промежуточного картера 12. Горизонтальные составляющие центробежных сил противовесов гасят друг друга, а сумма их вертикальных составляющих уравнивает силу $P_{ин.П}$. Такие уравнивающие механизмы имеются на всех четырехцилиндровых рядных дизелях ведущих тракторостроительных фирм.

Силы $P_{ц}$, $P_{ин.1}$ и $P_{ин.П}$, действующие в отдельных цилиндрах дизеля, создают моменты, которые дополнительно к реактивному моменту M_p передаются на его корпус и поэтому требуют своего уравнивания.

Неподвижные детали кривошипно-шатунного механизма. Блок-картер дизеля с жидкостным охлаждением нагружается силами давления газов внутри его цилиндров, инерционными силами масс деталей механизма, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движения, моментами от этих сил, монтажными силами, возникающими при затяжке крепежных элементов. В нем возникают также термические деформации, обусловленные неравномерным полем температур. Внутренние поверхности стенок блок-картера подвергаются коррозионному воздействию охлаждающей воды и создаваемым ею кавитационным разрушениям.

Основными требованиями, предъявляемыми к блок-картеру, являются его продольная и поперечная жесткости, сопротивление усталости, коррозионная стойкость, высокая теплопроводность, износостойкость его трущихся поверхностей и др.

Блок-картеры отливают обычно из серого чугуна с добавками хрома, никеля, молибдена, титана, после чего подвергают искусственному старению до твердости 190...240 НВ, уменьшающему его деформации в процессе эксплуатации дизеля.

Конструктивно блок-картер дизеля с жидкостным охлаждением (рис. 2.7) представляет собой многосекционный корпус 1 коробчатой формы. Его верхняя часть является блоком цилиндров 2, окруженных рубашкой охлаждения 3, в которую жидкость нагнетается насосом через окно в передней стенке блока. Рубашка замкнута сверху и снизу двумя плитами, составляющими единое целое с боковыми, передней и задней стенками блока.

Через отверстия в верхней плите и колодцы 21 проходят штанги привода коромысел механизма газораспределения, через сверления 4 происходит перетекание охлаждающей жидкости и масла.

Резьбовые части отверстий 6 под болты или шпильки, притяги-

вающие к блоку головку его цилиндров, заглублены относительно привалочной плоскости 5, на которую при сборке дизеля укладывается уплотнительная прокладка газового стыка. Такие заглубления исключают местные выпучивания плоскости 5 при затяжке крепежных деталей и нарушение герметичности соединения.

Нижняя плита отделяет рубашку охлаждения блока цилиндров от картерного пространства. Плита имеет вертикальные приливы с обработанными в них цилиндрическими направляющими 20, в которых перемещаются толкатели механизма газораспределения.

Цилиндры дизеля испытывают воздействие комплекса разнохарактерных нагрузок, предопределяющих срок их службы. Давление газов в цилиндре достигает 14 МПа, а их температура 2000 °С. При таких условиях возникает недостаток смазки между поршнем и цилиндром, особенно в верхней части последнего, что обуславливает интенсификацию его износа. Этому способствует также осаждение на ней кварцевой пыли, проникающей в цилиндр через воздухоочиститель.

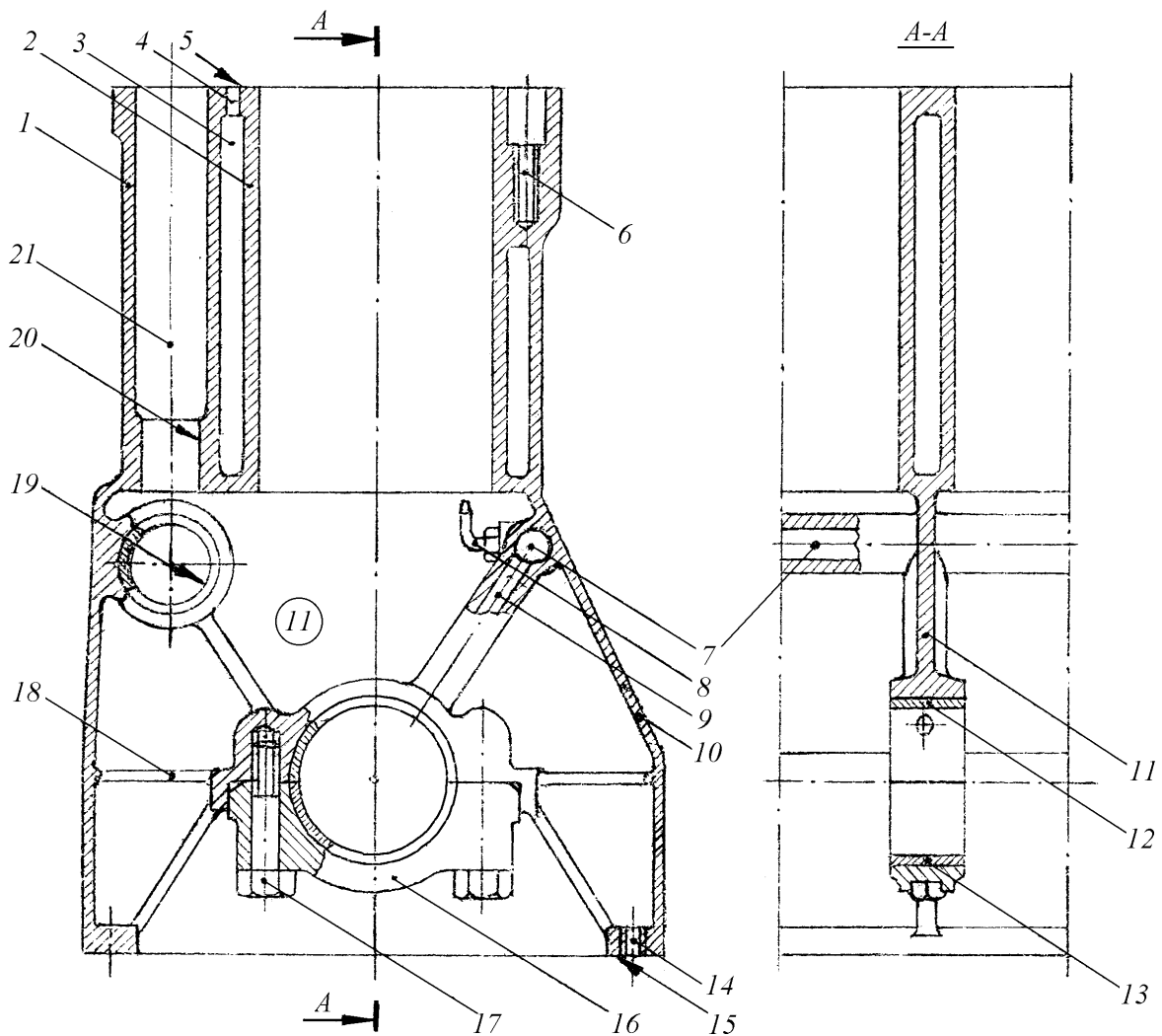


Рис. 2.7. Блок-картер дизеля с жидкостным охлаждением

Кроме абразивного износа рабочая поверхность цилиндра подвергается коррозионному воздействию соединений находящейся в топливе серы. Частицы образовавшихся оксидов обладают высокой твердостью и в дальнейшем действуют как абразивы. Ударные нагрузки от газовых сил, а также от передаваемой через поршень нормальной силы и силы инерции самого поршня при его "перекладках" вызывают высокочастотные колебания стенок цилиндра. Помимо излучения шума, эти колебания нарушают стационарность обтекания цилиндра охлаждающей жидкостью. Возникающие при этом кавитационные процессы в жидкости приводят к образованию на наружной поверхности цилиндра каверн, глубина которых достигает нескольких миллиметров. Через сквозные каверны охлаждающая жидкость может попадать в смазочное масло, находящееся в поддоне, нарушая его свойства и вызывая необходимость его преждевременной замены.

Для повышения жесткости блока цилиндров последние иногда сливаются друг с другом по всей высоте. Кольцевая проточка высотой 15...20 мм вокруг верхнего пояса цилиндра позволяет подвести охлаждающую жидкость к этой наиболее нагретой его части.

Увеличение срока службы цилиндров требует применения для их изготовления материалов, являющихся более качественными, чем материал блок-картера. Кроме того, для повышения ремонтоспособности дизеля необходима возможность нетрудоемкой замены его изношенных или поврежденных цилиндров. Эти обстоятельства привели к изготовлению цилиндров целиком или только их трущейся поверхности в виде легкоъемных деталей, устанавливаемых в блок-картер. Такие детали называют гильзами цилиндров, их изготавливают обычно из серого перлитного чугуна типа СЧ 21 или СЧ 24 с добавками хрома, никеля, титана и др.

Гильзы получают методом центробежного литья. После механической обработки их внутренняя поверхность закаливается ТВЧ до твердости 40...50 НРС. Глубина закаленного слоя составляет 2...3 мм. После закалки и отпуска рабочая поверхность гильз хонингуется. Для предотвращения появления на ней в начальный период эксплуатации натиров и задиров гильзы погружают в кислотный раствор солей монофосфата марганца, в результате чего указанная поверхность покрывается тонкой (5...8 мкм) пленкой кристаллов фосфата марганца.

Конструктивно гильзы выполняются "мокрыми" и "сухими".

"Мокрые" гильзы (рис. 2.8,а) верхними (направляющими) поясами 2 запрессовываются в расточки блока цилиндров. Их наружная поверхность непосредственно омывается охлаждающей жидкостью, что обеспечивает хорошие теплоотводящие качества таких гильз. Верхняя плоскость 4 опорного бурта 5 гильзы несколько выступает

над привалочной плоскостью блока цилиндров и на нее укладывается прокладка газового стыка. Для предотвращения просачивания охлаждающей жидкости через стык между опорным буртом гильзы и блоком в коническую фаску последнего часто устанавливается резиновое кольцо 3.

Нижний пояс гильзы является ее уплотняющей частью. Герметизация рубашки охлаждения достигается с помощью резиновых колец 1, устанавливаемых в канавки на поверхности гильзы или блок-картера (рис. 2.8,б). Последнее решение предпочтительнее, так как при ремонте дизеля кольца укладываются в канавки блок-картера до запрессовки в него новой гильзы. В результате не происходит повреждения колец при их прохождении мимо острых кромок кавитационных каверн, образовавшихся на поверхности блок-картера, как это имеет место при установке колец в канавки гильзы. Кавитационные процессы происходят наиболее интенсивно в зазоре между гильзой и блок-картером над верхним резиновым кольцом. Поэтому этот зазор часто заполняют дополнительным плоским антикавитационным резиновым кольцом 6.

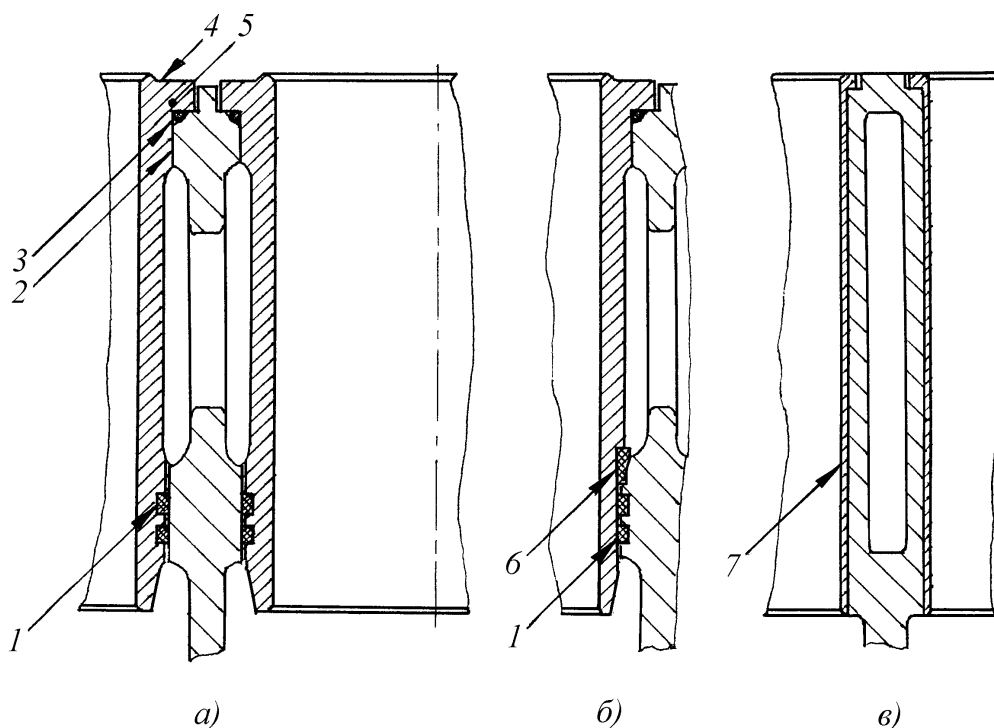


Рис. 2.8. Гильзы цилиндров: а и б - "мокрые"; в - "сухая"

"Сухие" гильзы 7 (рис. 2.8,в) имеют толщину всего 2...3 мм. Они запрессовываются в блок цилиндров и их наружная поверхность охлаждающей жидкостью непосредственно не омывается. Такие гильзы применяют реже, чем "мокрые", несмотря на ряд преимуществ - повышение жесткости блок-картера, улучшение охлаждения верхней

части цилиндра, снижение расхода дорогостоящего материала. Однако вследствие пониженной жесткости этих гильз происходит их деформация при запрессовке в блок цилиндров. Образующиеся местные зазоры между этими деталями заполняются картерными газами, обладающими низкой теплопроводностью. В результате ухудшается отвод теплоты в рубашку охлаждения блока. Кроме того, вследствие деформации гильз хонингование их рабочей поверхности приходится производить после их запрессовки в блок цилиндров, что усложняет замену изношенных гильз в эксплуатации.

Цилиндры дизелей с воздушным охлаждением являются, как правило, индивидуальными. Теплостойкость охлаждающего цилиндры атмосферного воздуха меньше теплостойкости охлаждающей жидкости. Поэтому для интенсификации отвода теплоты от цилиндра 4 (рис. 2.9) его наружную поверхность снабжают ребрами 5, увеличивающими площадь поверхности охлаждения. Объединение ребристых цилиндров в единой отливке является технологически весьма сложным, что и предопределяет их индивидуальность.

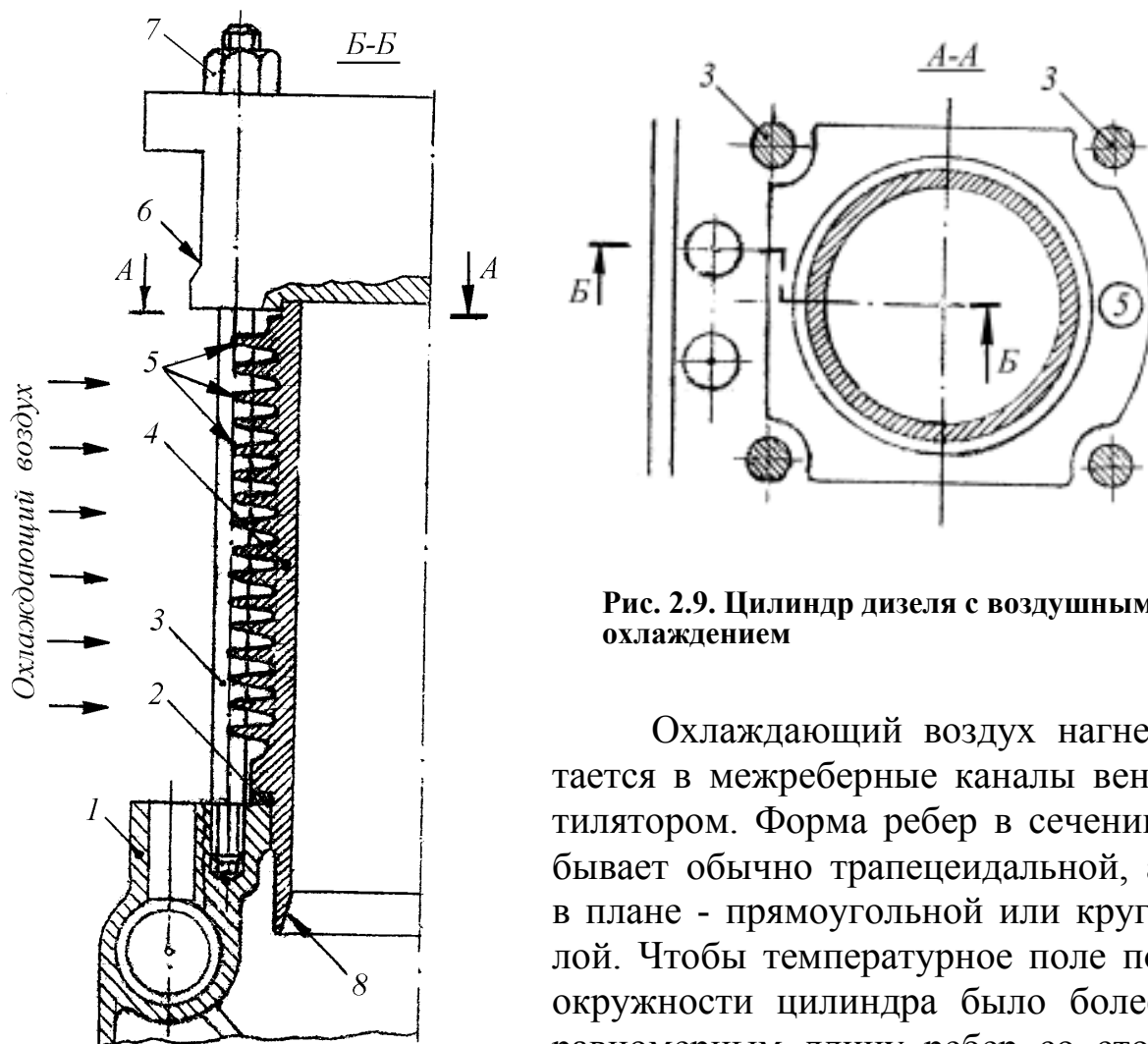


Рис. 2.9. Цилиндр дизеля с воздушным охлаждением

Охлаждающий воздух нагнетается в межреберные каналы вентилятором. Форма ребер в сечении бывает обычно трапецеидальной, а в плане - прямоугольной или круглой. Чтобы температурное поле по окружности цилиндра было более равномерным длину ребер со сто-

роны выхода нагретшегося от них воздуха делают несколько больше, чем со стороны обдувающего их холодного воздуха. Чтобы сблизить цилиндры и уменьшить тем самым длину дизеля, обращенные друг к другу ребра смежных цилиндров делают укороченными.

В местах прохода анкерных шпилек 3, притягивающих гайками 7 цилиндр 4 и его головку 6 к картеру 1, в ребрах делаются специальные вырезы. Места контакта цилиндров 4 и картера 1 уплотняются прокладками 2. Шпильки растягиваются усилием, создаваемым давлением газов в цилиндре и дополнительным усилием при удлинении цилиндра вследствие его нагрева.

Цилиндр может устанавливаться своей направляющей частью в расточку в верхней плите картера как до соединения шатунно-поршневой группы с коленчатым валом, так и после него. В последнем случае цилиндр надевается на поршень сверху, а для равномерного обжата поршневых колец нижняя его часть снабжается длинной внутренней конической фаской 8.

Картер дизеля с жидкостным охлаждением отливается как одно целое с блоком его цилиндров, а дизеля с воздушным охлаждением - в виде отдельной корпусной детали. Картер разделен поперечными перегородками 11 (см. рис. 2.7), усиленными радиальными, а иногда и концентричными ребрами жесткости 18. В приливах этих перегородок обработаны постели верхних вкладышей 12 коренных подшипников коленчатого вала. Нижние вкладыши 13 подшипников размещаются в крышках 16 подшипников, притягиваемых к картеру болтами 17 или гайками шпилек. Крышки и болты нагружаются газовыми силами и силами инерции подвижных деталей кривошипно-шатунного механизма. Поэтому отлитые из чугуна крышки снабжаются ребрами жесткости и фиксируются от поперечных перемещений боковыми выступами, упирающимися в стенки пазов картера. Для обеспечения правильной формы и соосности постелей под вкладыши в картере и крышках их расточка производится с одной установки.

Опорные шейки вала механизма газораспределения вращаются в бронзовых втулках-подшипниках 19, запрессованных в приливы перегородок картера. Выполненный в продольной стенке картера канал 7 является главной магистралью системы смазки дизеля, в которую очищенное в фильтре масло нагнетается под давлением насосом этой системы. Из магистрали масло по сверлениям 9 в перегородках картера поступает к коренным подшипникам коленчатого вала. Из этой же магистрали через угловые форсунки 8 осуществляется струйное охлаждение маслом днищ поршней форсированных дизелей.

К нижней плоскости 15 картера через герметизирующую прокладку с помощью болтов, ввертываемых в резьбовые отверстия 14,

крепится масляный поддон. Опускание плоскости 15 (размер H , рис. 2.10,а) ниже оси коленчатого вала способствует повышению жесткости картера. Кроме того, с целью уменьшения деформаций постелей коренных подшипников вала (рис. 2.10,а) их крышки 2 часто притягиваются к бобышкам на стенках 1 картера болтами 3, играющими роль поперечных силовых связей. Однако боковые усилия, действующие на крышку подшипника, могут нарушать плотность стыка между ней и бобышками.

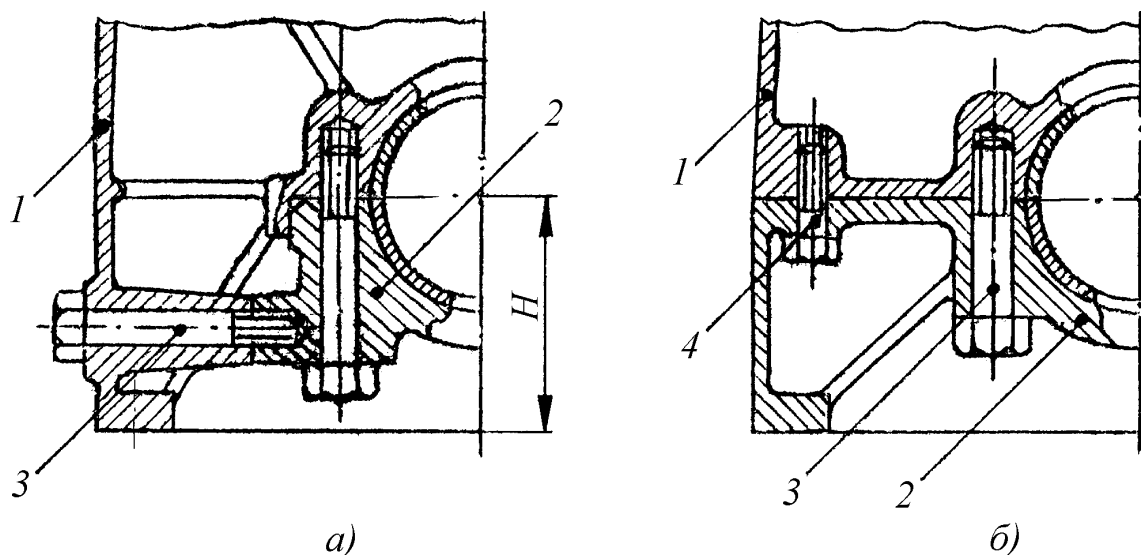


Рис. 2.10. Способы повышения жесткости картера

В последнее время более широкое распространение находит разделение картера на верхнюю 1 (рис. 2.10,б) и нижнюю 2 части. Последняя (промежуточный картер) является единым литым корпусом всех крышек коренных подшипников коленчатого вала и крепится к верхней части картера кроме болтов 3 еще и болтами 4, расположенными внутри или снаружи него. Соединение половин картера является беспрокладочным. Утечка масла наружу предотвращается нанесением на соединяемые плоскости деталей герметизирующего состава. Такая конструкция обладает большой жесткостью. К числу ее недостатков относится необходимость демонтажа детали 2 для замены хотя бы одного вкладыша коренного подшипника коленчатого вала.

Поддон картера (рис. 2.11) служит резервуаром масла системы смазывания дизеля. Через погруженный в него сетчатый приемник масло всасывается насосом этой системы и подается под давлением через фильтр в главную магистраль.

В эксплуатации трактор может подвергаться большим бортовым и кормовым наклонам. Колебания уровня масла в поддоне могут нарушить непрерывность его всасывания насосом. Во избежание этого в

поддоне устанавливают горизонтальные или вертикальные перегородки - успокоители 1, закрепляемые болтами или точечной сваркой.

Для слива масла при его замене или ремонтных работах в нижней точке поддона предусматривается резьбовая пробка 2.

Поддон изготавливают как штамповкой (рис. 2.11,а) из стального листа, так и литьем (рис. 2.11,б) из алюминиевого сплава или чугуна. Литые поддоны обладают рядом существенных преимуществ. На их внутренних и наружных поверхностях могут быть оформлены ребра 3, интенсифицирующие отвод теплоты от масла, температура которого может достигать 120...130 °С. Ребра увеличивают также жесткость поддона, снижая тем самым его вибрации и излучаемый им шум на 6...8 дБ(А). В то же время, такие поддоны увеличивают массу дизеля и могут быть разрушены при наезде трактора на препятствие. Равномерная деформация прокладки 4 штампованных поддонов обеспечивается жесткой стальной шиной 5.

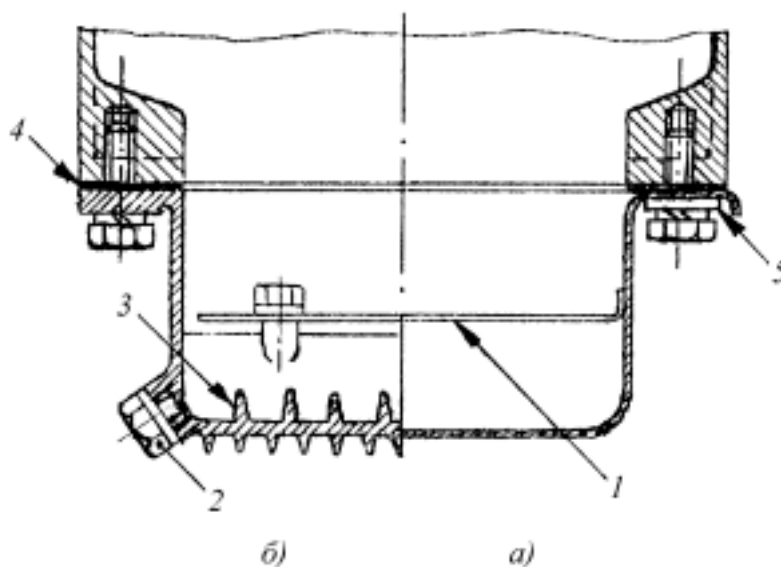


Рис. 2.11. Масляные поддоны: а - штампованный; б - литой

Головки цилиндров дизелей с жидкостным охлаждением (рис. 2.12,а), представляют собой полу ю коробку, внутри которой проходят каналы 7 и 5 для впуска в цилиндры воздуха и выпуска из них отработавших газов, а также колодец 2, в который устанавливается топливная форсунка. Поверхности этих элементов окружены рубашкой охлаждения 8. Для предотвращения образования в рубашке паровых пробок окно отвода из нее нагретой жидкости располагают в верхней ее части.

Нижняя полка головки через прокладку газового стыка прижата к привалочной плоскости блока цилиндров с помощью болтов или шпилек, проходящих через сверления 15. Часть полки, ограниченной контуром цилиндра, называют огненным днищем. Воздействие на него

газов такое же, как и на днище поршня. Поэтому толщина этой части полки больше, чем остальных стенок головки.

В днище обработаны гнезда *6* и *4* для установки в них седел впускных и выпускных клапанов механизма газораспределения. Перемычки между этими гнездами, а также посадочным гнездом *2* форсунки являются самыми нагретыми (до 400° С) местами в дизеле. Перегрев межклапанных перемычек приводит к образованию в них трещин, а перегрев гнезда форсунки - к закоксовыванию распыливающих топливо сопловых отверстий. Во избежание этого, охлаждающая жидкость, перетекающая из рубашки охлаждения блока цилиндров в рубашку его головки, часто направляется через вертикальное *3* и горизонтальное сверления в первую очередь на межклапанную перемычку.

В резьбовое отверстие *11* ввернута заглушка. Форсунка крепится нажимной полый пробкой, ввертываемой в резьбовое отверстие *12* или вильчатой скобой и болтом, ввертываемым в резьбовое отверстие *13*.

Для улучшения отвода теплоты от форсунки колодец под нее делают также в виде латунного стакана *19*, который запрессовывается в верхнюю и нижнюю полки головки, прижимается корончатой резьбовой пробкой *21* и уплотняется резиновым кольцом *18*.

Резьбовые сверления *17* служат для крепления болтами впускного и выпускного трубопроводов.

На верхней полке головки монтируются стойки коромысел привода клапанов механизма газораспределения, а в сверления *10* вертикальных приливов запрессовываются направляющие втулки клапанов. В углубления *9* полки через тарелки или непосредственно опираются торцы клапанных пружин. Штанги привода коромысел проходят через сверления *16*, служащие одновременно и для слива в поддон масла, скапливающегося на верхней полке головки. Клапанная коробка *14* накрывается штампованным или литым колпаком через резиновую прокладку.

Головки выполняют как общими на все или несколько цилиндров (моноголовки), так и на каждый цилиндр (индивидуальные). Последние обладают рядом преимуществ. Меньшая масса таких головок облегчает их изготовление и ремонт дизеля. Они являются унифицированными для семейства дизелей с разным числом цилиндров. В случае повреждения индивидуальной головки требуется замена только ее одной, а не общей для нескольких цилиндров. Деформация прокладки газового стыка под индивидуальной головкой при ее крепении к блоку цилиндров является более равномерной. В то же время,

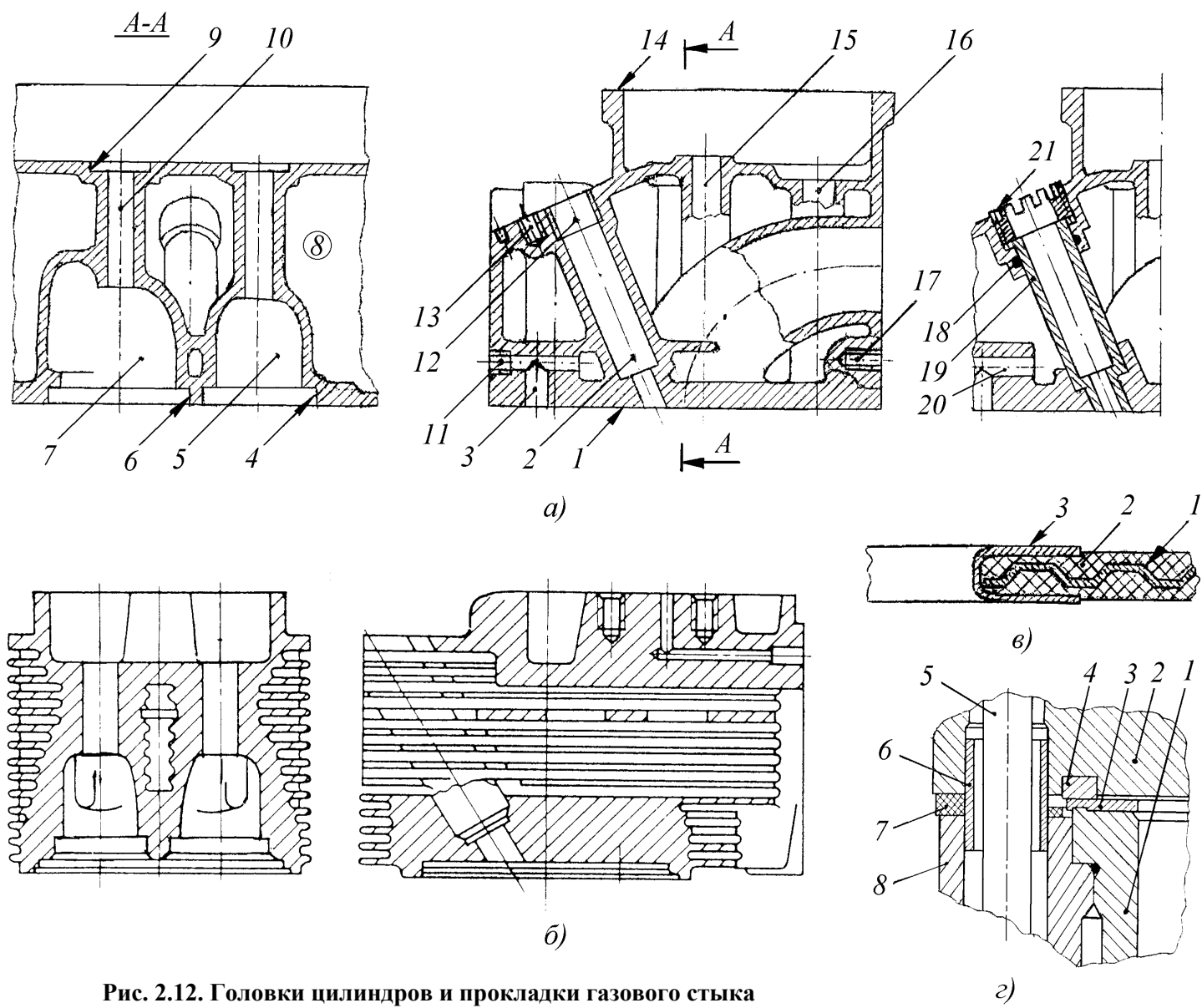


Рис. 2.12. Головки цилиндров и прокладки газового стыка

жесткость корпуса дизеля с индивидуальными головками цилиндров меньше, чем с моноголовкой. Поэтому их применяют преимущественно при большом диаметре цилиндров.

Головки отливают в земляные формы из чугунов типа СЧ18 и СЧ21, легированного хромом, никелем, молибденом, титаном, а также в кокиль - из алюминиевых сплавов.

Головки цилиндров дизелей с воздушным охлаждением (рис. 2.12,б) с целью интенсификации отвода от них теплоты имеют развитое ребрение. Ребра горизонтальные и вертикальные расположены вдоль движения потока охлаждающего их воздуха. Технологическая сложность отливки ребристых головок приводит к изготовлению их в подавляющем большинстве индивидуальными, несмотря на дополнительное снижение при этом жесткости корпуса дизеля. В качестве материала головок применяют алюминиевые сплавы типа АК9 и АК12ММгН, обладающие большей теплопроводностью и лучшими литейными свойствами, чем чугуны.

Прокладки газового стыка между головкой и блоком цилиндров имеют конструкцию, зависящую от разновидности головки.

Прокладка под моноголовку (рис. 2.12,в) состоит из рифленого стального листа 1, покрытого с двух сторон асбестовым полотном или резиноасбестовой смесью 2, полученной в результате горячей вулканизации. Толщина прокладки около 1,5 мм. В местах расположения цилиндров, отверстий для прохода штанг привода коромысел, болтов или шпилек крепления головки, а также охлаждающей жидкости и масла в прокладке вырезаны соответствующие отверстия. Отверстия для гильз цилиндров имеют окантовку 3 из малоуглеродистой листовой стали толщиной 0,2...0,3 мм. Окантовка ложится на опорный бурт гильзы цилиндра. При затяжке болтов крепления головки в этом месте происходит обжатие прокладки, обеспечивающее герметизацию объема цилиндра.

Прокладка 3 под индивидуальную головку 2 (рис. 2.12,г) также индивидуальная кольцевая, ее устанавливают на опорный бурт гильзы 1 цилиндра. Головка центрируется относительно блока 8 втулками 6. Для увеличения деформации мягкой стальной или алюминиевой прокладки 3 при затяжке болтов 5 крепления головки в ее днище запрессовывают или заливают стальное нажимное кольцо 4.

Подбором прокладок, имеющих различную толщину, при сборке дизеля обеспечивают во всех его цилиндрах одинаковый оптимальный зазор между огневыми днищами его головок и днищами поршней при положении последних в ВМТ. Это способствует повышению топливной экономичности дизеля и снижению дымности его отработавших газов. По контуру стык уплотняется резиновой

прокладкой 7.

Крышка распределительных шестерен изготавливается литьем из чугуна. Она имеет коробчатую форму и крепится болтами через прокладку к передней стенке блок-картера. Через запрессованный в нее самоподжимной сальник выходит наружу носок коленчатого вала. Внутри крышки располагаются шестерни привода кулачкового вала механизма газораспределения, топливного насоса высокого давления, уравнивающих валов. Снаружи к крышке крепятся насос системы жидкостного охлаждения, амортизатор передней опоры дизеля, компрессор кондиционера кабины трактора, топливные фильтры и другие агрегаты.

Картер маховика является промежуточной деталью между блок-картером дизеля и корпусом сцепления. К нему крепится редуктор пускового двигателя или электростартер. На боковых плоскостях картера крепятся кронштейны задних опор дизеля.

Подвижные детали кривошипно-шатунного механизма.
Поршневая группа. Поршень с установленными на нем компрессионными (уплотняющими) и маслосъемными кольцами, поршневым пальцем и деталями его фиксации образуют поршневой комплект (группу), функции которого сводятся к следующим:

- воспринимать силу давления газов и передавать её через шатун кривошипу коленчатого вала двигателя;
- передавать нормальную силу стенке цилиндра;
- уплотнять надпоршневую полость цилиндра с целью предотвращения утечки газов в картер и ограничивать чрезмерное проникновение смазочного масла из картера в камеру сгорания;
- обеспечивать отвод теплоты в стенки цилиндра во избежание перегрева поршневого комплекта.

Кроме того, в двухтактных двигателях с золотниковым газораспределением поршневая группа управляет процессами газообмена.

В современных дизелях детали группы работают в тяжелых условиях, характеризующихся высокими скоростями перемещения, циклическими резко изменяющимися механическими и тепловыми нагрузками при ограниченной смазке и воздействии агрессивных сред.

Поршень является базовой деталью поршневой группы и наиболее напряженным и ответственным элементом кривошипно-шатунного механизма двигателя и выполняет следующие функции:

- создает требуемую форму камеры сгорания;
- воспринимает силу давления газов и передаёт её шатуну;
- передает нормальную силу стенкам цилиндра;
- соприкасаясь с горячими газами в периоды сгорания и расши-

рения воспринимает от них теплоту и отводит её через кольца в стенки цилиндра;

- управляет маслораспределением по зеркалу цилиндра.

Основными элементами поршня (рис. 2.13) являются днище *I*, головка *II*, юбка *III* и бобышки *IV*.

Давление газов внутри цилиндра дизеля в случае форсирования его наддувом может достигать 14 МПа. При этом на днище поршня действует сила, иногда достигающая 200 кН и вызывающая в материале значительные напряжения и создающая высокое давление на рабочих поверхностях сопрягаемых с поршнем деталей.

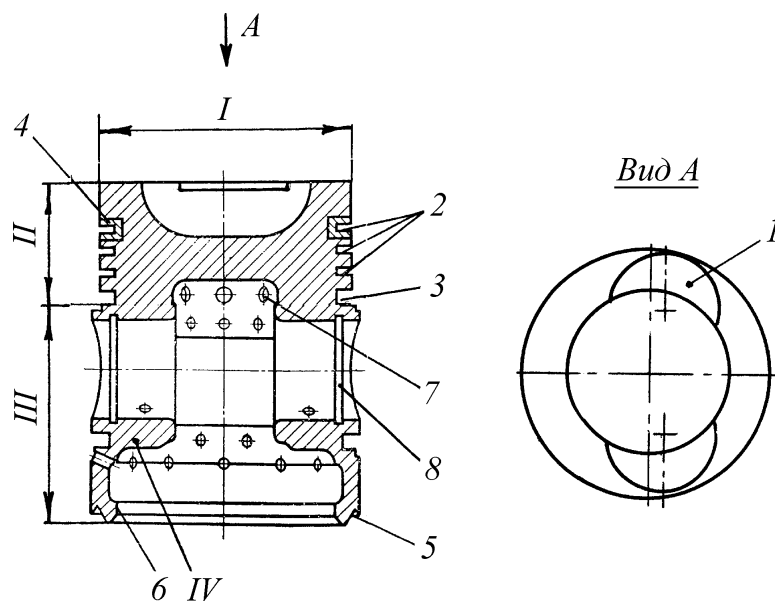


Рис. 2.13. Поршень дизеля

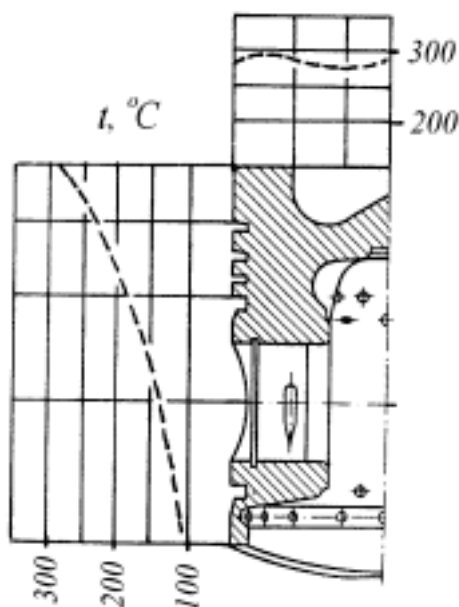


Рис. 2.14. Температурное поле поршня дизеля

Максимальная температура рабочего тела в цилиндрах дизелей находится в пределах 1900...2300 К. Через поршень в стенки цилиндра отводится до 30% количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива: 75% через головку поршня, а 25% через юбку. В результате эти элементы поршня нагреваются до высоких температур (рис. 2.14).

Чрезмерный нагрев поршня вызывает снижение механических свойств его материала, коксование масла в канавках, приводящее к потере подвижности колец и даже к аварийному заклиниванию его в цилинд-

ре.

Нагружение поршня нормальной силой, наличие в смазочном масле абразивных частиц пыли, сажи и продуктов трения в сочетании с высокими (до 10...11 м/с) скоростями его перемещения относительно стенок цилиндра вызывает износ юбки и канавок под компрессионные и маслоъемные кольца. Подвергаются износу и расточки в бобышках поршня под действием высоких знакопеременных нагрузок, передаваемых через поршневой палец.

Основными требованиями, предъявляемыми к поршню, являются:

- высокая жесткость и прочность при минимальной массе;
- высокая теплопроводность;
- малая зависимость механических свойств от температуры;
- высокая износостойкость;
- технологичность конструкции.

Основными поршневыми сплавами являются силумины АК9, АК12М2МгН, АК18МН2, АК12Н2М2 и другие с содержанием кремния до 26% и легированные медью (до 10...12%), молибденом, титаном и другими компонентами. Эти сплавы обладают малым удельным весом, высокой теплопроводностью и антифрикционными свойствами. К их недостаткам следует отнести значительное уменьшение механической прочности при нагреве (при 300 °С прочность снижается в 2 раза), относительно большой коэффициент линейного расширения и сравнительно малую износостойкость.

Заготовки алюминиевых поршней получают путем механизированной отливки в металлический кокиль. В последнее время все более широкое применение находят методы жидкой и изотермической штамповки заготовок. Последняя позволяет существенно повысить твердость, теплопроводность и износостойкость изделия. Для повышения механических свойств материала поршни из алюминиевых сплавов подвергают искусственному старению до твердости 100...140 НВ.

С целью улучшения приработки поршней и предохранения их от возможных задиров в начальный период эксплуатации на поверхность направляющей части наносят специальное покрытие на основе коллоидного графита и дисульфида молибдена. В ряде случаев трущиеся поверхности поршня фосфатируют во избежание прижогов.

Для предотвращения чрезмерного нагрева поршня на днище наносят специальное теплозащитное покрытие на основе оксидов кремния, циркония и подвергают его анодированию или оксидированию с целью повышения термостойкости.

Д н и щ е *I* п о р ш н я (см. рис. 2.13) имеет сложную форму,

что связано с размещением в нем камеры сгорания. Наиболее распространенные формы днищ поршней представлены на рис. 2.15. Форма днища зависит, в первую очередь, от способа смесеобразования, расположения форсунки и формы факелов распыленного топлива, степени сжатия, короткоходности дизеля и ряда других факторов.

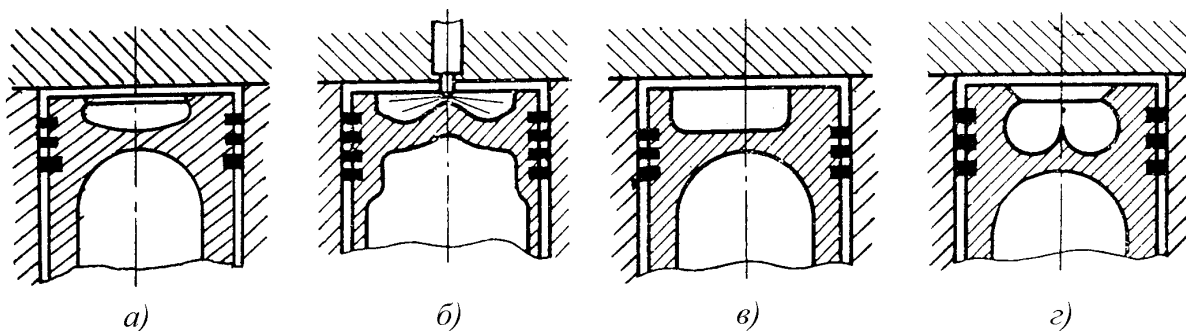


Рис. 2.15. Формы днищ поршней

При центральном расположении форсунки в цилиндре большое распространение имеют днища (рис. 2.15, б и г), обеспечивающие форму камеры сгорания, согласованную с конфигурацией факелов топлива, впрыскиваемых многодырчатой форсункой. Во избежание встречи тарелок клапанов с днищем поршня, находящегося вблизи ВМТ в конце такта выпуска, в нем выполняются выточки 1 (см. рис. 2.13).

Головка II поршня (рис. 2.13) является его уплотняющей частью. На ее боковой поверхности проточены канавки 2 для установки компрессионных колец и канавка 3 для маслоъемного кольца. Последняя снабжена дренажными отверстиями 7, через которые снимаемое этим кольцом с зеркала цилиндра масло отводится в картер дизеля.

Повышение температуры головки в зоне верхнего кольца выше 240 °С приводит к интенсивному коксованию масла в зазорах между кольцом и канавкой под него в головке, потере подвижности кольца и его залеганию. На дизелях, особенно форсированных наддувом, с целью снижения температуры головки в этой зоне применяют струйное охлаждение поршней маслом, заключающееся в непрерывной подаче его струи на днище специальной форсункой, установленной внутри картера дизеля.

В ряде случаев, когда даже струйное охлаждение не позволяет обеспечить приемлемый уровень температуры головки поршня применяют полостной (галерейный) способ ее охлаждения (рис. 2.16). По вертикальному каналу 1 масло из главной масляной магистрали через

специальную форсунку 2 поступает непрерывной струей в кольцевую полость - галерею 3. При возвратно-поступательном движении поршня масло в полости интенсивно взбалтывается, охлаждая прилегающие к ней участки головки и через сверления 4 сливается с противоположной стороны в картерную полость. При таком способе охлаждения, удастся снизить температуру головки поршня в зоне верхнего компрессионного кольца на 50...60 °С. Однако такое решение существенно усложняет технологию получения заготовки: требуется специальный соляной стержень, устанавливаемый в кокиль перед заливкой металла поршня и последующее его вымывание из готовой детали горячей водой или паром.

С целью дополнительного повышения износостойкости канавки под верхнее компрессионное кольцо, ее обрабатывают в кольцевой вставке 4 (см. рис. 2.13) из износостойкого легированного никелем чугуна - нирезиста. Вставка 4 устанавливается в кокиль перед заливкой основного металла поршня.

В ряде случаев применяют составные поршни (рис. 2.17), у которых головка 1 выполнена из жаропрочной стали, а юбка 2 - из силумина. Обе детали шарнирно соединены поршневым пальцем 3 с шатуном 4. Такая конструкция позволяет:

- уменьшить отвод теплоты в рубашку охлаждения;
- сократить период задержки самовоспламенения топлива;
- уменьшить механические потери, поскольку нормальная сила в этом случае передается цилиндру только через юбку 2 поршня, а его головка 1 свободно поворачивается вокруг поршневого пальца 3.

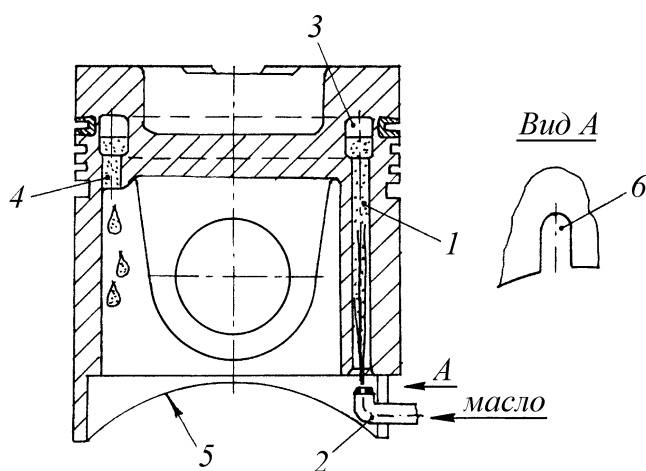


Рис. 2.16. Поршень с полостным масляным охлаждением

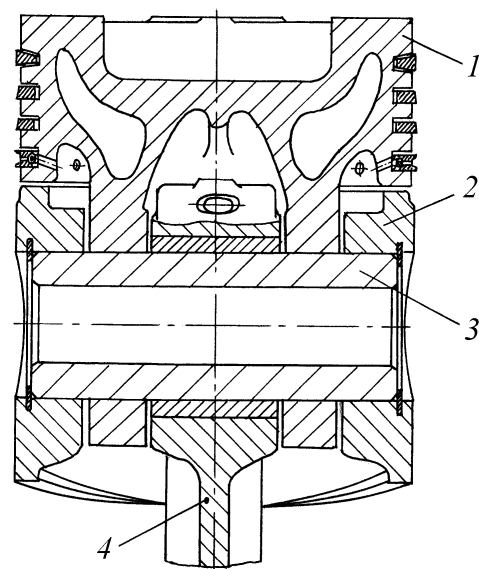


Рис. 2.17. Конструкция составного поршня

Ю б к а III п о р ш н я (рис. 2.13) является его направляющей частью, поскольку она передает нормальную силу N стенкам цилиндра. С учетом расширения юбки вследствие ее нагрева между ней и цилиндром предусматривают зазор величиной 0,15...0,25 мм.

Наибольшему нагреву и, следовательно, расширению подвергается верхняя часть юбки. Во избежание повышенного трения и даже заклинивания поршня в цилиндре при расширении этой части юбки ее диаметр в верхней части делают уменьшенным (рис. 2.18,а).

Под действием знакопеременной нормальной силы поршень помимо возвратно-поступательного движения совершает в пределах указанного зазора еще и поперечные перемещения в цилиндре - "перекладки" с большими ускорениями. Возникающая при этом сила инерции вызывает удары юбки о стенки цилиндра. Следствиями этих ударов является повышенная шумность работы дизеля, вибрация стенок его цилиндра и ускоренный износ как их самих, так и юбки поршня. Для демпфирования этих ударов нижнюю часть юбки изготовляют уменьшенного диаметра. Между этой частью юбки и стенкой цилиндра образуется клинообразный масляный слой. По мере приближения такой бочкообразной юбки к стенке цилиндра масло из этого зазора выдавливается постепенно, демпфируя удар.

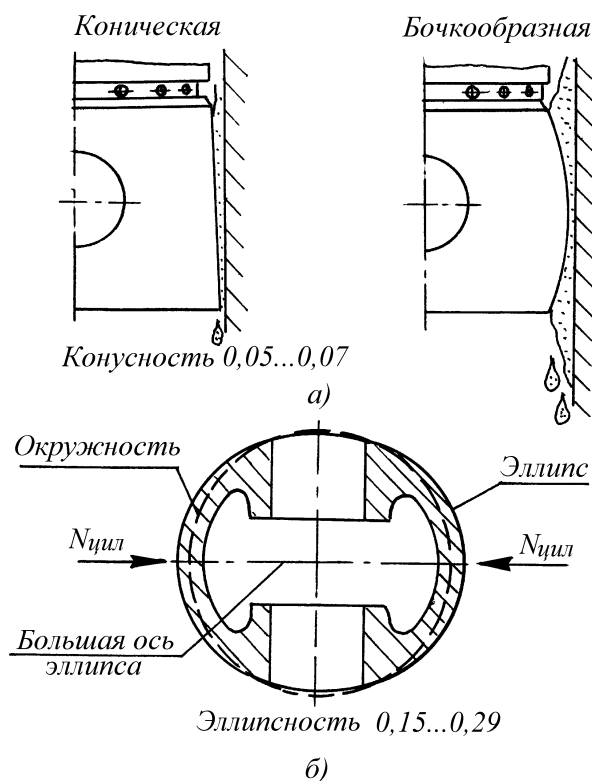


Рис. 2.18. Профили юбок поршней

поршня обычно является расточка б в нижней части юбки. С нее же

Поперечному сечению юбки (рис. 2.18,б) при ее обработке придают форму эллипса, большая ось которого перпендикулярна оси поршневого пальца. При работе дизеля под действием реакции нормальной силы $N_{цил}$ поперечное сечение юбки принимает форму, близкую к окружности (рис. 2.18,б).

В ряде случаев для исключения чрезмерного попадания масла в зазор между юбкой и цилиндром и дальнейшей перекачки его в надпоршневую полость на нижнем обрезе юбки делается специальная фигурная проточка - скребок 5 (см. рис. 2.13), управляющая маслообеспечением. Технологической базой при обработке

снимается лишний металл при подгонке поршня по массе.

Во избежание встречи противовесов кривошипа с юбкой поршня при его положении в НМТ на юбке делаются фигурные вырезы 5 (см. рис. 2.16), а также паз 6 для максимального приближения поршня к форсунке его струйного охлаждения.

Р а с т о ч к и б о б ы ш е к *IV* (см. рис. 2.13) п о р ш н я нагружаются через его палец как газовыми силами, так и силой инерции массы поршневого комплекта, достигающей максимальных значений при смене направления движения. Вследствие этого бобышки должны обладать высокой жесткостью и прочностью при необходимой износостойкости их расточек. С этой целью, а также для обеспечения жесткости всей конструкции поршня, бобышки связываются с его днищем ребрами *I* (рис. 2.19).

Нижняя часть поверхности расточек бобышек менее нагружена, чем верхняя, воспринимающая давление газов в цилиндре. Поэтому часто длину нижней части делают меньше верхней, придавая бобышкам трапецеидальную форму (рис. 2.20), что способствует также снижению массы поршня.

С целью уменьшения трения в сопряжении поршневого пальца с бобышкой по специальным сверлениям 2 (см. рис. 2.19), выполненным в ее нижней части, подается смазка в виде масляного тумана, заполняющего полость картера дизеля.

Ограничение осевых перемещений пальца в бобышках и исключение касания им стенок цилиндра осуществляют стопорные кольца (рис. 2.21) устанавливаемые в специально проточенные канавки 8 (рис. 2.13).

Поршневые кольца подразделяются на два типа: компрессионные (уплотняющие) и маслосъемные.

К о м п р е с с и о н н ы е к о л ь ц а как предотвращают прорыв газов из надпоршневой полости в картер, так и ограничивают проникновение масла в камеру сгорания. Кроме того, через них отводится (в стенки цилиндра, а затем в рубашку его охлаждения) основное количество теплоты, воспринимаемой днищем поршня. Под действием этого теплового потока, а также теплоты трения колец о зеркало цилиндра кольца (особенно верхнее) нагреваются до 230...240 °С. В результате материал колец в значительной степени утрачивает упругие свойства, что отрицательно сказывается на их уплотняющих качествах. Режим работы поршневых колец осложняется высокими (до 10...11 м/с) скоростями перемещения по зеркалу цилиндра в условиях недостаточной смазки.

В связи с изложенным к компрессионным кольцам предъявляют чрезвычайно высокие требования, главными из которых являются:

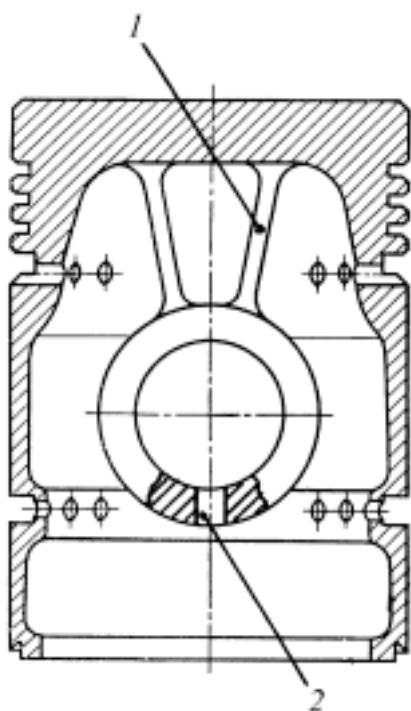


Рис. 2.19. Оребрение бобышек поршня

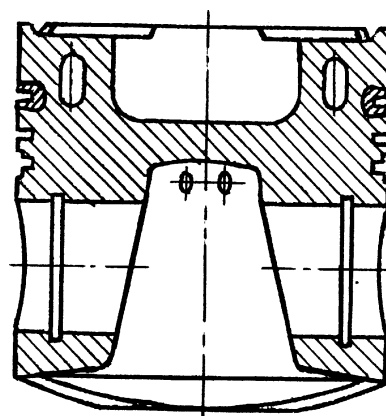


Рис. 2.20. Поршень со скошенными бобышками

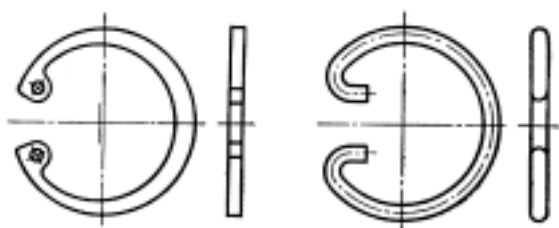


Рис. 2.21. Виды стопорных колец

- высокая износостойкость;
- малая зависимость упругости кольца от его температуры;
- хорошая прирабатываемость к зеркалу цилиндра;
- малый коэффициент трения при рабочей температуре;
- коррозионная стойкость в агрессивной газовой среде.

Перечисленным требованиям удовлетворяют компрессионные кольца, изготовленные из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. Наиболее распространенной технологией производства чугунных колец является их литье в индивидуальные формы. Для исключения деформации колец после механической обработки, их заготовки обычно подвергают искусственному старению при температуре 400...500 °С. Для повышения износостойкости компрессионных колец на их рабочие поверхности электролитическим способом наносят тонкий (0,10...0,15 мм) слой хрома твердостью 800...1000 НВ. С целью повышения сопротивления колец прижога к зеркалу цилиндра на их рабочие поверхности методом плазменного напыления наносят также тонкий (0,2...0,3 мм) слой молибдена.

Концы кольца у замка (разрезной его части) оказывают наименьшее давление на зеркало цилиндра в связи с их податливостью.

Вследствие этого, уплотняющие свойства кольца в замке являются минимальными. Для предотвращения прорыва газов через эту зону, рабочей поверхности кольца при его обработке придают форму, обеспечивающую повышение давления на стенки цилиндра (рис. 2.22).

Замок кольца может быть формы, показанной на рис. 2.23. После установки в цилиндр зазор в замке составляет 0,2...0,5 мм.

Высота компрессионных колец составляет 2,5...4 мм. С увеличением высоты кольца возрастают потери на трение и ухудшается его прирабатываемость к цилиндру, а с уменьшением - ухудшается теплоотвод от головки поршня и увеличивается теплонапряженность кольца.

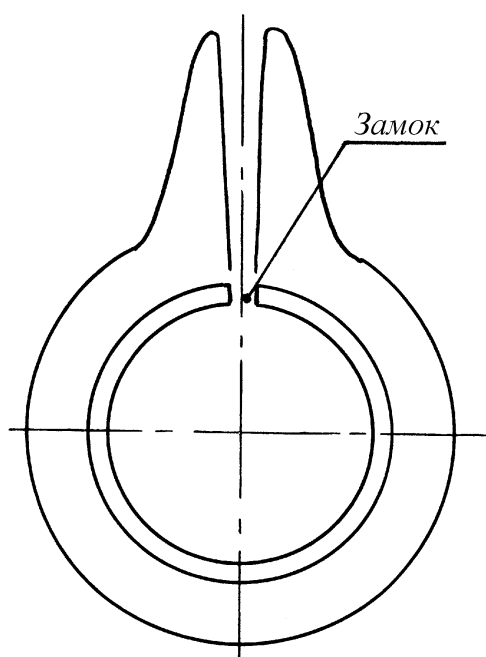


Рис. 2.22. Эпюра радиального давления поршневого кольца на стенки цилиндра

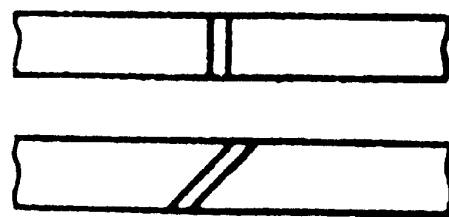


Рис. 2.23. Формы замков поршневых колец

Формы поперечных сечений компрессионных колец представлены на рис. 2.24,а-в.

Верхнее кольцо, как правило, имеет форму двух (рис. 2.24,а) - или односторонней (рис. 2.24,б) трапеции. Такие формы колец позволяют в значительной степени предотвратить заполнение зазоров ΔS между кольцом и канавкой в поршне частицами нагара из камеры сгорания, "залегание" кольца в канавке и потерю им своих уплотняющих функций. При радиальных перемещениях поршня зазор между коническими поверхностями его канавки и кольца изменяется. Попавшие в зазор частицы нагара механически дробятся и вымываются из него маслом.

Бочкообразная рабочая поверхность кольца, совершающего возвратно-поступательное движение, способствует его "гладкой" по тонкому слою масла на стенке цилиндра, уменьшающему

потери на трение.

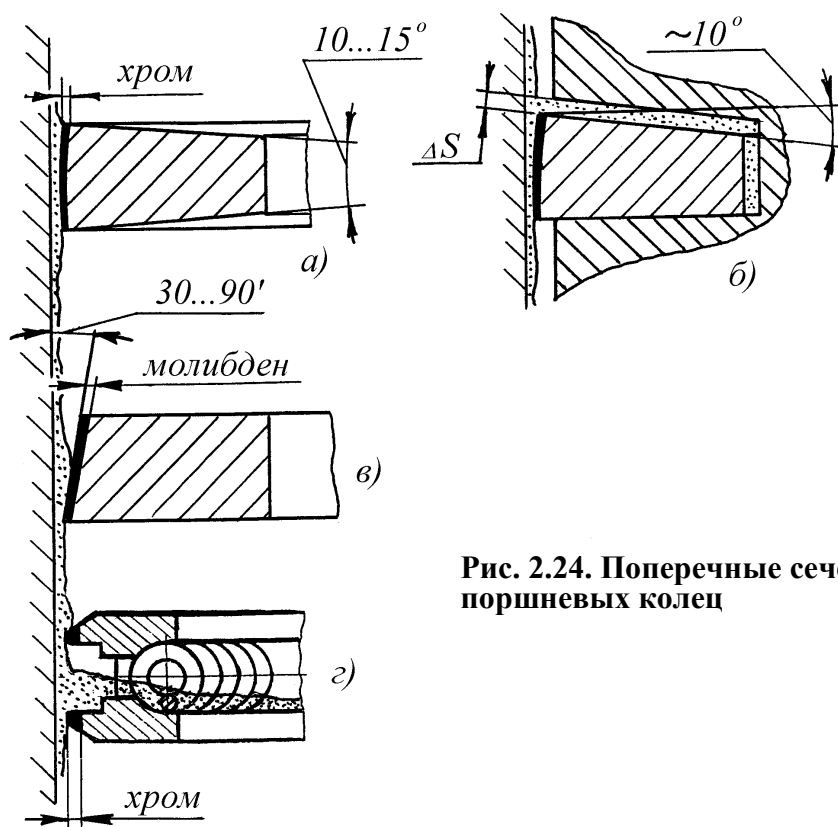


Рис. 2.24. Поперечные сечения поршневых колец

Второе (рис. 2.24,в) компрессионное кольцо имеет, как правило, так называемое "минутное" сечение. Оно имеет вид усеченного конуса, обращенного вершиной вверх, с углом наклона образующей от 30° до 90°. Такие кольца быстро прирабатываются и обладают высокими уплотняющими свойствами благодаря образованию в начале эксплуатации узкого пояска у нижнего основания конуса, создающего на зеркало цилиндра высокое давление. Кроме того, этот поясок при движении поршня вниз снимает излишек масла со стенок цилиндра, т. е. такое кольцо частично выполняет функции маслоъемного.

М а с л о с ъ е м н о е к о л ь ц о (рис. 2.24,г) служит для удаления с зеркала цилиндра излишков масла, ограничения его проникновения в камеру сгорания и отвода в картер двигателя. Кроме того, эти кольца регулируют количество масла в верхней зоне стенок цилиндра. Несмотря на это часть масла попадает в надпоршневую полость, где сгорает и выносится с отработавшими газами.

Современные дизели в зависимости от конструкции, степени форсирования и быстроходности расходуют масло на угар в количестве 0,2...0,5% расхода топлива. Ограничение верхнего предела расхода дизелем масла на угар объясняется высокими экологическими требованиями по дымности отработавших газов, опасностью интен-

сивного нагарообразования на поверхностях деталей, образующих камеру сгорания, а также высокой стоимостью высококачественного моторного масла, содержащего комплекс многофункциональных присадок. Ограничение нижнего предела расхода масла на угар вызвано необходимостью постоянной подачи масла на зеркало цилиндра для обеспечения гидродинамического режима трения пар юбка поршня - цилиндр и кольцо - цилиндр, нарушение которого приводит к резкому увеличению потерь на трение и опасности возникновения задиров на поверхностях.

Наиболее широкое применение в тракторных дизелях нашли чугунные маслоъемные кольца коробчатого сечения с браслетной пружиной в качестве радиального расширителя. Масло, снимаемое с зеркала цилиндра острыми кромками такого кольца, отводится через прорези в дренажные сверления канавки поршня. С целью повышения износостойкости кромок производится их гальваническое покрытие хромом. В тракторных дизелях без наддува на поршень устанавливают одно или два маслоъемных кольца: одно на головке и второе - на юбке. В случае форсирования дизеля наддувом кольцо на юбке поршня не ставится с целью достаточного маслообеспечения зазора между ней и цилиндром.

Поршневой палец (рис. 2.25) обеспечивает шарнирное соединение шатуна с поршнем и передаёт усилия, создаваемые газами в цилиндре, от бобышек поршня шатуну. В процессе работы дизеля на поршневой палец действуют значительные динамические, близкие к ударным, циклические изгибающие нагрузки. Кроме того, палец работает в режиме граничного трения, обусловленного недостаточным количеством масла на его поверхности, что приводит к неравномерному его изнашиванию. В связи с этим палец должен отвечать следующим требованиям:

- достаточным сопротивлением усталости под действием знакопеременных изгибающих нагрузок;
- высокой износостойкости рабочей поверхности;
- малой массы.

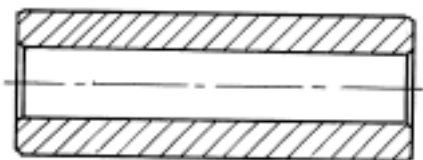


Рис. 2.25. Поршневой палец

Материалом для изготовления поршневых пальцев тракторных дизелей служит легированная сталь типа 12ХН3А и 18ХНВА. Пальцы подвергают цементации на глубину 1,5...2,0 мм с последующей закалкой ТВЧ и отпуском, добиваясь твердости рабочей поверхности 55...60 НRC. В

результате такой обработки рабочая поверхность пальца приобретает высокую износостойкость, а сердцевина его поперечного сечения со-

храняет вязкость, позволяющую противостоять изгибающим ударным нагрузкам. Пальцы форсированных дизелей, особенно с составными поршнями, после закалки и отпуска подвергают газовому или жидкостному азотированию на глубину 0,3...0,4 мм, что обеспечивает поверхностную твердость $> 60 \text{ HRC}$.

Рабочая поверхность пальца подвергается шлифовке и полировке. Наличие следов механической обработки и рисок, являющихся концентраторами напряжений, не допускается.

Превалирующее распространение в тракторных дизелях получили пальцы плавающего типа. Благодаря гарантированному зазору в бобышках поршня и в верхней головке шатуна при работе дизеля палец имеет возможность совершать вращательное движение. Поэтому относительная скорость скольжения между трущимися деталями снижается, а изнашивание пальца имеет более равномерный характер. Опасность осевого перемещения поршневого пальца и его касания стенок цилиндра предотвращается установкой стопорных колец в канавки 8 (см. рис. 2.13), проточенные в бобышках поршня.

Шатунная группа (рис. 2.26) обеспечивает кинематическую связь возвратно-поступательно движущейся поршневой группы с коленчатым валом, совершающим вращательное движение. В эту группу входят шатун с втулкой-подшипником 1 его верхней (поршневой) головки, комплект вкладышей 2 подшипников его нижней (кривошипной) головки, крышка шатуна 3 и детали ее крепления к телу шатуна (болты 4 и гайки 5).

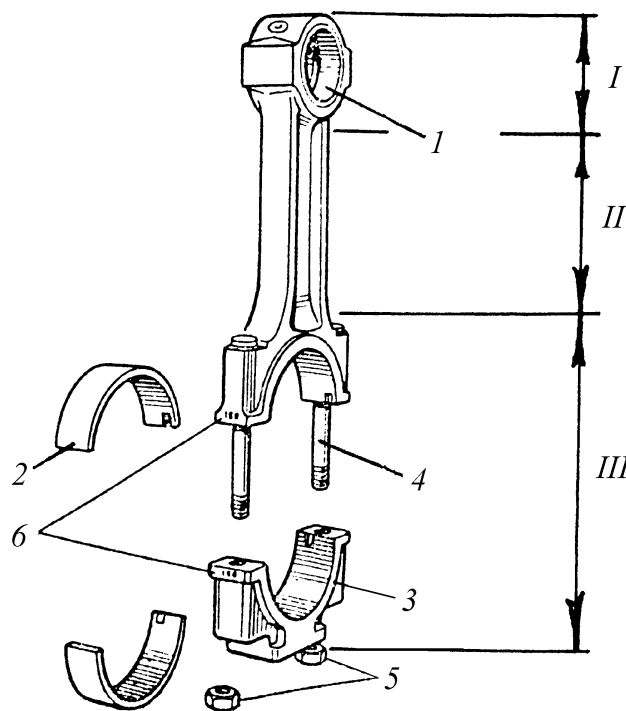


Рис. 2.26. Детали шатунной группы

Шатун предназначен для передачи действующих на него сил от поршневого пальца шатунной шейке коленчатого вала. Шатун совершает сложное плоско-параллельное качательное движение. Под действием сил давления газов шатун подвергается сжатию и продольному изгибу, под действием силы инерции комплекта поршня - растяжению и сжатию, а под действием силы инерции массы самого шатуна - знакопеременному поперечному изгибу. К шатуну предъявляются следующие требования:

- высокого сопротивления усталости;
- высокой жесткости;
- износостойкости втулки - подшипника верхней головки и вкладышей подшипника нижней головки;
- малой массы.

Для изготовления шатунов тракторных дизелей используют легированную качественную сталь марок 40ХН, 40ХНМА, 18ХНВА.

Шатун изготавливают горячей штамповкой с последующей механической и термической обработками - нормализацией, закалкой и отпуском, обеспечивающими твердость детали 230...280 НВ. Для ликвидации поверхностных дефектов после штамповки, являющихся источниками усталостных трещин, шатуны подвергают дробеструйному наклепу, а в форсированных дизелях используют механическую обработку, включая полировку.

Шатун (рис. 2.26) состоит из трех конструктивных элементов: верхней (поршневой) головки *I*, стержня *II* и нижней (кривошипной) головки *III*.

Верхняя головка шатуна (рис. 2.27) предназначена для его сочленения с поршневым пальцем и имеет форму, близкую к цилиндрической. Для уменьшения потерь на трение и износов сопрягаемых деталей в верхнюю головку запрессовывают подшипник скольжения - втулку, изготовленную из бронзы или биметаллическую (сталебронзовую). Втулки верхних головок смазываются, как правило, масляным туманом, проникающим к их трущимся поверхностям через сверления *1*. Иногда масло подводится к втулке из полости в шатунной шейке коленчатого вала по сверлению *2* в стержне шатуна. Для лучшего распределения масла в зазоре внутри втулок нарезают канавки *3*, а с наружной стороны - маслораспределительные проточки *4*.

С целью снижения массы поршневой головки ей иногда придают трапецеидальную форму, соответствующую скошенным торцам бобышек поршня (см. рис. 2.20). Такая форма позволяет одновременно уравнивать давления на нижнюю, наиболее нагруженную, и верхнюю поверхности втулки. Приливы *5* (см. рис. 2.27) служат для съема

металла при подгонке поршневой головки по массе.

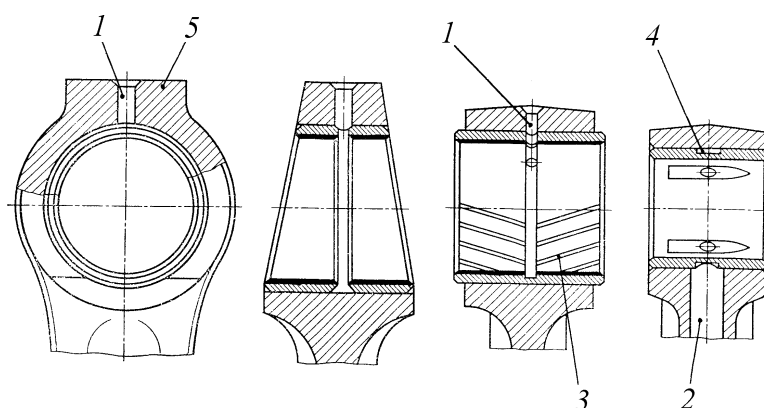


Рис. 2.27. Верхние головки шатунов

Стержень шатуна имеет, как правило, сечение двутавра наиболее хорошо сопротивляющегося изгибу (рис. 2.28). При подаче масла под давлением к подшипнику верхней головки шатуна в стержне выполняют сверление. Переходы стержня к головкам делаются плавными, что обеспечивает необходимую жесткость и сопротивление усталости всей конструкции.

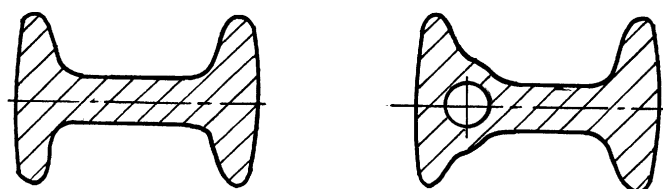


Рис. 2.28. Поперечные сечения стержня шатуна

Нижняя (кривошипная) головка шатуна образует корпус шатунного подшипника коленчатого вала. Кривошипная головка делается разъемной, а нижняя часть ее (крышка) крепится к шатуну специальными болтами. В нижней части крышки имеется прилив, служащий для съема металла при подгонке кривошипной головки шатуна по массе.

На тракторных дизелях применяются шатуны как с прямым (рис. 2.29,а), так и с косым (рис. 2.29, б и в) разъемом кривошипной головки. При сборке двигателя его поршень в сборе с шатуном без его крышки опускается через цилиндр до установки кривошипной головки шатуна на шейку коленчатого вала. Для этого поперечный размер A головки шатуна без крышки должен быть меньше диаметра цилиндра, т.е. $A < D_{\text{цил}}$. Применение косого разъема головки позволяет

уменьшить размер A и увеличить диаметр d его расточки под вкладыши шатунного подшипника. Это снижает давления как на подшипник, так и на шейку вала и, следовательно, интенсивность их изнашивания. Недостатком такого разъема является работа шатунных болтов не только на растяжение, но и на знакопеременный изгиб.

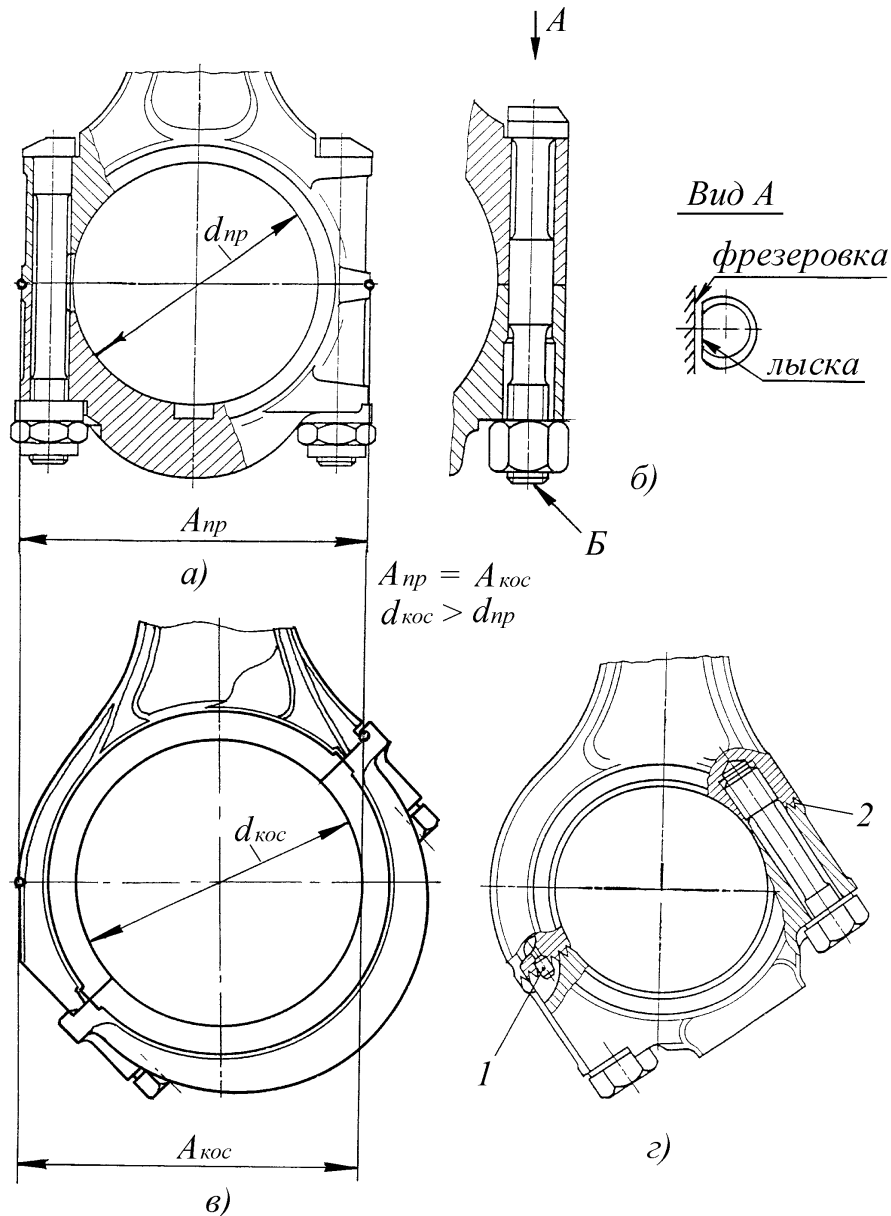


Рис. 2.29. Нижние головки шатуна

Нижнюю головку шатуна обрабатывают с крышкой в сборе. Такая обработка не допускает замены крышки одного шатуна на крышку другого. Во избежание этого на совместно обрабатываемых деталях ударным клеймением наносится порядковый номер цилиндра (метки спаренности b на рис. 2.26).

Смещение крышки относительно тела шатуна, которое может нарушить работу шатунного подшипника, предотвращается жесткой

их фиксацией друг относительно друга. Такая фиксация осуществляется, например, за счет треугольных шлицев 2 на стыкуемых плоскостях обеих деталей (см. рис. 2.29, z), применением ступенчатого стыка (рис. 2.29, $в$), использованием штифтов 1 , а также "чистыми" болтами (рис. 2.29, $б$).

Шатунные болты и гайки изготовляют из легированной стали марок 40ХН, 18ХНВА, 20ХНЗА, 40ХНМА и подвергают закалке и отпуску, обеспечивая их твердость на уровне 35...40 НРС. В зависимости от принятой конструкции головки шатуна могут применяться болты с гайкой (рис. 2.29, $а$ и $б$) или болты, заворачиваемые в тело шатуна (рис. 2.29, $в$ и z). "Чистые" болты (рис. 2.29, $б$) имеют в средней части шлифованный пояс, которым болт устанавливается в сопрягаемые детали с натягом. Во избежание проворачивания болта при затягивании гайки его головку делают со срезом - лыской, упирающейся во фрезеровку в теле шатуна.

Резьба на болтах и гайках выполняется с мелким шагом, что снижает вероятность их самоотвинчивания. Сила затяжки гайки шатунного болта контролируется по его удлинению с помощью скобы с индикатором, ножка которого опирается на шлифованную поверхность B (рис. 2.29, $б$), либо (в случае применения косоугольной головки) - по величине момента затяжки, определяемого с помощью динамометрического ключа.

Кривошипная группа. Эту группу составляют коленчатый вал в сборе с маховиком, противовесами, шестернями привода механизма газораспределения, вспомогательных агрегатов и уравнивающих валов, шкивом ременного привода вспомогательных агрегатов, демпфером крутильных колебаний вала, маслоотражательными кольцами и т.д.

Коленчатый вал преобразует качательное движение шатунов дизеля во вращательное движение, воспринимает крутящие моменты, создаваемые его коленами, и передает суммарный момент через сцепление трансмиссии трактора. Действующие на вал нагрузки от давления газа и инерционных сил, изменяющиеся за цикл по величине и направлению, вызывают растяжение, сжатие, скручивание и изгиб его элементов. Такие тяжелые условия работы вала дополняются высокой скоростью скольжения его опорных шеек относительно подшипников.

Основными требованиями, предъявляемыми к коленчатому валу, являются его жесткость, износостойкость, сопротивление усталости, коррозионная стойкость и технологичность.

Наиболее распространенным способом получения заготовок валов является их горячая штамповка из стали 45Х, 45Г2, 50Г,

42ХМФА. Шейки вала подвергаются поверхностному упрочнению путем их обкатки профилированными роликами, а сверления для подвода к ним масла - дорнованию, выглаживающему следы их механической обработки, которые могут стать концентраторами напряжений. После закалки шеек вала ТВЧ на глубину 2...3 мм их поверхностная твердость составляет 50...55 HRC. Газовое или жидкостное азотирование шеек после их закалки в расплавленных цианистых солях позволяет повысить эту твердость до 60 HRC и более. Окончательной обработкой шеек является их суперфиниширование с последующей полировкой. Реже заготовки валов получают литьем из чугуна с глобулярным графитом по выплавляемым моделям.

На рис. 2.30 представлена схема коленчатого вала четырехцилиндрового дизеля. Его основными элементами являются: *I* - носок; *II* - колена; *III* - хвостовик.

Н о с о к в а л а выступает из крышки распределительных шестерен. На его шейку 2 через шпонку устанавливается ступицей многоручьевой шкив клиноременной передачи. Он крепится болтом, ввертываемым в резьбовое отверстие 2, и приводит во вращение насос и вентилятор системы охлаждения дизеля, генератор, воздушный компрессор, насос гидроусилителя руля и другие вспомогательные агрегаты. К шкиву часто крепится гаситель крутильных колебаний вала.

На шейку 3 надевается шестерня привода вала механизма газораспределения, топливного насоса высокого давления, масляного насоса.

На шейку 4 в случае необходимости устанавливается шестерня привода валов с противовесами, уравнивающими силы инерции второго порядка или выносной противовес, уравнивающий момент от сил инерции первого порядка.

Создаваемые цилиндрами (в соответствии с последовательностью их работы) моменты вызывают скручивание вала, а его собственная упругость - обратное раскручивание, так называемые крутильные колебания. Перед маховиком 4 - в сечении "А", так называемом узле колебаний (рис. 2.31,а) - угловая амплитуда φ скручивания вала равна нулю, а наибольшая φ_{max} имеет место на его носке. Поэтому именно на носке вала устанавливают гаситель крутильных колебаний, варианты конструкции которого будут рассмотрены ниже. Периодическое знакопеременное скручивание вала приводит к его усталостному разрушению, вызывает удары между зубьями его шестерни 1 и колеса 2 приводов распределительного вала 3 механизма газораспределения и топливного насоса высокого давления, а следовательно, питинг этих зубьев, нарушение фазы газораспределения и закона подачи топлива.

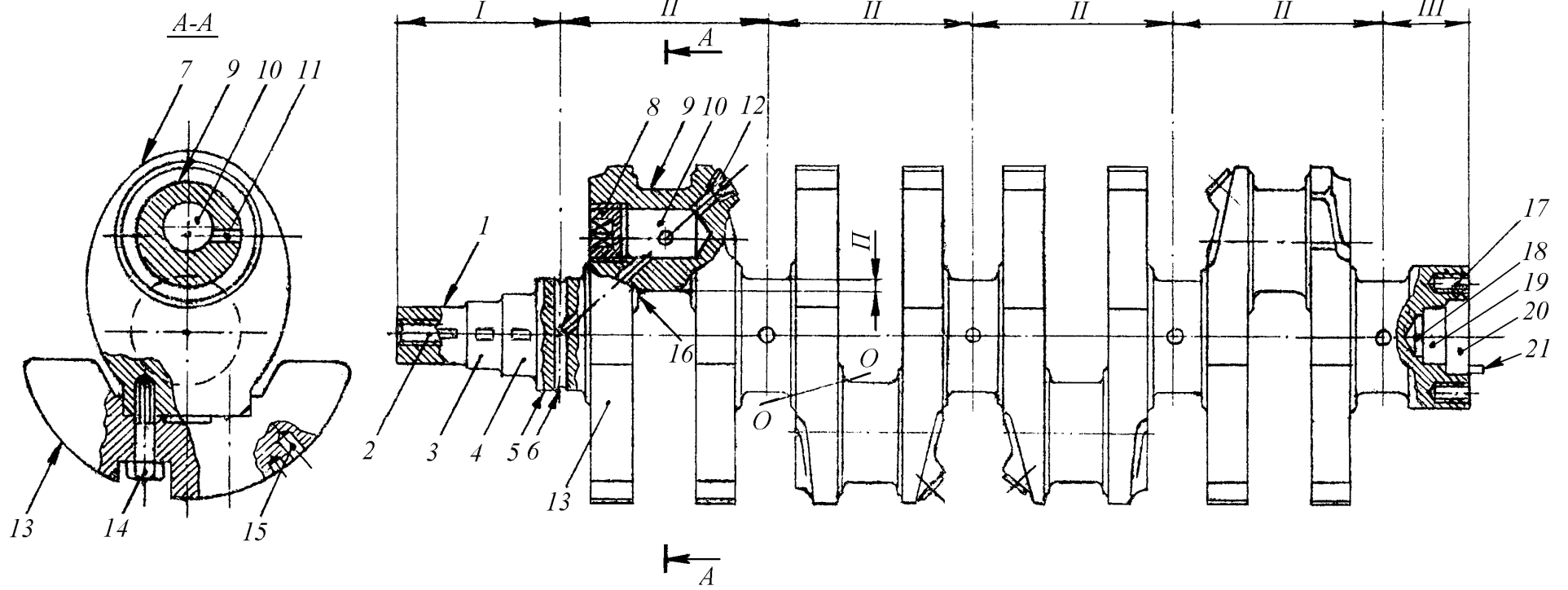


Рис. 2.30. Коленчатый вал

При увеличении количества цилиндров дизеля жесткость его вала снижается и соответственно возрастает величина φ_{max} . Поэтому в рядных шестицилиндровых и V-образных восьми- и двенадцатицилиндровых дизелях ведущую шестерню часто устанавливают не на носке вала, а на его хвостовике (задний привод, рис. 2.31, б).

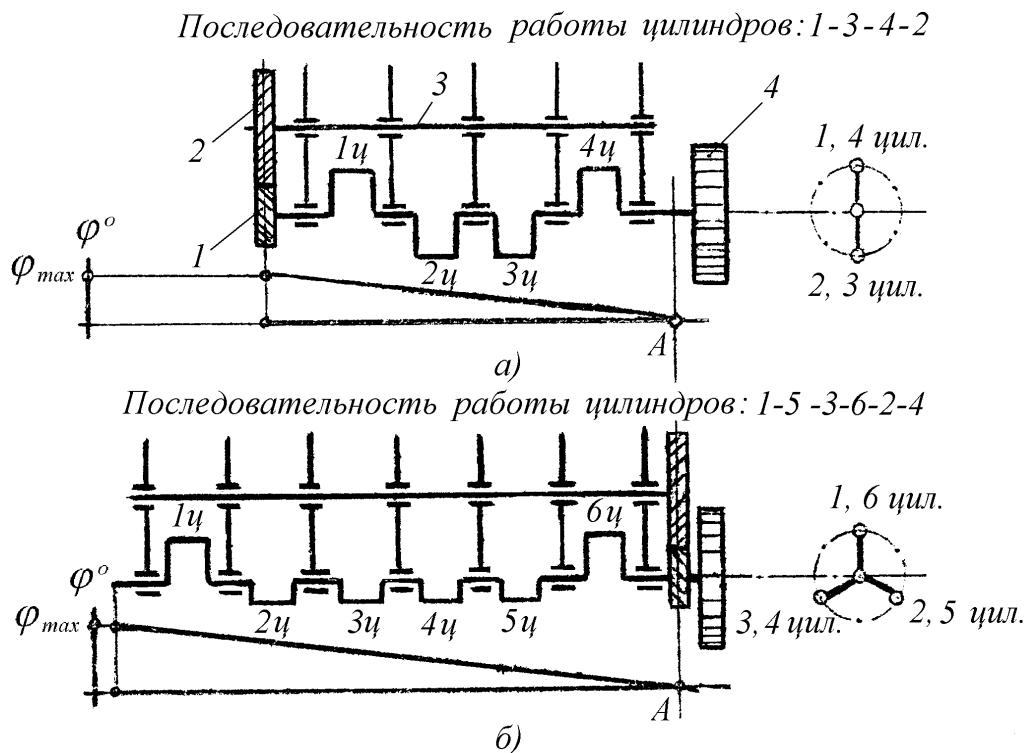


Рис. 2.31. Угловые амплитуды крутильных колебаний коленчатых валов четырех- и шестицилиндровых двигателей

К о л е н а в а л а выполняют, как правило, полноопорными, т.е. каждое из них имеет слева и справа опорные коренные шейки 5 (см. рис. 2.30). Взаимное угловое расположение колен зависит от последовательности рабочих циклов в цилиндрах дизеля и составляет 180° (у двух- и четырехцилиндровых рядных дизелей), 120° (у трех- и шестицилиндровых), 90° (у восьмицилиндровых V-образных). Жесткость колена зависит от толщины его щек 7, соединяющих шатунную шейку 9 с коренными. Форма щек обычно близка к овальной, обеспечивающей увеличенную площадь опасного сечения $O - O$. Жесткость колена возрастает при увеличении "перекрытия" шеек - размера $П$. Повышению сопротивления усталости колена способствуют радиусные переходы (галтели) 16 от его шеек к щекам, выполняющие функцию деконцентраторов напряжений.

Шатунные шейки и вращающиеся вместе с ними кривошипные головки шатунов создают центробежные силы, нагружающие коренные шейки и их подшипники. Для их разгрузки на продолжениях щек

предусматривают противовесы 13, центробежные силы которых направлены противоположно указанным выше центробежным силам. Противовесы выполняют как одно целое со щеками, а также крепят к ним с помощью болтов 14. При динамической балансировке вала лишний металл удаляется сверлениями 15.

Шатунные шейки выполняют как сплошными, так и полыми. Последние благодаря своей сниженной массе уменьшают центробежные нагрузки на коренные шейки и их подшипники. Полость 10 внутри такой шейки используют также для очистки масла, смазывающего ее поверхность, от частиц продуктов износа трущихся деталей, нагара и др. Эти частицы под действием собственной центробежной силы оттесняются в зону полости, наиболее удаленную от оси вращения вала, а на поверхность шейки через сверление 11 поступает очищенное масло. Полость глушится резьбовой пробкой 8.

Х в о с т о в и к вала служит для крепления к нему массивного маховика с помощью болтов, ввертываемых в резьбовые отверстия 17.

В хвостовике вала или ступице маховика делается расточка 19, в которую запрессовывается шарикоподшипник передней опоры вала сцепления трактора. Полость 18 заполняется смазочным материалом для этого подшипника, а в расточку 20 устанавливается самоподжимной сальник. В торец хвостовика запрессовывают два контрольных штифта 21, центральный угол между которыми отличается от 180° на несколько градусов, что позволяет установить маховик на хвостовик вала только в одном положении.

М а х о в и к (рис. 2.32) крепится к валу болтами, проходящими через сверления 1, и выполняет ряд ответственных функций.

Когда в цилиндрах дизеля газы совершают полезную работу, его коленчатый вал ускоряет свое вращение и в массе маховика происходит накопление кинетической энергии. Во время тактов сжатия в цилиндрах, когда вращение вала замедляется, маховик возвращает накопленную энергию, вращая вал более равномерно.

К ободу 2 маховика через резьбовые сверления 3 болтами крепится кожух сцепления. При включении сцепления во время трогания трактора с места, нажимной диск своими направляющими шипами скользит вдоль пазов 4 в ободу маховика и прижимает ведомый фрикционный диск к поверхности 6. За счет сил трения в сцеплении развиваемый дизелем крутящий момент передается трансмиссии трактора. Включение сцепления увеличивает нагрузку на дизель и частота вращения его вала снижается. Это может привести к заглоханию двигателя. Накопленная в маховике кинетическая энергия передается в трансмиссию, что обеспечивает разгон трактора без заглохания.

ния двигателя, что особенно важно для МТА, когда его навесные орудия находятся в рабочем положении.

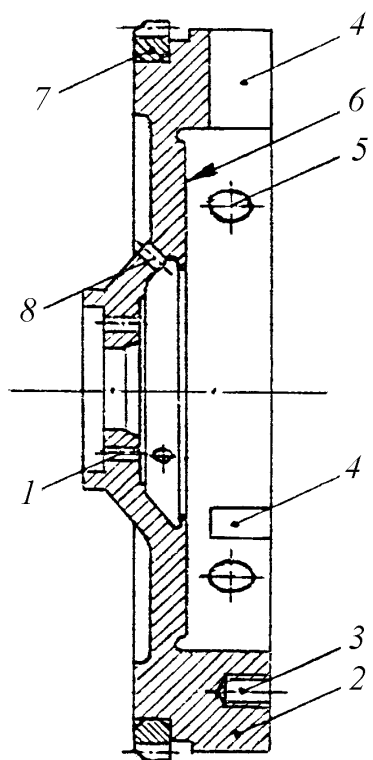


Рис. 2.32. Маховик

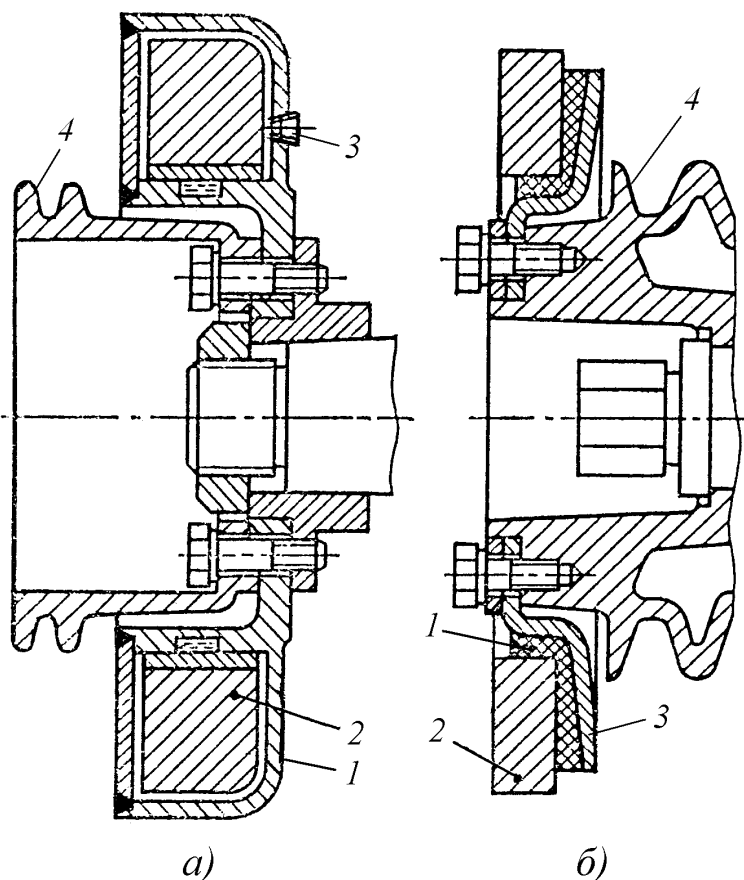


Рис. 2.33. Гасители крутильных колебаний

Через сверления *1* в ступице маховика проходят контрольные штифты и болты, которыми он крепится к хвостовику вала. На обод маховика напрессовывается в горячем состоянии зубчатый венец *7*, через который шестерней стартера или пускового двигателя производится проворачивание вала дизеля при его пуске. Отверстия *5* служат для охлаждения дисков сцепления и удаления продуктов износа. Сверления *8* предназначены для центробежного отвода масла, которое могло бы попасть на трущиеся поверхности дисков сцепления.

Маховики отливают из серого чугуна СЧ18 или СЧ20. Зубчатый венец сваривается из полосовой стали и закаливается.

Г а с и т е л и к р у т и л ь н ы х к о л е б а н и й (демпферы) устанавливают на носке коленчатого вала, где амплитуды этих колебаний имеют наибольшую величину. Принцип их работы сводится к преобразованию механической энергии колебаний в тепловую энергию с последующим рассеиванием выделяющейся теплоты в окружающую среду. Уменьшение амплитуды колебаний осуществляется с помощью свободной инерционной массы, связанной с коленчатым

валом демпфирующим элементом. В зависимости от вида этого элемента различают гасители жидкостного или молекулярного трения.

Гасители жидкостного трения (рис. 2.33,*а*) состоят из сварного корпуса 1 и свободно вращающейся кольцевой инерционной массы 2. Зазоры между ними заполнены высоковязкой жидкостью, например, силиконовой. Ее заливают через отверстие, которое после этого закрывают пробкой 3. Амплитуды угловых колебаний вала снижаются за счет трения между массой 2 и силиконовой жидкостью.

Гасители молекулярного трения (рис. 2.33,*б*) используют в качестве демпфирующего элемента резиновый слой 1, привулканизированный к фланцу 3 и кольцевой инерционной массе 2. Энергия крутильных колебаний носка коленчатого вала частично поглощается резиновым слоем, который деформируется под действием силы инерции массы 2.

Гасители обычно крепятся к коленчатому валу через шкив 4 клиноременного привода вспомогательных агрегатов дизеля, установленных на крышке распределительных шестерен.

Подшипники коленчатого вала являются, как правило, подшипниками скольжения и выполняются легкоъемными, что позволяет без больших трудозатрат производить их замену при износе или повреждении трущихся поверхностей.

Коренные и шатунные подшипники являются радиальными и нагружаются силами давления газов в цилиндрах дизеля, а также силами инерции масс движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма. Давление на поверхности трения подшипников при сгорании топлива в цилиндрах достигает 35...40 МПа и более.

Основными требованиями, предъявляемыми к подшипникам, являются их износостойкость, антифрикционные, антизадирные и антикоррозионные свойства, теплопроводность и способность поглощать находящиеся в смазочном масле абразивные частицы. Коренные подшипники должны также обладать достаточной жесткостью, предотвращающей циклическое искривление оси коленчатого вала под действием перечисленных выше нагрузок.

Радиальные подшипники (рис. 2.34,*а* и *б*) состоят из двух вкладышей, толщиной около 3 мм у шатунных (рис. 2.34,*а*) и около 4 мм у коренных (рис. 2.34,*б*), формируемых холодной штамповкой. Основой вкладышей является стальная лента, на которую заливкой нанесен слой алюминиевого сплава, а у форсированных дизелей – слой свинцовистой бронзы. Третьим слоем является сплав свинца с оловом толщиной 0,03...0,04 мм. Для правильной установки вкладышей в расточки их постелей служат выштампованные в них усики 1, входящие в специальные пазы в постелях. При затяжке болтов крепления

крышки подшипника вкладыши погружаются в расточку постели с натягом, который предотвращает их проворачивание под действием сил трения о шейку вала. Смазочное масло поступает под давлением из главной магистрали 7 (см. рис. 2.7) через сверление 9 в перегородке картера в сверление 2 (см. рис. 2.34,б) и полукольцевую канавку 3 на трущейся поверхности верхнего менее нагруженного вкладыша коренного подшипника. Далее через поперечное сквозное сверление 6 в коренной шейке вала (см. рис. 2.30) и наклонное сверление масло поступает непрерывно или непосредственно на трущуюся поверхность шатунной шейки или через полость 10 и сверление 11.

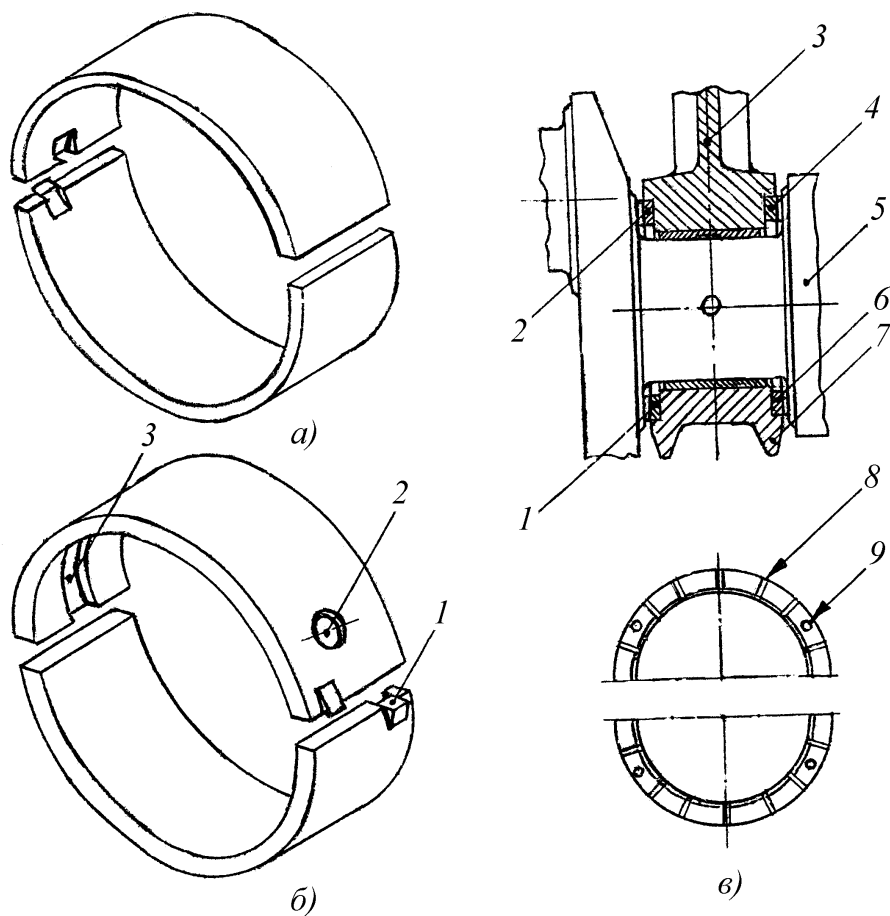


Рис. 2.34. Подшипники коленчатого вала:
а - шатунные; *б* - коренные; *в* - упорные

У п о р н ы е п о д ш и п н и к и (см. рис. 2.34,в) нагружаются силой нажимных пружин сцепления при его выключении, а также осевой составляющей силы в косозубом зацеплении шестерни привода механизма газораспределения и топливного насоса высокого давления, установленной на коленчатом вале. Эти силы, равно как и удлинение вала при его нагреве, вызывают его осевое перемещение, приводящее к нарушению углов опережения подачи топлива в цилиндры дизеля насосом высокого давления и фаз газораспределения.

Упорными подшипниками, предотвращающими осевые перемещения вала, являются четыре полукольца 1, 2, 4 и 6, установленные в выточках прилива перегородки 3 картера и крышки 7 коренного подшипника. Расположение полуколец перед хвостовиком 5 позволяет разгрузить вал от силы нажимных пружин сцепления. Проворачивание полуколец предотвращается штифтами, проходящими через сверления 9. Для равномерного распределения масла, вытекающего из коренного подшипника, по трущимся поверхностям щек вала и полуколец, на последних делаются радиальные канавки 8. Эти поверхности полуколец покрыты слоем антифрикционного сплава.

2.3. Механизм газораспределения

Механизм газораспределения предназначен для впуска воздуха в цилиндр и выпуска из него отработавших газов в соответствии с диаграммами фаз газораспределения.

В тракторных двигателях применяют исключительно клапанное газораспределение, отличающееся простотой устройства и надежностью работы.

Типичное для дизелей верхнее расположение клапанов позволяет применять компактные камеры сгорания, благоприятные для протекания рабочих процессов в цилиндре.

Клапаны газораспределения приводятся в действие от коленчатого вала двигателя через распределительный (кулачковый) вал.

На двигателях с диаметром цилиндра до 130 мм применяют системы газораспределения с двумя клапанами на каждый цилиндр - один впускной и один выпускной. При диаметре цилиндра более 130 мм, как правило, применяют системы с четырьмя клапанами на цилиндр - два впускных и два выпускных. Переход с двухклапанной системы газораспределения на четырехклапанную позволяет примерно на 1/3 увеличить проходное сечение для газов, существенно снизить потери на газообмен, повысить наполнение цилиндров воздухом.

При двухклапанной системе газораспределения клапаны обычно располагаются вдоль оси, параллельной продольной оси двигателя. При этом впускные и выпускные каналы в головке цилиндров могут выходить как на одну ее сторону, так и на обе (рис. 2.35,а).

В четырехклапанных схемах расположение клапанов в каналах может быть последовательным (рис. 2.35,б) или параллельным (рис. 2.35,в). Привод клапанов может осуществляться непосредственно от кулачков распределительного вала, расположенного над головкой цилиндров (верхнее расположение вала), либо через коромысла б (рис.

2.36), штанги 3 и толкатели 2 от распределительного вала 1, установленного в блоке цилиндров (нижнее расположение вала).

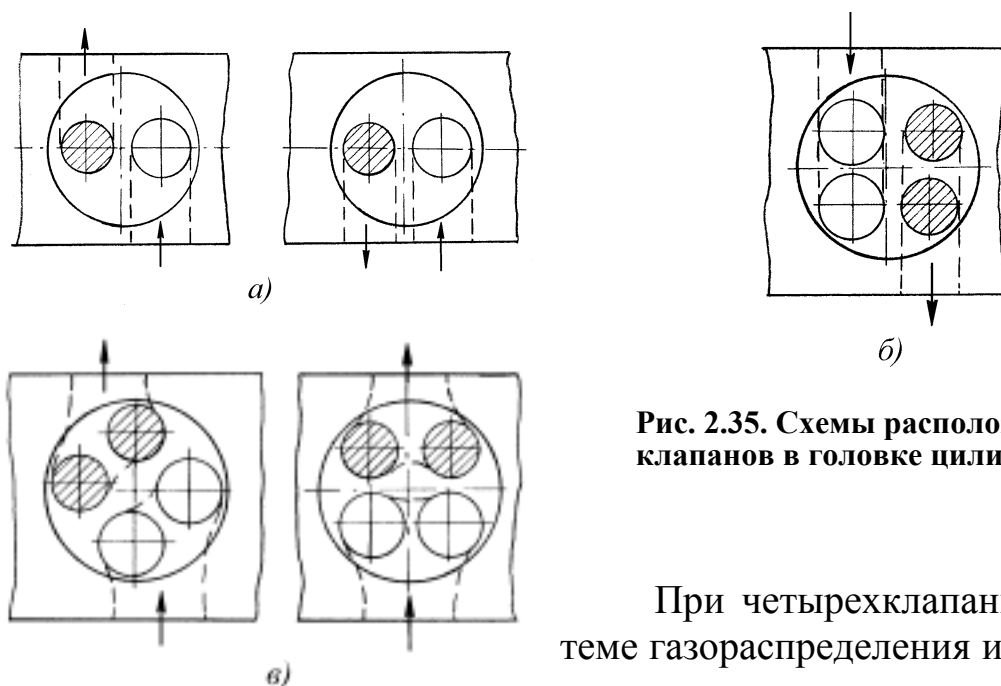


Рис. 2.35. Схемы расположения клапанов в головке цилиндров

При четырехклапанной системе газораспределения и нижнем расположении вала привод одноименных клапанов при последовательном расположении их в канале осуществляется обычно коромыслом через траверсу 1 (рис. 2.37,а), действующую сразу на два клапана, или вильчатыми рычагами 2 и 3 при параллельном расположении клапанов (рис. 2.37,б). При верхнем расположении валов на каждый клапан действует свой кулачок.

При вращении распределительного вала, передаваемом от коленчатого вала двигателя цилиндрическими шестернями его привода или системой конических шестерен и валиков, кулачок распределительного вала через толкатель, штангу и коромысло открывает, преодолевая сопротивление клапанной пружины (пружин), соответствующий клапан, обеспечивая вход в цилиндр двигателя свежего заряда (впускной клапан) или выпуск из него отработавших газов (выпускной клапан).

Клапаны двигателя подвергаются действию больших динамических нагрузок и высоких температур. Так, выпускной клапан омывается газами со скоростью до 600 м/с и его температура достигает 700 °С. Поэтому выпускные клапаны изготавливают из жаропрочной стали ЭП-616, 4Х10С2М, а впускные - из легированной стали типа 4Х10СТМ. Для повышения срока службы клапанов их рабочие фаски наплавляют твердым сплавом типа ЭП-616. Дополнительному упрочнению (до 50 НРС) подвергают и торец стержня клапана.

Клапан состоит из стержня и головки (тарелки). Впускные клапаны, как правило, имеют головку большего диаметра, чем выпуск-

ные. Угол наклона рабочей фаски впускного клапана составляет 45° или 30° , а выпускного - 45° .

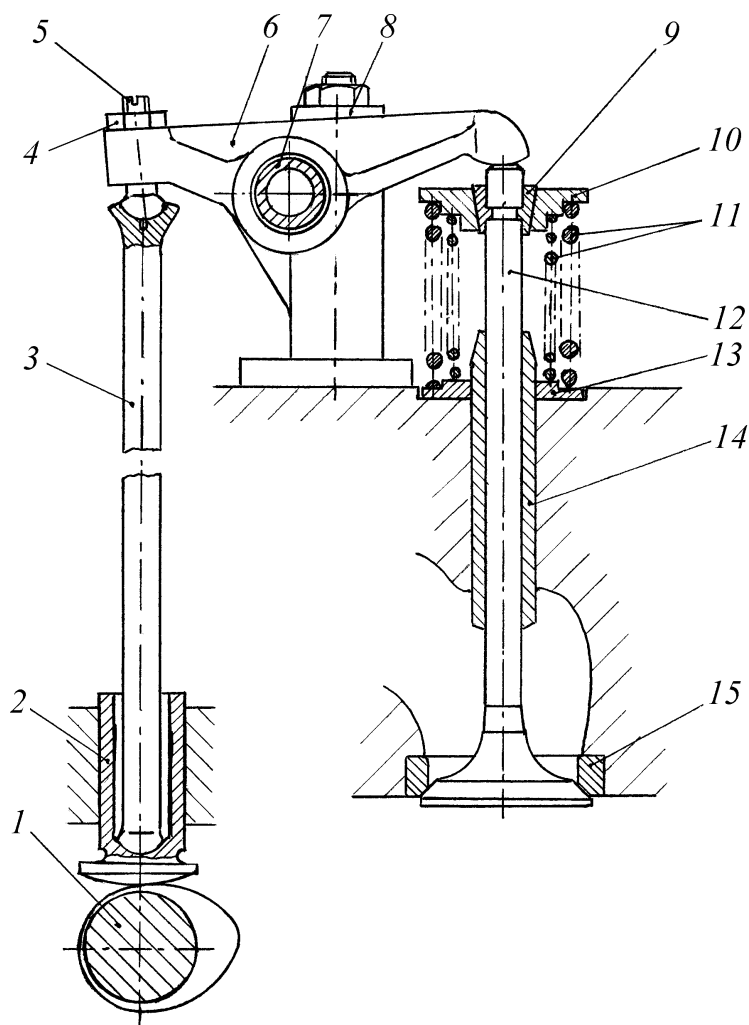


Рис. 2.36. Клапанный механизм

Для интенсификации охлаждения головок выпускных клапанов форсированных дизелей их стержень выполняют полым и заполняют на $2/3$ его высоты кристаллическим натрием, плавящимся при температуре 93°C . Снизу полость герметизируется заглушкой. При движении клапана жидкий натрий "плещется" в полости и отводит теплоту от его головки в направляющую втулку, а затем - в рубашку охлаждения головки цилиндра.

Клапанные пружины 11 (см. рис. 2.36) прижимают клапан 12 к седлу 15 в головке цилиндра (одна или две). Стержень клапана крепится с тарелкой 10 пружин двумя коническими сухариками 9, внутренняя поверхность которых имеет цилиндрический выступ.

Во избежание резонанса клапанной пружины при совпадении частоты ее собственных колебаний с частотой возмущающих колебаний (частотой воздействия на клапан коромысла его привода) на кла-

пан могут устанавливаться две пружины, имеющие разные частоты собственных колебаний. Одновременно одна из пружин предотвращает падение в цилиндр клапана в случае поломки другой пружины. Для предотвращения попадания витков одной из пружин, в случае ее поломки, между витками второй пружины внутренняя и наружная пружины имеют навивку в противоположные стороны. Пружины должны обеспечить плотную посадку клапана на седло, а также препятствовать разрыву кинематической цепи кулачок - клапан, для чего сила пружин должно быть больше сил инерции клапана и движущихся с ним частей механизма газораспределения.

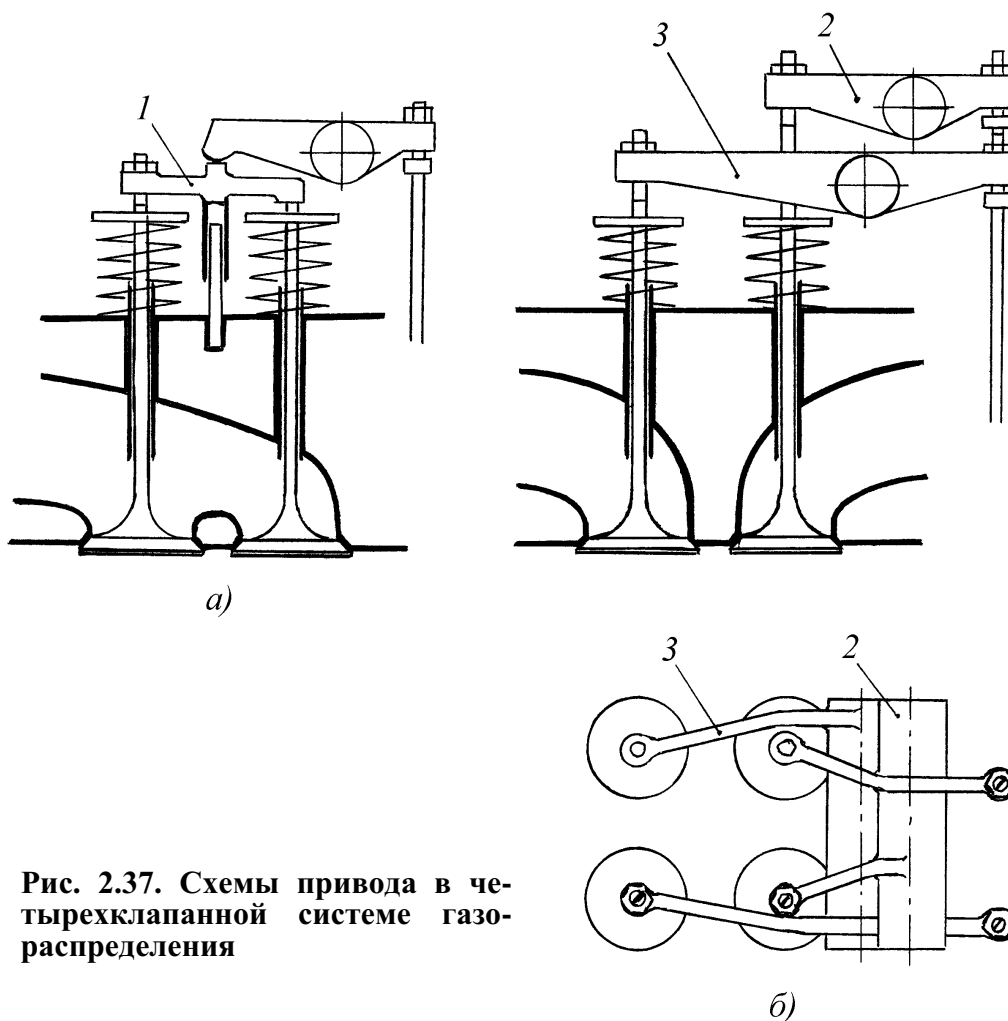


Рис. 2.37. Схемы привода в четырехклапанной системе газораспределения

Для обеспечения гарантированной посадки клапана на седло при его нагреве и удлинении предусматривается тепловой зазор. У впускных клапанов он составляет $0,2 \dots 0,3$ мм, а у более нагретых выпускных клапанов - $0,2 \dots 0,5$ мм

Направляющие сменные втулки 14 клапанов повышают износостойкость сочленения стержня клапана и его направляющей при их недостаточной смазке, а также облегчают ремонт узла. Втулки запрессовывают в отверстия головки цилиндров. Их из-

готовляют из чугуна, порошкового материала или из биметалла с бронзой в несущем слое. Для уменьшения протечки масла в зазор между втулкой и стержнем впускного клапана под действием разрежения во впускном канале, на верхний конец втулки устанавливают уплотнительную манжету 1 из маслостойкой резины, синтетического или фторкаучука с обжимающей ее браслетной пружиной 2 (рис. 2.38). Для лучшего центрирования уплотняющего пояска манжеты относительно стержня клапана в нее вулканизируют стальной каркас 3.

Седла клапанов 15 (см. рис. 2.36) повышают износостойкость рабочей фаски в головке цилиндров и облегчают ее ремонт. Седла изготовляют из специального чугуна повышенной твердости (40...60 HRC). Охлаждаемое в жидком азоте седло устанавливают в гнездо нагретой головки. Наружная поверхность седла имеет форму обратного конуса, благодаря чему предотвращается его выпадение из гнезда при нагреве на работающем дизеле.

Механизм проворачивания клапана обеспечивает равномерное изнашивание рабочих поверхностей фасок седла и

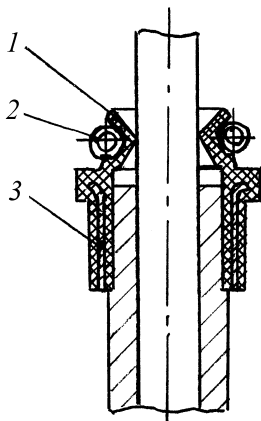


Рис. 2.38. Уплотнение стержня клапана

клапана, а также его стержня и направляющей втулки: клапан периодически поворачивается вокруг своей оси моментом, возникающим при сжатии пружины. С этой целью на некоторых двигателях уменьшают поверхность трения между тарелкой пружины и клапаном за счет промежуточной втулки 1 (рис. 2.39,а) или снижают трение между нижним торцом пружины и ее опорой, выполняя последнюю в виде шарикового храпового устройства (рис. 2.39,б).

Коромысла клапанов 6 (см. рис. 2.36)

служат для передачи движения штанг 3 клапанам 12. Коромысла отливают из чугуна или стали или штампуют из нее. В поперечном сечении они имеют формы тавра или двутавра, хорошо сопротивляющихся изгибу. Коромысла устанавливают на осях 7, смонтированных в стойках 8 на головке цилиндров двигателя. В расточку коромысла запрессовывают бронзовую втулку-подшипник.

На коротком плече коромысла обычно располагают винт 5 для регулирования теплового зазора, стопорящийся контргайкой 4. Масло в подшипник подается под давлением обычно через сверления в стойке коромысла или его полой оси. Контактующие сферические по-

верхности регулировочного винта и наконечника штанги смазываются или через сверления в коромысле, или через трубочную штангу.

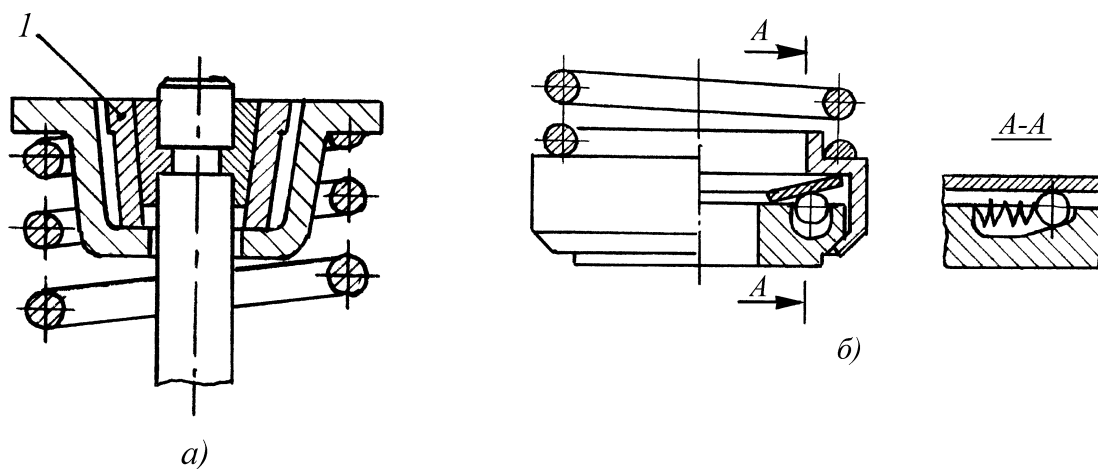


Рис. 2.39. Устройства, обеспечивающие вращение клапана

Штанги (рис. 2.40) изготавливают из стали или алюминиевого сплава в виде сплошного стержня 1 или трубки 3. Они имеют высокую продольную устойчивость. На концы трубки 3 напрессовываются стальные термообработанные наконечники 2 и 4 с наружной или внутренней сферической поверхностью.

Толкатели 2 (см. рис. 2.36) сообщают штанге движение в соответствии с законом, заданным профилем кулачка. В тракторных двигателях применяют цилиндрические (рис. 2.41,а), грибовые (рис. 2.41,б и в) и качающиеся (рис. 2.41,г) толкатели.

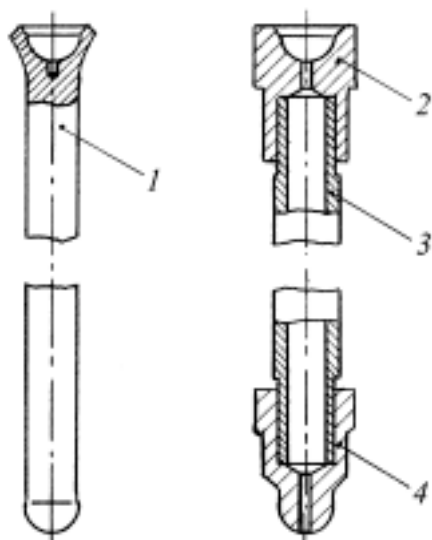


Рис. 2.40. Штанги

Смазка направляющей поверхности 1 толкателя осуществляется маслом, стекающим вдоль штанги из сочленения регулировочный винт коромысла - наконечник штанги, для чего в цилиндрическом толкателе, выполненном в виде стаканчика, в нижней его части выполняют отверстие 2 для выхода масла. Тарелка 3 толкателя и кулачок распределительного вала смазываются маслом, выбрасываемым из торцов шатунного подшипника. Ось 4 качающегося толкателя смазывается под давлением маслом, подаваемым по специальному каналу.

Для более равномерного изнашивания боковой поверхности и тарелки толкателя его заставляют медленно вращаться. Для этого ось

толкателя с плоской тарелкой смещают на эксцентриситет $e = 1,5 \dots 3$ мм относительно оси симметрии кулачка (рис. 2.42,а) или кулачок, работающий по сферической, радиусом $R = 600 \dots 800$ мм (рис. 2.42,б) тарелке толкателя, выполняют коническим с углом при вершине $\varphi = 10 \dots 30'$. В обоих случаях линия или точка A контакта кулачка с толкателем смещаются относительно оси последнего на величину $e = 1,5 \dots 3$ мм. Действующая на этом плече сила трения заставляет толкатель вращаться.

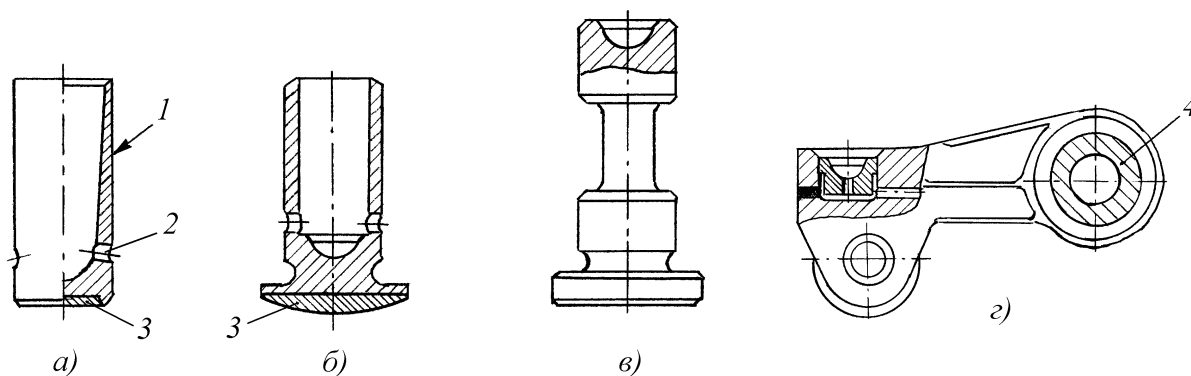


Рис. 2.41. Толкатели:
 а - цилиндрический; б и в - грибовые; г - роликовый качающийся

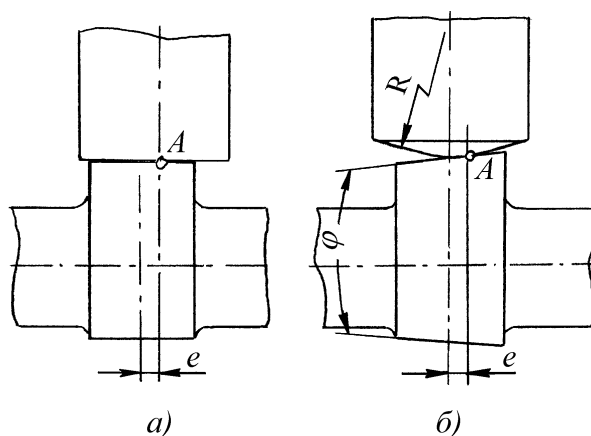


Рис. 2.42. Способы, обеспечивающие проворачивание толкателей

Толкатели изготовляют из малоуглеродистой стали с цементацией и закалкой трущихся поверхностей, из стали 35 или 45 с поверхностной закалкой или из специального чугуна. Трущаяся поверхность тарелки толкателя наплавляется отбеливаемым чугуном или является твердосплавной пластиной, присоединенной сваркой трением.

Для уменьшения износа трущихся поверхностей применяют роликовые толкатели (см. рис. 2.41,г). Ролики толкателей изготовляют из шарикоподшипниковых сталей. Ось ролика снабжается бронзовой втулкой.

Распределительный вал 1 (см. рис. 2.36) управляет движением

клапанов в определенной последовательности в соответствии с порядком работы цилиндров данного двигателя. Расположение кулачков распределительного вала и их профиль обуславливают моменты открытия и закрытия клапанов, а также величину их проходного сечения.

Распределительные валы тракторных дизелей изготавливают чаще всего из стали 45 или цементуемой малоуглеродистой стали. Кулачки выполняют как одно целое с распределительным валом. Для уменьшения трения и изнашивания рабочие поверхности кулачков и опорных шеек тщательно механически обрабатывают, закаливают или азотируют.

На тракторных двигателях применяют как полноопорные, так и неполноопорные распределительные валы, расположенные в большинстве случаев в блоке цилиндров. В качестве подшипников распределительного вала применяют втулки из антифрикционного чугуна или свинцовистой бронзы.

Распределительный вал подвержен действию осевой составляющей силы в косозубом зацеплении шестерен его привода. Поэтому вал необходимо фиксировать в осевом направлении (рис. 2.43).

Фиксация вала осуществляется упорным фланцем 1, который крепится болтами 2 к стенке 3 блока цилиндров со стороны ведущей шестерни 5 (рис. 2.43,а). Между фланцем и шестерней устанавливается дистанционное кольцо 4. Толщина кольца 4 больше толщины фланца 1 на величину регламентированного осевого перемещения вала (0,1...0,2 мм).

Иногда фиксация осуществляется упорным болтом 2, ввертываемым в крышку 1 распределительных шестерен (рис. 2.43,б). В торце распределительного вала устанавливается термообработанный подпятник 3 или подпружиненный ограничитель.

При съемных крышках 1 подшипников верхних распределительных валов фиксация вала осуществляется буртиками 2, упирающимися в торцы подшипника 3 (рис. 2.43,в).

Привод распределительного вала при расположении последнего в блоке цилиндров (нижнее расположение) осуществляется от коленчатого вала в большинстве конструкций цилиндрическими косозубыми шестернями. Шестерня распределительного вала находится либо в непосредственном зацеплении, либо через промежуточную шестерню, с ведущей шестерней, установленной на носке коленчатого вала.

Шестерни привода механизма газораспределения изготавливают из стали или чугуна (промежуточные шестерни). В двигателях с верхним расположением распределительных валов (рис. 2.44) конические штампованные шестерни и валики привода выполняют из стали.

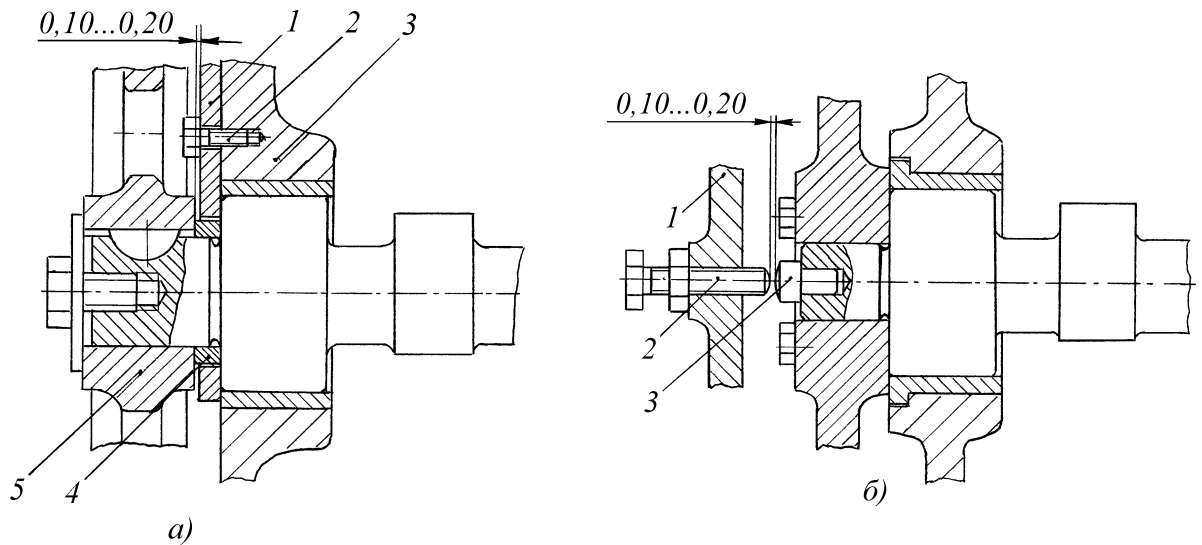
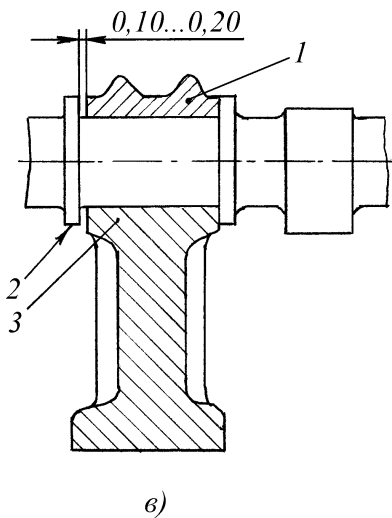


Рис. 2.43. Способы осевой фиксации распределительного вала



На некоторых тракторных дизелях применяют *декомпрессионный механизм*, служащий для уменьшения давления сжатия в цилиндрах при проворачивании коленчатого вала при его пуске и соответствующего уменьшения мощности пускового устройства. Механизм позволяет также облегчить ручное проворачивание коленчатого вала при регулировке зазоров в клапанах, установке угла опережения подачи топлива и т.д. Пример такого механизма приведен на рис. 2.45,а. Он выполнен в виде кинематически связанных между собой рычагами 2 и общей тягой 1 валиков 3, на концах которых имеются лыски, входящие в кольцевые проточки 4 на

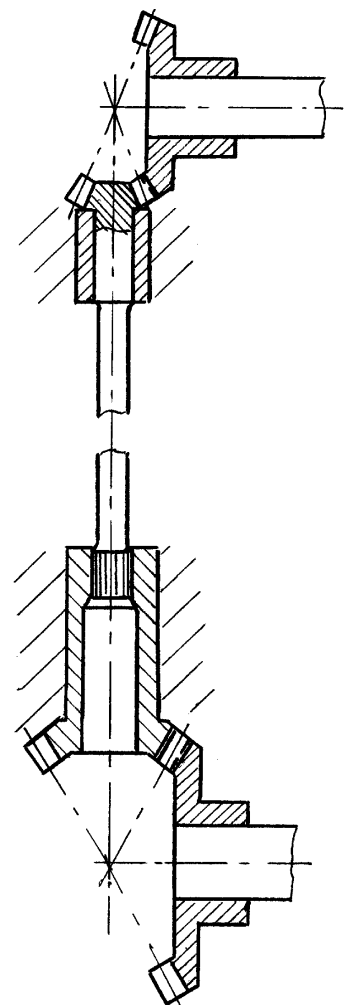


Рис. 2.44. Схема привода верхнего распределительного вала

направляющих поверхностях толкателей. Поворот валиков 3 вызывает подъем толкателей на 2...3 мм и открывание клапанов.

Механизм может быть выполнен также в виде общего валика 5 с лысками, расположенными над коромыслами 6 клапанов (рис. 2.45, б). Поворот валика приводит к открыванию клапанов.

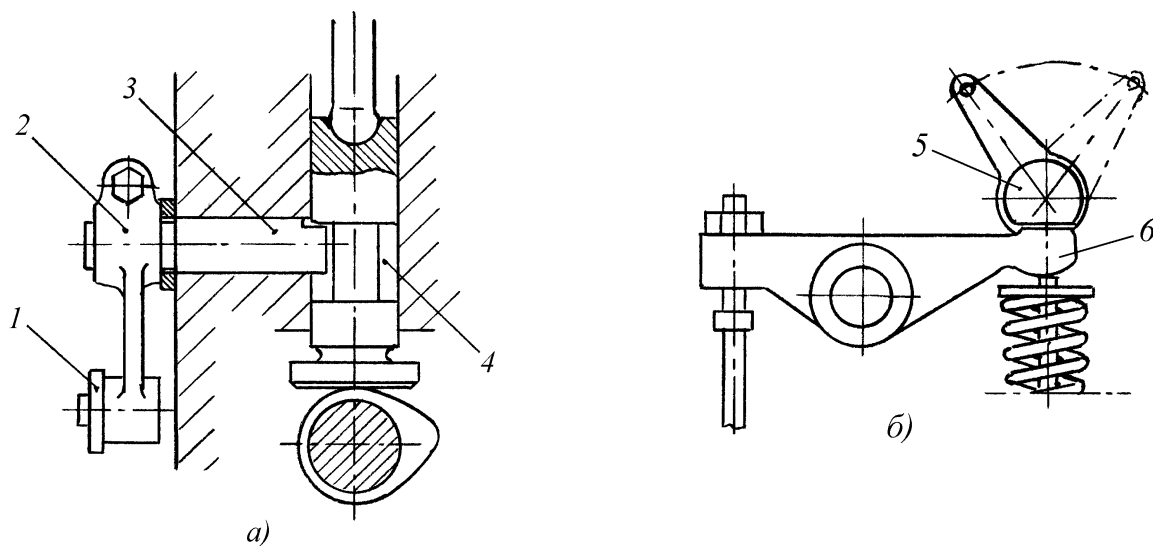


Рис. 2.45. Схемы декомпрессионных механизмов

Уход за механизмами газораспределения заключается в основном в проверке и регулировке тепловых зазоров в приводах клапанов и регулировке декомпрессионного механизма, а также в притирке клапанов при переборке двигателя.

2.4. Системы питания дизеля

Агрегаты, устройства и приборы этих систем выполняют функции фильтрации, дозирования и ввода в цилиндры дизеля воздуха и топлива, их смесеобразования, а также вывода из цилиндров в атмосферу продуктов сгорания. От совершенства элементов этих систем в значительной степени зависят энергетические, топливно-экономические и экологические показатели дизеля, его безотказность и моторесурс, предопределяющие конкурентоспособность шасси, на котором он установлен.

Система питания дизеля воздухом. Назначением этой системы является обеспечение поступления в цилиндры дизеля воздуха в количестве, необходимом для наиболее полного сгорания впрыскиваемого в них топлива при всех скоростных и нагрузочных режимах работы.

Основными требованиями, предъявляемыми к этой системе, яв-

ляются:

- высокое качество очистки атмосферного воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, от содержащихся в нем абразивных частиц;
- надежность герметизации впускного тракта;
- минимальное аэродинамическое сопротивление впускного тракта;
- равномерное распределение по всем цилиндрам дизеля поступающего в него воздуха;
- низкий уровень шума впуска;
- обеспечение пуска дизеля при низких температурах окружающей среды.

Воздухоочиститель. Тракторы, как правило, работают в условиях высокой запыленности воздуха, достигающей $0,5 \dots 2,0 \text{ г/м}^3$ и более. Пыль содержит от 50 до 95% частиц кварца, твердость которого больше твердости деталей дизеля. Около 90% частиц, попадающих в цилиндры в процессе наполнения их воздухом, выбрасываются в атмосферу с отработавшими газами, а остальные 10%, попадая в зазоры между трущимися поверхностями поршня, его колец и зеркала цилиндра, вызывают их абразивное изнашивание. Частицы, проникая через зазоры и попадая в картерное масло, вызывают аналогичный износ смазываемых им деталей.

В связи с этим, поступающий в цилиндры воздух подвергается тщательной очистке (пылеотделению), которая характеризуется коэффициентом η , представляющим собой отношение запыленности воздуха на выходе его из воздухоочистителя к запыленности на входе в него. У современных воздухоочистителей этот коэффициент составляет $0,01 \dots 0,02$.

Тракторные воздухоочистители имеют две- три ступени очистки. Первая ступень работает по инерционному, а вторая и третья - по фильтрующему принципам.

Пример *первой ступени* (предочистителя) представлен на рис. 2.46,а. Атмосферный воздух, проходя через сетку 6, освобождается от крупных загрязнений, например, половы и направляется вниз - в зазор между коническим кожухом 4 и инерционной решеткой 3. Последняя представляет собой цилиндрические кольца, диаметры которых уменьшаются от верхнего кольца к нижнему. Кольца частично перекрывают друг друга по высоте и прикреплены к центральной трубе 2 радиальными планками 5.

Для входа во всасывающую трубу 2 поток запыленного воздуха должен совершить поворот на 180° и пройти вверх через зазоры между кольцами решетки 3. При повороте находящиеся в воздухе крупные частицы пыли под действием собственной силы инерции про-

должают двигаться вниз вдоль кожуха 4 и скапливаются в пылесборном бункере 1. Отсасывание пыли из бункера через патрубок 7 и выброс ее в атмосферу происходит под действием разрежения в эжекторе, который закреплен хомутом на выпускной трубе дизеля после глушителя шума и соединен с бункером эластичной трубкой.

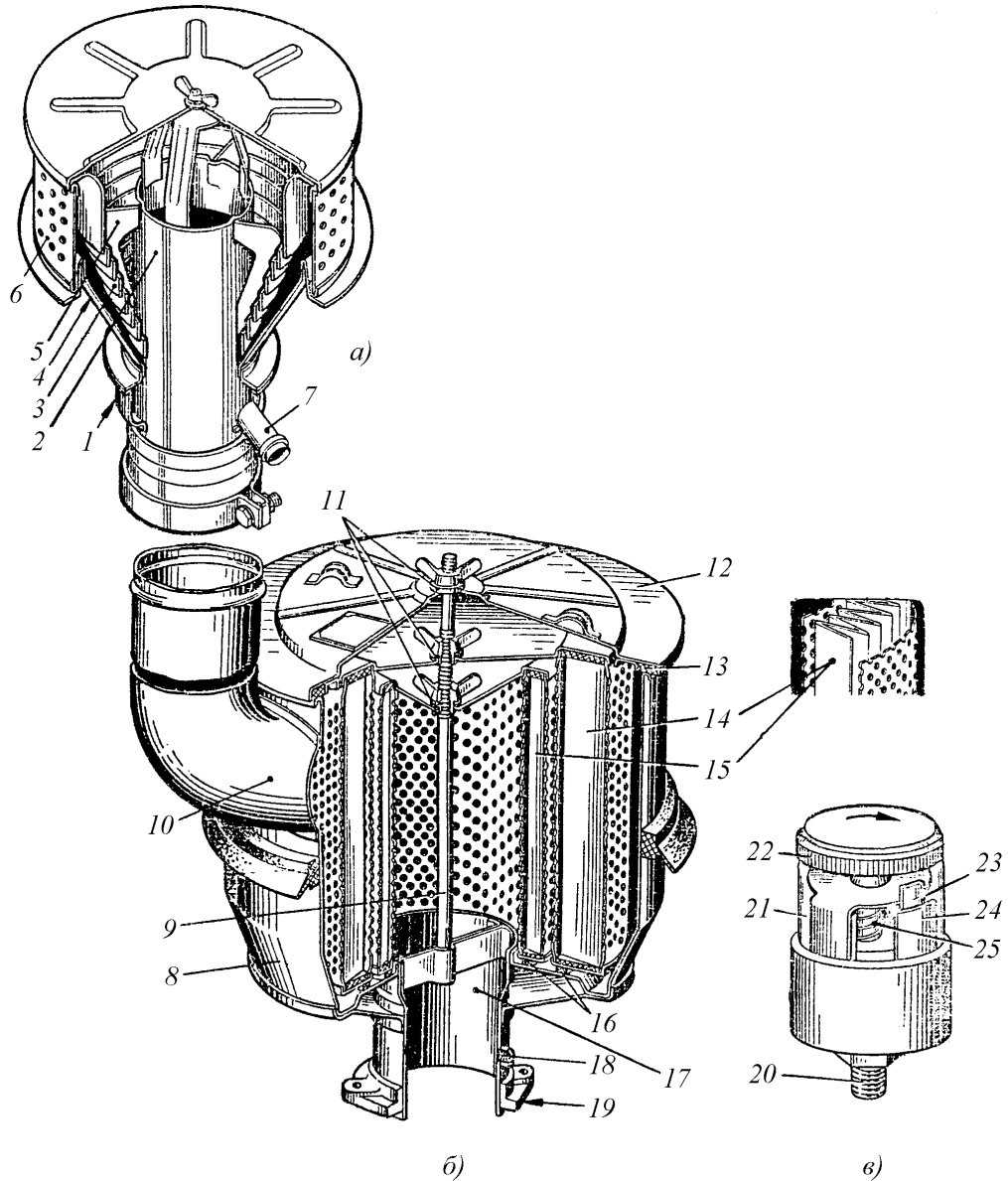


Рис. 2.46. Воздухоочиститель

Пример второй ступени очистки представлен на рис. 2.46,б). Прошедший первую ступень очистки воздух поступает в штампованный из стального листа корпус 8 через касательно приваренный к нему патрубок 10, что обеспечивает равномерное распределение содержащейся в воздухе пыли по окружности внутренней полости корпуса. Отделение пыли происходит при прохождении воздуха через шторы основного 14 и предохранительного 15 фильтров-патронов. Последний защищает дизель от попадания в него пыли в случае разрыва

шторы основного фильтра-патрона.

Каждый фильтр закрыт сверху и снизу крышками наружной и внутренней цилиндрических сеток, играющих роль каркасов. Между сетками расположена фильтрующая штора. Она представляет собой цилиндрический стакан из склеенной своими концами полосы специального пористого картона. Для увеличения фильтрующей поверхности полоса гофрирована в виде многолучевой звезды (гармошки). Торцы шторы в крышках заливаются эпоксидной смолой. Оба фильтра-патрона прижаты к дну корпуса через свои крышки и уплотнительные кольца 16 гайками-барашками 11, накрученными на стяжной болт 9. Аналогично через уплотнительное кольцо 13 закрыт крышкой 12 и сам корпус.

Индикатор запыленности (рис. 2.46,в) показывает степень засорения воздухоочистителя, при которой его фильтрующий элемент подлежит замене. При повышении разрежения в выходном патрубке воздухоочистителя сверх предельно допустимого значения диафрагма индикатора прогибается и освобождает храповик окрашенного в красный цвет подвижного барабана 23. Пружина 25 поворачивает этот барабан и в окна неподвижного барабана 24 появляется красный сигнал, наблюдаемый через прозрачный колпак 21. Возврат подвижного барабана в исходное положение после замены фильтрующих штор производится диском 22.

Индикатор закреплен на скобе, приваренной к корпусу воздухоочистителя, и соединен с его трубой 17 шлангом. Один конец шланга надет на штуцер, ввернутый в резьбовое отверстие 18, а другой прижат к индикатору накидной гайкой, накрученной на его резьбу 20.

Воздухоочиститель крепится через фланец 19 болтами к впускному трубопроводу дизеля или к впускному патрубку его турбокомпрессора.

Турбокомпрессор служит для увеличения массы воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, путем его сжатия. Увеличение наполнения цилиндров воздухом позволяет соответственно повысить количество впрыскиваемого в них топлива для выполнения условия его бездымного сгорания. В результате мощность дизеля может быть повышена на 50% и более.

Турбокомпрессор состоит из компрессора и приводящей его во вращение газовой турбины.

В системах наддува тракторных дизелей для сжатия воздуха применяют преимущественно центробежные компрессоры. Рабочее колесо такого компрессора сидит на одном вале с рабочим колесом турбины, которое приводится во вращение отработавшими газами, выходящими из выпускного трубопровода дизеля. Та-

ким образом, повышение мощности последнего осуществляется за счет утилизации теплоты отработавших газов.

В зависимости от способа соединения цилиндров дизеля с турбиной турбокомпрессора различают импульсные, изобарные и промежуточные системы наддува.

В импульсных системах наддува выпускные патрубки отдельных цилиндров объединены в секции таким образом, чтобы такты выпуска газов из этих цилиндров не перекрывались, т.е. такт выпуска в одном цилиндре заканчивается до того, как начнется выпуск из следующего цилиндра этой же секции (рис. 2.47). Для уменьшения потерь располагаемой энергии газов трубопроводы между цилиндрами и турбиной делают как можно короче, а их поперечное сечение - примерно равным сечению выпускного канала в головке цилиндров. Такие системы применялись для создания сравнительно невысокого (до 0,17 МПа) давления наддува низкооборотных дизелей.

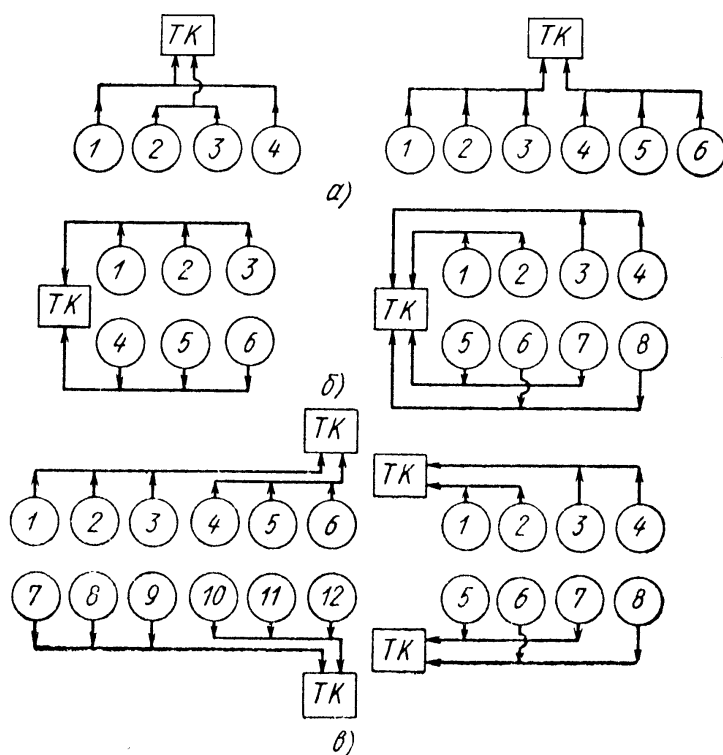


Рис. 2.47. Схемы разделения выпускных коллекторов при импульсном наддуве:

а - четырех- и шестицилиндровый рядный двигатель; *б* - шести- и восьмицилиндровый V-образный двигатель с одним турбокомпрессором (ТК); *в* - восьми- и двенадцатицилиндровый V-образный двигатель с двумя турбокомпрессорами

В изобарных системах наддува все цилиндры соединены общим выпускным коллектором, импульсы давления в

котором в значительной степени сглажены, т.е. газы в турбину подаются под практически постоянным давлением. Такие системы применяют преимущественно для наддува высокооборотных дизелей (с частотой вращения 2000 мин^{-1} и выше), с большим числом цилиндров при высоком давлении наддува (0,2 МПа и выше).

Промежуточные системы наддува находят применение на дизелях, работающих в широких диапазонах скоростных и нагрузочных режимов. Раздельные выпускные коллекторы дизелей

с такими системами наддува соединяют в так называемый преобразователь импульсов (рис. 2.48). Он сглаживает амплитуды колебаний давления потоков газа, попеременно вытекающих из коллекторов, преобразуя их кинетическую энергию в потенциальную энергию давления. Часто преобразователи импульсов размещают в улитке турбины, которую продольной перегородкой разделяют на два канала (рис. 2.48,д).

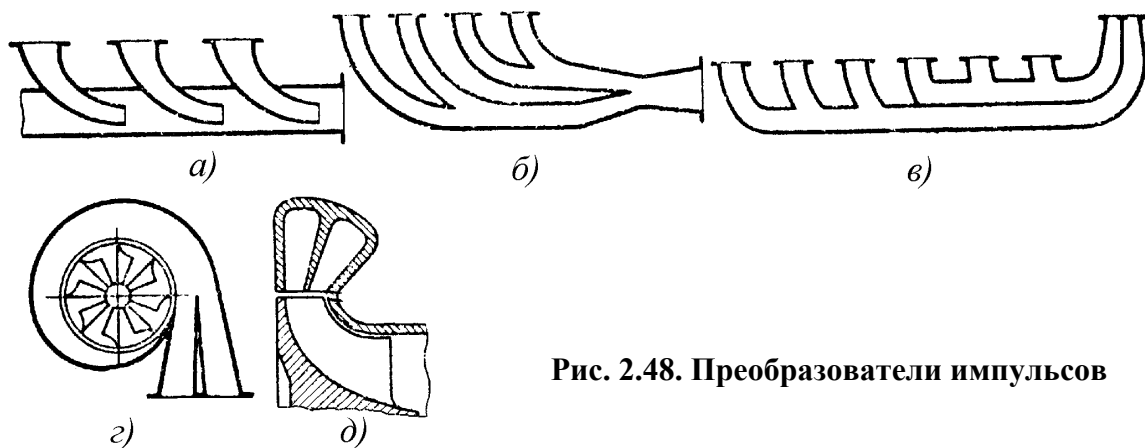


Рис. 2.48. Преобразователи импульсов

Основными элементами турбокомпрессора (рис. 2.49) являются: ротор, состоящий из вала 12 с компрессорным 2 и турбинным 9 колесами; корпус 3 компрессора с входной частью, диффузором 4 и воздухоборником; корпус турбины с газоподводящей улиткой 7, направляющим аппаратом 6, выходной частью 8; корпус 5 подшипников с подшипниками.

Входное устройство компрессора обеспечивает плавный вход воздуха в решетку его рабочего колеса.

В рабочем колесе 2 компрессора механическая работа вращающегося ротора преобразуется в кинетическую энергию потока воздуха. Направляющий аппарат колеса 2 на участке входа в него воздуха образован загнутыми частями лопаток и обеспечивает плавное изменение направления движения потока воздуха с осевого на тангенциальное. Колеса компрессоров отливают из алюминиевого сплава АК9 в кокиль или гипсовые формы, изготавливаемые по эластичным моделям. Колесо балансируется отдельно от ротора и закрепляется на его валу гайкой 1.

Диффузор 4 служит для частичного преобразования кинетической энергии потока в давление. Диффузоры могут быть с направляющими лопатками и безлопаточными. В современных турбокомпрессорах все чаще применяют безлопаточные диффузоры, более простые по конструкции и обеспечивающие сравнительно высокий КПД в широком диапазоне режимов работы дизеля.

В улиточном сборнике компрессора кинетическая энергия потока воздуха окончательно преобразуется в его давление.

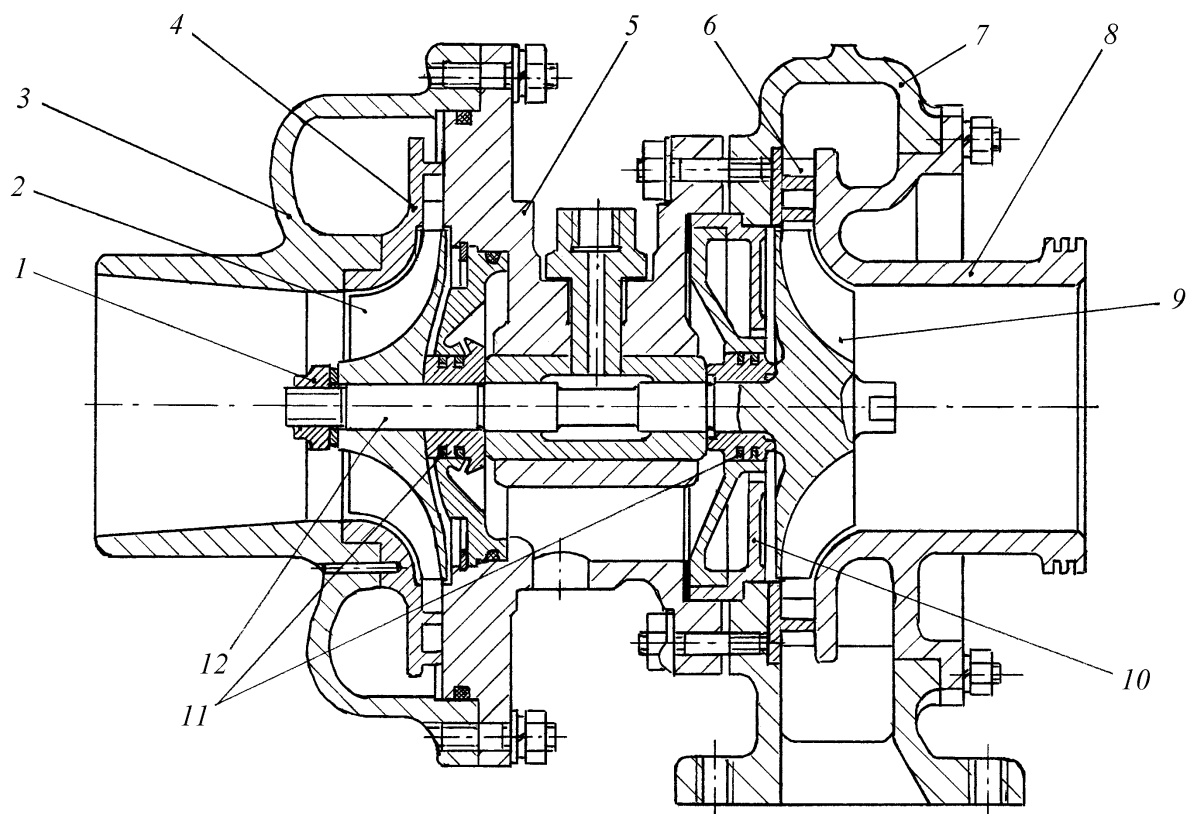


Рис. 2.49. Турбокомпрессор

Газоподводящий корпус 7 турбины обеспечивает плавный подвод газа из выпускного трубопровода двигателя в направляющий аппарат 6 турбины и его распределение по окружности этого аппарата.

Направляющий аппарат 6 служит для превращения потенциальной энергии газа в кинетическую. Направляющие аппараты выполняют как лопаточными, так и безлопаточными. Более широкое применение находят безлопаточные направляющие аппараты, простые в изготовлении и обеспечивающие высокие значения КПД турбины в широком диапазоне режимов работы двигателя.

В колесе 9 турбины энергия газа преобразуется в механическую энергию вращения ротора. Колесо работает в агрессивной среде отработавших газов дизеля при температуре до $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ и частоте вращения 100000 мин^{-1} и более. Его отливают в вакууме из жаропрочных сталей типа 4X5B2ФС и соединяют сваркой трением с валом ротора, изготавливаемым из более дешевой легированной стали, и после механической обработки подвергают совместной балансировке.

Корпус компрессора отливают в кокиль из сплава типа

АК7, а корпус турбины - из жаропрочного чугуна.

Подшипниковый узел (рис. 2.50) содержит как радиальные подшипники 4 и 8, воспринимающие нагрузки от центробежных сил неуравновешенных масс ротора, так и упорные 2, воспринимающие осевые нагрузки от газовых сил, действующие на рабочие колеса. Радиальные подшипники скольжения выполняются, как правило, плавающими либо в виде общей не вращающейся моноштулки 8, либо в виде двух отдельных вращающихся втулок 4. Оба вида втулок, отделенных масляным слоем от корпуса подшипников, обеспечивают упругую подвеску ротора, демпфирующую его колебания. Не вращающаяся моноштулка удерживается от поворота фиксатором 7, по которому в подшипник подается масло под давлением из системы смазки дизеля. Упорный подшипник 2 выполняется в виде пластины и расположен со стороны колеса компрессора. Иногда в качестве рабочих поверхностей упорного подшипника используются торцы не вращающейся моноштулки радиального подшипника.

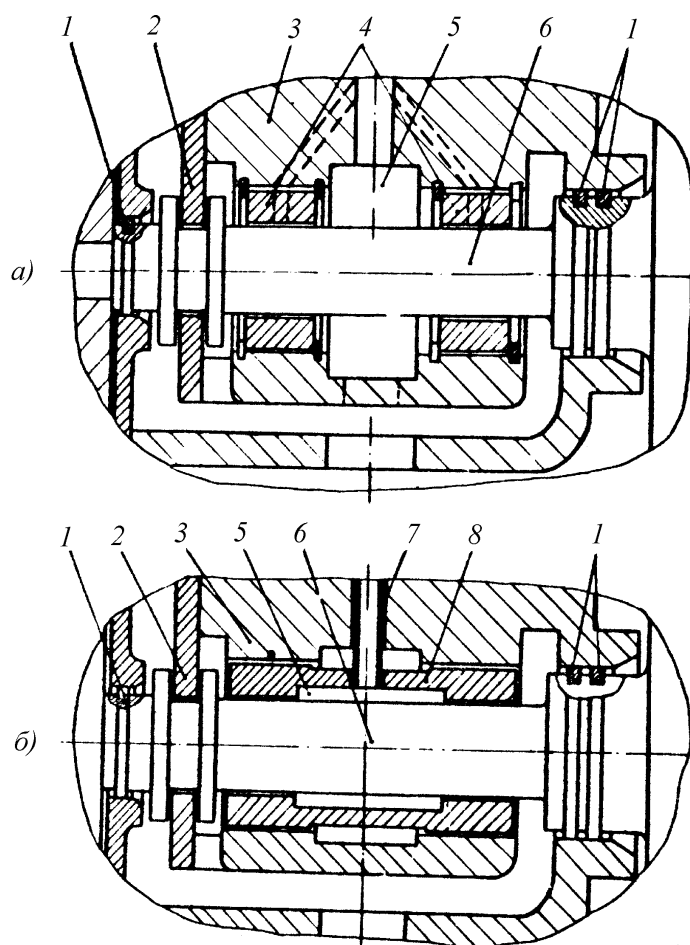


Рис. 2.50. Типичные конструкции узлов подшипников турбокомпрессора:

а - с плавающими вращающимися втулками; *б* - с плавающей не вращающейся моноштулкой; 1 - уплотнительное кольцо; 2 - упорный подшипник; 3 - корпус; 4 - плавающие втулки; 5 - напорная масляная полость; 6 - вал ротора; 7 - штифт стопорный; 8 - плавающая моноштулка

Слив масла из полости подшипников происходит в картер двигателя самотеком. Уплотнение полости производится с каждой ее стороны одним или двумя чугунными пружинными разрезными кольцами 11 (см. рис.

2.49), установленными в канавки на поверхности вала ротора или специальной втулки.

Для уменьшения теплового потока от колеса турбины в корпус подшипников между колесом и подшипником устанавливается тепловой экран 10.

К корпусу подшипников крепятся с двух сторон корпуса компрессора и турбины. Скрепление корпусов осуществляется прижимными накладками или коническими хомутами, что позволяет в зависимости от размещения турбокомпрессора на двигателе устанавливать патрубки компрессора и турбины в желаемом направлении.

После пуска холодного дизеля подача сгустившегося масла к подшипникам его турбокомпрессора происходит с задержкой. После остановки дизеля подача масла к подшипникам прекращается. При этом к не охлаждаемым маслом подшипникам ротора поступает поток тепла от корпуса и рабочего колеса турбины. Поэтому нагужение дизеля после его пуска должно производиться постепенно, а перед остановкой он должен поработать на режиме холостого хода около 5 мин, что предотвратит закоксовывание подшипников его турбокомпрессора.

Для повышения крутящего момента дизеля при его перегрузке требуется увеличить цикловую подачу топлива, впрыскиваемого в цилиндры. В то же время, для бездымного сгорания топлива необходимо пропорционально увеличить наполнение цилиндров воздухом, т.е. увеличить давление наддува. Из этих условий выбирается характеристика турбокомпрессора. Однако, по мере повышения частоты вращения дизеля создаваемое турбокомпрессором давление наддува становится необоснованно высоким вследствие увеличения расхода газа через турбину. Во избежание этого давление наддува ограничивают путем перепуска части газа, поступающего из выпускной системы дизеля, помимо турбины, непосредственно в ее выпускной канал. Пример такого устройства приведен на рис. 2.1,б. Клапан 16 открывает канал для прохода газа мимо турбины, когда усилие мембраны 15 под действием создаваемого компрессором давления воздуха превысит калиброванное усилие нагружающей ее пружины.

Охладитель наддувочного воздуха (ОНВ). Температура сжимаемого в компрессоре воздуха возрастает до 100...130 °С, вследствие чего его плотность и массовое наполнение цилиндров двигателя снижается, что ограничивает возможность форсирования последнего. Одновременно возрастает тепловая напряженность деталей. Поэтому при среднем и высоком наддуве (степени повышения давления более 1,5) применяют ОНВ, которые в зависимости от вида охлаждающего агента бывают воздуховоздушными (типа "воздух-воздух") или водовоздушными (типа "воздух-вода").

В о з д у х о в о з д у ш н ы й О Н В (рис. 2.51,а) обычно уста-

навливается перед радиатором системы жидкостного охлаждения дизеля и воздух через него просасывается вентилятором этой системы. Такие ОНВ выполняют чаще всего в виде трубчато-пластинчатого теплообменника, в котором наддувочный воздух проходит внутри трубок, а охлаждающий омывает их наружную, увеличенную пластинами, поверхность. Они обеспечивают глубокое охлаждение наддувочного воздуха до температуры, не превышающей температуры окружающей среды на $10...20\text{ }^{\circ}\text{C}$, однако повышают сопротивление впускного тракта дизеля, создают сопротивление воздуху на его входе в радиатор системы охлаждения и увеличивают габариты силовой установки.

В водовоздушном ОНВ наддувочный воздух охлаждается жидкостью из системы охлаждения дизеля после прохождения ее через радиатор (рис. 2.51,б). Глубина охлаждения наддувочного воздуха в таких ОНВ лимитируется температурой охлаждающей жидкости и, следовательно, их эффективность меньше, чем у воздуховоздушного ОНВ. Водовоздушные ОНВ выполняют, как правило, трубчатыми. Охлаждающая жидкость проходит в них внутри гладких труб, а наддувочный воздух - между трубами, часто снабженными наружными ребрами в виде рассеченных пластин. Водовоздушные ОНВ отличаются компактностью, могут выполняться в виде отдельного агрегата, устанавливаемого непосредственно на двигателе или в его впускном коллекторе, т.е. практически не увеличивают габаритов силовой установки. Преимуществом таких ОНВ является также возможность поддержания необходимой температуры наддувочного воздуха в условиях низких температур окружающей среды. В то же время нарушение герметичности воздушного тракта в системе с таким ОНВ приводит к попаданию охлаждающей жидкости в его цилиндры.

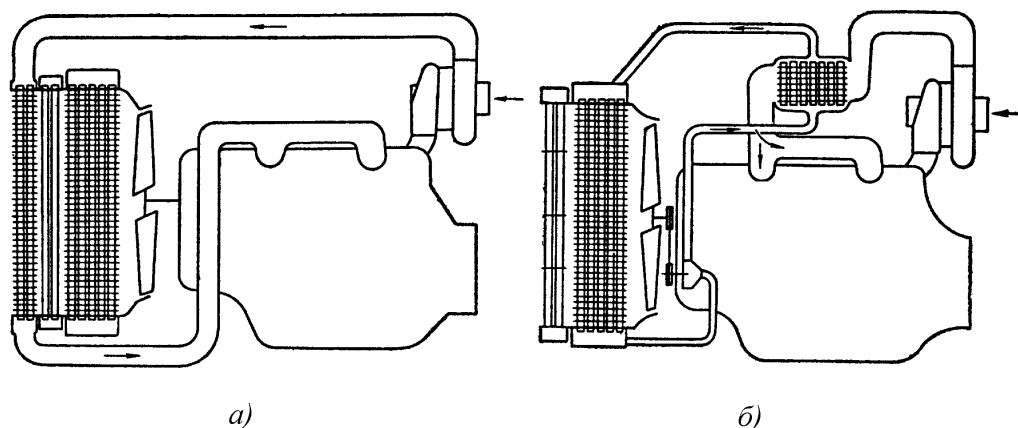


Рис. 2.51. Схемы охлаждения наддувочного воздуха

Сердцевины ОНВ изготавливают из меди, латуни или алюми-

ниевых сплавов методом пайки с флюсом или в вакууме.

Устройства, облегчающие пуск дизеля. Впрыскиваемые в камеру сгорания цилиндра дизеля капли топлива при низкой температуре атмосферного воздуха несмотря на его нагревание в процессе сжатия испаряются и самовоспламеняются плохо. Поэтому для облегчения пуска дизелей тракторов, эксплуатирующихся при низких температурах окружающей среды, производят подогрев поступающего в их цилиндры воздуха, а также предварительное его смешивание с легко воспламеняющимися жидкостями.

Источниками подогрева воздуха являются:

- поверхности различного вида свечей и спиралей накаливания, нагревающиеся при пропускании через них электрического тока от аккумуляторной батареи трактора;

- продукты сгорания топлива, принудительно воспламеняемого раскаленной поверхностью спирали (электрофакельный подогрев).

Устройства обоих типов устанавливаются во впускном коллекторе дизеля.

В качестве нагревательного элемента в свечах накаливания (рис. 2.52,а) и спиралях подогрева используется проволока *1* из материала с высоким омическим сопротивлением, например нихрома. Мощность элемента 400...1000 Вт. Спирали большой мощности применяются на дизелях с большим рабочим объемом цилиндров. Они обеспечивают надежный пуск дизелей при температурах окружающей среды -15...-10 °С и ниже.

Электрофакельный подогреватель (рис. 2.52,б) позволяет осуществлять пуск дизеля при понижении температуры окружающей среды до -20 °С. Его спираль накаливания *1* окружена кожухом *2* с отверстиями *3*. Напряжение питания спирали 8,5 В, сила тока 15...17 А. Дизельное топливо поступает в подогреватель через штуцер *11* с дозирующими отверстиями и болт *10* с радиальными *9* и *7*, а также осевым *8* сверлениями. Клапан *4* под действием пружины *6* запирает выход топлива внутрь кожуха.

При пропускании через обмотку *5* электромагнита тока напряжением 12 В и силой 2...3 А клапан поднимается, капли топлива попадают на раскалившуюся спираль и воспламеняются. Горячие продукты сгорания на выходе из кожуха нагревают воздух, движущийся по впускному коллектору в цилиндры дизеля. В ряде систем электромагнитный клапан, включенный в магистраль низкого давления топлива после фильтра его тонкой очистки, размещают на корпусе насоса высокого давления и соединяют с нагревателем трубкой.

В качестве легковоспламеняющейся жидкости применяют этиловый эфир в смеси с минеральным маслом, сохраняющим свою жид-

котекучесть при низких температурах и смазывающим стенки цилиндров во время пуска дизеля, а также с противозадирными, антикоррозионными и антиокислительными присадками. Жидкость находится в одном или нескольких аэрозольных баллонах (капсулах) под давлением вытесняющего ее газа. При пуске дизеля образовавшаяся эмульсия поступает по трубопроводу к распылителям, ввернутым во впускной коллектор, и перемешивается с движущимся по нему воздухом. Такие устройства обеспечивают пуск дизеля при понижении температуры окружающей среды до $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

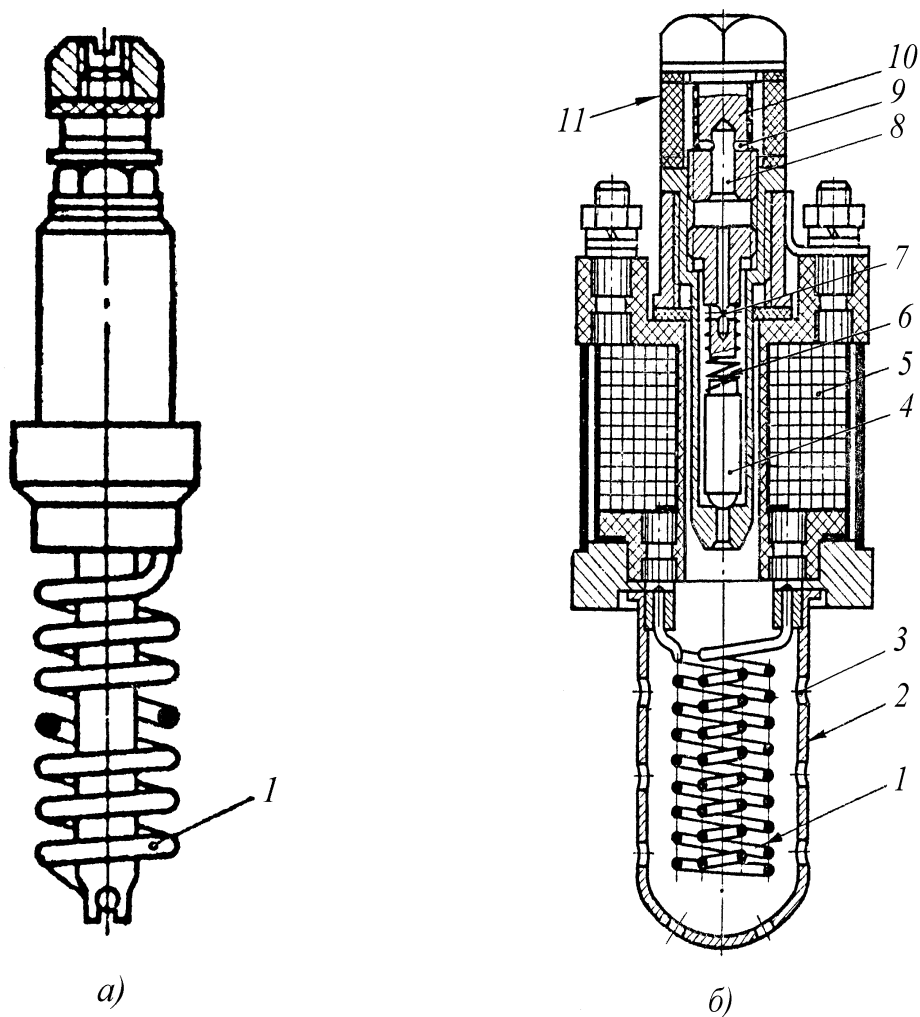


Рис. 2.52. Устройства для предпускового подогрева воздуха

Система питания дизеля топливом. Назначением этой системы является образование в каждом цилиндре дизеля горючей смеси путем впрыскивания мелко распыленного топлива в заполняющий его камеру сгорания сжатый воздух.

Основными требованиями, предъявляемыми к этой системе, являются следующие:

- угол опережения относительно ВМТ начала впрыскивания

форсункой топлива должен автоматически оптимизироваться в зависимости от частоты вращения дизеля и действующей на него нагрузки. Наиболее совершенные системы учитывают также влияние на этот угол давления окружающей среды и наддува, вида применяемого топлива и его температуры и других параметров;

- угол опережения, количество и закон впрыскивания топлива должны обеспечивать выполнение ограничений, накладываемых на максимальные величины давления и температуры газов в цилиндрах;

- количество впрыскиваемого топлива должно обеспечивать надежный пуск дизеля при отрицательных температурах окружающей среды;

- устойчивую работу дизеля во всем регламентированном диапазоне частот его вращения при нагрузках от режима холостого хода до режима полной загрузки;

- требуемое увеличение развиваемого дизелем крутящего момента при перегрузке трактора;

- ограничение максимально допустимой частоты вращения дизеля;

- содержание в отработавших газах дизеля токсичных веществ и сажевых частиц в количествах, не превышающих установленных норм;

- уровень шума работы агрегатов системы, не превышающий общий уровень шума дизеля.

Пример типичной схемы системы питания дизеля топливом приведен на рис. 2.53. Топливо заправляется в бак 1 через горловину с фильтрующей сеткой 2, отсеивающей абразивные частицы размером 250...500 мкм. При работающем дизеле и открытом расходном кране 4 топливо просасывается через сетчатый приемник 3 и фильтр грубой очистки 5 подкачивающим насосом 7. Его поршень приводится от эксцентрика на кулачковом валике насоса высокого давления 11. Чтобы осевшие на дно бака частицы не могли проникнуть в систему, сетка приемника 3 располагается на расстоянии 50...100 мм от дна бака.

В фильтре 5 происходит отделение от топлива частиц размером 50...100 мкм, а также воды, образующейся при конденсации атмосферной влаги как в топливохранилищах и транспортных цистернах, так и в самом баке и вызывающей коррозию прецизионных деталей топливной аппаратуры.

Для визуального наблюдения за отделяющимися примесями на насосе 7 устанавливается фильтр-отстойник с прозрачным стаканом 6. Насос ручной прокачки 8 предназначен для удаления из системы паров, образующихся в ней при длительной стоянке трактора, а также

воздуха, попадающего в нее при ремонтах и обслуживании. Газообразные продукты выпускаются через автоматический или ручной клапан, расположенный в верхней части системы (например, в головке левого корпуса фильтра *13* тонкой очистки топлива), в атмосферу или в бак *1* через трубопровод *12*.

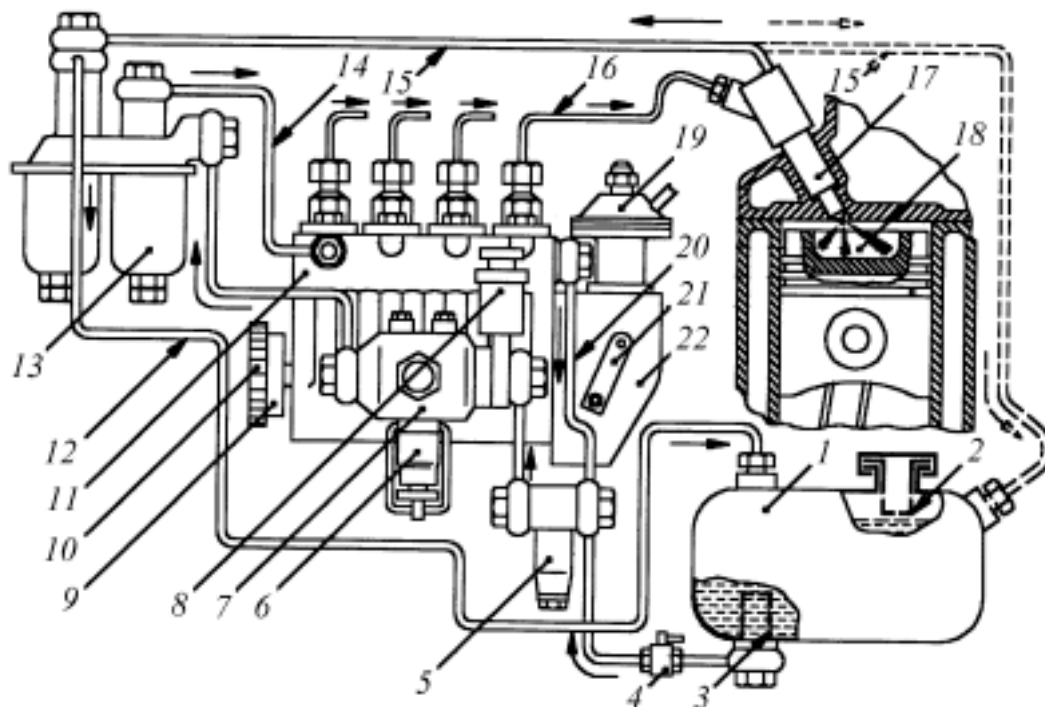


Рис. 2.53. Схема системы питания дизеля топливом

Под действием давления, создаваемого насосом *7*, топливо проходит через элементы фильтра тонкой очистки *13* и по трубопроводу *14* поступает во впускной канал насоса высокого давления *11*. Высокая тонкость отсева ($2 \dots 10$ мкм) частиц этим фильтром предотвращает ускоренный износ прецизионных деталей насоса *11* и форсунок *17*. Давление топлива, создаваемое насосом *11*, достигает 150 МПа и даже более. Поэтому стальные трубопроводы *16*, по которым топливо поступает в форсунки *17*, имеют наружный диаметр $6 \dots 7$ мм, а внутренний $1,5 \dots 2,0$ мм. Топливо, просочившееся через зазор между иглами и корпусами распылителей форсунок, отводится через трубопровод *15* или в фильтр *13*, или в бак (штриховые линии), или в линию всасывания насоса *7*. Топливо, вытесняемое плунжерами насоса *11* в его выпускной канал после отсечки подачи его к форсункам, перепускается по трубопроводу *20* в линию всасывания подкачивающего насоса *7*. В камеры сгорания *18* цилиндров дизеля топливо впрыскивается струями (4-8), что обеспечивает его быстрое и полное сгорание.

Угол опережения начала подачи топлива насосом *11* относительно положения поршней цилиндров дизеля в ВМТ в зависимости

от частоты его вращения автоматически изменяется муфтой 9, которую часто встраивают в шестерню 10 привода этого насоса.

Частое изменение сопротивлений движению трактора и, следовательно, нагрузок на его дизель, является характерным в эксплуатационных условиях. Поддержание постоянной скорости трактора требует изменения мощности дизеля путем изменения цикловых доз топлива, впрыскиваемого в его цилиндры. Частые воздействия тракториста на рычаг 21 управления подачей топлива насосом высокого давления 11 вызывают быстрое утомление. Поэтому эти насосы всех тракторных дизелей комплектуются автоматическими регуляторами частоты вращения 22.

Разгон трактора путем резкого воздействия тракториста на рычаг 21 для увеличения количества топлива, подаваемого насосом 11, сопровождается возрастанием дымности отработавших газов дизеля с турбонаддувом. Во избежание этого на регулятор 22 устанавливается автоматический антидымный корректор 19, который не допускает резкого увеличения подачи топлива насосом 11 несмотря на воздействие трактористом на рычаг 21.

Ниже агрегаты системы рассматриваются в той же последовательности, в которой через них проходит топливо согласно схеме на рис. 2.53. Аналогично описаны конструкции элементов этих агрегатов, оказывающих воздействие на их функционирование.

Агрегаты магистрали низкого давления. Длительная и бесперебойная работа дизеля нарушается при наличии в топливе загрязняющих примесей, которыми являются:

органические - продукты полимеризации компонентов топлива, кристаллизации содержащегося в нем парафина и др.;

неорганические - почвенная пыль, попадающая в бак при его заправке, продукты коррозии емкостей и трубопроводов, а также износа деталей перекачивающих средств и др.;

вода, образующаяся на внутренних стенках топливохранилищ и бака трактора при конденсации ее паров из атмосферного воздуха вследствие резких колебаний его температуры.

Примеси ускоряют износы подвижных деталей топливоподающей аппаратуры и, в первую очередь, ее прецизионных пар, снижают их плотность, нарушают подачу топлива и ухудшают его распыливание форсункой. Вода вызывает коррозию деталей, зависание игл в распылителях форсунок и плунжеров в их втулках, поломку пружин и т. п.

Во избежание перечисленных дефектов топливо подвергается многоступенчатой очистке. Предварительная очистка происходит в сетчатых фильтрах 2 (рис. 2.53) заливной горловины бака 1 и 3 его

топливоприемника, улавливающих частицы размером 250...500 мкм. В фильтре 5 грубой очистки происходит отделение частиц размером 50...100 мкм, а также воды, чему способствует также фильтр-отстойник 6. Окончательную очистку производит фильтр тонкой очистки 13, который не пропускает сквозь себя частицы размером 2...10 мкм.

Фильтры грубой очистки отделяют частицы примесей элементами из хлопчатобумажного шнура или проволочной металлической сетки. Корпус 1 фильтра (рис. 2.54) отливается из чугуна. Снизу к нему нажимным кольцом и болтами притянут через прокладку стакан 5. Топливо поступает в него под действием разрежения, создаваемого подкачивающим насосом через штуцер 8 и попадает в кольцевой канал между корпусом и прижатым к нему снизу диском распределителя 2. Пройдя сквозь отверстия распределителя топливо равномерно обтекает конический отражатель 7, через щель между ним и стаканом 5 движется вдоль его стенок вниз и попадает в объем успокоителя 4, предотвращающего взбалтывание топлива. В успокоителе топливо изменяет направление движения и выходит вверх через его центральное отверстие.

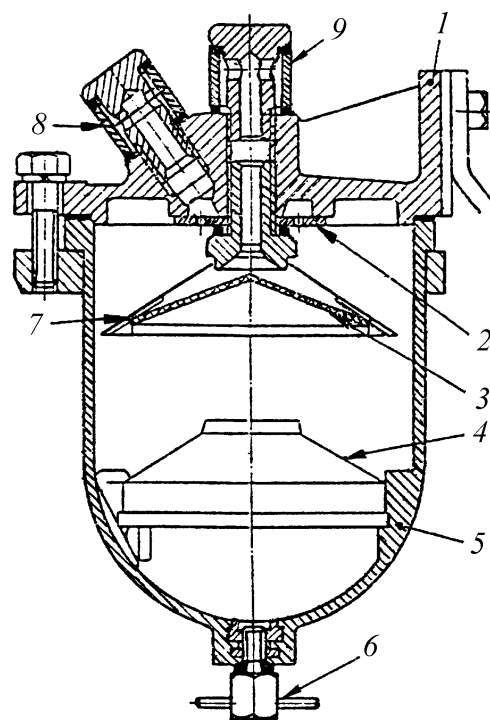


Рис. 2.54. Фильтр грубой очистки

При таком повороте частицы примесей и вода, более тяжелые, чем топливо, по инерции опускаются на дно стакана, откуда они периодически сливаются через кран или пробку 6. Дальнейшая очистка просасываемого топлива происходит при его прохождении через проволочную металлическую сетку 3, закрепленную в отражателе 7. Очищенное топливо через штуцер 9 поступает по трубопроводу к подкачивающему насосу. Для увеличения срока службы эти часто снабжают дополнительным фильтром-отстойником 6 насосы (см. рис. 2.53). Через его прозрачный корпус можно постоянно наблюдать за наличием отлагающихся в нем частиц и воды и периодически их удалять.

Топливоподкачивающий насос 7 (см. рис. 2.53) предназначен для просасывания топлива через фильтр грубой очистки 5 и продавливания его через фильтр тонкой очистки 13. Таким образом, этот насос поддерживает постоянное давление топлива во впуск-

ном канале насоса высокого давления. Насосы обычно являются поршневыми одинарного или двойного действия в зависимости от того, осуществляет ли их поршень нагнетание топлива соответственно за два хода или за каждый ход.

Принципиальная схема насоса одинарного действия представлена на рис. 2.55. Корпус 20 насоса центрирующим буртом 21 в большинстве случаев устанавливается в расточку стенки картера насоса высокого давления и крепится к ней болтами. Нагнетающий ход поршень 8 насоса совершает под действием пружины 7, упирающейся в пробку 19, а всасывающий ход - под действием толкателя 3, ролик 2 которого прижат пружиной 4 к эксцентрики 1 на кулачковом валике насоса высокого давления. Концы оси ролика выступают из цилиндрического толкателя и движутся в пазах корпуса, предотвращая проворачивание толкателя.

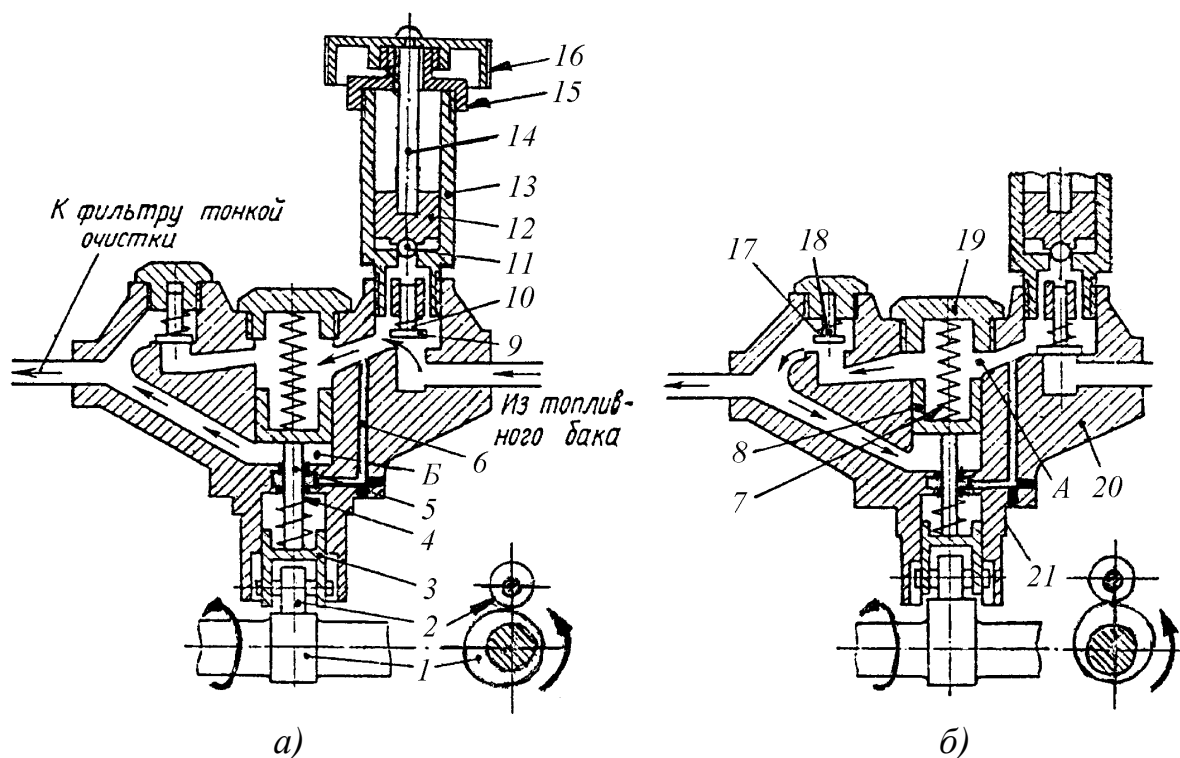


Рис. 2.55. Топливоподкачивающий насос

При опускании поршня (рис. 2.55,а) пружиной 7 над ним возникает разрежение, под действием которого открывается клапан 10 и топливо из бака всасывается во впускную полость А, а клапан 18 прижимается пружиной 17 к своему седлу в корпусе. Одновременно находившееся в подпоршневом объеме (нагнетательной полости Б) топливо выходит из него под давлением 0,2...0,7 МПа и поступает по трубопроводу в фильтр тонкой очистки 13 (см. рис. 2.53).

При подъеме поршня (рис. 2.55,б) роликовым толкателем 3 че-

рез шток 5 давление топлива в полости А возрастает, клапан 9 опускается пружиной 10 на свое седло в корпусе, а клапан 18 поднимается, позволяя топливу перетекать из полости А в полость Б. Шток 5 перемещается в направляющей втулке, запрессованной в корпус насоса. Эти детали являются прецизионными. Просочившееся между ними топливо по каналу 6 отсасывается во впускную полость А.

В корпус 20 насоса с механическим приводом часто ввертывается цилиндр 13 насоса ручной подкачки топлива. С его помощью производят заполнение системы топливом и удаляют из нее пары и воздух. Поршень 12 соединен с ручкой управления 16 штоком 14, который при прокачке топлива движется в направляющей, обработанной в крышке 15, накрученной на цилиндр 13. При неработающем насосе ручка накручивается на крышку до упора завальцованного в поршень шарика 11 в свое седло в цилиндре 13, в результате чего полость последнего разобщается с полостью А.

Перед прокачкой топлива полость системы сообщается с атмосферой. Для этого отпускают пробку 13 (см. рис. 2.56) на корпусе фильтра тонкой очистки, находящуюся в верхней точке системы. Затем, отвернув ручку 16 (см. рис. 2.55) с крышки цилиндра 13, прокачивают топливо поршнем 12 до тех пор, пока из-под пробки не начнет выходить топливо без пузырьков газа. После этого пробку на фильтре закручивают, опускают поршень 12 до посадки шарика 11 на седло и прочно закрепляют ручку 16 на резьбе крышки 15.

Для увеличения срока службы подкачивающего насоса его часто снабжают дополнительным фильтром - отстойником 6 (см. рис. 2.53). Через его прозрачный корпус можно постоянно наблюдать за наличием отлагающихся в нем частиц и периодически их удалять.

Фильтр тонкой очистки 13 (см. рис. 2.53), пример конструкции которого представлен на рис. 2.56, состоит из литого корпуса 6, одного или двух (в зависимости от количества протекающего через него топлива) включенных параллельно фильтрующих элементов 3 и закрывающих их стаканов 1. Каждый стакан прижат к корпусу через прокладку 16 с помощью стяжного трубчатого стержня 2. Нижний конец стержня ввернут в штуцер 23, завальцованный в дно стакана 1 и уплотненный шайбой 22. Слив отстоя производится через пробку 24. Верхний конец стержня ввернут в штуцер 5, который своей наружной резьбой закреплен в корпусе 6 и уплотнен резиновой прокладкой 4.

Фильтрующий элемент 3 состоит из наружной 20 и внутренней 21 штор, изготовленных из пористой бумаги. Каждая штора склеена в цилиндр, гофрирована и сложена гармошкой для увеличения площади ее поверхности, на которой удерживаются механические частицы размером более 2...10 мкм. Очистка топлива производится шторой

первой (наружной) ступени. Внутренняя штора отфильтровывает частицы в случае разрыва наружной шторы, что происходит преимущественно под действием находящейся в топливе воды. Основания штор вклеены в картонные каркасы 19, имеющие отверстия для прохода топлива и завальцованные в жестяные крышки 17 и 18.

Топливо под давлением, создаваемым подкачивающим насосом, поступает в фильтр через трубопровод 15 и штуцер, ввернутый в корпус 6 к одному фильтрующему элементу и по соединительной полос-

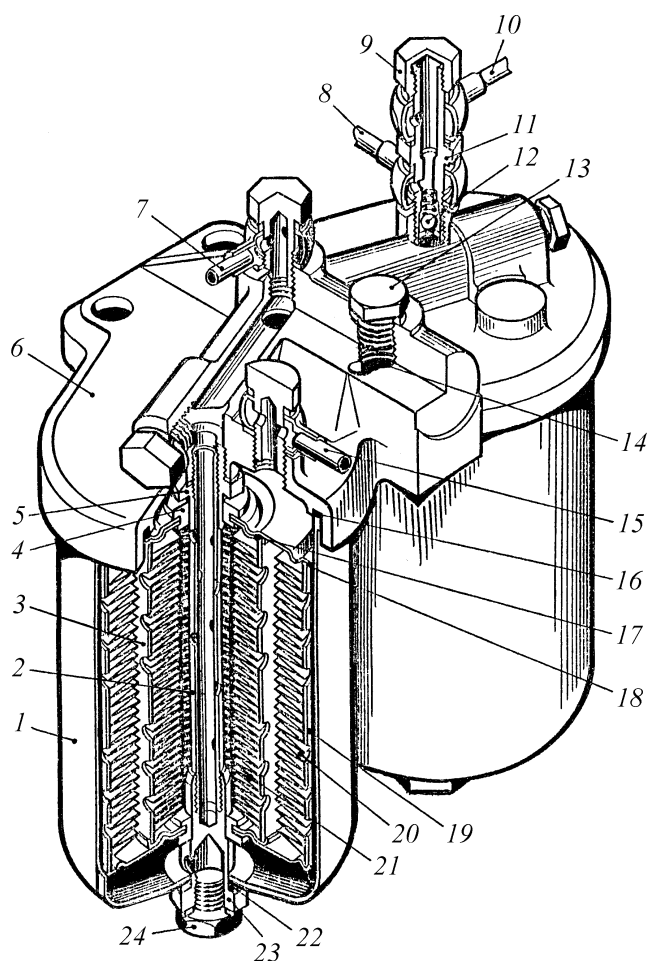


Рис. 2.56. Фильтр тонкой очистки топлива

ти 14 к другому. Пройдя через эти элементы очищенное топливо через отверстия в стяжном трубчатом стержне 2 отводится по сверлениям в приливах корпуса, ввернутому в него штуцеру и трубопроводу 7 во впускной канал насоса высокого давления.

В один из приливов ввернут корпус клапана 11 с колпачковой гайкой 9 и подпружиненным шариковым клапаном 12. Через этот клапан происходит постоянный отвод по трубке 8 (поз. 12 на рис. 2.53) паров топлива и воздуха. В полость корпуса над клапаном поступает по трубке 10 и также отводится в бак топливо, просочившееся между иглами и корпусами распылителей форсунок дизеля. Пробка 13, как указывалось выше, служит для удаления из топлива его паров и воздуха при прокачке системы.

Агрегаты магистрали высокого давления с гидромеханическим управлением. Топливный насос высокого давления является одним из самых сложных и дорогостоящих агрегатов дизеля вследствие выполнения им большинства требований, предъявляемых к системе питания дизеля топливом. На тракторных дизелях наибольшим распространение получили насосы, у которых топливоподающие секции расположены в едином корпусе, отлитом из алюминиевого сплава или (реже) из чугуна. Каждая секция соединена тру-

бопроводом высокого давления с форсункой одного из цилиндров. Поэтому эти насосы являются многосекционными. Элементы секции такого насоса приведены на рис. 2.57.

Элементом секции, создающим высокое давление топлива, является плунжерная пара - плунжер 5 и его втулка 2. Эти детали изготавливают из легированной стали марок ШХ15, ХВГ и других, а также хромомолибденовой марок 25Х5М, 30Х3ВА и подвергаются термообработке, включая азотирование, после чего твердость их трущихся поверхностей достигает 63...65 HRC и более. Эти детали обрабатываются с высокой точностью - зазор между ними составляет 3...5 мкм, т.е. являются прецизионными и могут заменяться только в комплекте.

Стенки верхней части втулки делаются утолщенными для уменьшения ее расширения под действием высокого давления топлива в объеме 4 при нагнетании. Заполнение этого объема топливом происходит через впускное окно 3 втулки, в которое оно поступает из общего для всех секций канала 1 в корпусе насоса под давлением, создаваемым подкачивающим насосом. Опорожнение объема 4 после окончания нагнетания топлива плунжером происходит через выпускное окно 23 в общий канал 22.

К верхнему торцу втулки штуцером 27, ввернутым в корпус 31 насоса, прижимается седло 24 нагнетательного клапана 25. Клапан нагружен пружиной 28 и поднимается при увеличении давления топлива в объеме 4. К конической поверхности 29 штуцера с помощью накидной гайки прижат наконечник топливопровода высокого давления.

Плунжер 5 на поверхности имеет углубленную фрезеровку или канавку 8 с винтовой или прямолинейной кромкой 9. Углубление с помощью паза, а канавка с помощью осевого 6 и радиального 7 сверлений постоянно сообщается с надплунжерным объемом 4. Кольцевая проточка 10 на плунжере служит для сбора просачивающегося вдоль него топлива и отвода его через наклонное сверление во втулке в ее впускное окно 3.

Закон возвратно-поступательного движения плунжера определяется профилем кулачка 20. При вращении валика 21 этот кулачок набегаёт на ролик 16. Бронзовая втулка-подшипник 17 запрессована в ролик и вращается вместе с ним вокруг оси 18, закрепленной в толкателе 15. Концы этой оси выступают из цилиндрической поверхности толкателя и движутся в вертикальных пазах, профрезерованных в корпусе насоса, что предотвращает проворачивание толкателя.

Ввернутый в толкатель регулировочный болт 13, зафиксированный контргайкой 14, после выборки зазора А упирается в торец плунжера, вызывая его подъем. Опускание плунжера осуществляется пружиной 11 через ее тарелку 12. Когда кулачок своим прямолинейным

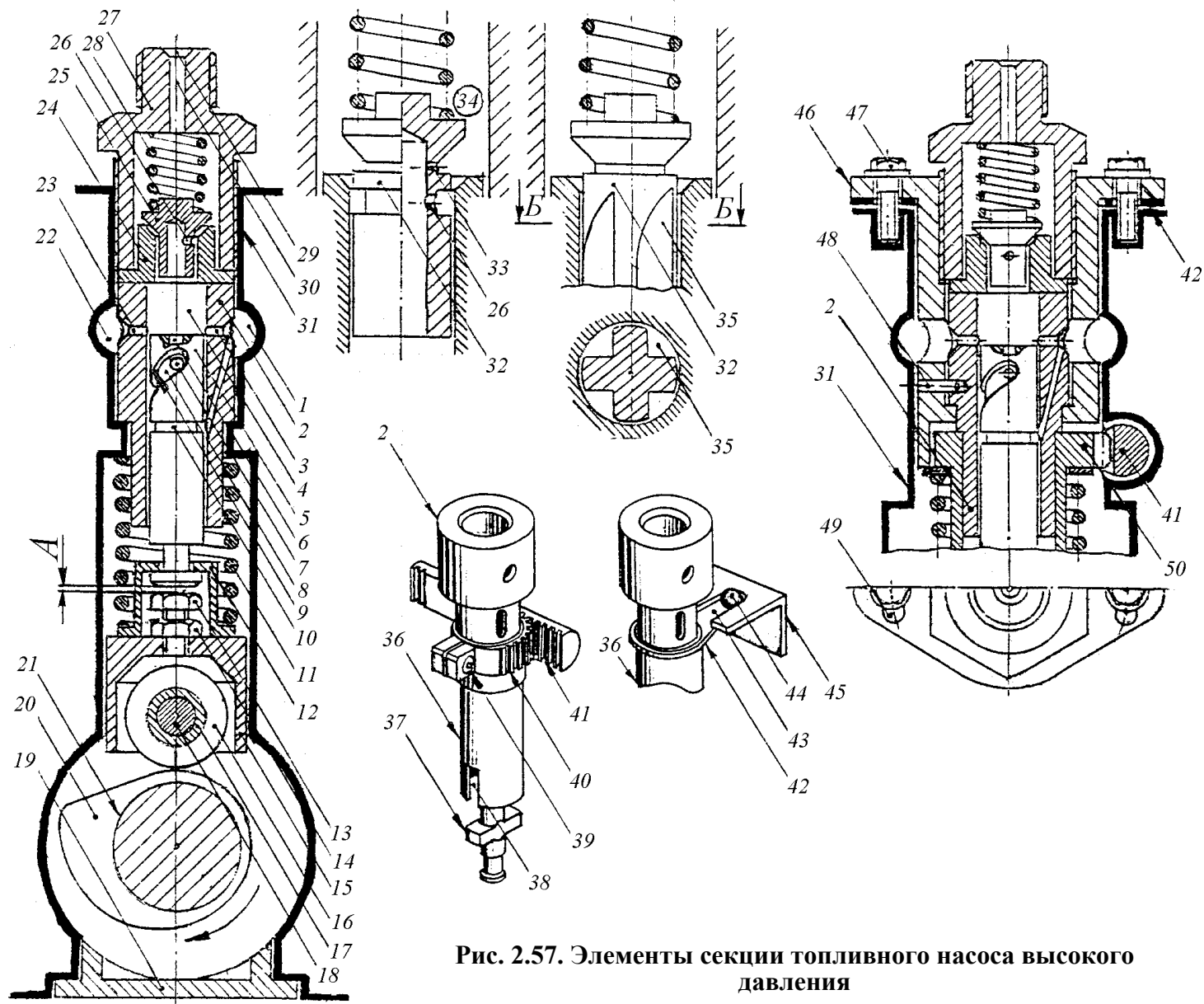


Рис. 2.57. Элементы секции топливного насоса высокого давления

(тангенциальным), а в ряде конструкций вогнутым участком профиля набегает на ролик 16, скорость подъема плунжера при нагнетательном ходе составляет 3...4 м/с. В результате скорость истечения топлива из сопловых отверстий форсунки является достаточно высокой для его мелкого распыливания в камере сгорания. Когда ролик катится по участку сбегу профиля кулачка скорость опускания плунжера 5 невелика, что обеспечивает лучшее заполнение объема 4 топливом, втекающим в него через окно 3 во втулке 2.

В начале подъема плунжера топливо из объема 4 вытесняется им обратно в канал 1 через окно 3. При перекрытии верхним торцом плунжера этого окна давление в объеме 4 возрастает, клапан 25 поднимается, преодолевая сопротивление пружины 28, и через его радиальное сверление 28 топливо поступает в полость штуцера 27.

Через сверление 30 по трубопроводу к форсунке начинает двигаться волна давления со скоростью, примерно равной 1500 м/с. Под ее воздействием поднимается запорная игла форсунки и начинается впрыскивание топлива в камеру сгорания. Впрыскивание продолжается до тех пор, пока кромка 9 канавки на поверхности поднимающегося плунжера не начнет открывать выпускное окно 23 в его втулке. С этого момента топливо из объема 4 через сверления 6 и 7 в плунжере и канавку 8 на его поверхности начнет вытекать в окно 23 и канал 22. Давление в объеме 4, трубопроводе и форсунке резко снижается, игла форсунки запирает истечение топлива в камеру сгорания, клапан 25 опускается пружинной 28 на седло 24 и подача топлива к форсунке прекращается. Продолжительность впрыскивания топлива составляет несколько миллисекунд.

Нагнетательный клапан 25 и его седло 24 также являются прецизионными деталями и заменяются только комплектно. Их изготавливают из стали марок ХВГ, ШХ15 и др. Наиболее распространены клапаны грибового типа. Их направляющая часть является трубчатой или крестообразной. Клапаны обоих типов имеют разгрузочный цилиндрический поясок 32. Когда при опускании клапана нижнее сечение этого пояса начнет погружаться в канал седла (как на схеме рис. 2.57) происходит увеличение занимаемого топливом объема 34 в полости штуцера 27. В результате, давление топлива как в этом объеме, так и в топливопроводе будет понижаться.

Такая разгрузка линии высокого давления предотвращает приподнимание иглы форсунки при колебании давления топлива в трубопроводе после окончания его подачи насосом. Такие “подвпрыскивания” топлива в камеру сгорания ухудшают экономичность дизеля и повышают токсичность его отработавших газов.

В то же время, при снижении частоты вращения дизеля от $n_{дн}$ до

$n_{\text{дм}}$ (см. рис. 2.4) вследствие его перегрузки, необходимое увеличение развиваемого им крутящего момента от $M_{\text{дн}}$ до $M_{\text{дм}}$ может быть осуществлено только путем увеличения цикловых доз топлива, впрыскиваемого в его цилиндры. Для этой цели в нагнетательном клапане трубчатого типа над разгрузочным пояском 32 (см. рис. 2.57) делается корректирующее сверление 33 диаметром порядка 0,3 мм.

Когда после отсечки подачи топлива кромкой 9 плунжера разгрузочный поясок начнет погружаться в канал его седла 24, истечение топлива из объема 4 в полость штуцера через сверление 28 прекратится, но через сверление 33 будет продолжаться вплоть до посадки клапана на седло. При большой скорости подъема плунжера (частота вращения дизеля $n_{\text{дн}}$) истечение топлива через сверление 33 происходит также с большой скоростью и вследствие дросселирования в нем количество истекающего топлива будет небольшим. Однако при снижении частоты вращения дизеля скорость истечения топлива через сверление 33 и, следовательно, дросселирование в нем, будут уменьшаться. В результате, в объем 34 полости штуцера 27 топлива поступит больше и давление в нем возрастет. Поэтому при следующем нагнетательном ходе плунжера подъем иглы форсунки и впрыскивание топлива в камеру сгорания начнутся раньше. Вследствие этого количество впрыснутого топлива увеличится и развиваемый дизелем крутящий момент возрастет до $M_{\text{дм}}$.

В нагнетательных клапанах с крестообразным сечением направляющей части дросселирование перетекающего топлива происходит в сегментах 35, сечения которых уменьшаются по мере приближения к разгрузочному пояску 32, вызывая аналогичный эффект.

Для изменения скорости движения трактора или преодоления им изменяющихся сопротивлений с постоянной скоростью должны быть соответственно изменены величины доз топлива, впрыскиваемого в цилиндры его дизеля. Наиболее часто это осуществляется путем изменения момента конца нагнетания топлива секциями насоса высокого давления, т. е. изменения определяющего этот момент расположения кромки 9 относительно выпускного окна во втулке плунжера. Так, в результате поворота плунжера 5 против часовой стрелки момент открытия кромкой 9 окна 23 наступит по ходу плунжера позже и, следовательно, нагнетаемая им доза топлива увеличится.

Поворот плунжера осуществляется обычно с помощью гильзы 36, свободно надетой на втулку 2 плунжера. В нижней части гильза имеет сквозную прорезь 38, вдоль которой перемещается крестовина 37 плунжера. Поворот гильзы производится с помощью хомута 40, стянутого на гильзе винтом 39. Зубчатый сектор хомута входит в зацепление с зубьями рейки 41, являющейся общей для всех секций на-

соса. Возвратно-поступательное движение рейки регулятором насоса или непосредственно трактористом вызывает поворот хомута, гильзы и крестовины плунжера. Зазор *A* позволяет облегчить поворот плунжера регулятором, воздействующим на рейку *41*.

В ряде последних конструкций насоса массивная рейка заменена легким угольником *45*. В его горизонтальной полке сделаны прорези *43*, в которые входят шарики *44* поводков *42*, закрепленных на гильзах *36*.

Идентификация моментов начала подачи топлива секциями насоса после его сборки или ремонта производится с помощью болта *13*, ввернутого в толкатель *15* и зафиксированного контргайкой *14*. Вывертывание этого болта изменяет положение верхнего торца плунжера относительно впускного окна *3* в его втулке.

Регулировка идентичности цикловых подач топлива всеми секциями насоса производится путем изменения момента конца подачи, т. е. расположения кромки *9* плунжера относительно выпускного окна *23* в его втулке. Для этого винтом *39* ослабляют затяжку хомута *40* на гильзе *36*. После этого гильзу и крестовину плунжера поворачивают на нужный угол при неизменном положении рейки *41*. Для доступа к винтам и гильзам в боковой стенке насоса выполнено продольное окно, закрытое крышкой. Такое окно существенно снижает жесткость корпуса насоса, что ограничивает давление подаваемого им топлива.

В связи с этим все большее распространение получают насосы, корпус которых не имеет окна, т. е. является закрытым (тип "Компакт"). Корпус *46* каждой секции такого насоса жестко соединен штифтом *48* с втулкой *2* плунжера и прикреплен к корпусу *31* насоса болтами *47*, проходящими через дуговые прорези *49* в его фланце.

При регулировке цикловой подачи топлива секцией ослабляют затяжку болтов *47* и поворачивают корпус секции вместе с втулкой плунжера на нужный угол в пределах отверстия *49*. При этом положение плунжера, поворотной гильзы *50* и сцепленной с ней зубчатой рейки *41* остается неизменным. Отсутствие хомута *40* с винтом *39* исключает необходимость доступа к ним и, следовательно, окна в стенке корпуса насоса. Регулировка идентичности момента начала подачи топлива каждой секцией такого насоса производится путем подбора толщины прокладок *42* под ее фланцем, изменяя тем самым положение впускного окна *3* во втулке плунжера относительно верхнего торца последнего.

Регулятор частоты вращения дизеля *22* (см. рис. 2.53) обычно агрегатируется с топливным насосом высокого давления и выполняет следующие основные функции путем автоматического изменения цикловых доз топлива, впрыскиваемого в цилиндры

дизеля:

- увеличивает в 1,5...2,0 раза дозы топлива для облегчения пуска дизеля, особенно при низких температурах окружающей среды;
- поддерживает минимально устойчивую частоту вращения дизеля при его прогреве и временных стоянках трактора;
- поддерживает заданную трактористом через рычаг 21 (см. рис. 2.53) скорость трактора при изменении сопротивлений его движению;
- продолжает увеличивать дозы топлива и, соответственно, развиваемый дизелем крутящий момент, при положении рычага 21 (см. рис. 2.53) на упоре в ограничительный винт и дальнейшем увеличении сопротивлений движению трактора (участок $M_{дн} - M_{дм}$ скоростной характеристики дизеля на рис. 2.4);
- ограничивает максимально допустимую частоту вращения дизеля $n_{дх}$ (см. рис. 2.4) во избежание поломок его деталей под действием их собственных инерционных сил.

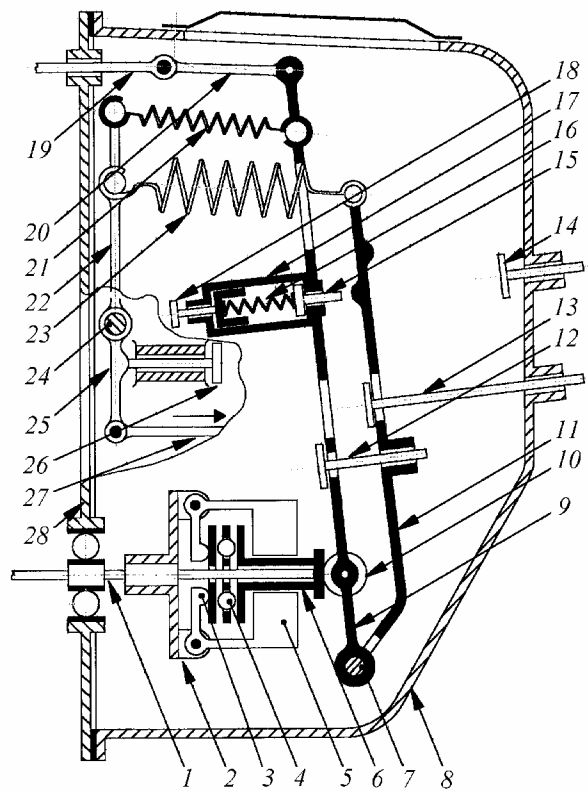
На тракторных дизелях, работающих при часто изменяющихся нагрузках, применяются, как правило, всережимные регуляторы центробежного типа, выполняющие свои функции при любом установленном трактористом положении управляющего рычага 21 (см. рис. 2.53). Характерным признаком таких регуляторов является отсутствие жесткой связи между управляющим рычагом и рейкой насоса высокого давления.

Принципиальные схемы функционирования простейшего всережимного регулятора на различных режимах работы дизеля приведены на рис. 2.58. Для упрощения схем все элементы регулятора показаны находящимися в одной плоскости.

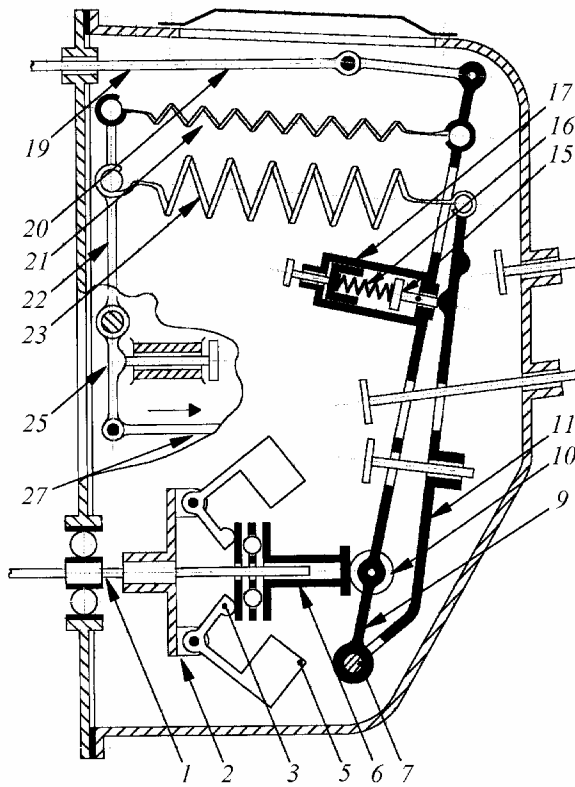
Валик 1 регулятора является продолжением кулачкового валика топливного насоса или приводится от него через повышающую шестеренчатую передачу. На нем жестко закреплена крестовина 2, с которой шарнирно связаны грузы 5 с лапками 3. При вращении валика 1 грузы под действием своих центробежных сил расходятся и лапками через подшипник 4 перемещают муфту 6, которая упирается в ролик 10, смонтированный в промежуточный рычаг 9. Верхний конец рычага через серьгу 20 соединен с рейкой 19 насоса высокого давления.

Рычаг 9 свободно поворачивается вокруг оси 7, запрессованной в корпус 8 регулятора. Вокруг этой оси свободно поворачивается и главный рычаг 11, верхний конец которого связан пружиной 23 регулятора с рычагом 22, жестко закрепленным на оси 24. На выступающей из корпуса 8 конце оси 24 также жестко закреплен управляемый трактористом через тягу 27 рычаг 25. Таким образом, рычаги 22 и 25 поворачиваются вместе с осью 24 как единое целое.

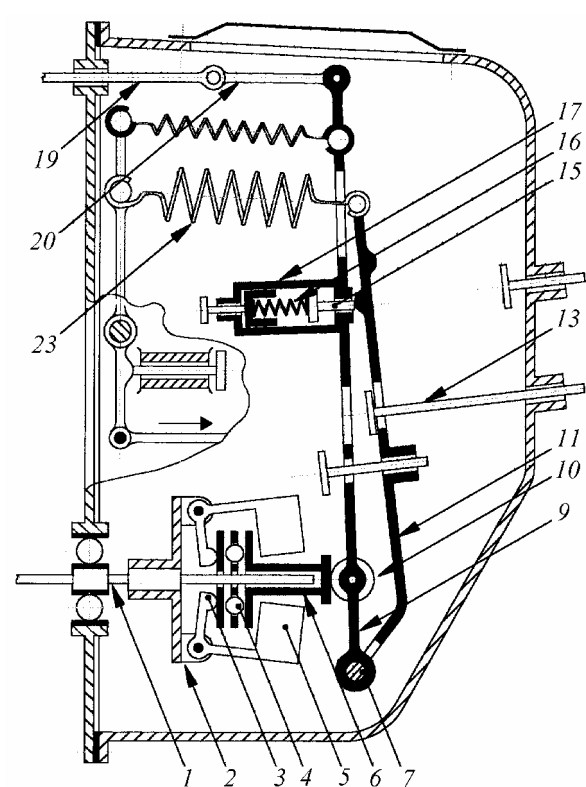
Поворот рычага 25 ограничен упорным болтом 26, ввернутым в



a)



b)



c)

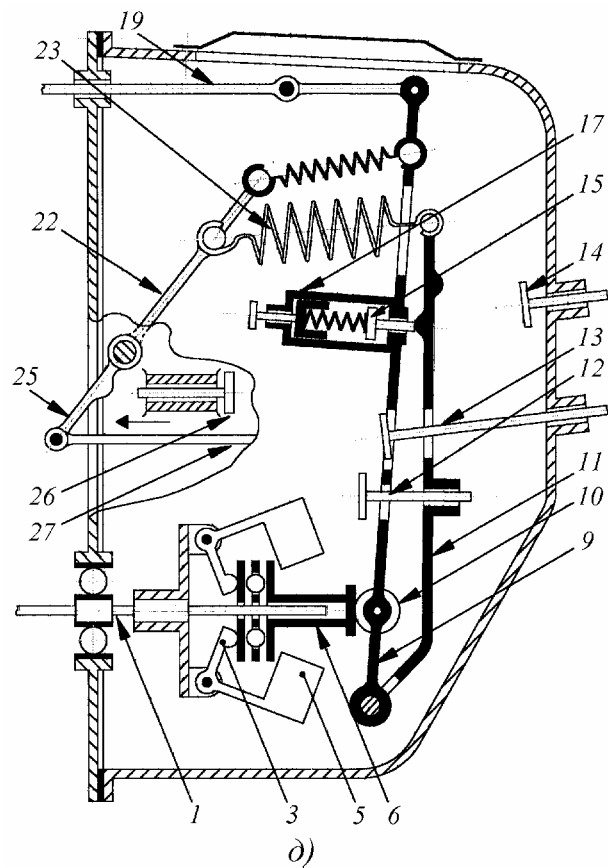
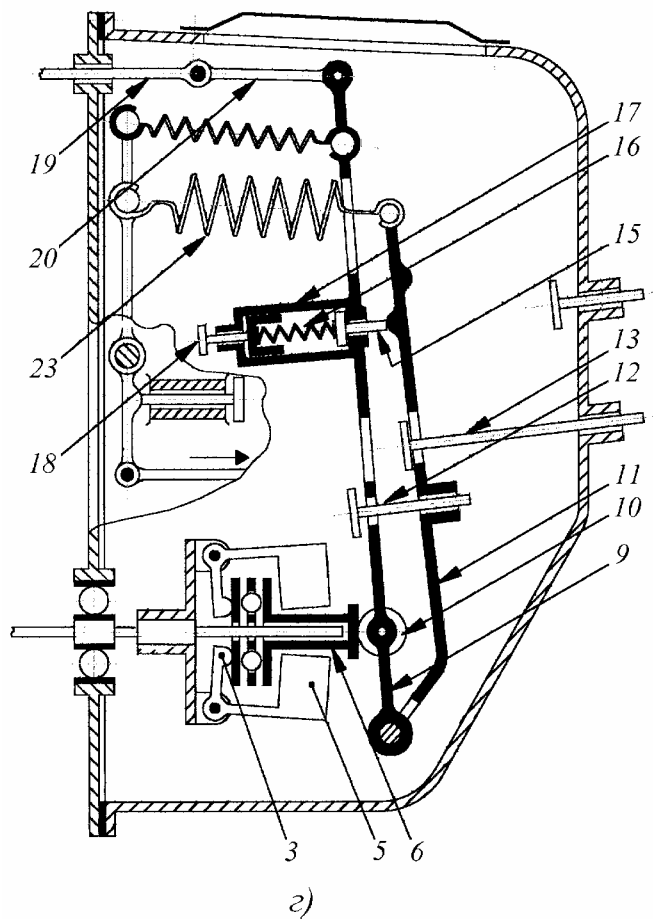


Рис. 2.58. Функционирование простейшего всережимного регулятора частоты вращения дизеля на различных режимах работы:
 а - пуск дизеля; б - режим $n_{ох}$; в - режим $M_{он}$; г - режим $M_{ом}$; д - режимы частичных нагрузок

прилив на наружной стороне стенки корпуса 8. Верхний конец рычага 22 соединен с рычагом 9 слабой пружиной 21 обогатителя. Предельный поворот рычага 9 ограничен головкой болта 12, ввернутого в рычаг 11. Поворот рычага 11 в том же направлении ограничивается головкой болта 13, ввернутого в корпус регулятора.

В рычаг 9 ввернут корпус 17 корректора, толкатель 15 которого может вдвигаться в этот корпус при нажиме на его выступающим концом рычага 11 или выдвигаться из него под действием пружины 16, предварительное сжатие которой устанавливается болтом 18.

Перед пуском дизеля (рис. 2.58,а) тракторист тягой 27 поворачивает рычаг 25 до его упора в болт 26. При этом рычаг 22, растягивая пружины 23 регулятора и 21 обогатителя, поворачивает рычаг 11 до его упора в головку болта 13. Рычаг 9 продолжает поворот сначала под действием пружины 16 корректора, которая, выдвигая толкатель 15 из корпуса 17, отталкивает рычаг 9 от остановившегося рычага 11, а после полного выдвижения толкателя - под действием растянувшейся пружины 21 обогатителя. Поворот рычага 9 продолжается до его упора в головку болта 12.

При прокручивании коленчатого вала дизеля стартером с пусковой частотой 100...120 мин⁻¹ кулачковый валик насоса и, следовательно, регулятора вращаются с вдвое меньшей частотой. Вследствие этого, центробежная сила сблизившихся грузов 5 мала и не может преодолеть усилия пружины 21 обогатителя. Установившееся таким образом положение рычага 9 и соединенной с ним рейки 19 насоса обеспечивают его цикловую подачу топлива, в 1,5-2,0 раза превышающую подачу при работе дизеля на номинальном режиме.

После пуска дизеля (рис. 2.58,б), вплоть до начала движения трактора, нагрузка на него отсутствует. Если тракторист не изменит тягой 27 положения рычагов 25 и 22, то секции насоса будут продолжать подачу топлива в количествах, какими они были на режиме пуска и частота вращения дизеля чрезмерно возрастет. Однако при этом увеличивается центробежная сила грузов 5, которые, расходясь, лапками 3 нагрузят муфту 6 и ролик 10 рычага 9.

При повороте рычага 9 по часовой стрелке сначала уменьшится зазор между торцом толкателя 15 корректора и рычагом 11. После их соприкосновения толкатель, преодолевая сопротивление сжимающейся пружины 16 корректора, будет утапливаться в его корпус 17 до тех пор, пока рычаг 11 не упрется в торец корпуса.

Затем рычаг 9 под действием центробежной силы грузов 5 будет поворачивать рычаг 11, преодолевая сопротивление растягивающихся пружин 23 регулятора и 21 обогатителя. Когда усилие грузов уравновесится суммарным усилием этих пружин, рычаг 9, серьга 20 и рейка

19 установятся в положение, при котором цикловая подача топлива секциями насоса будет уменьшена до величины, соответствующей максимально допустимой с точки зрения прочности деталей дизеля частоте его вращения на режиме холостого хода.

После включения трактористом необходимой передачи в коробке передач и сцепления начнется движение трактора и нагрузка на его дизель возрастет. Для движения трактора с желаемой скоростью развиваемый его дизелем крутящий момент должен быть повышен, для чего должны быть увеличены цикловые дозы топлива, впрыскиваемого в его цилиндры. По мере снижения частоты вращения валика 1 регулятора (рис. 2.58, в) и, следовательно, центробежной силы грузов 5, уменьшается усилие, передаваемое лапками 3 на муфту 6 и ролик 10 рычага 9. Пружина 23 будет поворачивать рычаг 11 вплоть до его упора в головку болта 13, ввернутого в корпус регулятора. Рычаг 11, в свою очередь, будет поворачивать рычаг 9 против часовой стрелки. В результате, серьга 20 и рейка 19 насоса переместятся в положение, при котором подача топлива секциями насоса возрастет до величины, обеспечивающей необходимое увеличение развиваемого дизелем крутящего момента. Такие действия регулятора приводят к тому, что снижение частоты вращения дизеля под действием увеличивающейся на него нагрузки (диапазон $n_{дх}...n_{дн}$ внешней скоростной характеристики на рис. 2.4) составляет всего 7...11%.

При дальнейшем увеличении сопротивления движению трактора его дизель работает в режиме перегрузки. Поскольку действие регулятора уже прекратилось, частота вращения дизеля снижается более резко (диапазон $n_{дн}...n_{дм}$ той же характеристики на рис. 2.4). Необходимое увеличение крутящего момента двигателя осуществляется прямым корректором топливоподачи регулятора (рис. 2.58, з). Его сжатая до этого пружина 16 начинает выдвигать толкатель 15 из корпуса 17. Толкатель поворачивает рычаг 9 против часовой стрелки и рейка 19 насоса дополнительно перемещается в сторону увеличения цикловой подачи топлива. Предельный поворот рычага 9 ограничивается головкой болта 12, ввернутого в рычаг 11.

При уменьшении сопротивления движению трактора нагрузка на его дизель уменьшится и частота его вращения возрастет, вследствие чего трактор начнет двигаться с повышенной скоростью. Если такая скорость окажется для тракториста нежелательной, он поворачивает рычаг управления 25, отводя его до упорного болта 26, одновременно поворачивая и рычаг 22. Натяжение пружины 23 регулятора ослабнет и уменьшится усилие, с которым рычаг 11 воздействует на рычаг 9 (рис. 2.58, д). Частота вращения дизеля уменьшится до величины, обеспечивающей движение трактора с желаемой трактористом

скоростью.

Антидымный (обратный) корректор 19 (см. рис. 2.53) устанавливается на регуляторы дизелей с турбонаддувом. Его задачей является ограничение перемещения рейки насоса высокого давления в сторону увеличения цикловой подачи топлива его секциями при следующих условиях:

- низких частотах вращения дизеля (диапазон $n_{\text{дм}} \dots n_{\text{min}}$ его скоростной характеристики) при малом расходе отработавших газов через турбину турбокомпрессора. При этом уменьшается частота вращения его ротора и, следовательно, рабочего колеса центробежного компрессора. В результате уменьшается количество нагнетаемого компрессором воздуха, которого становится недостаточно для бездымного сгорания впрыскиваемого в цилиндры топлива, количество которого увеличивается под действием прямого корректора регулятора;

- резком повороте трактористом рычага управления насосом высокого давления в сторону увеличения подачи топлива его секциями для разгона трактора. В этом случае увеличение количества впрыскиваемого в цилиндры дизеля топлива опережает увеличение нагнетаемого в них компрессором воздуха вследствие инерционности ротора турбокомпрессора. Недостаток воздуха в цилиндрах дизеля приводит к неполному сгоранию топлива и, следовательно, дымности отработавших газов.

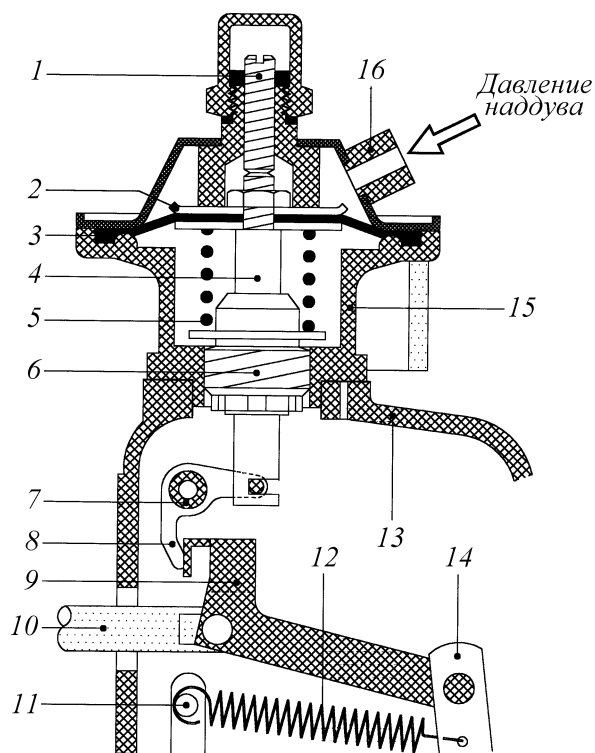


Рис. 2.59. Антидымный корректор топливоподачи

Конструктивная схема антидымного корректора приведена на рис. 2.59. Корпус 15 корректора разделен упругой диафрагмой 3 на две полости. Верхняя полость соединена штуцером 16 и трубопроводом с впускным коллектором дизеля, вследствие чего диафрагма постоянно нагружена давлением наддувочного воздуха и усилием пружины регулятора 12, стремящимися прогнуть диафрагму вниз. Этому противодействует усилие пружины 5 корректора, предварительная затяжка которой устанавливается винтом 1. К диафрагме двумя тарелками 2 и гайкой прикреплен шток 4, пе-

ремещающийся в направляющей пробке 6.

Шток шарнирно соединен с угловым рычагом 8, поворачивающимся вокруг оси 7. Нижнее плечо этого рычага упирается в отросток на серьге 9 (20 на рис. 2.58), соединяющей рычаг 14 регулятора с рейкой 10 топливного насоса.

Из этой схемы следует, что перемещение рейки 10 в сторону увеличения цикловой подачи топлива насосом (влево) является невозможным до тех пор, пока повышающееся давление наддувочного воздуха над диафрагмой 3 и усилие пружины регулятора, передающееся через его главный рычаг на рычаг 14, не станут больше усилия пружины 5 корректора.

А в т о м а т и ч е с к а я м у ф т а 9 (см. рис. 2.53) предназначена для изменения угла опережения начала подачи топлива секциями насоса высокого давления: его увеличения при возрастании частоты вращения коленчатого вала дизеля и наоборот. Это способствует повышению энергетических, топливно-экономических и экологических показателей дизеля при его работе на различных скоростных режимах. Муфта может быть выполнена в виде отдельного агрегата или встроенной в ведомую шестерню привода насоса. Изменение угла опережения начала подачи топлива осуществляется путем углового смещения кулачкового валика насоса относительно валика его привода. Для этого, как правило, используются центробежные силы грузов муфты, зависящие от частоты ее вращения.

Принципиальная схема муфты автоматического изменения начала подачи топлива представлена на рис. 2.60. Ведущая полумуфта 2 приводится во вращение крестовиной 1 карданной передачи. Ведомая полумуфта 5 закреплена на коническом носке 6 кулачкового валика насоса. На наружную поверхность этой полумуфты наварен корпус 3. Вокруг выступающих из полумуфты концов запрессованных в нее двух пальцев 7 свободно поворачиваются два плоских груза 4. В углубления пальцев упираются торцы пружин 8. Противоположные концы пружин прижимают сферические наконечники 10 к профилированным поверхностям 9 грузов.

При увеличении частоты вращения крестовины 1 с ведущей полумуфтой 2 грузы 4 расходятся, поворачиваясь вокруг пальцев 7. Их поверхности 9 давят на наконечники 10, сжимая пружины 8. В результате, ведомая полумуфта 5 вместе с кулачковым валиком насоса высокого давления поворачивается относительно ведущей полумуфты 2, крестовины 1 и, следовательно, карданного валика привода на угол, который становится тем больше, чем выше частота вращения привода.

П р и в о д н а с о с а в ы с о к о г о д а в л е н и я о с у щ е с т в л я

ется обычно от вала механизма газораспределения, поскольку частоты их вращения являются одинаковыми, либо непосредственно шестерней 10 (см. рис. 2.53), закрепленной на носке кулачкового валика насоса, либо через карданный вал 1 (рис. 2.61). Крестовины 2 этого вала соединены с ответными крестовинами валиков насоса и его привода через пакеты 3 тонких стальных пластин, являющихся упругими элементами. Такая конструкция позволяет снизить требования к соосности ведущего и ведомого валиков и разгрузить их опорные подшипники от сил, возникающих при биении валиков.

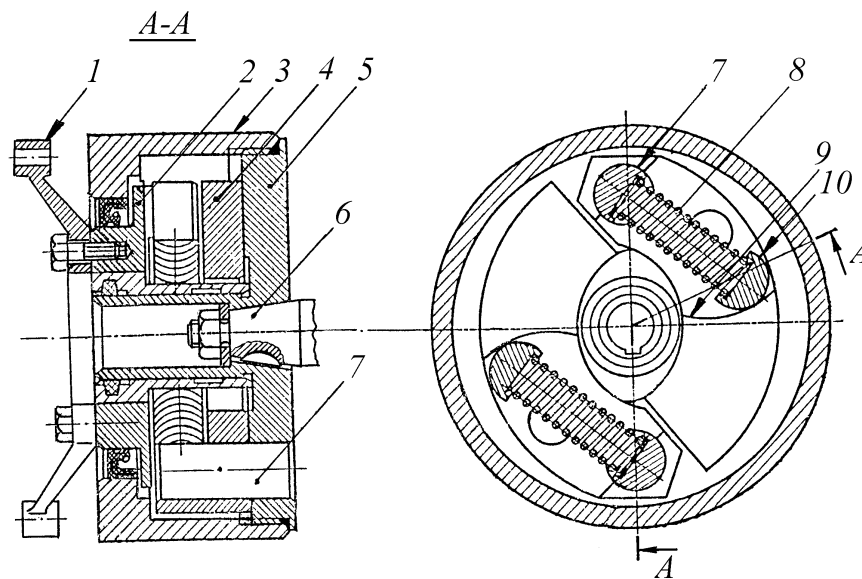


Рис. 2.60. Муфта автоматического изменения начала подачи топлива

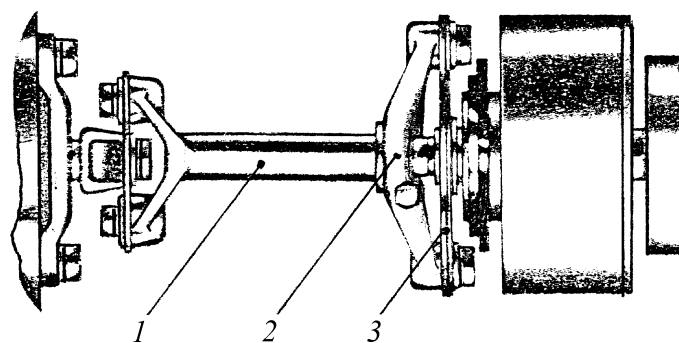


Рис. 2.61. Карданный привод насоса высокого давления

Форсунка 17 (см. рис. 2.53) является элементом системы, от совершенства которого в значительной мере зависит качество процесса смесеобразования и, следовательно, мощность, топливная экономичность и безотказность дизеля, а также дымность и токсичность его отработавших газов.

Основные назначения форсунки следующие:

- впрыскивание в находящийся в камере сгорания сжимаемый воздух порции топлива, дозированной секцией насоса высокого давления;
- дробление (распыливание) топлива на мелкие капли для сокращения периода задержки их самовоспламенения и более полного сгорания;
- равномерное распределение капель в объеме воздуха для образования возможно более гомогенной топливовоздушной смеси.

На тракторных дизелях наибольшее распространение получили нормально закрытые форсунки с механическим (пружинным) запиранием иглы и многодырчатым распылителем. Пример конструкции такой форсунки приведен на рис. 2.62,а.

Топливо из трубопровода высокого давления проходит через сетчатый или щелевой фильтр 7, установленный в штуцере 8, который ввернут в корпус 16 форсунки через уплотняющую прокладку 6. По сверлениям 5 в корпусе форсунки и 4 в корпусе 18 распылителя топливо поступает в карман (камеру) 3 последнего. Стык между торцами корпусов форсунки и распылителя является беспрокладочным. Его герметичность обеспечивается точностью и высокой чистотой обработки их стыкуемых поверхностей и усилием прижатия друг к другу накидной гайкой 19.

Совпадение сверлений 4 и 5, а также правильная ориентация распыливающих сопловых отверстий относительно камеры сгорания в днище поршня обеспечиваются с помощью двух установочных штифтов 17, смещенных в диаметральной плоскости и позволяющих состыковать корпуса форсунки и распылителя только при одном их взаимном расположении.

Запорная игла 1 устанавливается верхней (направляющей) частью в корпус распылителя с зазором 2...6 мкм, вследствие чего эти детали относятся к категории прецизионных. Увеличение этого зазора приводит к утечке топлива вдоль него из кармана 3 в полость корпуса форсунки и снижению давления впрыскиваемого топлива. Уменьшение зазора может вызвать зависание иглы в корпусе распылителя при увеличении ее диаметра вследствие нагрева. Нижняя часть иглы имеет меньший диаметр, чем верхняя. Конический переход между ними называется дифференциальной площадкой иглы.

При нагнетании топлива в кармане 3 возникает усилие, стремящееся поднять иглу 1. Этому препятствует усилие предварительной затяжки пружины 14, передаваемое на иглу штангой 15. Когда давление топлива в кармане 3 достигает 16...30 МПа, создаваемое им усилие превышает затяжку пружины 14 и игла 1 начинает подниматься.

Форсунка притягивается к головке цилиндров гайками двух шпилек через фланец корпуса форсунки. При этом деформируется прокладка 2, предотвращающая прорыв газов из цилиндра.

Термические условия работы распылителя форсунки являются весьма тяжелыми. Температура внутренней поверхности его корпуса и иглы может достигать 180...200 °С. Если во время заключительной фазы процесса впрыскивания давление топлива в кармане 3 окажется ниже давления газов в цилиндре дизеля, то последние через сопловые отверстия 20 прорвутся в полость распылителя и вызовут его перегрев. При соприкосновении с перегретыми поверхностями топливо полимеризуется, образуя на них лаковую пленку, к которой пристают содержащиеся в газах частицы сажи. Частицы слипаются, образуя крупные конгломераты. При очередном впрыскивании топлива они срываются им и закоксовывают сопловые отверстия изнутри, нарушая равномерность распределения его капель в объеме воздуха камеры сгорания.

При высоком остаточном давлении в топливопроводе может происходить повторное приподнимание иглы форсунки после посадки ее запорного конуса на седло под действием обратной волны давления, отразившейся от закрывшегося нагнетательного клапана секции насоса высокого давления. В результате, в камеру сгорания дополнительно впрыскивается (подвпрыскивается) небольшая порция топлива, попадание капель которой на уже охлаждающиеся стенки камеры сгорания приводит к дополнительному повышению содержания в отработавших газах несгоревших углеводородов СН. К тем же последствиям, а также закоксовыванию сопловых отверстий снаружи приводит вытекание через них из объема под запорным конусом иглы крупных капель топлива после посадки этого конуса на свое седло.

Таким образом, основными требованиями, предъявляемыми к форсунке, и способами их конструкторской реализации, являются:

- необходимая мелкость распыливания впрыскиваемой дозы топлива при возможно большей однородности диаметров его капель (обеспечивается рациональным выбором диаметров сопловых отверстий распылителя и, следовательно, скорости истечения через них топлива);

- равномерное распределение капель впрыскиваемого топлива в объеме камеры сгорания (реализуется выбором количества сопловых отверстий и направления их осей);

- минимизация количества капель топлива, достигающих стенок камеры сгорания в процессе его впрыскивания (достигается согласованием длины струй впрыскиваемого топлива с размерами и формой камеры сгорания);

- предотвращение подтекания капель топлива из сопловых отверстий после посадки запорного конуса иглы на седло - обеспечивается уменьшением величины объема 22 под иглой в распылителе (рис. 2.62,з), а также запиранием сопловых отверстий конусом 21 иглы при его посадке;

- недопущение прорыва газов из цилиндра в полость форсунки после отсечки подачи топлива секцией насоса высокого давления. Это требование выполняется за счет повышения быстродействия форсунки, т. е. сокращения времени опускания ее иглы, что становится возможным при уменьшении инерционности ее подвижных деталей. Для снижения массы иглы уменьшают диаметр ее направляющей части. С этой же целью штангу 1 (рис. 2.63,а) делают укороченной и из условий сборки размещают в проставке 2 . Недостатком такой конструкции является необходимость прецизионной обработки контактирующих плоскостей проставки;

- минимальный диаметральный посадочный размер форсунки, что особенно важно при ее установке в головке цилиндра дизеля с четырехклапанным газораспределением, в которой посадочное место под форсунку ограничено.

Пример такой малогабаритной ("карандашной") форсунки приведен на рис. 2.63,б).

Конструкция форсунки оказывает влияние на закон впрыскивания топлива в камеру сгорания. На рис. 2.64 представлена схема форсунки, имеющей две пружины различной жесткости. В начальной фазе впрыскивания игла 4 , сжимая через тарелку 2 верхнюю менее жесткую пружину 1 , совершает небольшой подъем X_{III} . Момент начала подъема регулируется при сборке форсунки толщиной набора шайб между ее корпусом и верхним торцом пружины.

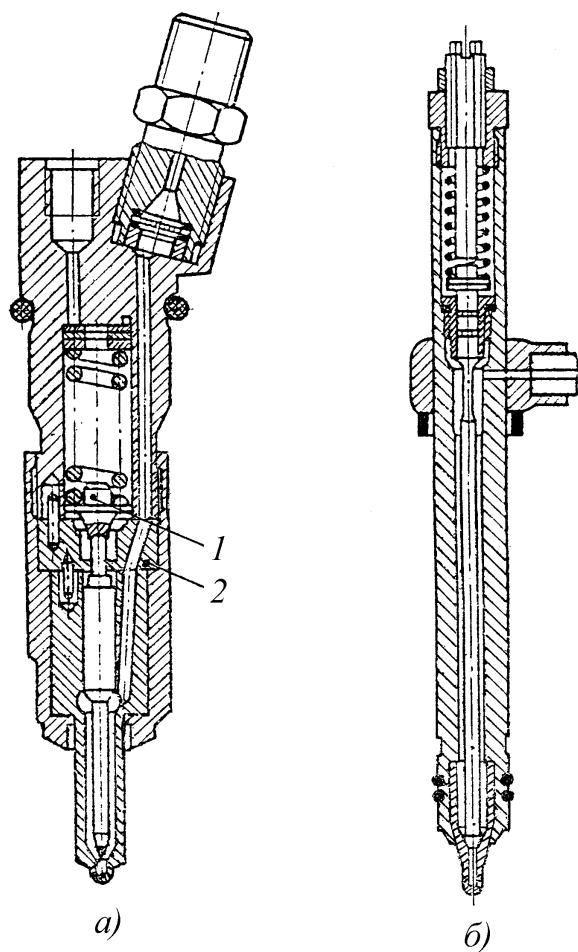


Рис. 2.63. Форсунки:

а - с уменьшенной массой штанги; б - с уменьшенным диаметром посадочной части

Подъем иглы приостанавливается при упоре ее заплечика во втулку 7 . Когда повышающеее-

ся давление в кармане форсунки преодолет предварительную затяжку более жесткой пружины 5, игла продолжит подъем на величину X_{II2} вместе со втулкой 7 и тарелкой 6 пружины до упора втулки в проставку 8. Опирающаяся на кольцевой бурт корпуса шайба 3 играет роль направляющей для верхней части иглы.

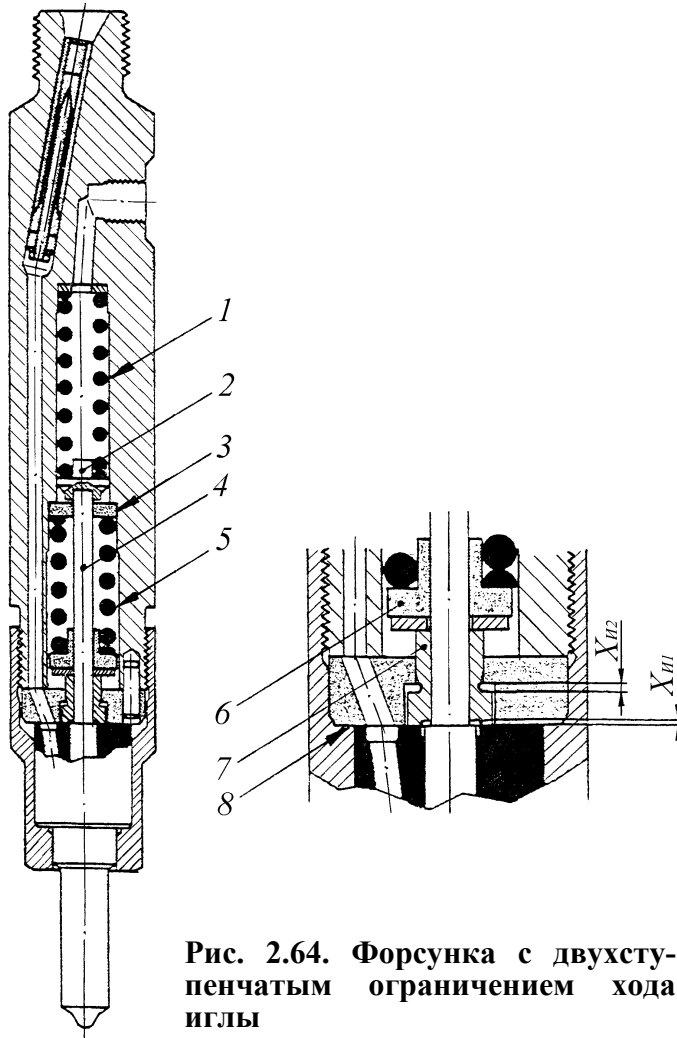


Рис. 2.64. Форсунка с двухступенчатым ограничением хода иглы

Таким образом, процесс впрыскивания является двухступенчатым. Вследствие малости проходного сечения между запорным конусом иглы и его седлом во время подъема ее на величину X_{II1} , в камеру сгорания впрыскивается лишь небольшая (запальная) часть полной дозы топлива. Такой закон впрыскивания позволяет уменьшить скорость нарастания давления газов в цилиндре в процессе сгорания топлива, их температуру и, следовательно, содержание в отработавших газах дизеля оксидов азота NO_x . Недостатком таких форсунок являются их увеличенные высота и масса

иглы.

Корпуса форсунок обычно получают литьем из стали марок 45, 12ХН3А по выплавляемым моделям. Материалами для распылителей служат стали ХВГ, 30ХН3ВА, а их игл - ШХ15, Р18 и др. После обработки с высокой точностью эти детали подвергают азотированию до твердостей: 58...62 HRC игл; 60...62 HRC распылителя. Спаривание производят после их индивидуальной притирки и селективной сборки. При этом последующее разуконплектование комплекта не допускается.

Штанги изготовляют из тех же высококачественных сталей. Их контактирующие поверхности закаливают до твердости 56...60 HRC. Для изготовления пружин применяют полированную проволоку из стали 50ХФА. Их закаливают до твердости 42...47 HRC и подвергают

дробеструйной обработке для повышения усталостной прочности.

Н а с о с – ф о р с у н к а. Находящееся в трубопроводе высокого давления топливо оказывает отрицательное влияние на закон его впрыскивания. Причинами являются сжимаемость топлива, волновые процессы в трубопроводе, его деформации под действием высокого давления и другие. Эти факторы ограничивают возможность повышения давления впрыскиваемого топлива и, следовательно, мелкости его распыливания. В связи с этим, на мощных дизелях промышленных тракторов, экскаваторов, бульдозеров, кормоуборочных комбайнов получили распространение системы топливоподачи, в которых насосный (плунжер) и впрыскивающие (распылитель и его игла) элементы скомпонованы в едином агрегате - насосе-форсунке.

На рис. 2.65 приведена схема насоса-форсунки оригинальной системы топливоподачи РТ (давление - время, т. е. впрыскивание под высоким давлением за короткий отрезок времени) фирмы Камминс

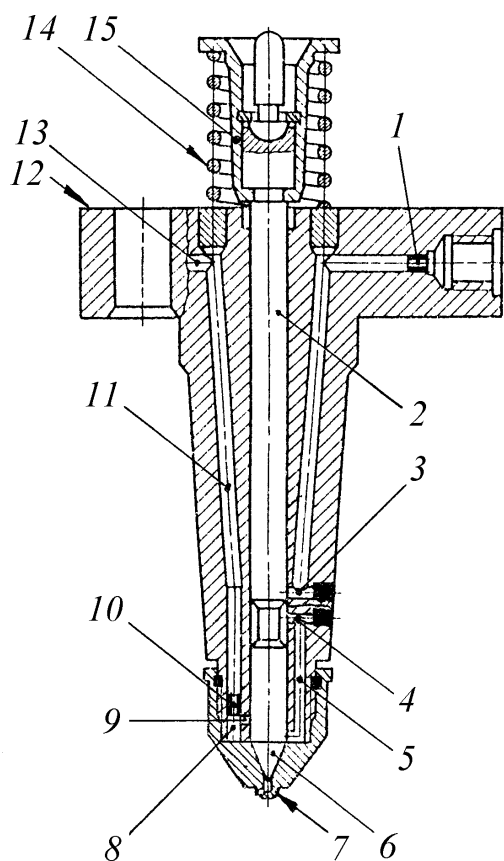


Рис. 2.65. Насос-форсунка

(США). Топливо поступает в насос-форсунку через жиклер 1 под низким давлением, создаваемым шестеренным подкачивающим насосом. Количество впрыскиваемого топлива регулируется изменением его давления (дросселированием) перед входом в насос-форсунку с помощью золотниковых устройств, управляемых как непосредственно трактористом, так и регулятором.

Плунжер и игла объединены в одну деталь 2. Ее движением управляет кулачок на валу механизма газораспределения через толкатель, штангу и коромысло, а также тарелка 15 пружины 14. При подъеме плунжера-иглы 2 в конце такта сжатия им открываются заглушенные снаружи пробками радиальные сверления 3 и 4. Топливо через кольцевую проточку на игле и сверлению 5 поступает в кольцевую полость 8 и под запорный конус 6.

конус 6.

Одновременно туда же через открывшиеся сопловые отверстия 7 поступает сжатый воздух из цилиндра дизеля, образуя топливовоздушную эмульсию, которая через сверление 9 и жиклер 10 уходит по

каналам 11 и 13 на слив в бак.

При опускании плунжера-иглы 2 сначала перекрывается сверление 3, а потом и сверление 9, после чего объем под иглой оказывается замкнутым. Давление в нем возрастает до 140 МПа, под которым эмульсия впрыскивается в камеру сгорания через семь сопловых отверстий диаметром 0,17 мм. Полнота сгорания эмульсии является весьма высокой, а охлаждение распылителя проточным топливом - достаточно интенсивным. Надежный прижим запорного конуса 6 к его седлу создается за счет продольного изгиба штанги привода плунжера-иглы.

Агрегаты магистрали высокого давления с электронным управлением. В рассмотренной выше системе топливоподачи изменение цикловых доз топлива, нагнетаемых секциями насоса высокого давления, а также моментов начала их подачи к форсункам зависит от частоты вращения дизеля, действующей на него нагрузки, воздействия тракториста и других эксплуатационных факторов. Это изменение обеспечивается с помощью механических, гидравлических и пневматических устройств, причем каждым из них индивидуально, в результате чего результирующий эффект не является наиболее выгодным. Постоянно растущие требования повышения топливной экономичности, снижения дымности и токсичности отработавших газов дизелей, устойчивости их работы на режиме холостого хода, пусковыми качествам, облегчению труда тракториста обуславливают необходимым корректирование процесса топливоподачи с учетом дополнительных, ранее не учитываемых факторов: давления наддува; температуры окружающей среды, охлаждающей жидкости и топлива на входе в насос высокого давления; положения педали управления им и целого ряда других.

Учет этих факторов с помощью рассмотренных выше устройств невозможен ввиду чрезмерного усложнения конструкции насоса, увеличения его стоимости и появления дополнительных источников снижения безотказности дизеля. Кроме того, отсутствует взаимная увязка воздействий таких устройств на работу насоса.

Созданию адаптивных систем топливоподачи, т. е. автоматически самоприспосабливающихся к изменению перечисленных факторов, способствовало интенсивное развитие средств электроники и микропроцессорной техники.

Адаптивная система включает в себя:

- датчики, электрические сигналы которых реагируют на изменение перечисленных факторов;
- блок управления, воспринимающий сигналы датчиков, определяющий с помощью заложенных в него алгоритмов расчетную степень

необходимого корректирования параметров процесса топливоподачи путем сопоставления с их оптимальными значениями и вырабатывающий командные электрические сигналы;

- исполнительные устройства, реализующие эти сигналы путем изменения положения органов, управляющих процессом топливоподачи;

- коммутирующую аппаратуру.

Датчик частоты вращения дизеля (рис. 2.66,а) выполняется наиболее часто бесконтактным (индукционным). В его корпусе 2 находятся постоянный магнит 1, стержень 4 из мягкого железа и обмотка 5. При прохождении мимо торца датчика зубьев 6 диска-шестерни изменяется индуктивность обмотки и, следовательно, сила протекающего через нее тока, что фиксируется блоком управления. Пропуск одного зуба диска-шестерни позволяет также регистрировать его положение. Датчик устанавливается либо на корпусе дизеля, а диск-шестерня на хвостовике коленчатого вала, либо внутри корпуса регулятора, а диск-шестерня - на коническом хвостовике кулачкового валика топливного насоса высокого давления.

Датчик перемещения рейки в большинстве систем также является индукционным. На неподвижном U - образном пакете 1 (рис. 2.66,б) пластин из мягкого железа установлены две катушки 2 и 5. На один конец пакета надета неподвижная рамка 3, а на другой - подвижная 6, прикрепленная к рейке 4. При перемещении последних изменяется индуктивность катушки 5. После соответствующего преобразования сигнал координаты рейки используется в контуре ее позиционирования. Датчик обеспечивает точность измерения $\pm 0,1$ мм.

Датчики температуры (рис 2.66,в), используют в качестве чувствительного элемента терморезисторы и полупроводниковые термисторы различных типов.

Датчик давления наддува (рис. 2.66,г) часто основан на пьезоэлектрическом эффекте. Цилиндрическая пластинка 2 из кварца или поляризованной керамики имеет металлизированные плоские поверхности 1. На одну из них через заделанную в корпус 4 датчика мембрану действует измеряемое давление p , а другая отделена от корпуса изоляцией 3. При сжатии пластины она создает потенциал U , пропорциональный действующему на нее давлению p . Сигнал отводится по проводнику 5. Диапазон рабочих температур датчика от -40 до +110 °С.

Датчик положения педали управления топливоподачей во всех системах является потенциометрическим. Он имеет защитный кожух и размещен либо внутри кабины водителя, либо вне ее. В одной полости кожуха находятся две сдублированные

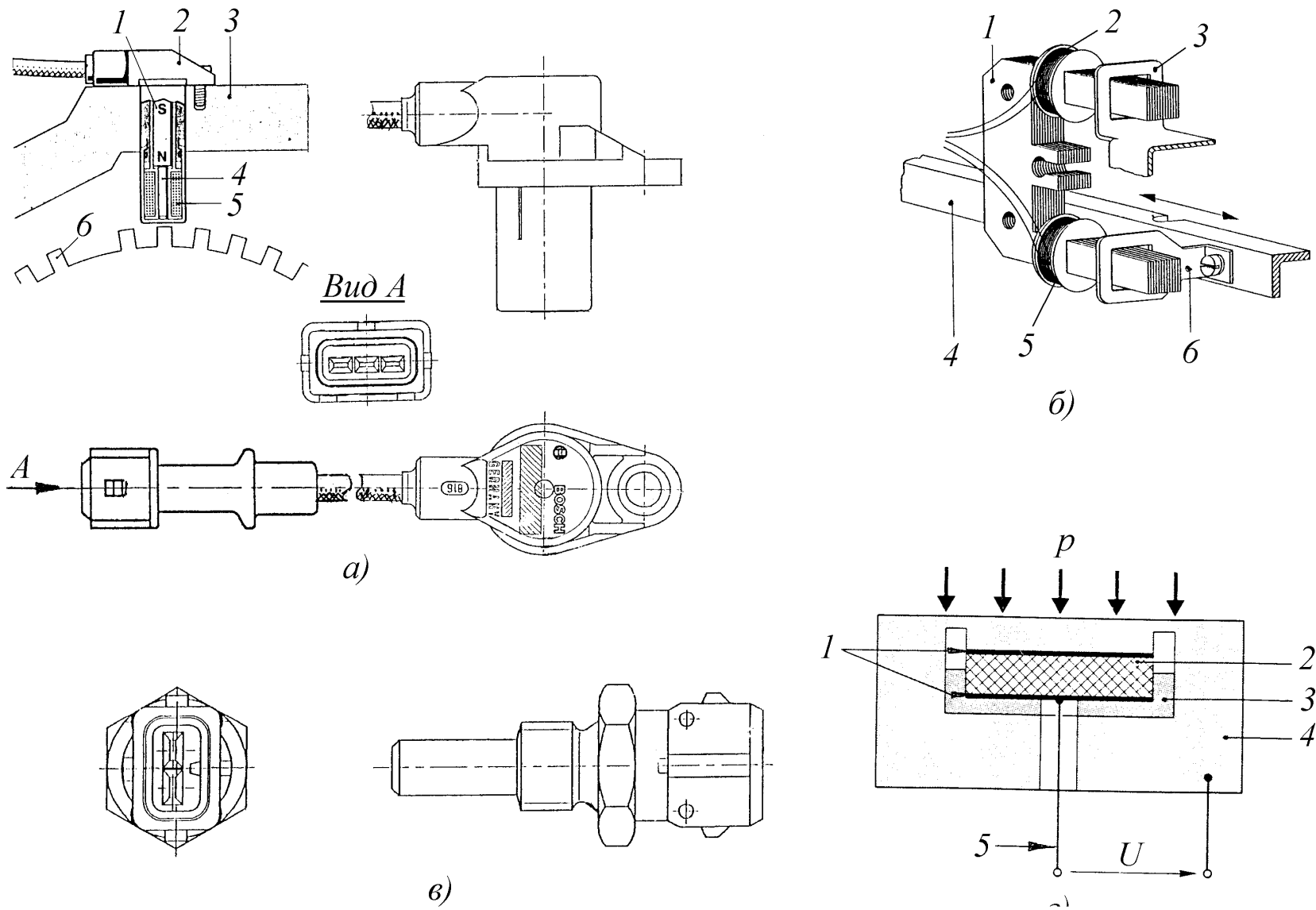


Рис. 2.66. Датчики системы электронного управления топливopодачей

возвратные пружины и фрикционный диск, который обеспечивает нормирование моментов прямого и обратного ходов с необходимым гистерезисом для надежного определения направления хода педали. В другой полости кожуха размещен собственно потенциометр, токоподводящая дорожка и подвижный контакт которого выполнены из качественных материалов.

Б л о к у п р а в л е н и я, воспринимающий сигналы вышеперечисленных датчиков, представляет собой микропроцессорное вычислительное устройство. Для программирования алгоритмов управления и обработки информации в нем применяются стандартные постоянные и оперативные запоминающие устройства с емкостями соответственно 4...8 и 0,12...2,0 Кбайт. Алгоритмы содержат данные о наивыгоднейших для каждого режима работы дизеля положениях органов управления топливоподачей, с которыми сопоставляются их корректируемые текущие положения. Размещаемый непосредственно на дизеле, в моторном отсеке или в кабине тракториста блок управления заключается в герметичный металлический корпус, защищающий его от внешних воздействий и электрических помех.

Сигналы датчиков поступают в блок управления по экранированным проводам, равно как и от блока к исполнительным устройствам.

И с п о л н и т е л ь н ы е у с т р о й с т в а. Основными параметрами работы системы топливоподачи, изменяемыми с помощью средств электроники в зависимости от режима работы дизеля, его теплового состояния, давления и температуры окружающей среды и других факторов, являются опережение начала подачи топлива секциями насоса высокого давления относительно положения поршней в ВМТ и цикловая доза топлива, нагнетаемого каждой секцией.

Одна из наиболее прогрессивных схем, применяемых для изменения опережения начала подачи топлива на мощных дизелях тракторных агрегатов, представлена на рис. 2.67,а. Топливо под действием подкачивающего насоса поступает из впускного канала 1 в корпусе насоса высокого давления через сверление 2 в его полость 3. Через радиальное 5 и осевое 6 сверления в плунжере 4 происходит заполнение надплунжерного объема 12. Плунжер перемещается во втулке 11, запрессованной в корпус. На плунжере выполнена отсечная канавка 8, которая радиальным сверлением 9 постоянно сообщается с объемом 12.

На плунжер надета прецизионная отсечная муфта 7 с выпускным окном 10. При подъеме плунжера его сверление 5 входит в муфту, после чего объем 12 оказывается замкнутым и начинается подача топлива под давлением к форсунке. Изменение этого момента осуще-

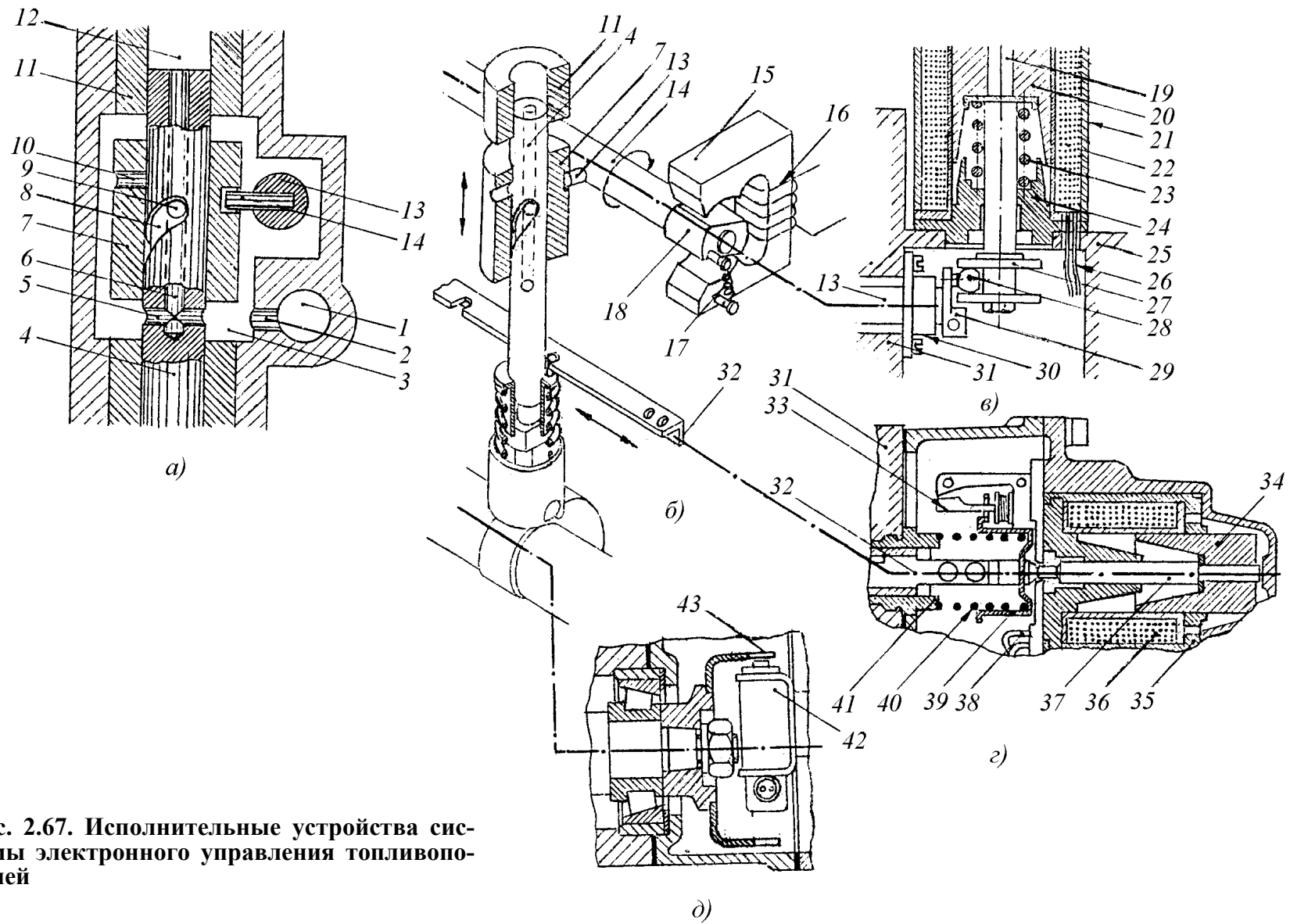


Рис. 2.67. Исполнительные устройства системы электронного управления топливоподачей

ствляется путем подъема или опускания муфты 7 пальцем 14, запрессованным в поворотный валик 13.

Так опускание муфты приводит к более раннему погружению в нее сверления 5 поднимающегося плунжера и, следовательно, к более раннему началу подачи топлива к форсунке. Угловое положение валика 13 и, следовательно, линейное положение муфты 7 контролируются датчиком, сигнал от которого сопоставляется в блоке управления с оптимальным положением муфты, заложенным в его программу для данного режима работы дизеля. В случае их рассогласования блоком подается командный сигнал на изменение положения муфты.

Вращение валика 13 производится либо поворотным 15, либо линейным 20 электромагнитом. В первом случае (рис. 2.67,б) сигнал подается в обмотку 16 электромагнита и вызывает поворот его якоря 18 и валика 13 на соответствующий угол. Обратный поворот валика производится пружиной 17.

Во втором случае (рис. 2.67,в) сигнал подается по проводам 26 в обмотку 22 линейного электромагнита 21. Его якорь 19 нагружен усилием пружины 23, которая опирается на подпятник 24, закрепленный в корпусе 25 регулятора. В якорь запрессован шток 19. К его нижнему концу привернуты две тарелки 27, между которыми эксцентрично оси валика 13 вставлен шаровой наконечник 28 поводка 29 (на рисунке он условно повернут вверх на 90°). Таким образом, осевое перемещение якоря 20 вместе со штоком 19 под действием импульса тока, поступающего в обмотку 22 от блока управления, вызывает необходимый поворот валика 13 и перемещение муфты 7.

Регулирование величины цикловой дозы топлива, подаваемой секцией насоса высокого давления (рис. 2.67,а), осуществляется обычно путем изменения момента конца подачи, т.е. открытия отсечной канавкой 8 выпускного окна 10 при подъеме плунжера. Необходимый для этого поворот плунжера производится рейкой 32 (рис. 2.67,б). Осевое перемещение рейки вызывает шток 37 (рис. 2.67,з) под действием якоря 34 электромагнита 35. В его обмотку 36 ток поступает по проводам 38 по сигналу блока управления. Обратное движение рейки происходит под действием пружины 40 через тарелку 39. Положение рейки контролируется датчиком 33. Опорой пружины и направляющей рейки служит втулка 41 в корпусе 31.

Возбудителем информации для блока управления о частоте вращения дизеля наиболее часто является диск-шестерня 43 (рис. 2.67,д), устанавливаемый на коническом хвостовике кулачкового валика насоса или на коленчатом валу дизеля. В качестве источника сигнала обычно используется индуктивный датчик 42. При прохождении отогнутых на 90° зубьев диска-шестерни мимо сердечника дат-

чика, протекающий по обмотке ток меняет свой характер, что фиксируется блоком управления. На диске-шестерне отсутствует один зуб, что позволяет фиксировать дополнительно и положение коленчатого вала.

Насос – форсунка с электромагнитным управлением имеет отдельные плунжер *11* и иглу *6* распылителя (рис. 2.68). Головка плунжера зафиксирована между толкателем *15* и его внутренним стаканом *13*. В направляющей части корпуса *10* форсунки установлен стопор *12*, выступающий из нее в прорезь толкателя и предотвращающий его выпадение при демонтаже форсунки. Толкатель опускается под действием кулачка *16* на валике механизма газораспределения, а поднимается пружиной *14*. Игла прижимается запорным конусом к седлу в корпусе распылителя пружиной *7*, а поднимается под действием высокого давления топлива, создаваемого плунжером при его опускании и действующего на дифференциальную площадку иглы.

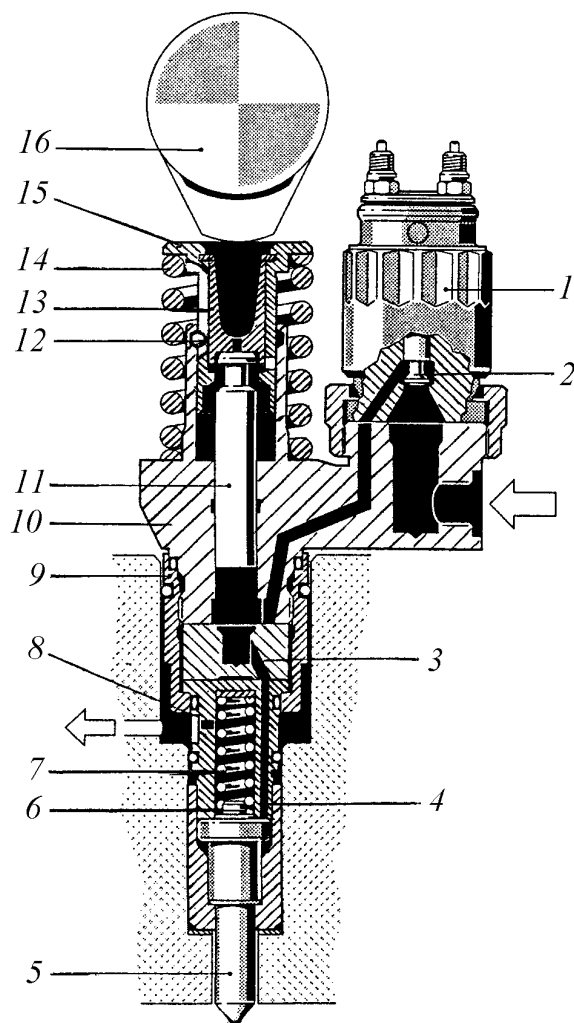


Рис. 2.68. Насос-форсунка системы с электронным управлением топливоподачей

Топливо поступает в полость форсунки под низким давлением (около 0,3 МПа), создаваемым подкачивающим насосом, при поднятом положении клапана *2* под действием электромагнита, размещенного в корпусе *1*. Затем оно прокачивается через сверления *3* и *4* в проставке и корпусе *5* распылителя, охлаждая его, выходит в объем над иглой и направляется на слив через сверление *8* и канал в головке цилиндра. Распылитель и проставка притянуты к корпусу форсунки накидной гайкой *9*.

При набегании выступа кулачка на толкатель плунжер опускается, продолжая прокачку топлива через полость форсунки. По команде блока управления электромагнитный клапан закрывается, в результате чего давление в полости форсунки резко возрастает и игла распылителя поднимается,

открывая его сопловые отверстия и перекрывая путь топлива на слив. Происходит впрыскивание топлива в камеру сгорания. При последующей команде блока управления клапан 2 открывается, давление в полости форсунки падает и пружина 7 опускает иглу ее запорным конусом на седло в распылителе, прекращая впрыскивание топлива.

Таким образом, функционированием клапана обеспечиваются заданные программой блока управления оптимальные для каждого режима работы дизеля величины угла опережения впрыскивания топлива и его цикловой дозы.

Система выпуска отработавших газов. Газы высокой температуры (до 600...900 °С) движутся по системе выпуска из цилиндров в атмосферу с высокой скоростью и являются основным источником шума дизеля, а также представляют пожароопасность, особенно зерноуборочных агрегатов и трелевочных тракторов.

Система выпуска включает в себя выпускной коллектор (или коллекторы), газотурбинную часть турбокомпрессора, выпускную трубу, глушитель шума выпуска и эжектор отсасывания пыли из воздухоочистителя.

Основными требованиями, предъявляемыми к системе выпуска, являются:

- ее малое газодинамическое сопротивление, увеличивающее затраты работы на выталкивание поршнями газов из цилиндров и снижающее тем самым мощность дизеля;
- уменьшение уровня шума выпуска;
- исключение выброса в атмосферу горячих твердых частиц, являющихся продуктами неполного сгорания топлива;
- снижение дымности и токсичности отработавших газов дизеля, особенно если он установлен на машине, работающей в карьере, подземных выработках и т. п.

Коллекторы 1 системы выпуска изготавливают литьем из жаропрочного чугуна (рис. 2.69). Колебания длины коллекторов в эксплуатации вследствие нагревов и охлаждения вызывают истирание прокладок, уплотняющих стыки их патрубков с головками цилиндров. Утечки газов нарушают нормальную работу турбокомпрессора. Поэтому асбестовые прокладки снабжают стальной окантовкой или изготавливают целиком из малоуглеродистой стали. Соединение турбокомпрессора с коллектором осуществляют компенсатором 2, представляющим собой тонкостенный гофрированный сильфон из жаропрочной стали.

Клапанное устройство 15 и 16 (см. рис. 2.1) для перепуска газов мимо улитки 4 (см. рис. 2.69) и рабочего колеса 3 турбины в выпускную трубу 5 у компрессоров с регулируемым давлением наддува вы-

полняют как в виде отдельного агрегата, так и встроенным в корпус турбины. Клапан имеет либо пневматический, либо электрический привод, управляемый микропроцессором.

Выпускную трубу 5 получают литьем из чугуна или сваркой из штампованных половин, изготовленных из жаропрочной листовой стали. Для уменьшения ее вибраций применяют опору (стойку) 6, крепящуюся к корпусу дизеля, например к картеру маховика.

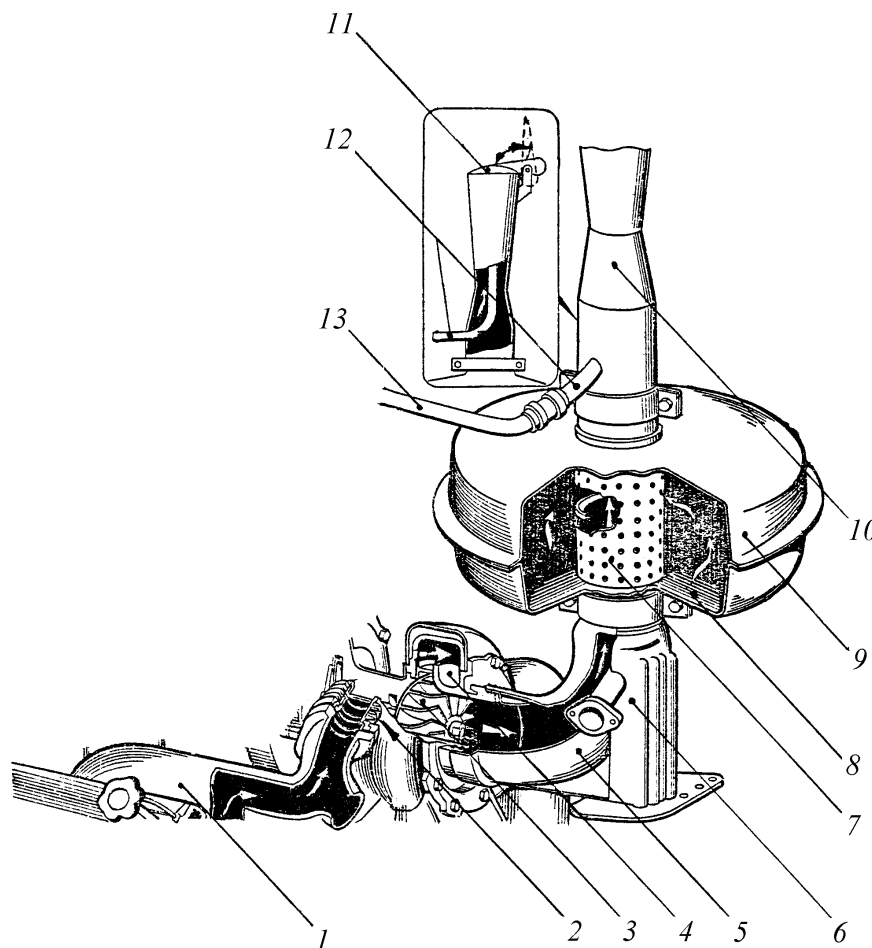


Рис. 2.69. Система выпуска отработавших газов

Глушители 9 шума выпуска имеют разнообразные принципы работы и конструкции. Наиболее распространены глушители комбинированного типа, в которых элемент щелевого активного глушения сочетается с расширительной резонаторной камерой. При прохождении через них газы снижают свою скорость и, следовательно, уровень звукового давления. Глушитель такого типа, включает в себя трубу 7 с отверстиями и перегородками, окруженную расширительной камерой 8.

Эжектор 10, прикрепленный к трубе глушителя хомутом, имеет зауженную горловину (диффузор), в которую входит загнутая по направлению потока газов трубка 12 отсоса пыли из воздухоочистителя,

с которым она соединена шлангом 13, надетым на патрубок его бункера. Отсос происходит под действием разрежения в горловине, где скорость газов является наибольшей. На верхнем конце эжектора устанавливается на шарнире крышка 11, открывающаяся напором выходящих газов. При неработающем дизеле она захлопывается, предотвращая попадание атмосферных осадков в его выпускной тракт.

В случаях повышенных требований к низкой токсичности и дымности отработавших газов дизеля, в его систему выпуска включаются дожигатели, нейтрализаторы, уловители сажи и другие устройства, обеспечивающие выполнение этих требований.

2.5. Системы охлаждения

Система охлаждения предназначена для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя при различных режимах его работы.

Основными требованиями, предъявляемыми к этой системе, являются:

- быстрый прогрев двигателя до заданной температуры рабочего тела системы охлаждения или деталей после пуска, а в холодное время года - и в предпусковой период;

- автоматическое поддержание оптимального теплового режима двигателя на всех скоростных и нагрузочных режимах его работы и в диапазоне температур окружающего воздуха от - 50 до + 45 °С;

- минимальные затраты энергии на привод агрегатов системы;

- малый вес и габариты;

- низкая шумность работы агрегатов;

- высокая эксплуатационная надёжность;

- удобство, простота и малая трудоёмкость технического обслуживания и ремонта.

При сгорании топливовоздушной смеси выделяется значительное количество теплоты. Если принудительно не охлаждать стенки камер сгорания и цилиндров, то их температура достигнет недопустимо высоких значений, вызывающих их термическое разрушение.

Ухудшается смазка деталей из-за снижения вязкости масла и ускоренного срабатывания присадок, происходит его выгорание, возникают задиры и натирания трущихся поверхностей, возрастает количество высокотемпературных отложений и нагара на деталях, что является причиной их повышенного изнашивания и закоксовывания поршневых колец.

Интенсивный подогрев воздуха, поступающего в цилиндры, от

горячих поверхностей двигателя ухудшает его массовое наполнение, что ведет к падению мощности и снижению топливной экономичности. Увеличение температуры свежего заряда обуславливает повышение максимальных температур рабочего цикла во время процесса сгорания и рост количества оксидов азота в отработавших газах. Повышенное выгорание масла со стенок цилиндра увеличивает дымность отработавших газов дизеля.

Интенсивность нагрева деталей зависит от режима работы двигателя. На малых скоростных и нагрузочных режимах температуры деталей и масла могут, наоборот, оказаться недостаточными для его нормальной работы. Переохлаждение двигателя так же вредно, как и перегрев. Низкотемпературный режим эксплуатации сопровождается ростом механических потерь в двигателе из-за повышения вязкости масла. Замедляется испарение капель впрыскиваемого топлива, следствием чего является ухудшение мощностных и экономических показателей дизеля. Увеличивается износ его деталей в результате недостаточной подачи масла повышенной вязкости к трущимся поверхностям. Интенсифицируются процессы электрохимической коррозии от конденсации на стенках цилиндров агрессивных продуктов сгорания топлива. Происходит повышенное окисление и загрязнение масла с образованием низкотемпературных отложений (шлама) на деталях. В отработавших газах двигателя повышается содержание углеводородов несгоревшего топлива и высокотоксичных альдегидных соединений.

В зависимости от вида рабочего тела, осуществляющего теплоотвод от головок и цилиндров, системы охлаждения тракторных дизелей делятся на системы жидкостного и воздушного охлаждения.

Система жидкостного охлаждения. Устройство этой системы определяется способом циркуляции охлаждающей жидкости. На тракторных дизелях обычно применяют замкнутые системы с принудительной циркуляцией жидкости, у которых теплота отводится во внешнюю среду несменяемым рабочим телом, а циркуляция его в системе через рубашку охлаждения и теплообменное устройство - радиатор осуществляется насосом.

Типичная схема жидкостной системы охлаждения четырехцилиндрового рядного двигателя представлена на рис. 2.70. Охлажденная потоком воздуха в решетке 4 радиатора жидкость через нижний бачок подается насосом 12 в рубашку 16 охлаждения цилиндров через специальный распределительный трубопровод 17, выполненный в виде вставленной в блок трубы или отлитого в нем канала. Из трубопровода жидкость равномерно распределяется по цилиндрам, охлаждает их и через отверстие в прокладке газового стыка поступает в ру-

башку 15 охлаждения головки. Такая схема последовательно-параллельной раздачи жидкости нашла наибольшее распространение.

Для интенсификации охлаждения наиболее горячих зон головки (гнезда топливных форсунок, выпускной канал, днище головки) в ее рубашке охлаждения создают направленные потоки жидкости с помощью специальных сверлений 4 (см. рис. 2.7), вставных трубок (пистолетов), литых козырьков.

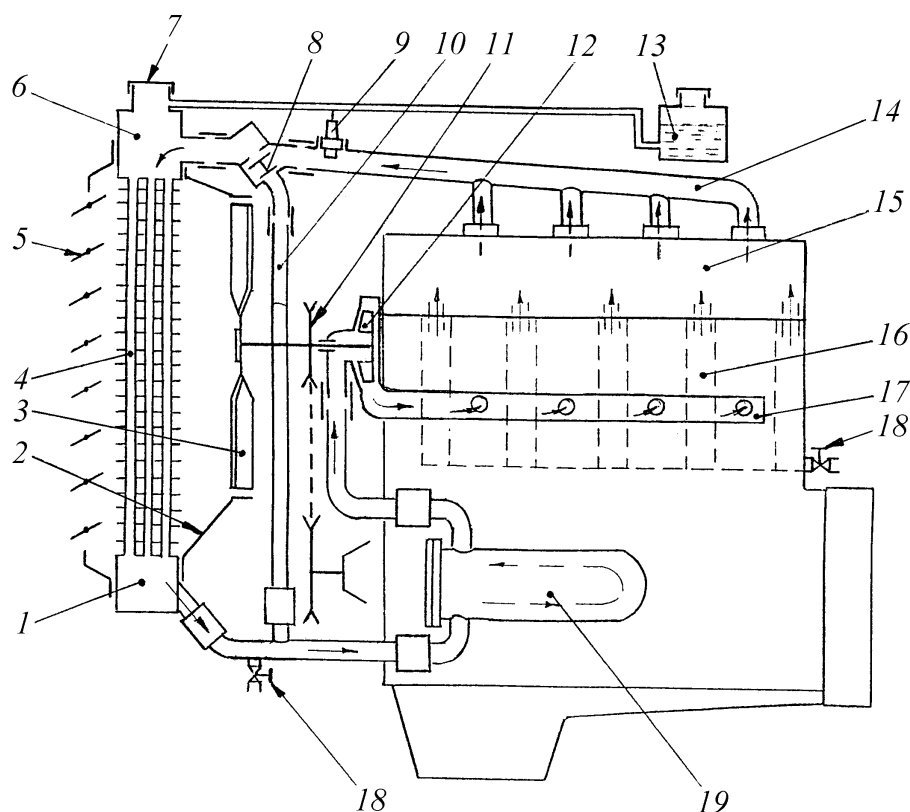


Рис. 2.70. Система жидкостного охлаждения двигателя

В V-образных двигателях жидкость нагнетается одновременно в рубашки охлаждения правого и левого ряда цилиндров.

Из головок цилиндров охлаждающая жидкость направляется в сборный коллектор 14 (см. рис. 2.70). В рассматриваемой схеме организован индивидуальный выход жидкости из каждой головки. Это несколько усложняет конструкцию, но позволяет лучше организовать охлаждение наиболее теплонапряженных мест в головках.

Находят применение системы охлаждения, в которых в головке блока имеется одно выходное отверстие (линия 4, рис. 2.71).

В конце сборного коллектора 14 (см. рис. 2.70) устанавливается термостат 8, который является устройством, ограничивающим, вплоть до полного прекращения, циркуляцию жидкости через радиатор. При пуске холодного двигателя (или при работе непрогретого, когда тем-

пература жидкости на выходе из головок ниже $75...80\text{ }^{\circ}\text{C}$) основной клапан термостата *8* перекрывает канал подвода жидкости к верхнему бачку *6* радиатора, а перепускной клапан открывает обводной канал *10* для подвода жидкости к водяному насосу. При этом создается малый круг циркуляции охлаждающей жидкости через рубашки охлаждения цилиндров *16* и головок *15*, термостат *8* и водяной насос *12* помимо радиатора. Это способствует ускорению прогрева двигателя и предупреждает переохлаждение цилиндров и головок на режимах малых нагрузок.

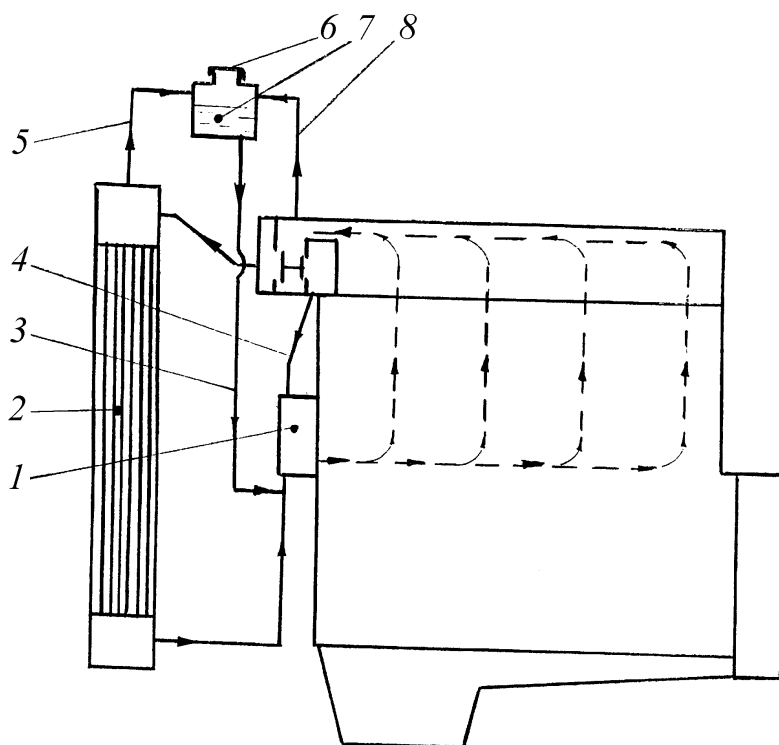


Рис. 2.71. Система жидкостного охлаждения двигателя с дренажно-компенсационным контуром

При полностью прогревом двигателя основной клапан термостата *8* открывает канал подвода жидкости к верхнему бачку *6* радиатора, а перепускной клапан закрывается и циркуляция охлаждающей жидкости происходит уже по большому (основному) кругу, т. е. через радиатор.

К системе охлаждения двигателя может быть подключен водомасляный теплообменник *19*, отопитель кабины трактора, предпусковой подогреватель и другие агрегаты.

Контроль за тепловым состоянием двигателя осуществляется с помощью указателя, находящегося на панели приборов в кабине трактора. Датчик *9* указателя устанавливается в сборном коллекторе *14*.

Система охлаждения оснащена сливными кранами 18, которые расположены в низших ее точках.

В качестве охлаждающих жидкостей используют воду или низкотемпературные жидкости - антифризы.

Применяемые на современных тракторных дизелях системы охлаждения являются закрытыми, т. е. их сообщение с атмосферой происходит через специальные предохранительные клапаны при определенном давлении или разрежении в системе. В ней с помощью парового клапана поддерживается избыточное давление 0,05...0,09 МПа, вследствие чего температура кипения воды повышается до 110...119 °С и поэтому вероятность закипания ее при тяжелых условиях работы двигателя уменьшается. Воздушный клапан срабатывает при разрежении не выше 0,008 МПа и пропускает в систему воздух в случаях, когда при остывании двигателя в системе возникает повышенное разрежение. Оба клапана располагаются чаще всего в пробке 7 наливной горловины радиатора.

При использовании в качестве охлаждающей жидкости антифризов, одним из недостатков которых является большой коэффициент их объемного расширения, систему оборудуют расширительным бачком 13, обеспечивающим постоянное ее заполнение жидкостью. При повышении температуры жидкости она расширяется и перетекает в бачок 13, а при понижении - возвращается из него обратно в систему. Это исключает систематическое поступление в нее через воздушный клапан свежих порций воздуха, который вызывает коррозию радиатора и аэрацию жидкости.

Поддержание заданного теплового состояния двигателя помимо термостата, ограничивающего циркуляцию охлаждающей жидкости через радиатор, обеспечивают также изменением количества воздуха, просасываемого через него вентилятором 3. Это достигается поворотом жалюзей 5, закрывающих решетку радиатора, или за счет изменения производительности вентилятора. Привод вентилятора чаще всего выполняют с помощью клиноременной передачи от шкива на носке коленчатого вала.

Для обеспечения эффективности работы вентилятора его часто размещают в направляющем кожухе 2, который изготавливают из листовой стали или пластмассы.

Бескавитационная работа насоса 12 зависит от параметров, характеризующих физическое состояние охлаждающей жидкости: давления (разрежения) на входе в насос, содержания воздуха или паровоздушных образований, ее температуры.

Рассмотренная система недостаточно обеспечивает антикавитационные качества насоса и эффективную деаэрацию жидкости. В на-

стоящее время широкое распространение получила схема циркуляции жидкости с дренажно-компенсационным контуром (рис. 2.71). Благодаря компенсационному трубопроводу 3 на входе в насос 1 поддерживается, по сравнению с другими схемами, более высокое избыточное давление, практически равное давлению открытия воздушного клапана в пробке 6 расширительного бачка 7. При использовании этой схемы помимо компенсации потерь давления во входной линии насоса решается вопрос удаления паровоздушной смеси из жидкости за счёт её циркуляции через дренажные трубопроводы 5 и 8. Расширительный (дренажно-компенсационный) бачок в этой схеме расположен автономно или встроен в верхний бачок радиатора 2.

Преимущества жидкостной системы охлаждения перед системой воздушного охлаждения заключаются в следующем.

Охлаждающие жидкости, обладая высокой теплоемкостью, теплопроводностью и малой вязкостью, т. е. являясь хорошими теплоносителями, позволяют осуществить более интенсивное и равномерное охлаждение деталей, образующих камеру сгорания, снизить их теплонапряженность. Высокую степень форсирования дизеля за счет турбонаддува можно реализовать только при жидкостном охлаждении, обеспечивающем к тому же более высокую жёсткость корпуса дизеля за счёт его блок-картерной схемы (см. рис. 2.7).

Благодаря своим конструктивным особенностям (двойным стенкам рубашек охлаждения и находящейся в ней жидкости, являющихся шумопоглощающим экраном) эти двигатели излучают в окружающую среду меньше шума, источниками которого являются процессы сгорания и выпуска, вибрации гильз, возникающие при ударах о них поршней в процессе переключений и т.п. Следует отметить также меньшую шумность работы вентилятора, а также отсутствие “дребезжания” в сочленениях тонкостенных кожухов (дефлекторов), направляющих поток воздуха на ребрения цилиндров и их головок.

К неоспоримым преимуществам этой системы следует отнести более широкие возможности использования и утилизации теплоты: для подогрева воздуха, поступающего в цилиндры дизелей на режимах малых нагрузок и частот вращения коленчатого вала; для отопления кабины трактора; для ускоренного нагрева масла в жидкостно-масляных теплообменниках после пуска холодного дизеля. Жидкость системы используется также для охлаждения наддувочного воздуха в теплообменниках типа воздух - жидкость, пускового двигателя, масла в радиаторах гидромеханических коробок передач с гидрозамедлителями.

К числу основных недостатков дизелей с жидкостной системой охлаждения относятся:

увеличенная масса за счет двойных стенок рубашки охлаждения цилиндров, находящейся в ней жидкости и массы радиатора;

большая длина моторной установки;

большее время прогрева двигателя после холодного пуска и выход его из строя при потере герметичности системы и утечке охлаждающей жидкости или попадании ее в картерное масло.

Если в качестве охлаждающей жидкости используется вода, то возможно ее замерзание при низких температурах окружающей среды, а в засушливых районах существенно усложняет эксплуатацию двигателя ее дефицит. Применение всесезонных незамерзающих охлаждающих жидкостей удорожает эксплуатацию трактора за счет их стоимости.

Вода и растворенные в ней соли, кроме того, вызывают коррозию металлов, образование слоя отложений ее продуктов и накипи на охлаждаемых и теплопередающих поверхностях системы охлаждения. Эти отложения во много раз снижают теплоотдачу от охлаждаемых деталей, вызывают их местный перегрев, увеличивают гидравлическое сопротивление системы, уменьшают циркуляцию жидкости. Эти недостатки существенно ослабляются при использовании ингибиторов коррозии - добавлении в воду 0,5...1,0% калиевого, натриевого или литиевого хромпика.

Всесезонные низкотемпературные жидкости - антифризы и тосолы на основе водных растворов этиленгликоля - в отличие от воды при замерзании не расширяются и не образуют твердой сплошной массы. Образуется рыхлая масса кристаллов воды в среде этиленгликоля, которая не приводит к размораживанию двигателя. Антифризы марок 40 и 65 (числа указывают температуру их замерзания) не в полной мере отвечают современным требованиям по антикоррозионным свойствам, агрессивности к резине и другим.

Новые антифризы - тосолы А40 (с 1985 г. А40-М) и А-65, содержащие соответственно 53 и 66% (по объему) этиленгликоля с антипенными и антикоррозионными присадками, в значительной степени лишены этих недостатков, как и новая охлаждающая жидкость "Лена-40", меньше корродирующая чугунные и алюминиевые детали. В то же время, теплоемкость антифризов ниже, чем у воды, что несколько снижает эффективность систем охлаждения и приводит к увеличению температуры деталей. Поэтому системы, рассчитанные на всесезонное использование антифризов, имеют большие производительности водяных насосов и поверхности теплоотдачи радиаторов.

Антифризы и тосолы крайне ядовиты. Обращение с ними требует повышенной осторожности.

Как указывалось, антифризы имеют и большой коэффициент

объемного расширения, что требует включения в систему охлаждения расширительных бачков.

Ниже рассмотрены основные элементы и узлы систем жидкостного охлаждения.

Насосы системы жидкостного охлаждения. Циркуляция охлаждающей жидкости в системах охлаждения тракторных дизелей осуществляется в большинстве случаев насосами центробежного типа. Эти насосы отличаются простотой конструкции, небольшими габаритами и обеспечивают достаточную производительность при сравнительно больших зазорах между крыльчаткой и корпусом. Это не препятствует циркуляции жидкости в системе за счет естественной конвекции при неподвижной крыльчатке, что благоприятно сказывается на выравнивании теплового состояния двигателя после его остановки. Центробежные насосы обеспечивают напор жидкости 0,04...0,10 МПа.

Типичная конструкция центробежного насоса системы жидкостного охлаждения представлена на рис. 2.72,а. В корпусе 8 насоса в двух шарикоподшипниках 6 и 18 вращается вал 7. На конец вала, выполненный с лыской, напрессована и закреплена болтом крыльчатка 9. Корпус насоса крепится болтами к передней стенке блока цилиндров. Охлаждающая жидкость подводится к крыльчатке 9 через полость а в корпусе насоса и через спиральный отводящий канал б направляется в рубашку охлаждения блока.

Корпус 8 и крыльчатку 9 насосов отливают из чугуна или алюминиевого сплава. Часто крыльчатку изготавливают из пластмассы на стальной или чугунной ступице. В насосах системы жидкостного охлаждения двигателей обычно применяют полузакрытые крыльчатки (с одним диском).

Подшипники 6 и 18 смазывают пластичным смазочным материалом через масленку 5. Для предотвращения его вытекания с внешней стороны подшипников установлены сальники 17 и 19. В современных насосах в подшипники закладывают смазочный материал на весь срок их службы, который во внутренней полости подшипников удерживается стальными шайбами, смонтированными в наружные обоймы подшипников. Иногда в насосах устанавливают подшипники без внутренней обоймы. В этом случае роль обоймы выполняет валик насоса с кольцевыми проточками для качения шариков.

Насос приводится во вращение ременной передачей от коленчатого вала через шкив 4. На одном валу с насосом часто располагается вентилятор 3. При этом передний подшипник насоса подвержен действию большей нагрузки и поэтому имеет увеличенный размер. Шкив 4 и вентилятор 3 крепятся к ступице 1, установленной на валу 7 с по-

МОЩЬЮ ШПОНКИ.

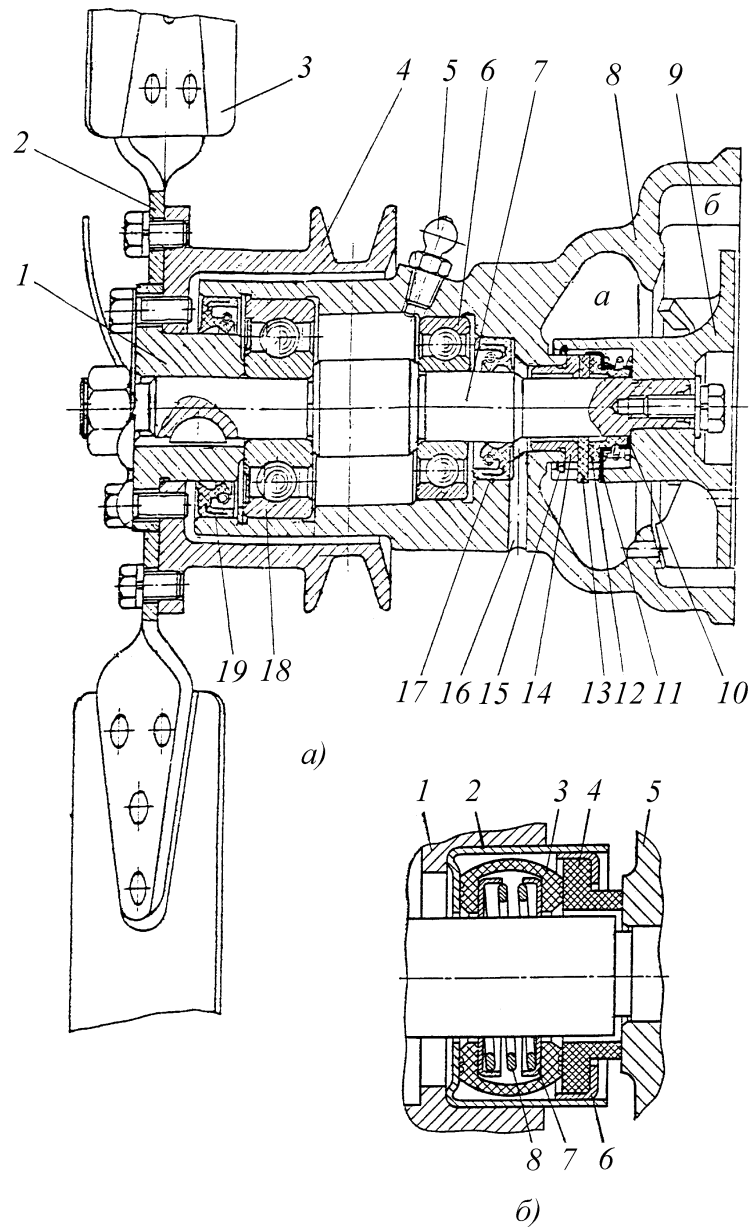


Рис. 2.72. Центробежный насос системы жидкостного охлаждения двигателя и универсальный самоподжимной сальник

Для предотвращения утечек жидкости из насоса вал уплотнен резиновой манжетой 12, на которую для плотного прилегания к валу надета малая латунная обойма 10. Торцовое уплотнение корпуса насоса обеспечивается прографиченной текстолитовой шайбой 13, вращающейся вместе с крыльчаткой 9. Вращение осуществляется за счёт выступа на шайбе, входящего в прорезь на крыльчатке. Прижатие шайбы к тщательно обработанному торцу втулки 14, запрессованной в корпус насоса и резиновой манжеты к шайбе, обеспечивается пружиной через латунную обойму 11. Уплотнительный узел собирается с крыльчаткой и запирается пружинным кольцом 15 до установки в

корпус, что облегчает сборку насоса.

Для предохранения подшипников вала от случайно просочившейся через уплотнение охлаждающей жидкости в корпусе насоса предусмотрено специальное сливное отверстие 16.

Недостатком рассмотренной конструкции самоподжимного сальника является низкая его надежность ввиду износа текстолитовой шайбы и ее деформаций в результате набухания краев. Значительное повышение надежности сальника достигается применением уплотнительных шайб из графитосвинцовой композиции, обладающих в 2-3 раза большей износостойкостью, чем текстолитовые, и не изменяющих своих свойств в течение длительного периода работы.

Более современная конструкция универсального самоподжимного сальника представлена на рис. 2.72,б. В корпус 1 насоса установлен корпус 2 сальника, внутри которого в обойме 6 установлены уплотнительная шайба 4, резиновая манжета 3 и пружина 8. Один конец пружины прижимает уплотнительную резиновую манжету к корпусу сальника, а другой - манжету и уплотнительную шайбу к шлифованному торцу крыльчатки 5. Между резиновой манжетой и пружиной располагаются латунные обоймы 7.

В е н т и л я т о р ы являются обязательными агрегатами систем охлаждения, обеспечивающими охлаждение рабочей жидкости за счёт прокачки воздуха через решетки радиаторов. В тракторных дизелях преимущественное распространение получили одноступенчатые вентиляторы осевого типа с количеством лопастей от четырех до восьми. Увеличение числа лопастей свыше этого количества нецелесообразно, так как производительность вентиляторов увеличивается крайне незначительно. Вентиляторы двигателей с жидкостным охлаждением являются низконапорными, создаваемое ими давление не превышает 0,5...0,6 кПа.

Вентиляторы изготавливают со штампованными из листовой стали лопастями 3, приклепанными к крестовине 2 (см. рис. 2.72,а и 2.73,а), или целиком отлитые из алюминиевых сплавов (рис. 2.73,б). Вентиляторы с литыми профильными лопастями эффективнее штампованных, но последние технологичнее их, дешевле и благодаря этому получили наибольшее распространение. Штампованным лопастям придают выпуклую форму. Широко используются в настоящее время вентиляторы из пластмасс, в частности, четырехлопастные вентиляторы с X-образным расположением лопастей, оси которых образуют углы 70 и 110°. Это снижает вибрацию лопастей и уменьшает общий уровень шума. Угол наклона лопастей в существующих конструкциях составляет примерно 35...40°.

Привод вентиляторов осуществляется обычно от коленчатого

вала двигателя. В большинстве случаев крыльчатку вентилятора устанавливают на ступицу шкива вала водяного насоса, центрируют по ее точно обработанному пояску и крепят к ней болтами вместе со шкивом насоса (см. рис. 2.72). При такой компоновке вентилятор и насос имеют общий клиноременный привод, выполняющий при этом роль устройства, разгружающего детали от динамических нагрузок.

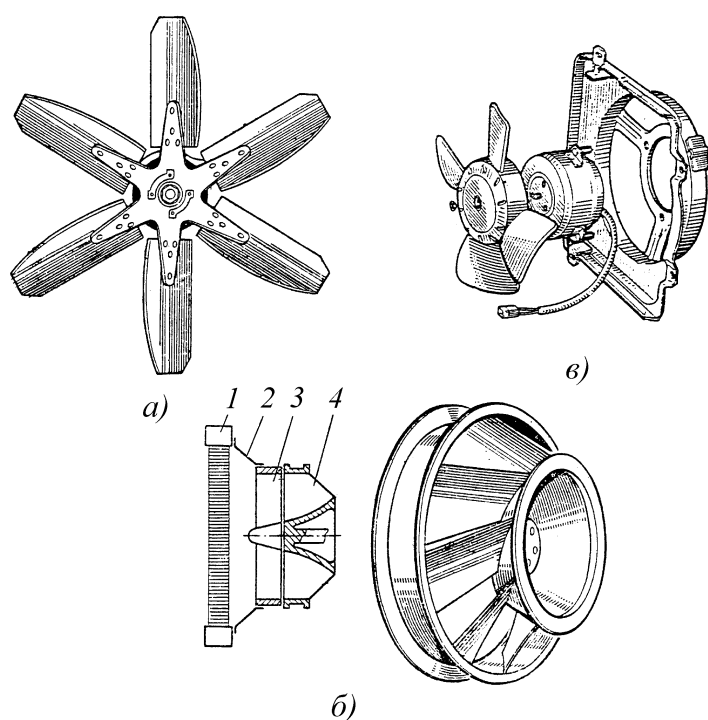


Рис. 2.73. Вентиляторы жидкостной системы охлаждения: а - штампованный стальной; б - литой алюминиевый; в - пластмассовый с приводом от электродвигателя; 1 - радиатор; 2 - кожух; 3 - направляющий аппарат; 4 - вентилятор

Недостатками клиноременного привода являются его низкая долговечность, необходимость регулярного контроля натяжения ремня и потери мощности на его деформацию.

Шестеренный привод вентилятора

применяют относительно редко, так как вследствие его большого момента инерции возникает опасность поломки лопастей и деталей привода при резком изменении частоты вращения дизеля. Для предотвращения поломок в конструкции привода предусматривают фрикционные или упругие предохранительные элементы.

Производительность вентилятора и потребляемая им мощность зависят от частоты его вращения и угла наклона лопастей. Это дает возможность предусмотреть в приводе вентилятора устройства, обеспечивающие автоматическое регулирование теплового состояния двигателя и снижение затрат мощности на привод вентилятора за счет изменения этих параметров.

В конструкциях привода вентилятора используются электромагнитные, фрикционные и гидравлические муфты с автоматами отключения. Однако опыт эксплуатации тракторных дизелей показал, что за счет отключения вентилятора можно снизить эксплуатационный расход топлива примерно на 2...3%. Большая экономия топлива достигается при бесступенчатом регулировании частоты вращения вентиля-

тора. При этом обеспечивается и более постоянный оптимальный тепловой режим двигателя.

В качестве привода вентилятора с регулируемой частотой вращения находят все большее применение вязкостные муфты, передающие крутящий момент за счет трения вязких жидкостей о рабочие поверхности ведущего и ведомого дисков. В качестве рабочей жидкости в этих муфтах используется силиконовое масло, обладающее большой и малоизменяющейся в широком диапазоне температур вязкостью.

Конструкция вязкостной муфты представлена на рис. 2.74. Внутри корпуса 2 с крышкой 1 вращается ведущий диск 7, жестко связанный с валом 4, который заканчивается фланцем и болтами крепится к ступице шкива, приводимого во вращение клиноременной передачей от коленчатого вала двигателя. Корпус 2 с закрепленным на нем вентилятором 6 установлен на подшипнике 3 и выполняет функции ведомого звена муфты. Начало работы и частота вращения вентилятора определяются уровнем заполнения рабочей полости *Б* силиконовым маслом, поступление которого в нее из резервной полости *А*, находящейся в крышке 1, через отверстия 13 в разделительном диске регулируется пластинчатым клапаном 9. Последний может поворачиваться на некоторый угол относительно разделительного диска, перекрывая или открывая отверстия 13. Поворот клапана осуществляется через валик 12 терморегулятором 11, представляющим собой биметаллическую спираль, помещенную в поток воздуха, выходящего из радиатора.

Для увеличения сил вязкостного трения рабочая полость муфты выполнена с цилиндрическими лабиринтами, расположенными с обеих сторон ведущего диска. В цилиндрических лабиринтах ведущего диска с двух сторон прорезаны радиальные канавки для быстрого поступления жидкости во все лабиринты при включении муфты.

Удаление жидкости из рабочей полости *Б* в резервную *А* осуществляется за счет действия центробежных сил через тупиковый кольцевой паз с осевым отверстием *Г*.

При непрогретом двигателе пластинчатый клапан 9 перекрывает отверстия 13 в разделительном диске и рабочая жидкость через отверстие *Г* перетекает из рабочей полости *Б* в резервную *А*, вентилятор отключается. По мере прогрева двигателя биметаллическая спираль поворачивает клапан 9, открывая отверстия 13, и масло в большей или меньшей мере заполняет полость *Б*, обеспечивая передачу крутящего момента от ведущего диска на корпус муфты за счет трения вязкой жидкости. При этом происходит непрерывная циркуляция жидкости из рабочей полости в резервную камеру, в которой осуществля-

ется охлаждение жидкости вследствие теплоотвода ребренной крышкой 1.

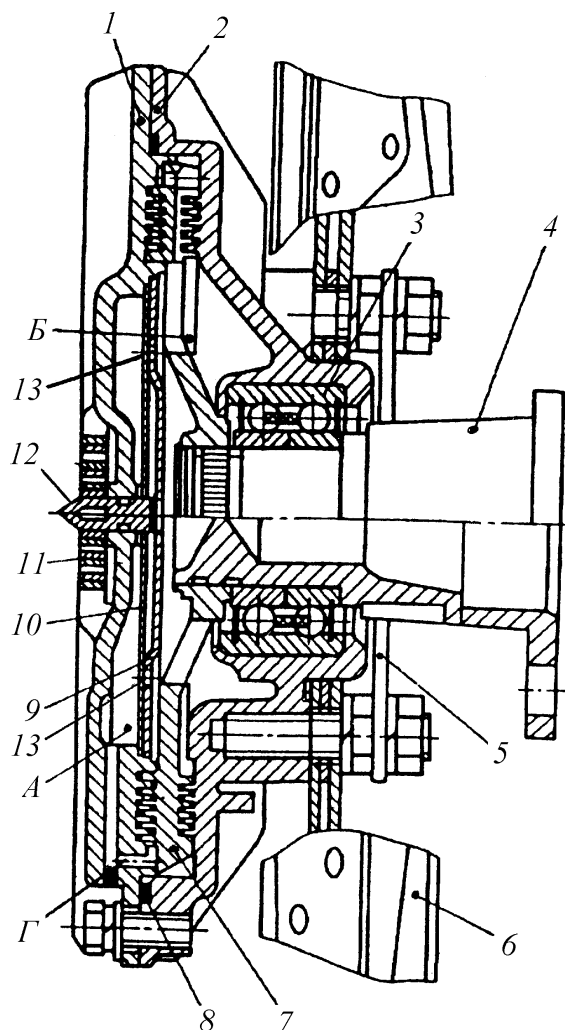


Рис. 2.74. Вязкостная муфта бесступенчатого изменения частоты вращения вентилятора

Для предотвращения подтекания масла из муфты между корпусом 2 и крышкой 1 устанавливается прокладка 8.

В случае поломки муфты вентилятор может быть заблокирован с ведущим валом 4 с помощью пластин 5.

Широко используются на современных двигателях и гидромуфты (гидродинамические муфты) переменного наполнения, передающие крутящий момент за счет циркулирующей в них жидкости.

Конструкция гидромуфты представлена на рис. 2.75,а. Ступица 1 вентилятора установлена на шлицах ведомого вала 22, частота вращения которого зависит от количества масла, поступающего в гидромуфту через золотниковый клапан, управляемый термодатчиком с

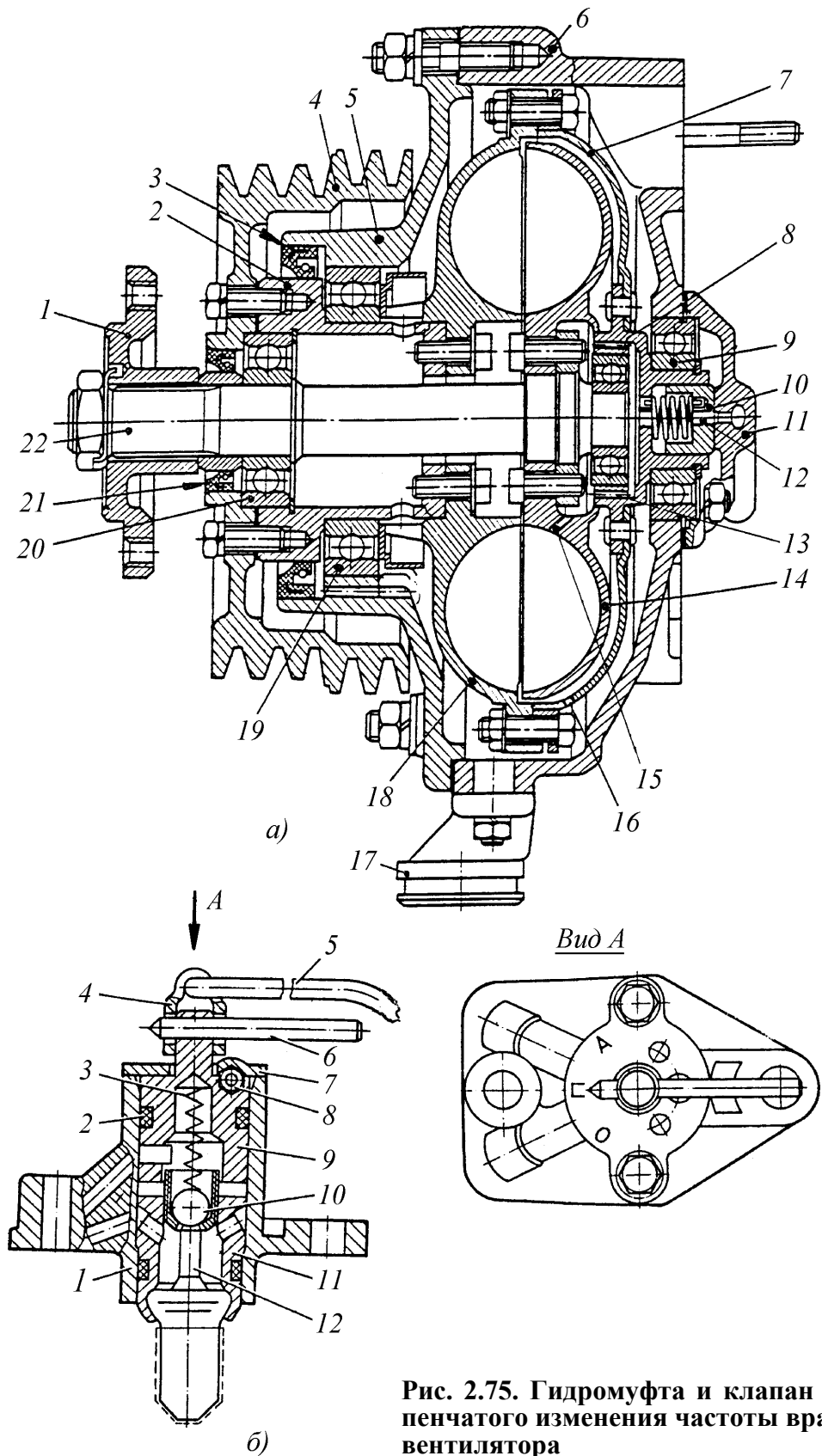


Рис. 2.75. Гидромуфта и клапан бесступенчатого изменения частоты вращения вентилятора

твердым наполнителем. Ведомый вал 22 жестко связан с турбинным колесом 14 и вращается в подшипниках 8 и 20. Насосное колесо 18 с кожухом 7 приводится во вращение полым валом 2 с расположенным на нем шкивом 4 с помощью клиноременной передачи от коленчатого

вала двигателя. Вал 2 и насосное колесо 18 с кожухом 7 вращаются в подшипниках 9 и 19, установленных в корпусе 6 и крышке 5.

Масло из системы смазки двигателя поступает к гидромуфте через каналы, расположенные в крышке 11 корпуса. Далее к рабочей полости гидромуфты масло подводится через сверления 12, 13 и 15 соответственно в уплотнителе 10, кожухе 7 и турбинном колесе 14. Поступая на лопатки насосного колеса 18 масло, получая кинетическую энергию, поступает на лопатки турбинного колеса 14 и приводит его во вращение, а вместе с ним и вентилятор. Затем масло возвращается на лопатки насосного колеса 18, образуя замкнутый круг циркуляции жидкости. В зависимости от заполнения объема рабочей полости гидромуфты частота вращения вентилятора изменяется от 0 до 95...97% частоты вращения приводного шкива.

Слив масла из рабочей полости гидромуфты идет через зазоры между насосным и турбинным колесами, а затем - через отверстия 16 в кожухе муфты и отверстия в полом валу 2 в картер двигателя через сливной патрубок 17. Утечка масла из гидромуфты предотвращается манжетами 3 и 21.

Конструкция золотникового клапана, управляющего подачей масла в гидромуфту, представлена на рис. 2.75,б. Клапан смонтирован в корпусе 1 и установлен на патрубке, подводящем охлаждающую жидкость в рубашку охлаждения. При повышении температуры жидкости до 85...90 °С шток 12 термодатчика перемещает шарик 10 клапана 11 и сообщает между собой каналы подвода масла из магистрали системы смазки и подвода масла к гидромуфте. Вентилятор включается. При понижении температуры охлаждающей жидкости шарик 10 под действием пружины 3 перекрывает отверстие в клапане и отключает вентилятор.

Конструкция клапана предусматривает автоматическое и ручное управление работой вентилятора. Тягой 5 с помощью вилки 4 рычаг 6 пробки 9 может быть установлен в трех положениях, обозначенных метками на корпусе. Положение А соответствует автоматическому режиму работы вентилятора, при котором клапан работает как описано выше.

При положении О происходит перекрытие канала подачи масла к клапану и вентилятор отключается независимо от температуры охлаждающей жидкости. Положение II соответствует постоянной работе вентилятора. Фиксация выбранных положений рычага осуществляется шариком 8, входящим в углубления на крышке 7. Утечку масла из клапана предотвращают уплотнительные кольца 2.

Достоинствами вязкостных и гидродинамических муфт являются бесшумность работы, плавное трогание и разгон вентилятора, что

примерно на 20% увеличивает срок службы ременного привода, снижение уровня его шума при уменьшении частоты вращения на частичных режимах.

На двигателях малого рабочего объема все чаще используют автономный привод вентилятора от электродвигателя (рис. 2.73,в). Такой привод позволяет обеспечить как плавное, так и дискретное регулирование частоты вращения и производительности вентилятора. Применение электропривода позволяет упростить компоновку двигателя в моторном отсеке.

Радиатор является теплообменным устройством, передающим через свои стенки теплоту от охлаждающей жидкости потоку воздуха, просасываемого вентилятором.

Радиатор (рис. 2.70) состоит из верхнего *б* и нижнего *1* бачков, соединённых между собой трубками *4*, образующими его охлаждающую решетку. Верхний бачок *б* имеет наливную горловину *7* с пробкой *2* (см. рис. 2.76), где расположены два клапана: паровой *5* и воздушный *10*.

Паровой клапан, нагруженный пружиной *4* и уплотненный резиновой прокладкой *б*, открывается для выпуска пара из системы, если его давление превысит заданные пределы (рис. 2.76,а). Воздушный клапан, нагруженный слабой пружиной *9* и уплотненный прокладкой *8*, пропускает в радиатор атмосферный воздух, когда при остывании двигателя в системе возникает повышенное разрежение (рис. 2.76,б). Пробка смонтирована на стойке *1* и прижимается к горловине пластинчатой пружинной *3*.

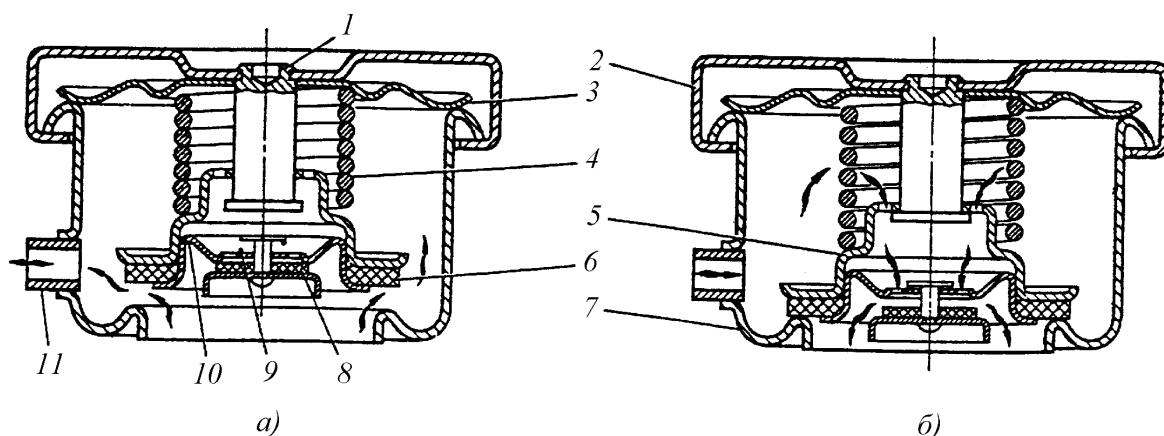


Рис. 2.76. Пробка наливной горловины радиатора:
а - при открытом паровом клапане; *б* - при открытом воздушном клапане

В наливную горловину впаяна пароотводящая трубка *11*, соединенная с атмосферой при использовании в качестве охлаждающей жидкости воды или с расширительным бачком при использовании антифризов.

В зависимости от конструкции охлаждающей решетки радиаторы различают на трубчато-пластинчатые, трубчато-ленточные, пластинчатые и сотовые. В тракторных дизелях наибольшее распространение получили трубчато-пластинчатые радиаторы (рис. 2.77,а), состоящие из нескольких рядов трубок 1, проходящих сквозь пакет набранных с зазором поперечных пластин 2, увеличивающих теплоотвод. Для уменьшения гидравлического сопротивления решетки радиатора и повышения теплоотвода трубки делают плоскоовальной формы.

В часто используемых трубчато-ленточных радиаторах, в которых плоскоовальные трубки устанавливают в ряд, а между ними прокладывают гофрированную ленту (рис. 2.77,б). Конструкция радиатора получается более жесткой и технологичной, что позволяет использовать для оребрения более тонкую ленту.

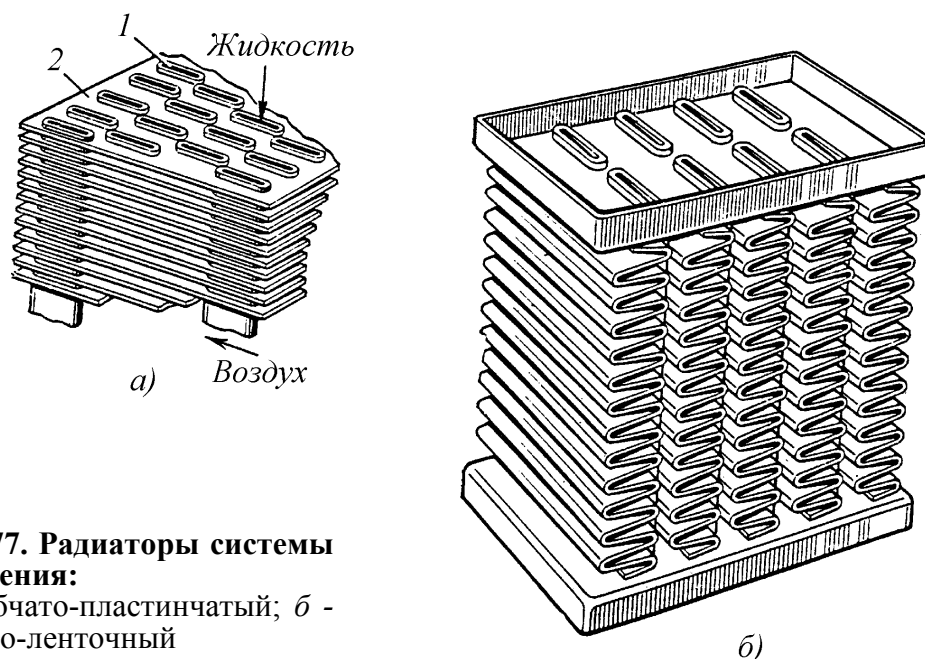


Рис. 4.77. Радиаторы системы охлаждения:
а - трубчато-пластинчатый; *б* - трубчато-ленточный

Для повышения теплоотдачи от решеток радиаторов за счет турбулизации потока воздуха пластины и ленты могут иметь отогнутые просечки или выдавки.

Основные детали радиаторов раньше изготавливали из латуни и соединяли пайкой. В настоящее время для решеток радиаторов стали применять более дешевый алюминий. Бачки в этом случае изготавливают из пластмассы. Сборка производится механически: трубки развальцовывают в пакете пластин и резиновых прокладках доньшек баков.

Термостат 8 (см. рис. 2.70) служит для регулирования цирку-

ляции охлаждающей жидкости через радиатор системы охлаждения, предупреждая переохлаждение двигателя на малых скоростных и нагрузочных режимах и ускоряя его прогрев после холодного пуска.

В зависимости от вида рабочего тела, осуществляющего автоматическое перемещение клапанов термостата при изменении температуры охлаждающей жидкости, термостаты делятся на жидкостные (сильфонные) и с твердым наполнителем.

Термостат с твердым наполнителем (рис. 2.78) состоит из капсулы 9, заполненной активной массой - кристаллическим воском с медными опилками - церезином, обладающим большим объемным расширением при нагревании. Капсула закрыта резиновым буфером - мембраной 5, соединенной со штоком 4. Шток 4 упирается концом в регулировочный винт 3, расположенный в верхней рамке 2 термостата, кольцо которой образует седло 6 для основного клапана 7.

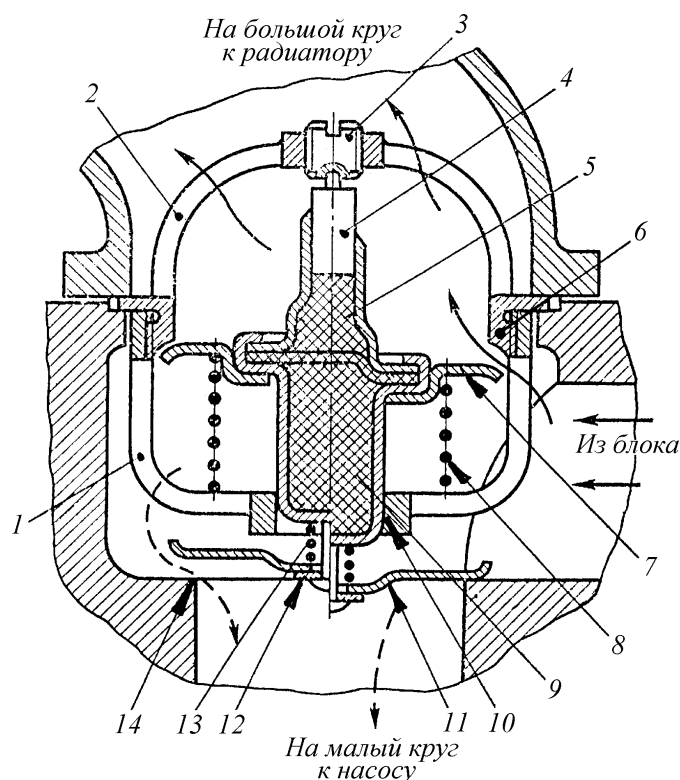


Рис. 2.78. Термостат с твердым наполнителем

Клапан 7 вместе с капсулой 9 поджаты пружиной 8, которая вторым концом упирается в нижнюю рамку 1. Через направляющее отверстие 10 в нижней рамке проходит конец капсулы, на котором закреплен перепускной клапан 11, зафиксированный упругим кольцом 12 и пожимаемый пружиной 13. Седло 14 перепускного клапана образовано в корпусе двигателя.

При расширении церезина шток 4, упирающийся в регулиро-

вочный винт 3, отжимает всю капсулу вместе с основным клапаном 7 и открывает проход жидкости к радиатору. Одновременно нижний конец капсулы перекрывает перепускным клапаном 11 циркуляцию жидкости по малому кругу.

Достоинством термостатов с твердым наполнителем является их способность развивать большие усилия для перемещения рабочих органов и высокая надежность. Поэтому они нашли самое широкое распространение на современных двигателях, практически полностью вытеснив термостаты с жидкими наполнителями.

Жалюзи представляют из себя набор вертикальных или горизонтальных пластин - створок из оцинкованного железа, объединенных общей рамкой. Шарнирное устройство обеспечивает их одновременный поворот вокруг своих осей. Управление створками жалюзи осуществляется вручную из кабины трактора или термостатом.

Система воздушного охлаждения. В этой системе теплота от цилиндров двигателя и их головок отводится воздухом, который в качестве рабочего тела обладает гораздо худшими теплофизическими свойствами, чем жидкость.

Эффективность теплоотвода в охлаждающую среду от стенок тем больше, чем меньше вязкость и чем выше плотность, теплопроводность и теплоемкость этой среды. Плотность воздуха в 800 раз меньше, чем у воды, теплопроводность в 24 раза, а теплоемкость в 4 раза. При принятых в системах охлаждения скоростях движения жидкости (2...3 м/с) и воздуха (50 м/с) коэффициенты теплоотдачи у них отличаются в 13...15 раз. Поэтому для обеспечения допустимого уровня температур цилиндров и головок двигателей воздушного охлаждения примерно во столько же раз должна быть увеличена площадь их теплоотдающих ребристых поверхностей.

Особенностью воздушного охлаждения деталей является сильная зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости движения воздуха в межреберных каналах. При снижении скорости воздуха коэффициент теплоотдачи может уменьшиться в 10...15 раз. Это обуславливает необходимость тщательной организации потоков воздуха, равномерного распределения их по цилиндрам с помощью направляющих и распределительных дефлекторов. Кроме того, для обеспечения необходимой скорости воздуха в межреберных каналах, обладающих большим гидравлическим сопротивлением, требуется достаточный перепад давлений на входе и выходе. Этот перепад давлений создается вентилятором системы. Как правило, применяются осевые вентиляторы с клиноременным приводом, которые на рядных двигателях располагают спереди или сбоку (рис. 2.79,а), а на V-образных - в развале цилиндров (рис. 2.79,б).

Применяют две схемы подачи охлаждающего воздуха: с нагнетающим вентилятором и с просасывающим. Нагнетающий вентилятор работает в потоке холодного и, следовательно, более плотного воздуха, обладает большей подачей и требует меньших энергозатрат на свой привод. Просасывающий вентилятор менее экономичен, но зато обеспечивает более равномерное охлаждение цилиндров без сложных направляющих и распределительных дефлекторов. Кроме того, иногда внутри вентилятора по условиям компоновки размещают генератор электросети трактора. При применении просасывающего вентилятора генератор работает в менее благоприятных температурных условиях.

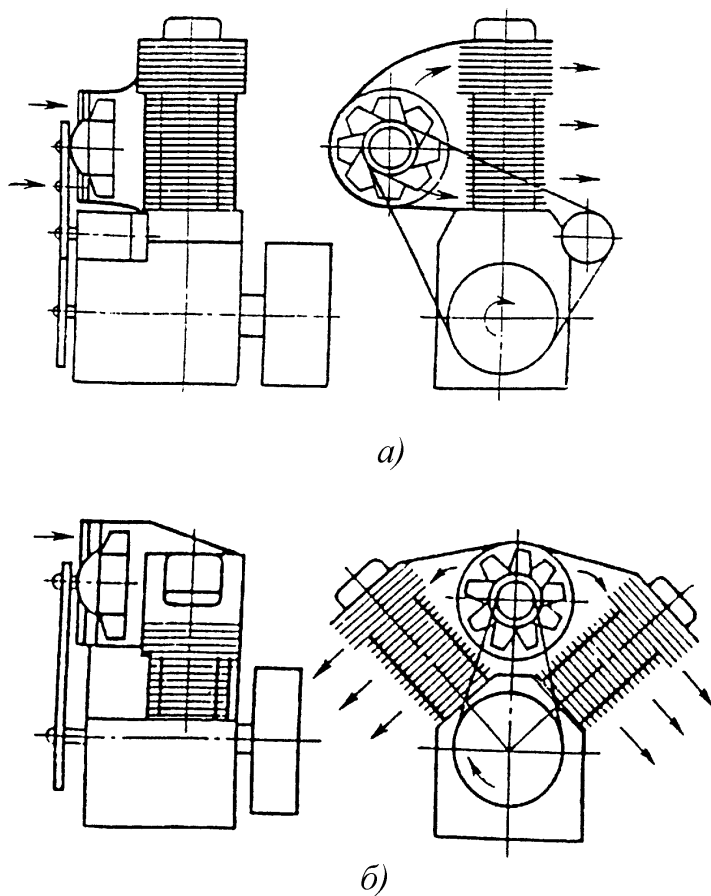


Рис. 2.79. Схемы воздушных трактов и размещения вентиляторов в двигателях воздушного охлаждения:
а - рядных; б - V-образных

Для поддержания оптимального теплового состояния двигателя при различных режимах его работы или температуре окружающей среды интенсивность охлаждения цилиндров и их головок регулируют путем изменения расхода воздуха через систему, т. е. производительности вентилятора.

С целью снижения затраты мощности на его привод, составляющей 4,5...8,0% номинальной мощности дизеля, регулирование расхода воздуха наиболее часто осуществляют путем изменения частоты вращения вентилятора с помощью гидромуфт.

Схема современной системы воздушного охлаждения с автоматическим регулированием представлена на рис. 2.80,а.

Воздух, проходя через заборную сетку 1 и направляющий аппарат 3, нагнетается вентилятором 6 в направляющий кожух 11, где он охлаждает масляный радиатор 12. Далее системой дефлекторов 10, представляющих собой различного вида кожухи, рассекатели, отра-

жатели, воздух направляется в межреберные каналы головок и цилиндров и осуществляет их равномерное охлаждение.

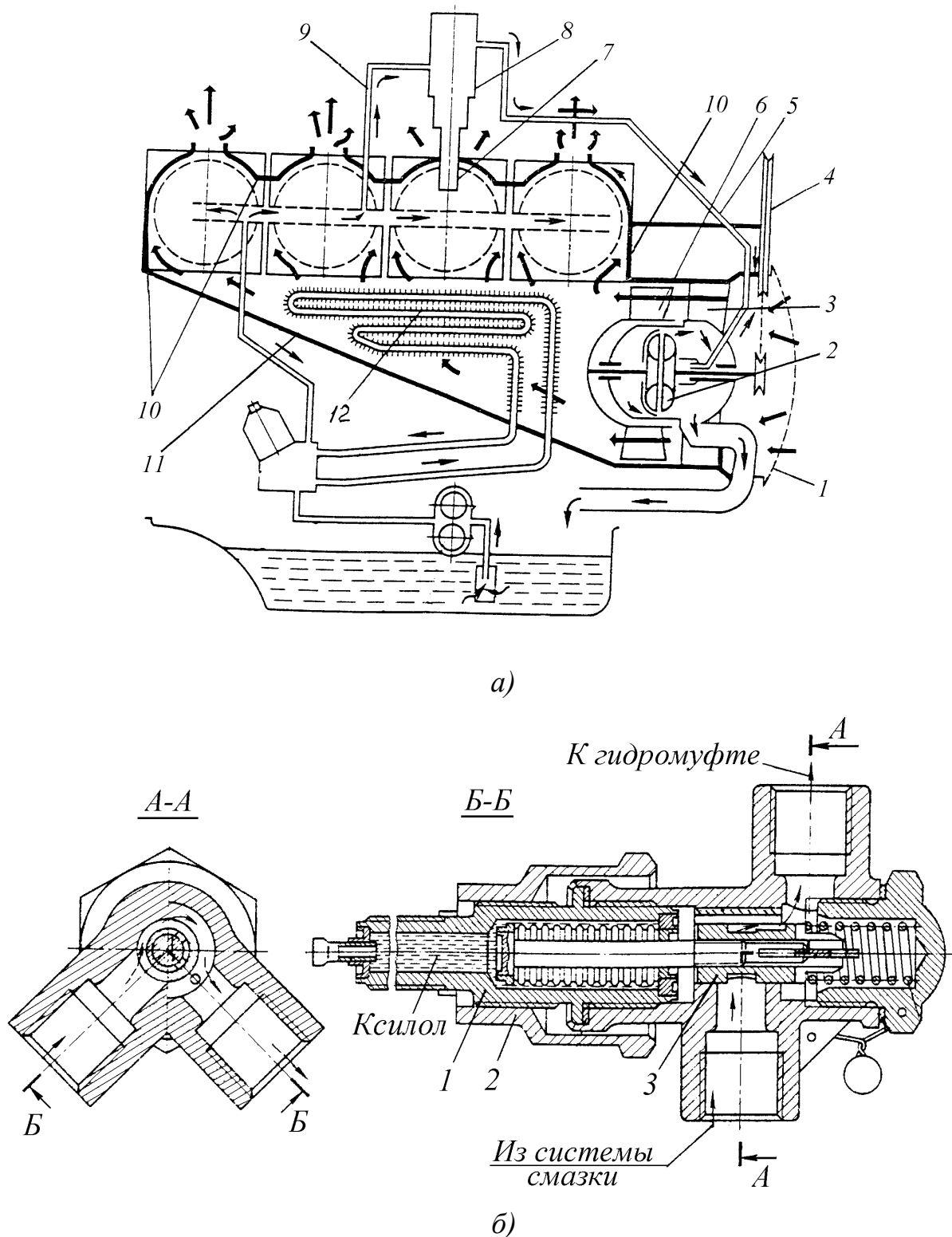


Рис. 2.80. Система воздушного охлаждения двигателя с автоматическим регулированием:
a - схема; *б* - клапан управления гидромуфтой привода вентилятора с термодатчиком

Привод вентилятора производится от шкива 4 коленчатого вала

клиноременной передачей через гидромуфту 2 переменного наполнения. Заполнение гидромуфты маслом, поступающим к ней из системы смазки двигателя через трубопроводы 9 и 5, регулируется золотниковым клапаном 8 с термодатчиком 7, установленным в головке цилиндра.

Конструкции клапана и термодатчика представлены на рис. 2.80,б. Термодатчик - баллон 1 с сильфонным уплотнением, заполненный жидкостью (ксилолом) с большим коэффициентом объемного расширения, ввертывается в головку цилиндра и фиксируется контргайкой 2. При нагревании головки цилиндра жидкость в термобаллоне 1 расширяется и перемещает шток, ввернутый во втулку-золотник 3. При движении золотника открывается окно для пропуска потока масла к гидромуфте.

При средней нагрузке тракторного дизеля гидромуфта позволяет поддерживать его оптимальное тепловое состояние (температура картерного масла от 85 до 120 °С) и снизить удельный расход топлива на

Регулирование частоты вращения вентилятора может осуществляться в зависимости не только от температурного состояния деталей (головок цилиндров), но и от температуры выпускных газов, которая определяется режимом работы двигателя.

Вентиляторы двигателей с воздушным охлаждением по конструкции отличаются от вентиляторов двигателей с жидкостным охлаждением. Это отличие вытекает из различия их аэродинамических характеристик. Необходимость получения высокого напора обуславливает применение большего количества лопастей и высоких окружных скоростей рабочего колеса, что приводит к необходимости повышения частоты его вращения.

Их в большинстве случаев снабжают направляющим аппаратом, лопасти которого, как и лопасти рабочего колеса, делают профилированными и отливают из легкого металла в кокиль.

На рис. 2.81 представлен осевой вентилятор. Крыльчатка 7 вентилятора 1 втягивает воздух через направляющий аппарат 6 и подает его в направляющий кожух 11 (см. рис. 2.80). Ротор установлен на оси 4 (см. рис. 2.81) в двух шарикоподшипниках, закрепленных в расточке направляющего аппарата вместе с ротором и шкивом привода 5 стяжным болтом 3. Ступица ротора зажата между буртиками упорных шайб 2. За счёт трения, возникающего от затяжки болтом, вращение передается от шкива к ротору вентилятора. Такая конструкция привода устраняет его перегрузки при резком изменении частоты вращения.

При вращении ротора 1, заключенный между лопатками его крыльчатки 7 воздух нагнетается под кожух вентилятора, создавая

определенное давление. В то же время, между лопатками направляющего аппарата создается разрежение и туда засасываются новые порции воздуха. Протекая между лопатками направляющего аппарата воздух приобретает необходимое направление при входе на лопатки ротора и захватывается ими. Благодаря этому уменьшаются аэродинамические потери, увеличиваются производительность и КПД вентилятора.

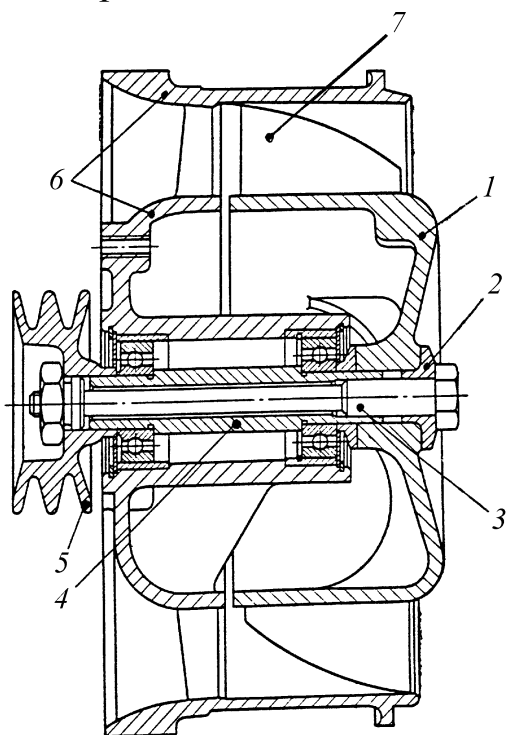


Рис. 2.81. Вентилятор системы воздушного охлаждения двигателя

Основными достоинствами системы воздушного охлаждения являются простота и надежность в эксплуатации, более быстрый прогрев двигателя до рабочей температуры и, как правило, лучшие габаритные и массовые показатели двигателя.

2.6. Система смазывания

Система смазывания выполняет следующие основные функции:

- обеспечивает на всех режимах работы двигателя, независимо от внешних условий эксплуатации, работоспособность узлов трения путем подачи необходимого количества масла под оптимальным давлением к трущимся поверхностям, предотвращая появление сухого или граничного трения, задиоров и натиров деталей;
- уменьшает силы трения и износ трущихся пар;
- удаляет с поверхностей трения продукты износа и коррозии, а также абразивные частицы, поступившие в двигатель из-за некачественной очистки воздуха, топлива и масла и оставшиеся в нем после его изготовления (литейная земля, металлическая стружка), задерживает их в системе фильтрации масла, предотвращая повторное попадание в двигатель;
- удаляет с поверхностей деталей и агрегатов продукты термического разложения, окисления и полимеризации составляющих компонентов масла и продукты неполного сгорания топлива (нагар, шлам, зольные отложения), задерживает их в системе фильтрации;
- охлаждает узлы трения и детали двигателя, включая часто принудительное охлаждение маслом наиболее теплонапряженных де-

талей - поршней, головок цилиндров и др., т. е. играет роль внутренней системы охлаждения;

- защищает детали двигателя от коррозии;
- осуществляет подвод масла к устройствам, где оно используется в качестве рабочего тела (гидромуфтам системы охлаждения и т. п.);
- обеспечивает уплотнение зазоров в сопряжениях деталей, в первую очередь деталей цилиндропоршневой группы.

Система смазывания должна отвечать следующим основным требованиям и обеспечивать:

- заданную длительность работы двигателя без останова для заправки маслом;
- длительную работу масла и малый его расход;
- надежную защиту масла от попадания в него воды, топлива и других загрязняющих примесей;
- поддержание в допустимых пределах рабочих температур масла.

Кроме того, система смазывания должна иметь малую трудоемкость технического обслуживания, быть приспособленной к быстрому обнаружению и устранению неисправностей. Степень автоматизации системы смазывания должна соответствовать общему уровню автоматизации двигателя.

По способу хранения масла системы смазывания классифицируют на системы с сухим и мокрым картером.

В системах с сухим картером (рис. 2.82) необходимый запас масла находится в специальных циркуляционных баках 2. Поддон 5 картера является только сборником масла, стекающего по каналам 4, из которого оно откачивается в бак 2 масляным насосом 6 или дополнительной секцией насоса 3. Его нагнетающая секция подает масло через фильтр 8 в магистраль 7. Производительность откачивающего насоса всегда больше производительности нагнетающего примерно в 1,2-1,5 раза, так как в приемные каналы масло поступает вспененным, перемешанным с картерными газами и воздухом, удаление которых затем осуществляется через сапун 1 в циркуляционном баке.

Эти системы более дороги и громоздки и используются на двигателях тракторов, претерпевающих в эксплуатации значительные наклон, вследствие которых возможно всасывание насосом 6 вместе с маслом картерных газов и попадание их в магистраль 7, а из нее - в зазоры между трущимися деталями.

На большинстве тракторных двигателей применяют циркуляционные комбинированные системы смазывания с

мокрым картером, как более простые и имеющие меньшие габаритные размеры и массу.

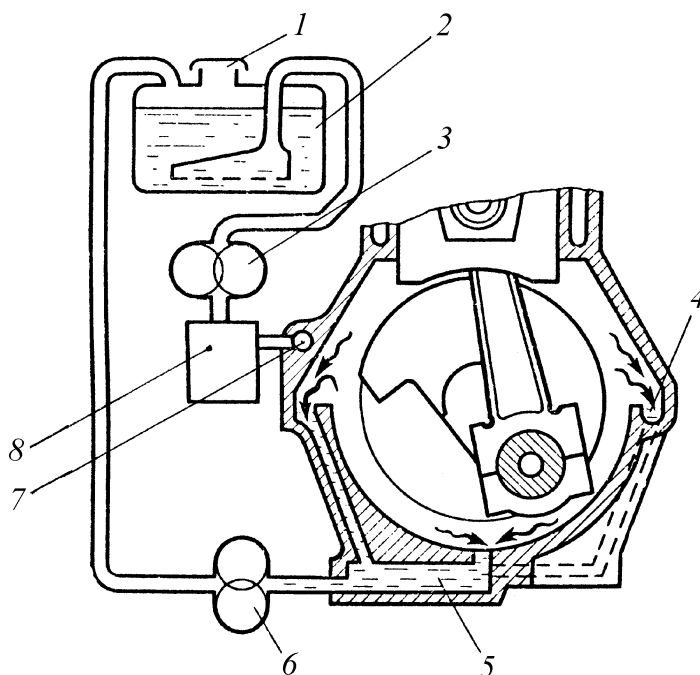


Рис. 2.82. Система смазывания двигателя с сухим картером

Схема такой системы представлена на рис. 2.83. Масло находится в поддоне 13 картера, его уровень контролируется щупом 9. В поддоне имеется пробка для слива отработавшего масла, в которой иногда помещают магнит, улавливающий металлические частицы - продукты износа. Из картера масло через маслоприемник поступает к двум секциям 17 и 18 масляного насоса. На нагнетающих ветвях секций установлены редукционные клапаны 14 и 16, ограничивающие давление масла в магистралях системы. Секция 17 насоса имеет меньшую производительность и прокачивает масло только через центробежный фильтр 4 и радиатор 15, в котором происходит его охлаждение.

Включение в работу радиатора производится краном 3. Перепускной клапан 2, установленный в корпусе центробежного фильтра, обеспечивает подачу масла в радиатор, минуя фильтр при его засорении. При отключении радиатора масло сливается в поддон двигателя через сливной клапан 1.

Основная секция 18 насоса подает масло через полнопоточный фильтр 20, где оно очищается, в главную масляную магистраль 21. Чтобы обеспечить подачу хотя бы неочищенного масла в двигатель при засорении фильтра 20 или повышении его сопротивления вследствие увеличения вязкости масла при холодном пуске двигателя установлен перепускной клапан 22, открывающий проход маслу в глав-

ную магистраль в обход фильтрующего элемента.

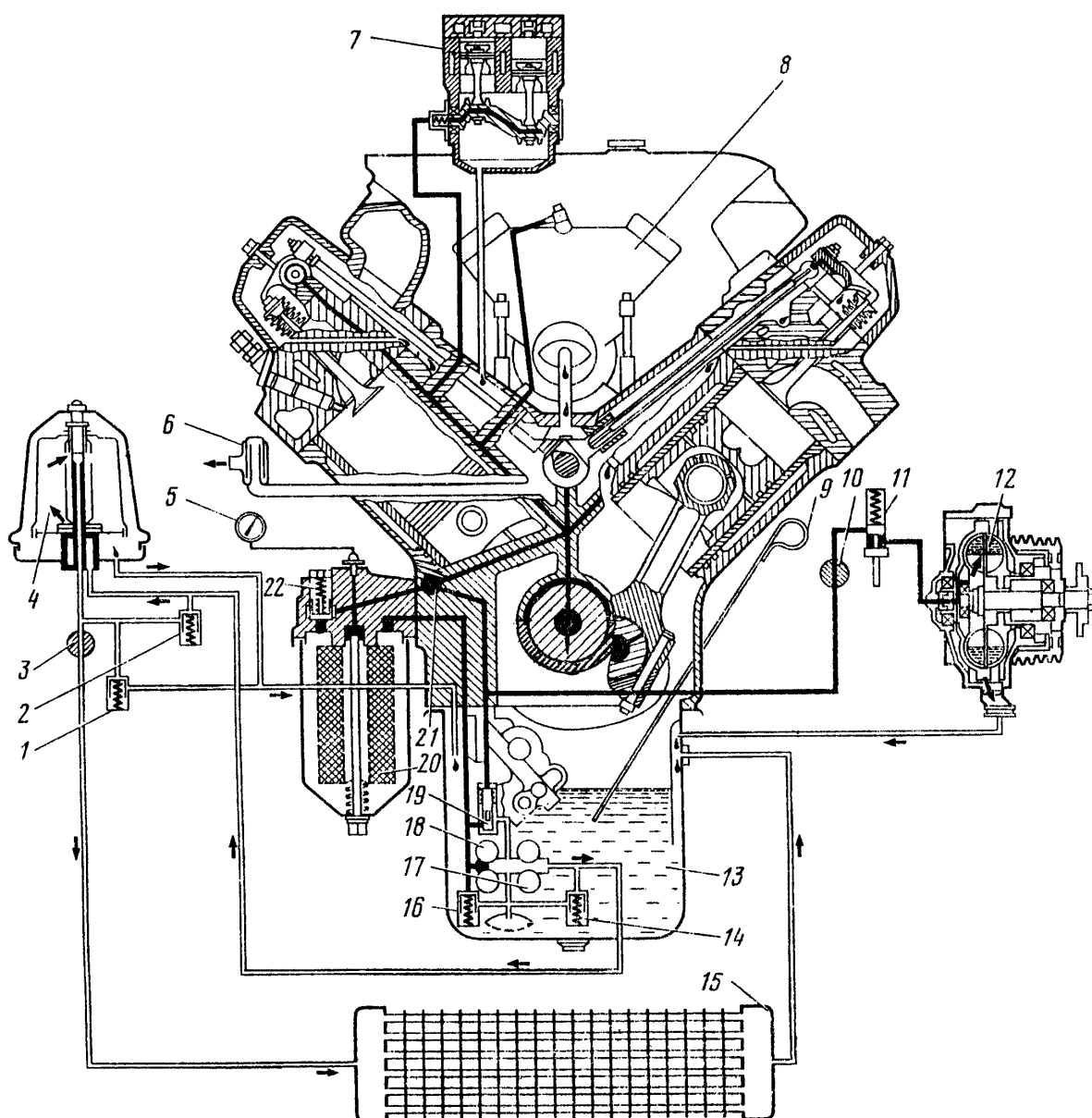


Рис. 2.83. Циркуляционная комбинированная система смазывания двигателя

Из главной магистрали 21 масло через сверления в блоке цилиндров поступает к коренным подшипникам коленчатого и распределительного валов. К шатунным подшипникам коленчатого вала масло подается через сверления внутри вала от ближайшей коренной шейки. Масло, снимаемое со стенок цилиндра маслоъемным кольцом, отводится в поршень и смазывает опоры поршневого пальца в бобышках и подшипник верхней головки шатуна.

Через каналы в задней стенке блока цилиндров масло под давлением поступает к подшипникам компрессора 7, а через каналы в

передней стенке - к подшипникам топливного насоса высокого давления 8. Из главной магистрали предусмотрен отбор масла к гидромуфте привода вентилятора 12 через кран включения 10 и золотниковый клапан управления с термодатчиком 11. Оттуда же масло подводится к подшипникам ротора турбокомпрессора для их смазки и охлаждения, после чего сливается в поддон дизеля. В ряде конструкций это масло предварительно очищается в дополнительном фильтре.

Через сверления в блоке, в головке цилиндров и стойках коромысел масло подводится к их пустотелым осям. Через радиальные сверления в осях масло поступает к подшипникам коромысел, а при совпадении отверстий в осях и коромыслах осуществляется пульсирующая смазка верхних наконечников штанг. Через полые штанги масло поступает к нижним наконечникам и смазывает их. Остальные детали двигателя смазываются разбрызгиванием или самотеком. Дифференциальный клапан 19, установленный в корпусе масляного насоса, автоматически регулирует подачу масла в зависимости от давления в главной масляной магистрали.

Давление масла в системе контролируется датчиком, который установлен в корпусе полнопоточного фильтра и регистрируется указателем 5 на щитке приборов тракториста. Кроме того, на корпусе фильтра установлены также датчик аварийного падения давления масла в главной масляной магистрали и датчик срабатывания перепускного клапана полнопоточного фильтра, имеющие световые сигнализаторы в кабине.

По способу подачи масла к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала системы смазывания разделяют на системы с параллельной подачей, последовательной и комбинированной. Наибольшее распространение получил параллельный способ, при котором масло из главной магистрали 7 (см. рис. 2.7) через сверления 9 в приливах перегородок 11 картера подается к каждому коренному подшипнику и далее, по сверлениям 6, 10 и 11 (см. рис. 2.30) в коленчатом вале, поступает для смазывания каждого шатунного подшипника. Такой способ подвода масла обеспечивает примерно одинаковые условия работы всех коренных и шатунных подшипников и равномерное их изнашивание.

При последовательном способе масло подводится к одному из коренных подшипников, а далее через сверления в коленчатом вале - ко всем коренным и шатунным подшипникам. Недостатком такого способа подвода является неравномерный износ подшипников, обусловленный различным давлением и степенью очистки масла в центробежных ловушках. В результате зазоры в коренных подшипниках могут быть различными, что приводит к дополнительным деформациям.

циям коленчатого вала.

При комбинированном способе подвод масла к подшипникам осуществляется с двух концов коленчатого вала.

Системы смазывания включают в себя следующие основные агрегаты и узлы.

Масляные насосы, применяемые в современных двигателях, бывают двух типов - с внешним зацеплением шестерен и с внутренним зацеплением шестерен или роторов.

Схема насоса с внешним зацеплением зубьев шестерен показана на рис. 2.84,*a*. В корпусе 1 насоса помещаются ведущая 2 и ведомая 5 шестерни. Ведущая шестерня 2 насажена на валик 4 со шпонкой 3, приводимый во вращение от одного из валов двигателя. Ведомая шестерня 5 свободно вращается на оси 6. Масло транспортируется во впадинах между зубьями и выдавливается в нагнетательный канал. При входе в зацепление зубья шестерен создают высокое давление масла в зазорах между ними. Возникающие радиальные нагрузки вызывают износы подшипников валика 4 и втулки-подшипника 12, запрессованной в шестерню 5. Разгрузочная канавка 11 сообщает указанные зазоры с полостью нагнетания, предотвращая повышение давления масла.

Как правило, в масляных насосах используются шестерни с малым количеством зубьев (7...9). В некоторых случаях шестерни изготавливают косозубыми, что увеличивает производительность насоса при тех же его габаритах и уменьшает пульсацию давления в системе. В одном корпусе насоса может быть размещено несколько пар шестерен, образуя многосекционный насос, что упрощает привод и размещение насосов на двигателе. При этом, например, одна секция насоса (большая) подает масло в систему для смазки деталей, другая (радиаторная) обеспечивает охлаждение масла (рис. 2.83).

Предохранительный (редукционный) клапан 7 (рис. 2.84,*a*) поддерживает заданное давление в системе путем перепуска части масла из нагнетающей полости насоса в поддон двигателя или обратно во всасывающую полость. Предпочтение отдается второму способу, так как при этом исключается контакт масла с воздухом и картерными газами и снижается его аэрация. В этом случае редукционный клапан располагают в корпусе масляного насоса. Перепускной канал перекрывается шариком 7 или поршеньком, поджимаемым пружиной 8. С помощью пробки 9 можно изменять сжатие пружины, а, следовательно, давление в масляной магистрали. При повышении давления шарик отжимается от седла и масло возвращается во всасывающую полость насоса.

В тракторных дизелях редукционные клапаны поддерживают

давление в системе перед агрегатами очистки масла в пределах 0,6...1,2 МПа.

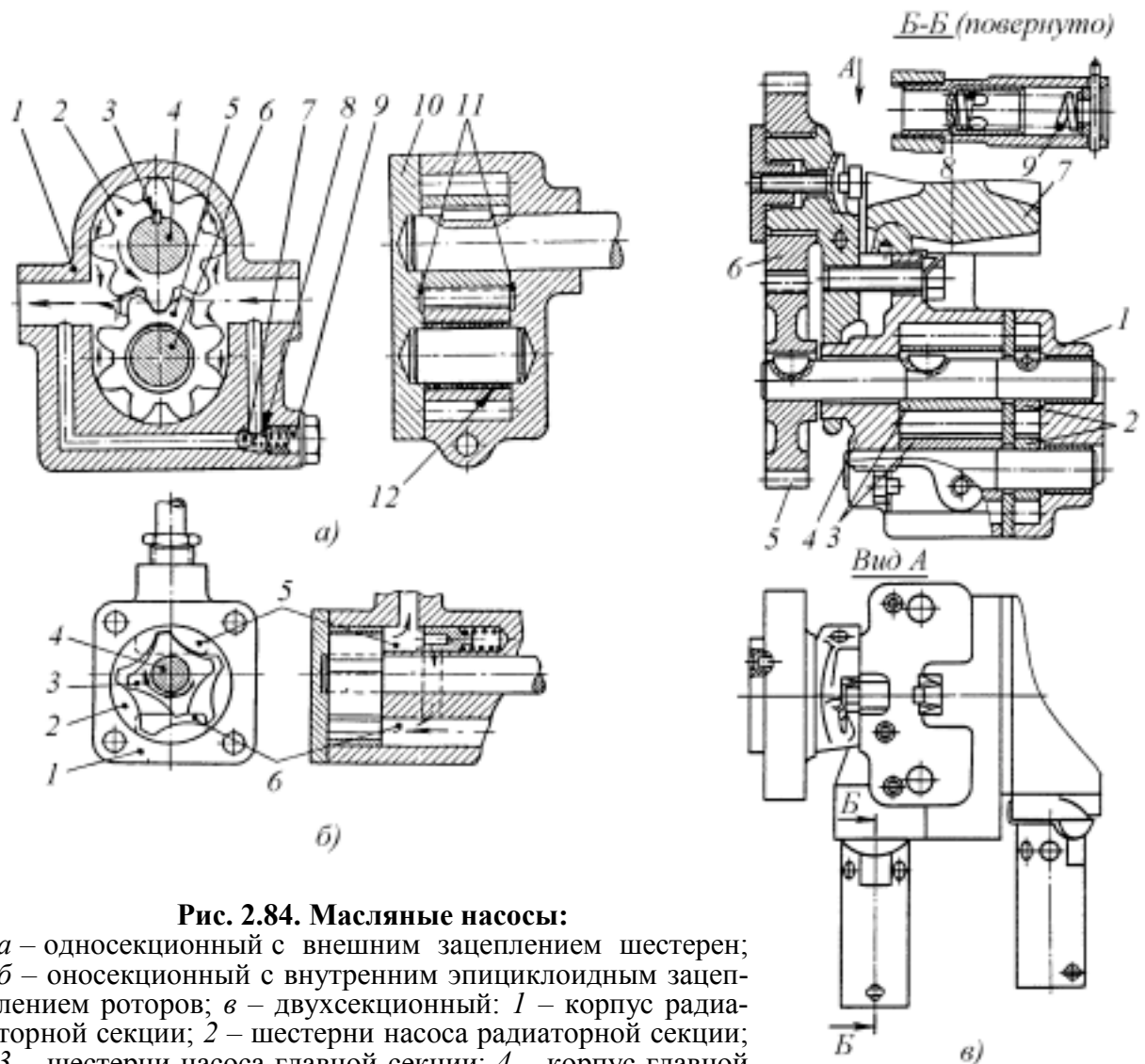


Рис. 2.84. Масляные насосы:

а – односекционный с внешним зацеплением шестерен;
б – односекционный с внутренним эпициклоидным зацеплением роторов; *в* – двухсекционный: 1 – корпус радиаторной секции; 2 – шестерни насоса радиаторной секции; 3 – шестерни насоса главной секции; 4 – корпус главной секции; 5 – шестерня привода насоса; 6 – промежуточная шестерня; 7 – крышка коренного подшипника; 8 – предохранительный клапан главной секции; 9 – пружина клапана

В настоящее время применяются также масляные насосы с внутренним зацеплением шестерен или эпициклоидным зацеплением роторов, которые более компактны, имеют меньший вес и шумность работы, больший механический КПД. Недостатком их является необходимость повышенной точности изготовления и более жесткие требования к очистке масла.

Конструкция роторного насоса представлена на рис. 2.84,б. В корпусе 1 свободно вращается наружный ротор 2 с вырезом в виде звезды. В зацеплении с ним находится внутренний ротор 3, посаженный на эксцентричный по отношению к наружному ведущий вал 4.

Количество выступов на внутреннем роторе на одно меньше числа впадин в наружном. Масло выдавливается из зазора между роторами в нагнетательный канал 5 в корпусе насоса, а поступает в увеличивающийся зазор по всасывающему каналу 6. Схема включения редукционного клапана аналогична рассмотренной выше.

Пример конструкции двухсекционного шестеренного масляного насоса дизеля с редукционными клапанами представлен на рис. 2.84,в. Располагают насосы обычно в картере двигателя на одной из крышек 7 коренных подшипников, а привод шестерен 3 главной секции насоса и шестерен 2 радиаторной секции насоса осуществляют от коленчатого вала через шестерни 5 и 6. Для снижения шумности работы и динамических нагрузок шестерни иногда выполняют косозубыми.

Маслоприемники, засасывающие масло из поддона двигателя, бывают двух типов: плавающие и закрепленные. Плавающие имеют воздушную полость, позволяющую им держаться на плаву, и шарнирное соединение с приемной трубкой масляного насоса, обеспечивающее их перемещение в зависимости от уровня масла. Они забирают верхние, наиболее чистые слои масла. Однако вместе с ним в систему смазки поступает пена, снижающая производительность масляных насосов и оказывающая крайне отрицательное влияние на смазку нагруженных узлов и деталей. Поэтому плавающие маслоприемники используются редко.

Закрепленные маслоприемники располагают в наиболее глубокой части поддона, чтобы исключить подсасывание картерных газов в систему при работе трактора с наклонами. С этой же целью всасывающий тракт масляных насосов герметизируют.

Конструкции закрепленных маслоприемников, которые выпускаются различных типоразмеров, представлены на рис. 2.85. Для защиты насосов от попадания в них крупных абразивных частиц маслоприемники снабжают металлической сеткой 1 с размерами ячеек 0,5...2,5 мм. В некоторых конструкциях (рис. 2.85,б) внутри цилиндрического стакана устанавливают U - образный магнит 2 для задержания металлических частиц.

Фильтры систем смазывания должны обеспечивать надежную защиту трущихся поверхностей деталей двигателя от абразивного изнашивания, высокую эффективность очистки масла от продуктов срабатывания присадок, термического разложения и полимеризации его компонентов, сажи, длительный срок службы масла в двигателе до замены. При этом фильтры должны иметь простую конструкцию, быть надежными и удобными в эксплуатации, иметь низкую стоимость и длительный срок службы, обладать небольшим гидравличе-

ским сопротивлением.

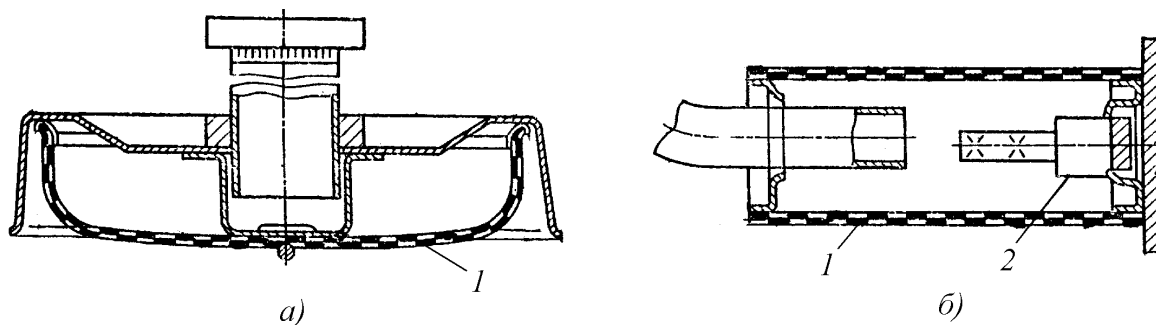


Рис. 2.85. Маслоприемники насосов

Применяемые на современных двигателях фильтры и способы очистки масла могут быть классифицированы по различным признакам.

По качеству очистки и целевому назначению различают фильтры предварительной очистки масла, грубой и тонкой очистки.

Фильтры предварительной очистки задерживают загрязняющие масло частицы размером 120...250 мкм. В тракторных двигателях этими фильтрами являются металлические сетки в маслоприемниках.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером свыше 50 мкм и по конструкции разделяются на пластинчато-щелевые, ленточно-щелевые, проволочно-щелевые и сетчатые. Размер задерживаемых частиц в этих фильтрах определяется зазорами (щелями) между фильтрующими элементами. Например, пластинчато-щелевые фильтры состоят из собранных в пакет круглых пластин, разделенных между собой проставками, определяющими высоту щелей.

Фильтры грубой очистки масла широко использовались в системах смазывания двигателей старых конструкций. Однако они не обеспечивают требуемой тонкости отсева абразивных частиц (наибольшее влияние, например, на износ цилиндропоршневой группы оказывают частицы размером 15...30 мкм) и поэтому в современных системах фильтрации применяются крайне редко.

Удаление загрязняющих частиц размером меньше 50 мкм обеспечивается фильтрами тонкой очистки масла (до 3...5 мкм). По конструкции и способу задержания загрязняющих частиц эти фильтры разделяются на поверхностно-адсорбирующие, объемно-адсорбирующие и центробежные очистители (центрифуги).

Поверхностно-адсорбирующие (поверхностные) фильтры имеют тонкослойную пористую перегородку со значительно развитой по-

верхностью входа, через которую проходит масло, оставляя на ней загрязняющие примеси. Для изготовления этих фильтров используют сетки, бумагу, тонкий картон, ткань. Наиболее часто применяется бумага.

Объемно-адсорбирующие (объемные) фильтры имеют толсто-стенную фильтрующую перегородку и малую поверхность входа масла. Задержание загрязняющих частиц у них происходит в толще фильтровального материала в поровых каналах. В качестве материалов для этих фильтров используют толстый картон, древесные опилки, древесную муку, хлопчатобумажную ткань, минеральную вату, войлок, порошковый материал. К объемным фильтрам можно также отнести пакеты, выполненные из большого количества слоев поверхностных фильтрующих материалов (бумага, ткань).

Центробежные очистители (центрифуги) производят очистку масла от более тяжелых примесей за счет действия центробежных сил во вращающемся сосуде (роторе). На автомобильных и тракторных двигателях применяют центрифуги, имеющие частоту вращения $5000 \dots 8000 \text{ мин}^{-1}$, тонкость фильтрации при этом у них может достигать величины $1 \dots 3 \text{ мкм}$. Центрифуги в подавляющем большинстве случаев имеют гидравлический привод. При механическом приводе от коленчатого вала качество очистки масла зависит от скоростного режима двигателя и резко ухудшается на низких частотах вращения.

По типу гидравлического привода ротора центрифуги разделяются на реактивные (рис. 2.86,а) и реактивно-активные (рис. 2.86,б), использующие принцип гидравлической турбины.

В центрифуге с реактивным приводом вращение ротора 4 (рис. 2.86,а), установленного на неподвижной оси 2 в корпусе 1, осуществляется за счет реакций струй масла, выходящего под давлением с большой скоростью из тангенциально направленных жиклеров 3. Вход к жиклерам через высокий колодец (вариант I) или расположение жиклеров сверху (вариант II) препятствуют сливу масла из центрифуги при остановке двигателя. Загрязняющие частицы 7 отбрасываются центробежной силой на стенки ротора и оседают на них в виде плотной слипшейся массы, которая удаляется во время технического обслуживания. Масло, вытекающее из жиклеров, сливается в поддон двигателя.

Недостатком привода этого вида является аэрация масла, вытекающего струями из жиклеров.

Этот недостаток отсутствует у центрифуги с реактивно-активным приводом (рис. 2.86,б), у которых наружный сопловой аппарат отсутствует, а масло, поступающее в ротор центрифуги, направляется на лопатки 5 установленной в нем турбинки. Давление в сис-

теме ограничивается перепускным клапаном 6.

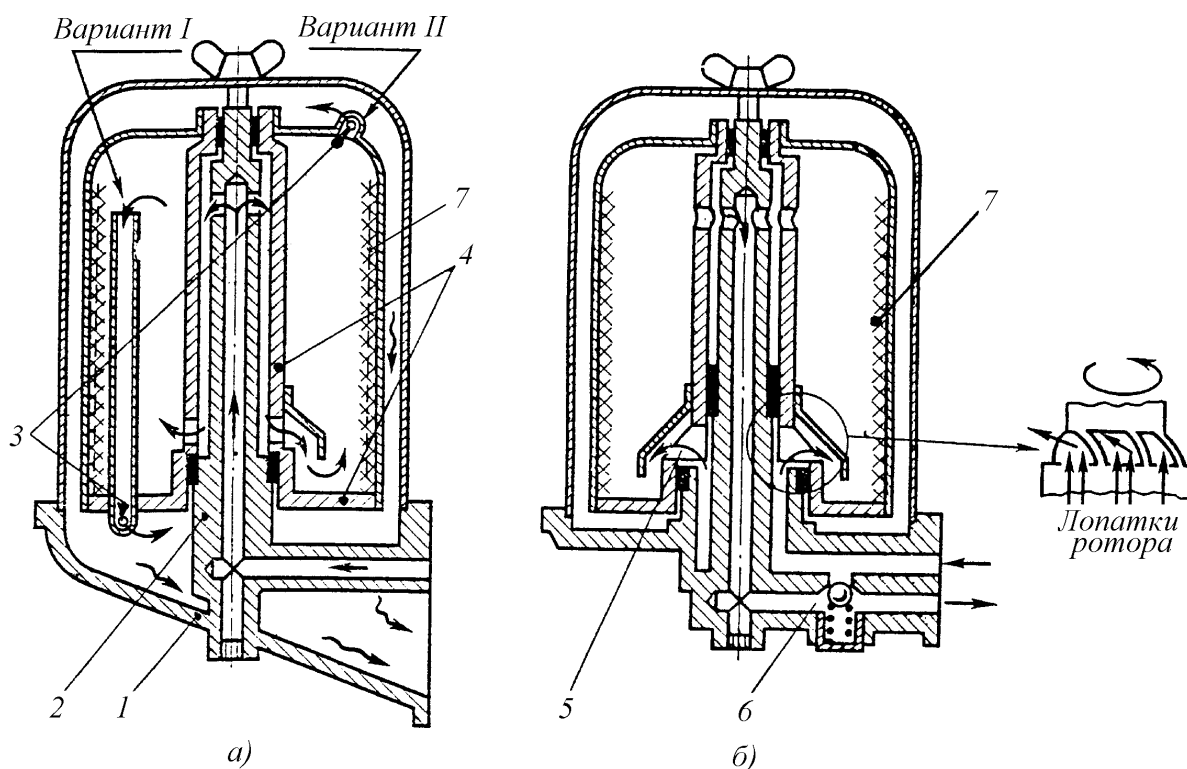


Рис. 2.86. Центробежные фильтры (центрифуги):
а - неполнопоточный с реактивным приводом; *б* - полнопоточный с реактивно-активным приводом

Для привода во вращение центрифуги иногда используют также тангенциальные каналы для подвода масла в ротор центрифуги. Струи масла, выходящие из этих каналов, ударяясь о стенки корпуса ротора, создают момент, приводящий его во вращение.

Дополнительная центробежная очистка масла в двигателе происходит в полостях *10* шатунных шеек коленчатого вала (см. рис. 2.30).

По способу включения фильтров в схему циркуляции масла в системе смазывания они подразделяются на полнопоточные и частично поточные. Полнопоточные фильтры включаются в масляную магистраль последовательно и через них проходит все масло, поступающее в двигатель для смазки трущихся поверхностей деталей (поз. 20 на рис.2.6.2). Частично поточные включаются в масляную магистраль параллельно и через них проходит около 10...15% масла, которое затем сливается в поддон. Они могут быть установлены как на ответвлении от основной секции масляного насоса, так и в магистрали дополнительной, радиаторной секции.

В качестве полнопоточных фильтров используются поверхностные или объемные фильтры тонкой очистки и центрифуги. Первые

два типа относятся к агрегатам, фильтрующий материал которых не подлежит восстановлению после загрязнения, и поэтому конструктивно они выполняются в виде корпуса, внутри которого устанавливается сменный фильтрующий элемент.

На рис. 2.87,б представлен бумажный сменный фильтрующий элемент полнопоточного фильтра тонкой очистки. Широко используемый полнопоточный бумажный фильтр в неразборном корпусе (рис. 2.87,а) имеет встроенный внутри перепускной 5 и дренажный 3 клапанами. Дренажный клапан 3 предотвращает слив масла из фильтра после остановки двигателя, что сокращает время поступления масла к трущимся деталям при следующем его пуске и, следовательно, уменьшает пусковые износы. Перепускной клапан 5 открывается при засорении фильтрующего элемента 4, для увеличения поверхности которого бумажную штору складывают в виде многолучевой звезды. Подтекание масла из фильтра предотвращает резиновое кольцо 1, установленное в корпусе 2.

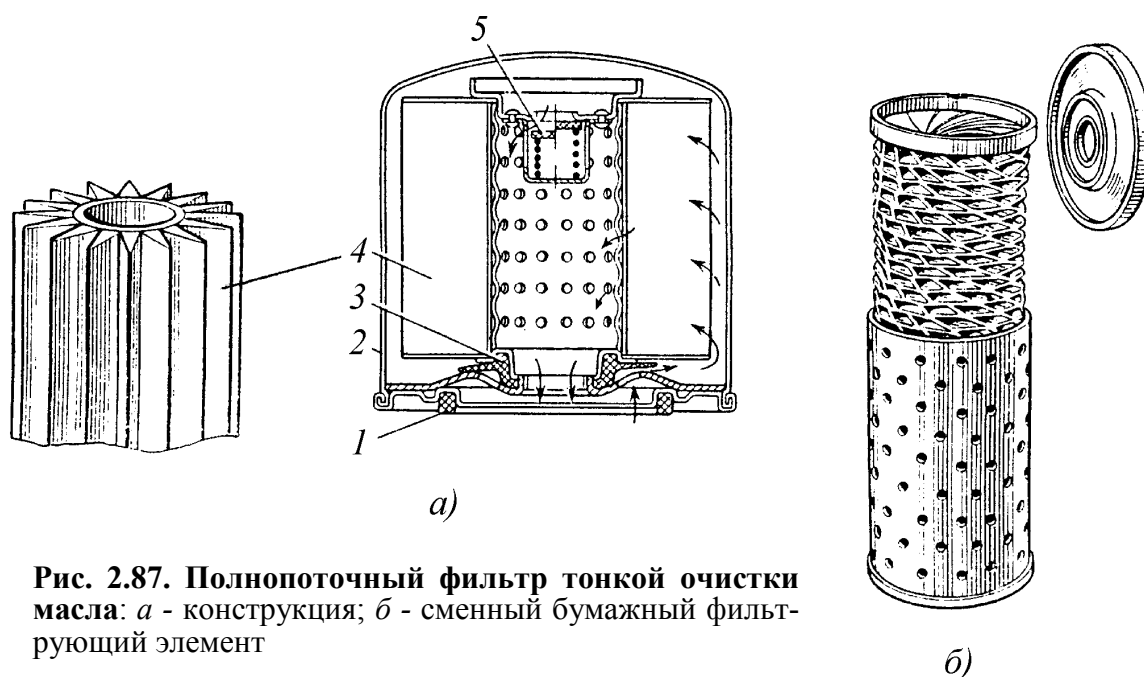


Рис. 2.87. Полнопоточный фильтр тонкой очистки масла: а - конструкция; б - сменный бумажный фильтрующий элемент

На рис. 2.88 представлен двоярный полнопоточный фильтр со сменными объемными фильтрующими элементами б, которые изготавливают из прессованной массы или выполняют в виде наружного и внутреннего перфорированных стаканов, между которыми набивают фильтрующий материал.

В качестве фильтров тонкой очистки масла на тракторных дизелях, работающих в условиях значительной запыленности окружающей среды, широко используются и полнопоточные центрифуги, обеспечивающие качественную очистку масла. У полнопоточных

центрифуг с реактивным приводом (см. рис. 2.86,а) часть масла, поступающего в центрифугу, расходуется на привод ротора и сливается в картер (до 20%), остальная часть поступает в двигатель. В центрифугах с реактивно-активным приводом (см. рис. 2.86,б) все масло, прошедшее через центрифугу, направляется в двигатель.

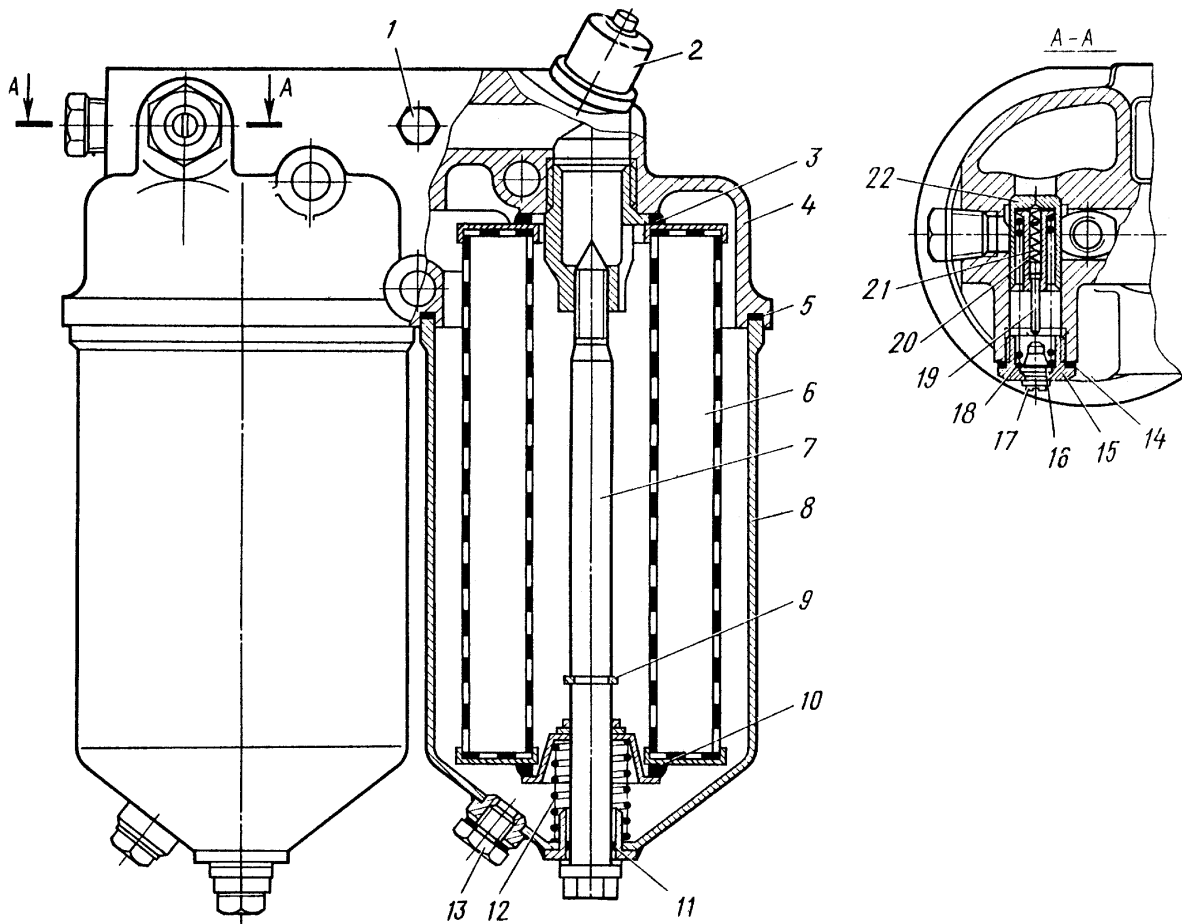


Рис. 2.88. Полнопоточный фильтр тонкой очистки масла со сменными объемно-абсорбирующими элементами:

1 - датчик аварийного падения давления масла; 2 - датчик давления масла; 3, 14 - прокладки; 4 - корпус; 5, 11 - кольца уплотнительные; 6 - фильтрующий элемент; 7 - стержень; 8 - колпак; 9 - стопорное кольцо; 10 - чашка уплотнительная; 12, 18, 21 - пружины; 13, 15 - пробки; 16 - регулировочные шайбы; 17 - винт; 19 - подвижный контакт; 20 - корпус датчика засоренности фильтра; 22 - перепускной клапан

Центрифуги, по сравнению с поверхностными и объемными фильтрами тонкой очистки, обеспечивают более качественную очистку масла с высокими диспергирующими свойствами, лучше задерживают продукты срабатывания и разложения присадок, уменьшают количество низкотемпературных отложений на деталях и отделяют частицы сажи, которые попадают в картерное масло и загущают его, что приводит к необходимости более длительного прогрева дизеля после пуска и, следовательно, к увеличению эксплуатационного расхода то-

плива. Однако качество очистки масла в центрифугах зависит от режимов работы двигателя. При пониженных давлении и температуре масла эффективность центрифуг резко снижается. Поэтому при выборе типа очистителя (фильтр или центрифуга) руководствуются назначением двигателя, режимом его работы. Для двигателей, работающих на постоянных скоростных и температурных режимах предпочтительнее применение полнопоточных центрифуг, а для двигателей, работающих на переменных режимах, - полнопоточных фильтров.

Однако для дизелей, у которых скорость загрязнения масла весьма большая, надежная защита пар трения от абразивного изнашивания и длительная эффективная работа системы фильтрации могут быть достигнуты при применении комбинированной системы очистки масла, состоящей из полнопоточного фильтра тонкой очистки и частично поточной центрифуги (см. рис. 2.83). При использовании этой системы срок службы фильтра увеличивается в среднем в 2,5 раза.

Срок службы полнопоточных фильтров зависит, ко всему прочему, от количества прокачиваемого через них масла, т. е. от скорости циркуляции масла в системе. Эта скорость определяется давлением открытия редукционного клапана насоса, которое определяется исходя из условий обеспечения надежной смазки трущихся пар в уже изношенном двигателе. Для нового (неизношенного) двигателя это давление будет заведомо большим. Поэтому для ограничения давления в главной масляной магистрали, расположенной за фильтром, в ней часто устанавливают ограничительные клапаны, перепускающие масло в картер. Но в этом случае через фильтр будет проходить масло, не только идущее на смазку узлов трения, но и сливаемое из ограничительных клапанов в картер. Это ужесточает условия работы фильтра и сокращает срок его службы.

Для устранения этого отрицательного явления в системах смазывания современных двигателей устанавливают дифференциальные клапаны 19 (см. рис. 2.83), перепускающие масло в картер до фильтра при достижении заданного давления в главной масляной магистрали. Благодаря дифференциальному клапану примерно на 50% увеличивается срок службы фильтра до загрязнения, сокращается пропуск нефльтрованного масла в двигатель через перепускной клапан вследствие снижения перепада давлений до фильтра и после него.

Масляные охладители. Одной из функций систем смазывания двигателя является отвод теплоты от поверхностей трения и деталей двигателя. Поэтому для поддержания требуемой температуры масла 80...110 °С в тракторных дизелях используется принудительное охлаждение масла в радиаторах (охладителях). Применение эффективного охлаждения масла особенно необходимо в высокофорсирован-

ных дизелях с турбонаддувом, в двигателях, где используется охлаждение поршней маслом и в двигателях воздушного охлаждения.

На современных тракторных двигателях применяется два типа масляных охладителей: воздушно-масляные и водомасляные. Принудительное охлаждение масла в воздушных радиаторах имеют все дизели воздушного охлаждения. В двигателях водяного охлаждения применяют как воздушно-масляные, так и водомасляные радиаторы. Последние обладают рядом существенных преимуществ: быстрым прогревом масла после пуска и поддержанием его температуры, близкой к оптимальной, без применения специальных регулирующих устройств; малой протяженностью наружных масляных коммуникаций, так как водомасляные радиаторы располагают на блоке цилиндров, а в некоторых случаях встраивают в рубашку охлаждения; независимостью тепловых характеристик от климатических условий и загрязнений окружающей среды.

Водомасляные радиаторы (рис. 2.89) делают трубчатой или пластинчатой конструкций. Трубчатые радиаторы (рис. 2.89,а) просты в изготовлении, удобны в эксплуатации и ремонте. Для интенсификации теплообмена внутри корпуса теплообменника устанавливают перегородки, придавая маслу волнообразное движение.

Пластинчатые радиаторы (рис. 2.89,б) более эффективны и обеспечивают выигрыш в массе и объеме радиатора. Их собирают из секций, образованных двумя пластинами, между которыми, расположен завихритель потока масла.

Преимущества водомасляных радиаторов обеспечили их широкое распространение на современных двигателях.

Воздушно-масляные радиаторы по конструкции аналогичны трубчато-пластинчатым радиаторам системы охлаждения. Часто их выполняют в виде оребренных трубок. Устанавливаются они перед радиатором жидкостного охлаждения или в потоке воздуха, создаваемом вентилятором дизеля воздушного охлаждения.

На эффективность работы масляного радиатора существенно влияет способ его включения в систему смазки: последовательно в главную магистраль от основной секции насоса; параллельно главной магистрали от основной секции; параллельно главной магистрали от дополнительной секции насоса.

Наиболее эффективно полнопоточное включение теплообменника в главную магистраль. Это позволяет подавать на высокотемпературном режиме работы двигателя к трущимся деталям охлажденное масло и увеличить скорость его прогрева при холодных пусках. Однако этот способ требует повышенной надежности радиатора и включения в систему предохранительного клапана, отключающего радиа-

тор при понижении давления в системе ниже $0,1 \dots 0,2$ МПа.

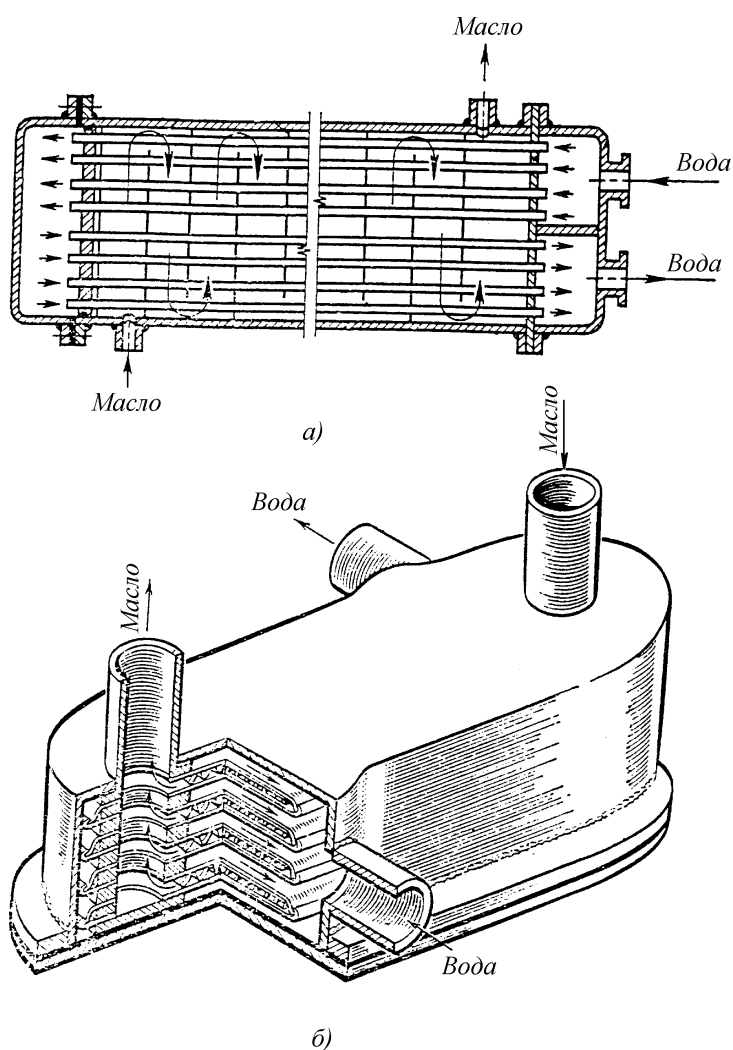


Рис. 2.89. Водомасляные радиаторы:
а - трубчатые; б - пластинчатые

Из двух способов параллельного включения предпочтительнее включение радиатора от дополнительной секции насоса, так как это не снижает давление в главной магистрали. Количество поступающего в радиатор масла при этом не будет зависеть от изношенности двигателя.

Перед масляными радиаторами часто устанавливают перепускные предохранительные клапаны, отрегулированные на давление $0,1 \dots 0,12$ МПа для предохранения радиатора от перегрузок в случае засорения или чрезмерно

вязкого масла.

Дополнительным средством для охлаждения масла является оребрение (как внутреннее, так и внешнее) поддона двигателя.

Электрооборудование

3.1. Общие требования к тракторному электрооборудованию

Современные тракторы комплектуются электрооборудованием, представляющим собой сложный комплекс взаимосвязанных электрических и электронных систем, приборов и устройств, обеспечивающих надежное функционирование силовой установки, трансмиссии и ходовой части, безопасность движения, автоматизацию рабочих процессов и нормальные условия труда тракториста. Электрооборудование включает в себя: систему электроснабжения, систему пуска двигателя, систему зажигания вспомогательного пускового двигателя, систему освещения и световой сигнализации, звуковой сигнал, контрольно-измерительные приборы, дополнительное оборудование, электропривод, коммутационную и защитную аппаратуру.

В систему электроснабжения входят генераторная установка и аккумуляторная батарея. К системе электростартерного пуска относят электростартер, аккумуляторную батарею, реле управления, реле блокировки стартера и электротехнические устройства для облегчения пуска двигателя. Система зажигания от магнето обеспечивает воспламенение рабочей смеси в цилиндрах пускового двигателя искровым разрядом, возникающим между электродами свечи зажигания.

Система освещения и световой сигнализации состоит из фар головного и рабочего освещения, задней фары, габаритных огней, указателей поворота, стоп-сигналов, фонарей заднего хода и различных реле управления ими. В комплект контрольно-измерительных приборов входят указатели и датчики тока заряда-разряда, напряжения бортовой сети, температуры, давления масла, уровня топлива в топливном баке, скорости движения трактора, частоты вращения двигателя и моточасов.

Электропривод применяется в системах стеклоочистителя, отопления, вентиляции и предпускового подогрева двигателя. К коммутационной аппаратуре относятся выключатели, переключатели, реле различного назначения, предохранители и блоки предохранителей, соединительные панели и разъемные соединения.

Количество и мощность потребителей электроэнергии на тракторах постоянно увеличиваются, на смену устаревшему электрооборудованию приходят новые, в том числе электронные изделия и системы. Техническое состояние электрооборудования во многом опре-

деляет эксплуатационную надежность, производительность, экономичность и экологические характеристики трактора.

Условия работы электрооборудования на тракторах зависят от климатической зоны эксплуатации и места установки отдельных изделий на тракторе. Изделия электрооборудования выпускаются в климатических исполнениях У (для умеренного климата), ХЛ (для холодного климата), Т (для тропического климата), О (общеклиматическое исполнение). Исполнения типа У-ХЛ, У-Т и т.д. предусматривают возможность эксплуатации электрооборудования в нескольких климатических районах.

В зависимости от климатического исполнения электрооборудование тракторов должно быть работоспособным в следующих условиях: устанавливаемое на двигателе и в моторном отделении при температурах 70, 80, 90 и 100 °С; устанавливаемое в кабине или снаружи - от 55 до 65 °С, а при отрицательных температурах для исполнения У при температуре -45 °С, для исполнения ХЛ при температуре -60 °С, для исполнения Т при температуре -20 °С. Кроме того, изделия электрооборудования должны сохранять работоспособность после воздействия температуры -60 °С для исполнения ХЛ, -50 °С для исполнения У и -45 °С для исполнения Т (при транспортировании и во время нерабочих периодов трактора). Относительная влажность воздуха 95±3 %, для всех исполнений при температуре 40 °С, минимальное атмосферное давление 61 кПа на высоте 4000 м над уровнем моря.

Изделия электрооборудования должны выдерживать также значительные вибрационные и ударные нагрузки (табл. 3.1).

3.1. Допустимые вибрационные и ударные нагрузки для изделий тракторного электрооборудования

Изделия	Вид нагрузки	Частота вибрации, Гц		Максимальное ускорение (замедление), м/с ²	Продолжительность испытаний
		при периодических испытаниях	при типовых испытаниях		
Изделия, устанавливаемые на двигателе	Вибрационная	50	50...250	100	8 ч
	Ударная	-	-	150	1000 ударов
Остальные изделия	Вибрационная	50	50...250	>50	8 ч
	Ударная	-	-	100	1000 ударов

Допустимые значения превышения температуры для электрических машин и аппаратов длительного режима работы при температуре окружающей среды +70 °С приведены в табл. 3.2. Изделия тракторного электрооборудования должны быть защищены от проникно-

вения посторонних тел, пыли, воды, обеспечивать надежную и безотказную работу в эксплуатации в течение требуемого срока службы.

3.2. Допустимые тепловые нагрузки электрических машин и аппаратов длительного режима работы

Наименование частей электрических машин и аппаратов	Допустимые превышения температуры, °С, для классов изоляционных материалов				
	A	E	B	F	H
Обмотки генераторов и электродвигателей	-	-	125	140	-
Коллекторы и контактные кольца	100	115	145	155	160
Обмотки реле различного назначения	-	-	130	145	-

Ресурс изделий электрооборудования тракторов измеряется числом часов работы двигателя или числом включений. Защита от коррозии должна осуществляться лакокрасочными, гальваническими, химическими покрытиями или их сочетаниями.

Изделия электрооборудования могут быть рассчитаны на продолжительный номинальный режим работы S1, кратковременный номинальный режим работы S2 с длительностью периода неизменной номинальной нагрузки 5, 10 и 30 мин и повторно-кратковременный номинальный режим с продолжительностью включения 15, 25, 40 и 60 %.

Электрические машины и магнето должны выдерживать испытание на повышенную частоту вращения в режиме холостого хода в течение 20 с (стартеры и другие электрические машины с режимом работы менее 1 мин) и 2 мин (остальные электрические машины и магнето). Испытательная частота вращения должна быть на 20 % выше максимальной частоты вращения, возможной в эксплуатации, для магнето и частоты вращения в режиме холостого хода для стартеров.

Изделия тракторного электрооборудования должны работать в однопроводной схеме, в которой с корпусом трактора соединен отрицательный вывод системы. Допускается изготовление изделий, у которых от корпуса изолированы оба вывода.

Номинальные параметры изделий тракторного электрооборудования (номинальные мощность, сила тока, напряжение и др.) относятся к работе при температуре (25 ± 10) °С, относительной влажности 45...80 % и атмосферном давлении 650...800 мм рт. ст. В условиях, отличающихся от указанных, номинальные параметры могут быть изменены на величину, оговоренную в стандартах на отдельные виды изделий. Все номинальные параметры измеряются при номинальном напряжении.

Номинальное напряжение системы электрооборудования трактора и потребителей электроэнергии должно быть 12 или 24 В, а источников (генераторных установок) - 14 и 28 В.

Потребители электроэнергии, работающие при движении трактора или сельскохозяйственной машины должны быть работоспособными при изменении подводимого напряжения в пределах от 90 до 125 % установленного для них номинального напряжения.

3.2. Аккумуляторные батареи

Аккумуляторная батарея обеспечивает электроснабжение стартера, который является основным потребителем энергии при пуске тракторного дизеля или вспомогательного пускового бензинового двигателя, а также других потребителей при неработающем генераторе или его недостаточной мощности. Во втором случае аккумуляторная батарея работает параллельно с генератором. Работа в стартерном режиме определяет тип и конструкцию аккумуляторных батарей и выделяет их в особый класс стартерных свинцовых батарей.

Аккумуляторная батарея, работая параллельно с генераторной установкой, устраняет перегрузки генератора и перенапряжения в электросети трактора. После разряда на электростартер аккумуляторная батарея подзаряжается от генераторной установки с определенным уровнем регулируемого напряжения, чтобы восполнить энергию, отданную батареей при разряде.

На эксплуатационную надежность и срок службы аккумуляторной батареи влияют температура окружающей среды, уровни вибрации и тряски, периодичность, объем и качество технического обслуживания, параметры стартерного разряда, сила тока и продолжительность разряда и заряда, уровень надежности и исправности электрооборудования, продолжительность работы и перерывов в эксплуатации.

Аккумуляторные батареи могут эксплуатироваться при температуре окружающего воздуха от -40 до +60 °С (батареи обычной конструкции) и от -50 до +60 °С (батареи с общей крышкой и необслуживаемые). При этом рабочая температура электролита должна быть не выше 50 °С.

При повышении температуры электролита батареи разрушаются электроды, ускоряется сульфатация и идет интенсивное испарение воды из него. Для уменьшения химической активности электролита его плотность в жарких и теплых влажных климатических районах понижают до 1,25...1,27 г/см³. Под действием солнечной радиации и

высоких температур в батареях обычной конструкции уменьшается прочность эбонитовых моноблоков, крышек и герметизирующей мастики.

Низкие температуры снижают эластичность герметизирующей мастики, она растрескивается и отслаивается от поверхности крышек и моноблоков. Моноблоки, крышки и пробки становятся хрупкими. При таянии снега на поверхности батареи образуется влага. Лед на поверхности пробок может закрыть вентиляционные отверстия. При недостаточной плотности электролита и значительной разряженности батареи возможно замерзание электролита. Поэтому батареи, эксплуатируемые при низких температурах, рекомендуется заполнять электролитом большей плотности ($1,29 \dots 1,31 \text{ г/см}^3$) и содержать в заряженном состоянии.

Низкие температуры значительно ухудшают условия заряда аккумуляторных батарей: при температуре $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ разряженная на 50 % батарея может быть заряжена только на 60...65% номинальной емкости. Количество включенных потребителей в условиях зимней эксплуатации увеличивается. Резко возрастает сила тока, потребляемого электростартером. Все это затрудняет обеспечение положительного зарядного баланса батареи на тракторе. При температуре ниже $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ для поддержания батареи в заряженном состоянии необходимо повышать регулируемое напряжение генераторной установки трактора. Зарядное напряжение должно соответствовать значению, указанному в техническом описании и инструкции по эксплуатации трактора. Максимальное регулируемое напряжение генераторной установки не должно превышать 15,5 и 31 В соответственно для 12- и 24-вольтных систем электрооборудования.

К стартерным батареям предъявляются высокие требования: механическая прочность, достаточный срок службы, необходимая емкость при небольших размерах и массе, работоспособность в широком диапазоне температур и разрядных токов, небольшие потери энергии при длительном бездействии, минимальные внутренние сопротивления и падение напряжения при большой силе тока разряда в стартерном режиме. Тракторные аккумуляторные батареи должны выдерживать кратковременные разряды стартерными токами большой силы без разрушения электродов и ухудшения характеристик при дальнейшей эксплуатации, а также иметь достаточный запас энергии для питания потребителей в случае выхода из строя генераторной установки и для других нужд, возникающих в аварийных ситуациях.

К аккумуляторным батареям на тракторах должен быть обеспечен свободный доступ для осмотра и технического обслуживания. Аккумуляторные батареи размещают ближе к стартеру с целью

уменьшения длины стартерного провода и падения напряжения в нем. Массовый провод батареи крепят к двигателю или жесткой раме.

Вибрация в местах установки аккумуляторных батарей не должна превышать 1,5 g (ускорение 14,7 м/с²) в диапазоне частот до 60 Гц. Допускается кратковременная вибрационная нагрузка при ускорении 5 g (49 м/с²) при частоте до 30 Гц. При вибрации и тряске батарея не должна перемещаться по опорной площадке. Посадочные места должны иметь амортизаторы и амортизационные прокладки. Саморазряд заряженной батареи, кроме необслуживаемой, после бездействия в течение 14 суток при температуре окружающей среды не должен превышать 10 %, а после бездействия в течение 28 суток - 20 % номинальной емкости. Саморазряд необслуживаемой батареи после бездействия в течение 90 суток не должен превышать 10 %, а после бездействия в течение года - 40 % номинальной емкости.

Минимальный срок службы или наработка аккумуляторной батареи в эксплуатации считается до момента снижения емкости ниже 40 % номинальной или снижения продолжительности стартерного разряда менее 1,5 мин при температуре (25±2) °С до конечного разрядного напряжения 4,5 В для 6-вольтных батарей и 9,0 В для 12-вольтных батарей.

Гарантийные сроки сохраняемости незалитых электролитом батарей - три года с момента изготовления, сухозаряженности батарей - один год с момента изготовления, эксплуатации - 18 месяцев со дня ввода батарей в эксплуатацию, а гарантийная наработка - 2500 ч в пределах гарантийного срока эксплуатации.

Принцип действия и конструкция аккумуляторных батарей. В свинцовом аккумуляторе в токообразующих процессах участвуют диоксид свинца PbO₂ положительного электрода, губчатый свинец Pb отрицательного электрода и электролит - водный раствор серной кислоты H₂SO₄.

Содержание в электролите серной кислоты и плотность электролита уменьшаются при разряде и увеличиваются при заряде. По плотности электролита оценивают степень разряженности свинцового аккумулятора.

По конструктивно-функциональному признаку выделяют батареи: обычной конструкции - в моноблоке с ячеистыми крышками и межэлементными перемычками над крышками; в моноблоке с общей крышкой и межэлементными перемычками под крышкой; необслуживаемые - с общей крышкой, не требующие ухода в эксплуатации.

Стартерные батареи (рис. 3.1) состоят из собранных в полублоки положительных и отрицательных электродов (пластин), сепараторов, корпуса

(моноблока) 2, планки 6 с пробками 5, межэлементных перемычек 11, полюсных выводов 7, предохранительного щитка и крепежных деталей

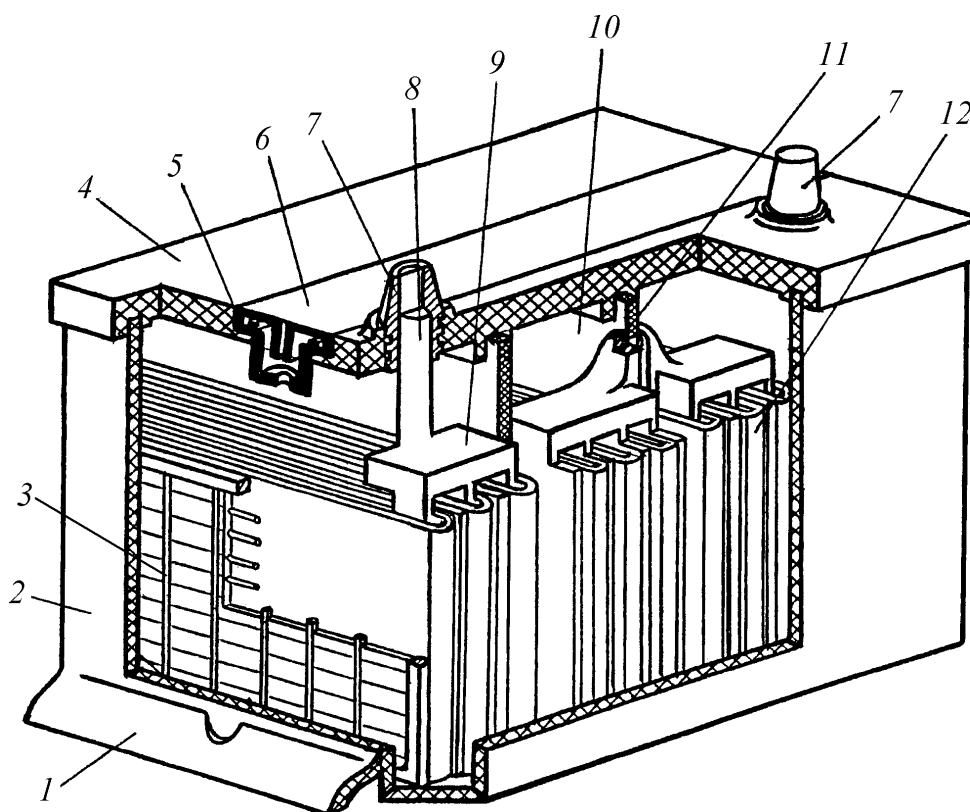


Рис. 3.1. Стартерная аккумуляторная батарея:

1 - выступ моноблока; 2 - моноблок; 3 - электрод; 4 - крышка; 5 - пробка; 6 - планка; 7 - вывод; 8 - борн; 9 - мостик; 10 - перегородка; 11 - межэлементная перемычка; 12 - сепаратор-конверт

Электроды обеих полярностей в виде пластин намазного типа состоят из решетчатых токоотводов, ячейки которых заполнены активной массой. Токоотводы изготовляют методом литья из сплава свинца и сурьмы (7...8 %) с добавлением мышьяка (0,1...0,2 %). Сурьма улучшает литейные свойства сплава, повышает механическую прочность и коррозионную стойкость токоотвода, но оказывает каталитическое действие на электролиз воды, способствуя обильному газовыделению и быстрому снижению уровня электролита.

Интенсивность газообразования в необслуживаемых аккумуляторных батареях снижают за счет применения свинцово-кальциево-оловянистых и малосурьмянистых (до 2,5 % сурьмы) сплавов.

Токоотводы аккумуляторных электродов имеют рамку, вертикальные и горизонтальные жилки, уши и по две опорные ножки. Горизонтальные жилки обычно меньше по толщине и располагаются в шахматном порядке. Токоотводы должны обеспечивать равномерную

плотность тока по всей массе активных материалов, поэтому имеют близкую к квадратной форму.

Разнополярные электроды собирают в полублоки с помощью бареток, состоящих из борна 8 и мостика 9. К мостику припаиваются ушки токоотводов электродов. Борн служит наружным токоотводом аккумулятора.

Полублоки объединяются в блоки электродов. Число положительных и отрицательных электродов в блоке может отличаться не более чем на одну единицу. Обычно отрицательных электродов на один больше, чем положительных. Находясь между двумя отрицательными электродами положительный электрод подвергается одинаковым изменениям активной массы с обеих сторон и меньше деформируется.

Сепараторы, расположенные в междуэлектродном пространстве, предотвращают замыкание разноименных электродов. Сепараторы представляют собой пластины с ребрами (рис. 3.2). Ребристая сторона сепаратора обращена к положительному электроду. Сепараторы изготавливают из пористых кислотостойких материалов: микропористая пластмасса (мипласт, поровинил, полиэтилен); микропористый эбонит (мипор).

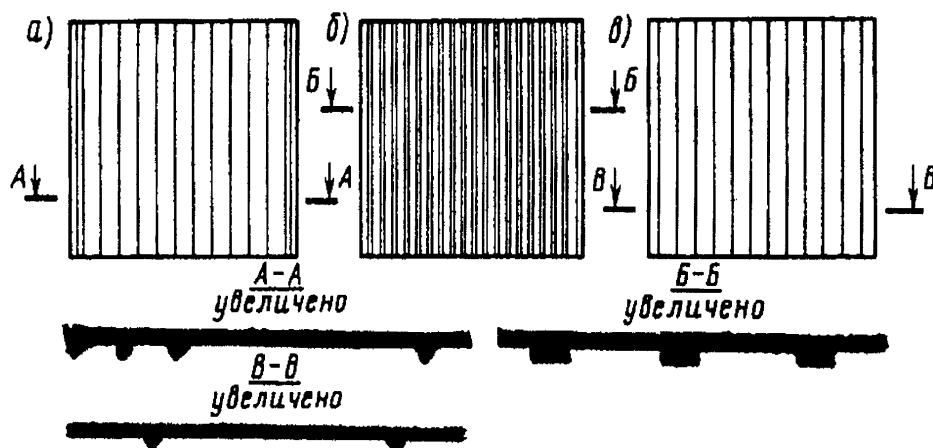


Рис. 3.2. Сепараторы стартерных свинцовых аккумуляторных батарей:
а - мипласт; б - полиэтилен; в - мипор

В необслуживаемых батареях применяют пленочные сепараторы и сепараторы-конверты, которые могут быть образованы сваренными между собой пластиковыми сепараторами. Сепараторы-конверты позволяют устанавливать блоки электродов непосредственно на дно моноблоков без призм и шламового пространства. В этом случае, при сохранении высоты батареи, более чем в 2 раза увеличивается высота слоя электролита над пластинами в ячейках моноблока и,

следовательно, объем электролита, который может быть израсходован в период эксплуатации между очередными добавками дистиллированной воды.

Блоки электродов каждого аккумулятора устанавливают в отдельных ячейках эбонитового или пластмассового корпуса- моноблока, разделенных перегородками. В батареях с обычными сепараторами на дне каждой ячейки моноблока предусмотрены четыре призмы, образующие пространство для шлама - активной массы электродов, осыпающейся на дно ячеек. На опорные призмы своими ножками устанавливаются электроды (разноименные электроды на свои две призмы, что исключает их замыкание шламом).

Для крепления батарей в местах установки в нижней части пластмассовых моноблоков предусмотрены выступы 1 (см. рис. 3.1) вдоль длинной стороны для батарей емкостью до $100 \text{ А} \cdot \text{ч}$ и по ширине - при большей емкости.

В каждом аккумуляторе батарей, кроме необслуживаемых, устанавливают щитки, предохраняющие верхние кромки пластин и сепараторов от повреждений при измерении плотности, температуры и уровня электролита.

В батареях обычной конструкции крышки из эбонита или пластмассы закрывают отдельные аккумуляторные ячейки моноблока. Места стыка отдельных крышек со стенками ячеек моноблока герметизируют битумной мастикой.

Применение общей крышки 4 (см. рис. 3.1) для тракторных аккумуляторных батарей с пластмассовыми моноблоками позволяет обеспечить лучшую герметизацию при колебаниях температуры окружающей среды в пределах от -50 до $+70$ °С. Соединение общей крышки из пластмассы с моноблоком осуществляют методом контактно-тепловой сварки.

Установка общей крышки на все батареи позволяет облегчить обслуживание их в эксплуатации. При наличии общей крышки можно устанавливать блок пробок на несколько заливочных отверстий. Блок пробок может быть выполнен в виде пластмассовой планки 6 (см. рис. 3.1), в которую вставлено необходимое число безрезьбовых пробок 5, имеющих некоторую свободу перемещения в планке для центрирования с заливочными горловинами. В некоторых конструкциях пробки выполняются как одно целое с планкой.

Отдельные пробки для аккумуляторов изготавливают из эбонита, полиэтилена, полистирола или фенолита. Пластмассовые пробки имеют меньшую массу и большую прочность. Герметичность между крышкой и пробкой обеспечивается резиновой шайбой 3 (рис. 3.3,а), конусным буртиком 5 (рис. 3.3,б) или уплотнительным элементом 6

из пластмассы (рис. 3.3,в). Пробки имеют встроенные отражатели 4 из винипласта или лепестковые отражатели 7, не позволяющие электролиту выплескиваться через вентиляционные отверстия.

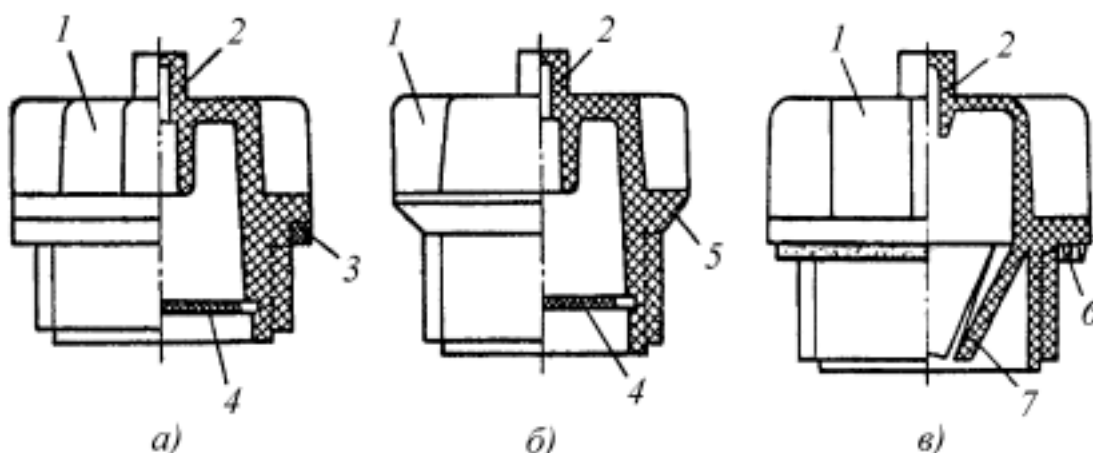


Рис. 3.3. Аккумуляторные пробки:

а - с уплотнительным резиновым кольцом; *б* - с конусным буртиком; *в* - с лепестковым уплотнительным элементом из пластмассы; 1 - корпус пробки; 2 - прилив вентиляционного отверстия; 3 - резиновая шайба; 4 - отражатель; 5 - конусный буртик; 6 - уплотнительный элемент из пластмассы; 7 - лепестковый отражатель

В новых пластмассовых пробках вентиляционные отверстия закрыты глухим приливом 2. Этим обеспечивается герметичность сухозаряженных аккумуляторных батарей при хранении. При вводе батареи в эксплуатацию прилив пробки срезается.

Для последовательного соединения аккумуляторов в батарее используют межэлементные переемычки, которые припаивают к борнам бареток полублоков в таком порядке, чтобы соединить между собой полублок отрицательных электродов одного аккумулятора с полублоком положительных электродов рядом расположенного аккумулятора.

Межэлементные переемычки устанавливают над крышкой, через перегородки под крышкой или пропускают через отверстие в перегородке (рис. 3.4). Укороченные межэлементные переемычки через перегородки пластмассовых моноблоков позволяют уменьшить внутреннее сопротивление батареи и расход свинца.

С целью уменьшения внутреннего падения напряжения в аккумуляторных батареях, применяемых на тракторах, борны и межэлементные переемычки выполняют в виде освинцованных стержней из меди, имеющей в 12 раз большую электропроводность по сравнению со свинцово-сурьмянистыми сплавами.

К выводным борнам крайних аккумуляторов приваривают конусные полюсные выводы (рис. 3.5). Диаметр конуса у основания по-

ложительного вывода на 2 мм больше, чем у отрицательного. Этим исключается вероятность неправильного включения батареи в систему электрооборудования.

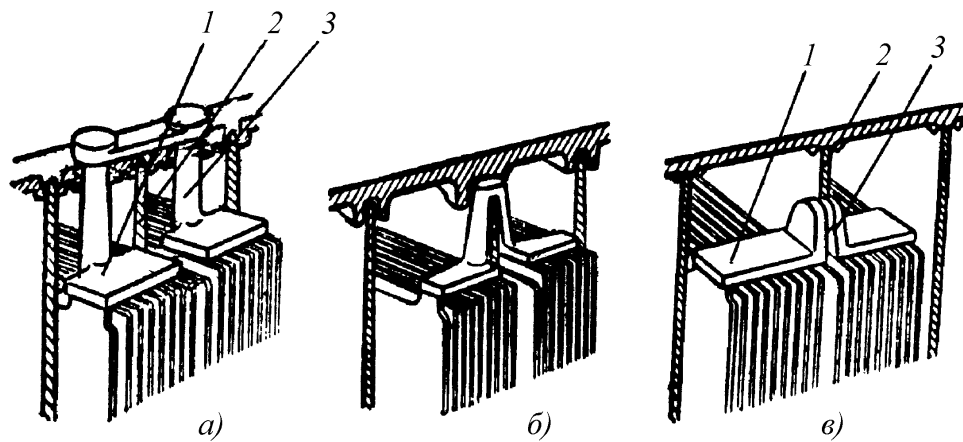


Рис. 3.4. Межэлементные перемычки аккумуляторных батарей:
а - наружные над крышкой; *б* - внутренние над перегородкой под крышкой; *в* - внутренние через отверстие в перегородке; 1 - мостик баретки; 2 - перегородка моноблока; 3 - борн баретки

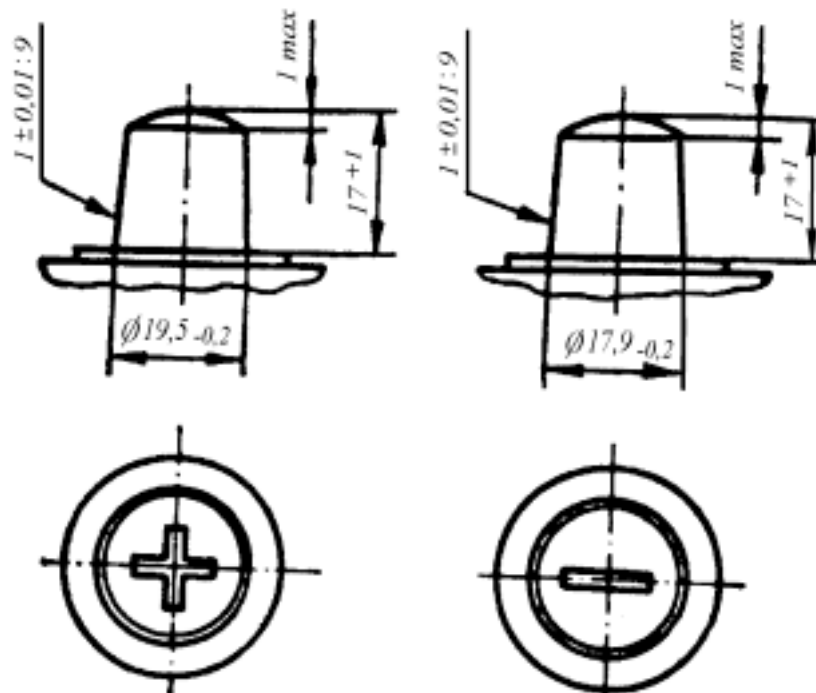


Рис. 3.5. Конусные полюсные выводы стартерных свинцовых аккумуляторных батарей

Основные характеристики аккумуляторных батарей. Основными электрическими параметрами стартерных аккумуляторных

батарей является электродвижущая сила (ЭДС), напряжение, мощность, емкость и энергия.

ЭДС свинцового аккумулятора зависит от химических свойств активных веществ и концентрации их ионов в электролите. На величину ЭДС влияет плотность электролита и очень незначительно температура. Зависимость ЭДС E (в В) от плотности ρ электролита (в г/см³), приведенной к температуре 15 °С, в диапазоне 1,05...1,30 г/см³ выражается формулой:

$$E=0,84+\rho.$$

С понижением плотности электролита ЭДС возрастает на 0,0007 г/см³. ЭДС аккумуляторной батареи пропорциональна количеству последовательно соединенных аккумуляторов.

Напряжение на зажимах аккумулятора при его разряде меньше, а при заряде больше ЭДС на величину внутреннего падения напряжения. Сопротивление постоянному разрядному или зарядному току при его прохождении через аккумулятор называют полным внутренним сопротивлением аккумулятора. Оно включает кроме омического сопротивления сопротивление поляризации, связанное с изменением электродных потенциалов и разности концентраций электролита между электродами и в порах активной массы электродов. Сопротивление поляризации уменьшается с увеличением силы тока и возрастает с понижением температуры.

Омическое сопротивление складывается из сопротивлений электродов, электролита, сепараторов, межэлементных перемычек и других токоведущих деталей. Электросопротивление электродов и токоведущих деталей мало изменяется с изменением температуры. Рост омического сопротивления аккумуляторной батареи с понижением температуры обусловлен увеличением сопротивления электролита и пропитанных электролитом сепараторов.

Губчатый свинец отрицательных электродов имеет удельное электросопротивление $1,83 \cdot 10^{-6}$ Ом · м, а двуокись свинца положительных электродов - $74 \cdot 10^{-6}$ Ом · м.

В процессе разряда на электродах откладывается сульфат свинца с удельным сопротивлением 10^5 Ом · м.

В начале разряда свинцового аккумулятора напряжение U_p быстро снижается вследствие внутреннего падения напряжения и уменьшения плотности электролита ρ в порах активной массы электродов (рис. 3.6,а). При постоянной силе разрядного тока I_p в единицу времени t расходуется определенное количество активных материалов. Плотность электролита уменьшается по линейному закону. В со-

ответствии с изменением плотности электролита уменьшаются ЭДС E и напряжение U_p аккумулятора.

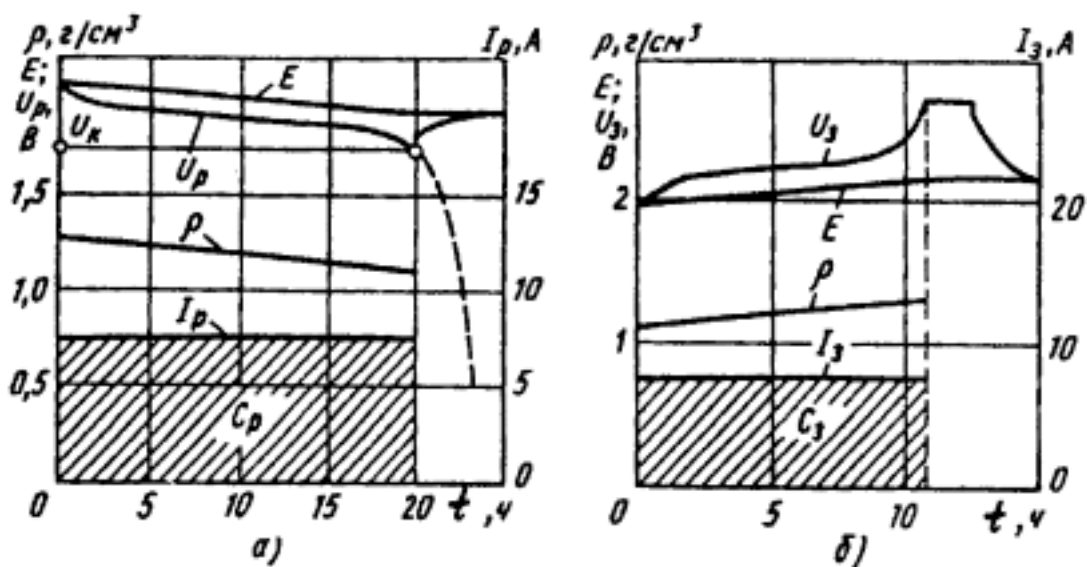


Рис. 3.6. Характеристики свинцового аккумулятора:
а - разрядные; б - зарядные

К концу разряда сернокислый свинец закрывает поры активной массы электродов, препятствуя притоку электролита из междуэлектродного пространства и увеличивая электросопротивление электродов. Равновесие нарушается и напряжение начинает резко падать. Аккумуляторные батареи разряжаются только до конечного напряжения U_k , соответствующего перегибу разрядной характеристики $U_p=f(t)$. Разряд прекращается, хотя активная масса пластин израсходована не полностью.

В режиме заряда напряжение U_3 на выводах аккумулятора возрастает вследствие внутреннего падения напряжения и повышения ЭДС при увеличении плотности электролита в порах пластин (рис. 3.6,б). При возрастании напряжения до 2,3 В активная масса восстанавливается. Энергия заряда расходуется на разложение воды на водород и кислород, которые выделяются в виде пузырьков газа. Газовыделение напоминает кипение. Избыток ионов водорода и кислорода в электролите приводит к увеличению разности потенциалов между электродами, ЭДС и зарядного напряжения. При дальнейшем заряде рост напряжения прекращается.

При увеличении силы разрядного тока и понижении температуры разрядное напряжение снижается быстрее. Это приводит к необходимости более раннего прекращения разряда батареи. Во избежание образования на электродах крупных труднорастворимых кристаллов сернокислого свинца разряд свинцовых аккумуляторных ба-

тарей прекращают при конечном напряжении $1,75 \text{ В}$ на одном аккумуляторе при 20-часовом номинальном режиме. В стартерном режиме разряда при $I_p = 3 C_{20} \text{ А}$ для температуры $25 \text{ }^\circ\text{С}$ $U_k = 1,5 \text{ В}$, а для температуры $-18 \text{ }^\circ\text{С}$ $U_k = 1,0 \text{ В}$.

Рабочие характеристики электростартеров строят для определенных вольт-амперных характеристик аккумуляторных батарей. Вольт-амперные $U_p = f(I_p)$ и мощностные $P_A = f(I_p)$ характеристики аккумуляторной батареи зависят от температуры электролита (рис. 3.7).

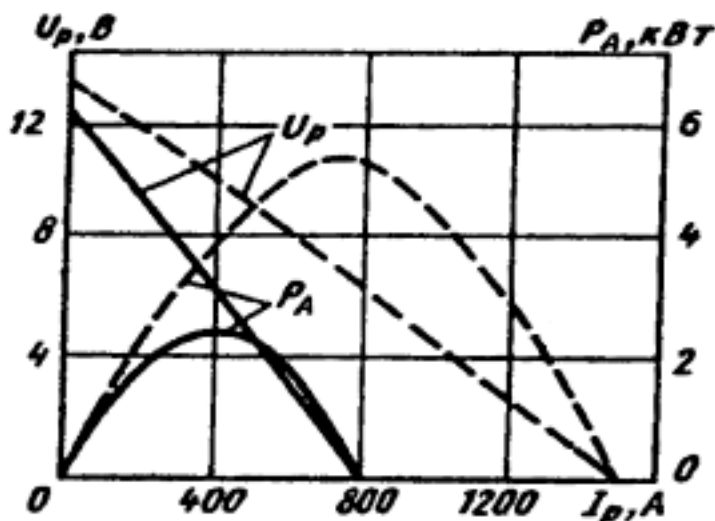


Рис. 3.7. Вольт-амперные и мощностные характеристики аккумуляторной батареи при различных температурах

Во время разряда аккумуляторная батарея отдает во внешнюю цепь определенное количество электричества. Количество электричества, отдаваемое аккумуляторной батареей в пределах допустимого разряда (до конечного разрядного напряжения U_k) называется разрядной емкостью C_p . Зарядная емкость C_z определяется количеством электричества, полученным аккумуляторной батареей от зарядного устройства.

С увеличением силы разрядного тока большее количество и более плотная масса сернокислого свинца откладывается на поверхности электродов. Сернокислый свинец сравнительно быстро изолирует активную массу от контакта с электролитом, предельная глубина проникновения электролита уменьшается и в токообразующих процессах участвует меньшая доля активной массы. Это приводит к уменьшению разрядной емкости. Уменьшение емкости с понижением температуры T связано с замедлением диффузии электролита в поры активной массы.

Так как разрядная емкость зависит от условий разряда, номинальной для стартерных свинцовых аккумуляторных батарей емкостью, считается емкость C_{20} 20-часового режима разряда. Разряд батарей при испытании на емкость 20-часового режима разряда проводят током силой $I_p = 0,05 C_{20}$ А до $U_k = 10,5$ В на выводах батареи номинальным напряжением 12 В.

Важным для эксплуатации показателем является резервная емкость, которая определяется временем разряда (в минутах) полностью заряженной батареи при температуре (27 ± 5) °С током силой $(25 \pm 0,25)$ А до конечного разрядного напряжения на аккумуляторе, равного 1,75 В.

Характеристики стартерного разряда аккумуляторной батареи удобно оценивать по максимальной силе разрядного тока, которую батарея может обеспечить при температуре -18 и -29 °С в течение 30 с, сохраняя напряжение не менее 1,2 В на каждом аккумуляторе.

Отдача аккумуляторной батареи по емкости зависит от потерь на электролиз воды и саморазряд. Отдача по энергии учитывает также потери на теплообмен как при заряде, так и при разряде. При разряде батареи в номинальных условиях испытаний отдача по емкости составляет 84...86 %, а по энергии - 75...85 %. При температуре -40 °С емкость стартерного разряда менее 25 %, а энергия менее 18 % соответствующих значений емкости и энергии, получаемых при +25 °С. При более низких температурах энергия, отдаваемая аккумуляторной батареей на нагрузку быстро падает до нуля. Поэтому для обеспечения надежного пуска двигателей при низких температурах приходится использовать громоздкие аккумуляторные батареи, хотя энергия, запасаемая в них при заряде и отдаваемая в номинальных условиях разряда, в десятки и сотни раз превышает энергию, требуемую для пуска двигателя.

3.3. Системы электроснабжения

Система электроснабжения трактора вырабатывает электрическую энергию необходимого качества и передает ее к потребителям. В систему электроснабжения входят источники электрической энергии (генератор и аккумуляторная батарея), регулирующие устройства, элементы контроля и защиты от возможных аварийных режимов.

Основным источником электрической энергии в системе электроснабжения является генератор переменного тока, который приводится во вращение от двигателя трактора посредством ременной передачи. Специальный узел генератора - выпрямитель на полупровод-

никовых диодах (вентильях) - обеспечивает преобразование переменного тока в постоянный. Такие генераторы называются вентильными.

Тракторы комплектуются вентильными генераторами с электромагнитным возбуждением. В основном это трех- и пятифазные бесщеточные генераторы индукторного типа с неподвижной обмоткой возбуждения. Применяют также трехфазные вентильные синхронные генераторы с вращающейся обмоткой возбуждения, которая получает питание через щетки и контактные кольца. В настоящее время на ряде малых тракторов появился новый класс генераторов переменного тока со встроенными двумя вентиляторами на роторе и с закрытым щеточным узлом. Установленную величину напряжения системы электроснабжения при изменении частоты вращения ротора генератора и токовой нагрузки поддерживает регулятор напряжения.

Комплект генератора переменного тока с выпрямителем и регулятором напряжения называют генераторной установкой. Характерной особенностью современных генераторных установок является объединение в одной конструкции генератора переменного тока, выпрямителя и полупроводникового интегрального регулятора напряжения. В этом случае упрощается монтаж генераторной установки на тракторе, снижается трудоемкость технического обслуживания, уменьшается расход монтажных проводов, снижается вероятность возникновения аварийных режимов из-за замыканий в проводке или ошибок в монтаже.

Основными параметрами генераторных установок являются номинальные напряжение и мощность генератора, уровень и диапазон регулируемого напряжения, качество электрической энергии, диапазон частот вращения и передаточное число привода генератора.

Генератор должен обеспечивать отдачу электрической энергии даже при минимальной частоте вращения коленчатого вала ротора, соответствующей минимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя в режиме холостого хода. Этого можно достигнуть за счет повышения передаточного числа ременной передачи привода генератора. Однако при передаточном числе больше трех снижается срок службы ремней и увеличиваются механические нагрузки на вращающиеся узлы и детали генератора и на подшипники.

Тракторный индукторный генератор (рис. 3.8) представляет собой бесконтактную, одноименно-полюсную электрическую машину переменного тока с односторонним электромагнитным возбуждением. Стальная звездочка ротора 4 вращается вместе с валом 3, который проходит внутри неподвижной втулки 2. На втулке закреплена обмотка возбуждения 1, а на зубцах статора 5 - обмотка 7. При прохождении постоянного тока через обмотку возбуждения в магнитной це-

пи генератора возникает магнитный поток, силовые линии которого на рис. 3.8 показаны штриховой линией. Поток замыкается через воздушный зазор между втулкой 2 и валом 3, звездочку ротора, рабочий воздушный зазор между ротором и статором, пакет статора 5, крышки 6 и толстостенную шайбу или фланец втулки 2.

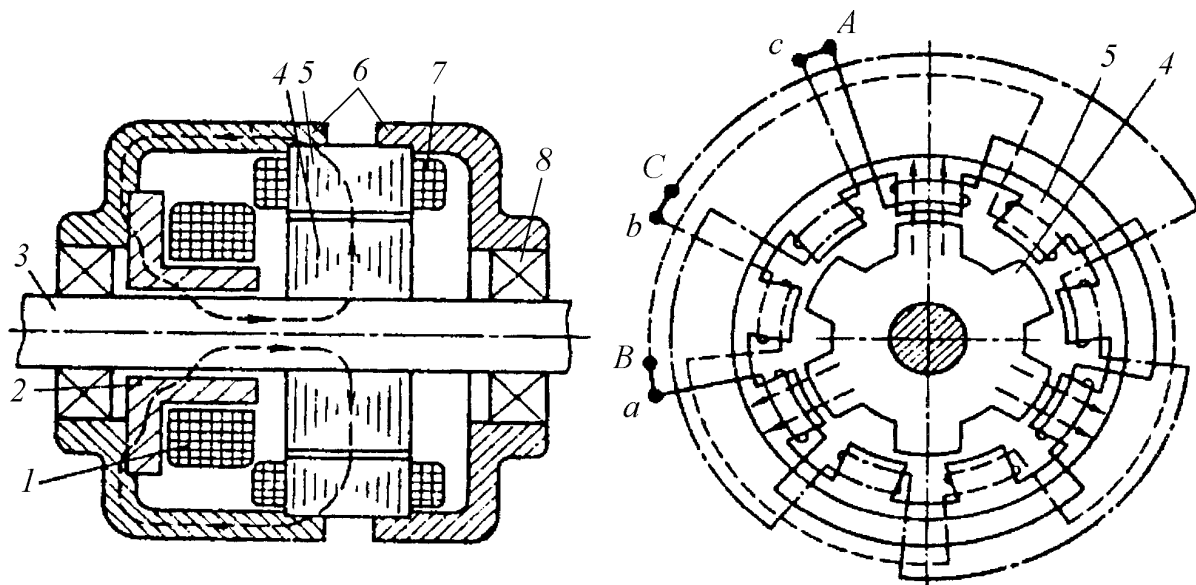


Рис. 3.8. Конструктивная схема генератора индукторного типа:

1 - обмотка возбуждения; 2 - магнитная система индуктора (втулка с фланцем); 3 - вал; 4 - ротор; 5 - статор; 6 - крышки; 7 - обмотка статора; 8 - подшипник

Все зубцы звездочки ротора имеют одну полярность. Изменение магнитного потока связано с изменением магнитной проводимости воздушного зазора под зубцами статора. При вращении ротора изменяется положение зубцов его звездочки по отношению к зубцам статора. Поток в зубце статора достигает максимального значения Φ_{max} , когда оси зубцов ротора и статора совпадают, и уменьшается до минимума Φ_{min} после поворота на 180 электрических градусов, когда ось зубца статора совпадет с осью впадины звездочки ротора. Следовательно, магнитный поток в зубцах статора является пульсирующим, т.е. изменяется только по величине без изменения направления.

Магнитный поток имеет постоянную и переменную составляющие. Постоянная составляющая в наведении электродвижущей силы в катушках статора не участвует, однако загружает магнитопровод и ухудшает использование материалов генератора. ЭДС в катушках статора наводит только переменная составляющая магнитного потока. Величина индуцируемой ЭДС зависит от величины магнитного потока, числа витков обмотки статора и частоты вращения n ротора.

Чем больше число витков, тем при меньшей частоте вращения можно получить требуемое напряжение генератора. Частота f пере-

менной ЭДС пропорциональна частоте вращения n ротора и числу зубцов Z_p звездочки ротора:

$$f = Z_p n / 60.$$

Как правило, звездочка ротора имеет шесть зубцов и частота переменной ЭДС

$$f = n / 10.$$

Обмотка каждой фазы может иметь несколько катушек, соединенных последовательно, параллельно или смешанно. Фазы обмотки статора соединяют в многолучевую звезду или в многоугольник.

В трехфазном генераторе имеются три группы катушек, расположенные на зубцах статора таким образом, что наводимые в них ЭДС и напряжения U_a , U_b и U_c смещены на 120° (рис. 3.9). Катушки фаз, начала и концы которых условно обозначены буквами A , B , C и a , b , c (см. рис. 3.9), расположены на соседних зубцах статора.

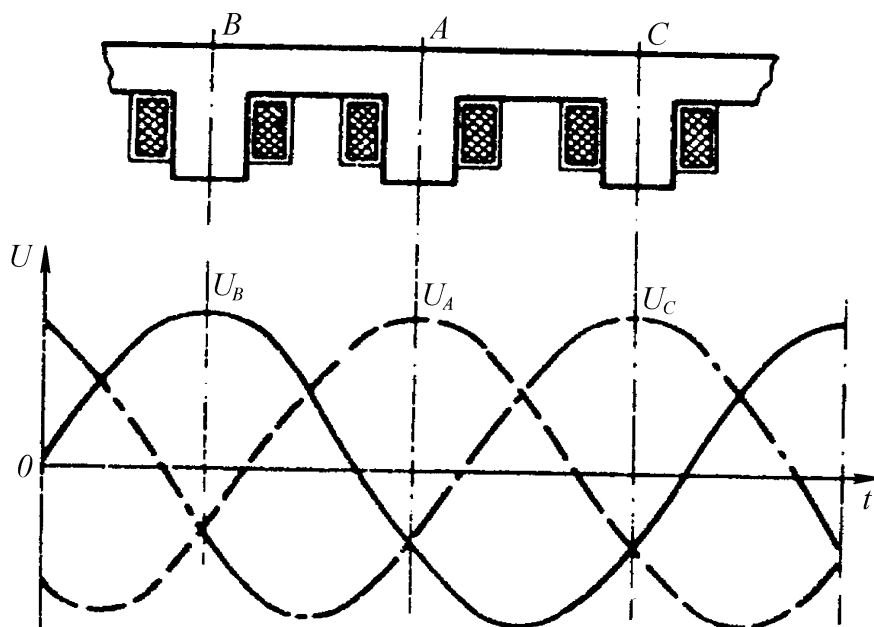


Рис. 3.9. Изменение трехфазного напряжения по времени

При соединении фаз в звезду концы всех фаз соединяют в общей нулевой точке, которую изолируют в генераторе или выводят отдельным нулевым проводом. Начала фаз соединяют с выпрямителем. При соединении фаз в треугольник (см. рис. 3.8) конец a первой фазы соединен с началом B второй фазы, конец b второй фазы - с началом C третьей фазы, а конец c третьей фазы - с началом A первой фазы. К точкам соединения фаз подключены линейные провода, подводящие напряжение к выпрямителю.

Соединения фаз в звезду и треугольник отличаются соотношениями линейных U_l и фазных U_ϕ напряжений, линейных I_l и фазных

I_ϕ токов. При соединении фаз в звезду $I_\lambda = I_\phi$ и $U_\lambda = \sqrt{U_\phi}$, а при соединении фаз в треугольник- $U_\lambda = U_\phi$ и $I_\lambda = \sqrt{I_\phi}$. Приведенные соотношения справедливы для действующих значений синусоидально изменяющихся переменных напряжений и токов.

Индукторные генераторы имеют закрытую конструкцию. Охлаждающий воздух обдувает генератор только снаружи, а во внутренние полости не поступает. Это предотвращает попадание пыли и продуктов сельскохозяйственного производства в области расположения обмоток статора и возбуждения, выпрямителя и встроенного в генератор интегрального регулятора напряжения.

Пакет статора 7 (рис. 3.10) индукторного генератора набран из стальных пластин, скрепленных заклепками или сваркой. Статор имеет девять зубцов, на которых размещены катушки статорной обмотки. Обмотка статора $ОФ$ соединена в треугольник. Катушки в фазах соединены последовательно. Концы фаз гибким монтажным проводом выведены на выпрямительный блок. С обеих сторон статора выполнены проточки, служащие посадочными местами для крышек генератора.

Передняя крышка 10 имеет форму стакана. В крышке размещен индуктор, включающий втулку, фланец и катушку обмотки возбуждения $ОВ$. Обмотка возбуждения намотана на пластмассовый каркас, надетый на втулку индуктора. Один конец обмотки возбуждения гибким монтажным проводом выведен через промежуточный вывод на вывод $Ш$ интегрального регулятора напряжения, а другой - на вывод $Д$ генератора.

Ротор вращается в шарикоподшипниках, не требующих добавления или замены смазочного материала в течение всего срока службы генератора. Шарикоподшипники размещены в передней 10 и задней 6 крышках. Крышка 10, втулка и фланец индуктора являются частью магнитопровода генератора, поэтому изготовлены из магнитомягкой стали. Крышка 6 выполнена из алюминиевого сплава. На переднем конце вала гайкой 14 со стопорной шайбой закреплен шкив 12 с вентилятором.

Силовой выпрямительный блок размещен на крышке 10. В теплоотвод блока запрессованы три диода прямой полярности. Корпус выпрямительного блока и теплоотвод отлиты из алюминиевого сплава. Теплоотвод изолирован от корпуса тонкой электроизоляционной прокладкой из слюды и крепится к корпусу тремя изолированными винтами. Для лучшего охлаждения корпус выпрямителя имеет ребра. Силовой выпрямитель собран по трехфазной мостовой схеме выпря-

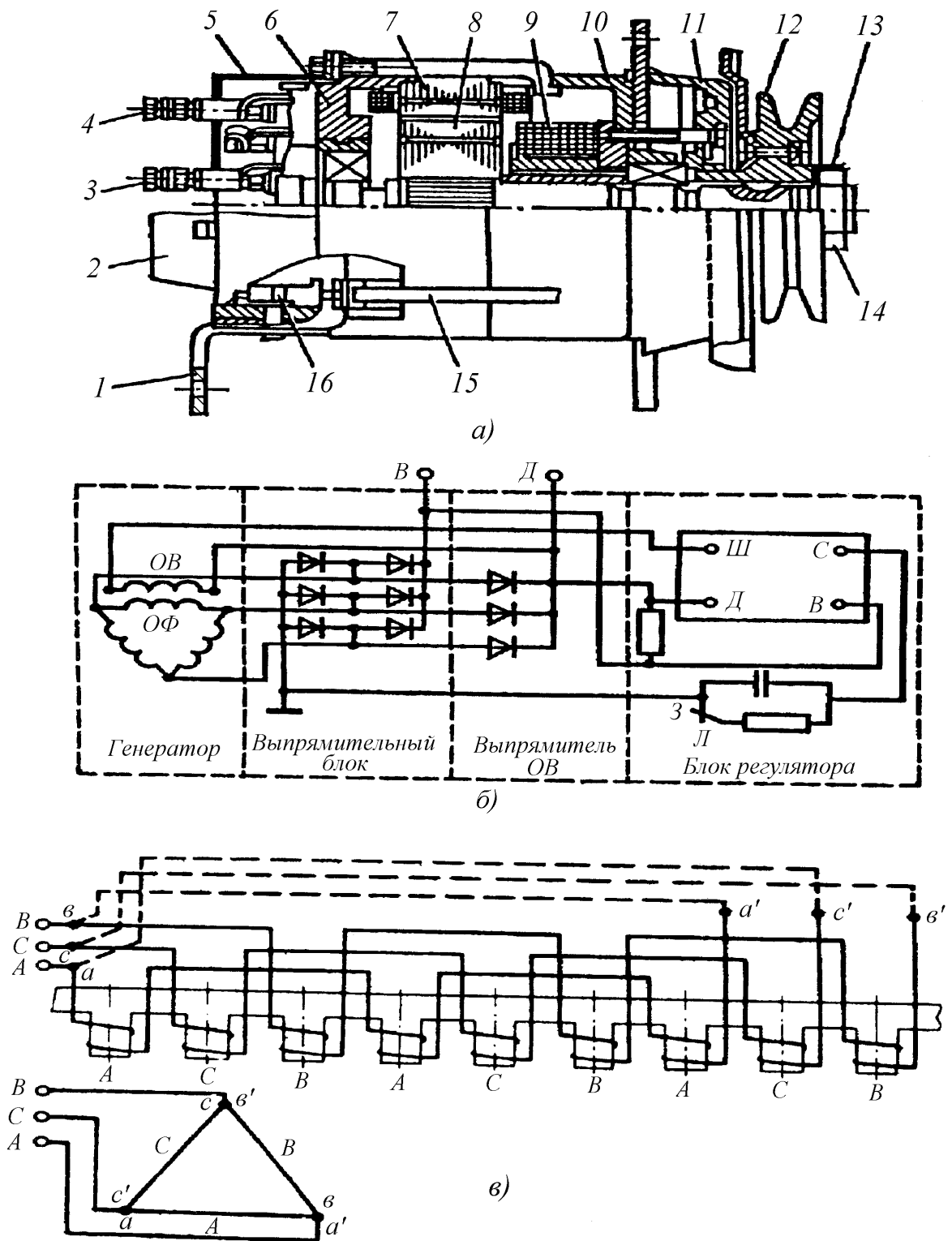


Рис. 3.10. Индукторный генератор:

а - конструкция; *б* - электрическая схема; *в* - схема обмотки статора; 1 - лапа крепежная; 2 - блок регулятора напряжения; 3 - вывод В; 4 - вывод Д; 5 - защитный кожух блока с интегральным регулятором напряжения; 6 - задняя крышка; 7 - пакет статора; 8 - пакет ротора; 9 - катушка возбуждения; 10 - передняя крышка; 11 - выпрямительный блок; 12 - шкив с вентилятором; 13 - стопорная шайба; 14 - гайка; 15 - шпилька фасонная стяжная; 16 - болт крепления лапы

мления. Плюсовой вывод 3 (вывод *B*) генератора соединен с теплоотводом выпрямителя.

На задней крышке 6 установлена выводная колодка, где размещены три болта для присоединения фазных выводов обмотки статора и выводов выпрямительного блока и диоды дополнительного выпрямителя обмотки возбуждения. Блок выпрямителя *ОВ* одновременно служит для крепления элементов интегрального регулятора напряжения. Дополнительный выпрямитель состоит из трех диодов, запрессованных в теплоотвод.

Интегральный регулятор напряжения размещен на алюминиевой пластине - теплоотводе. В пространстве между пластиной и пластмассовым корпусом блока выпрямителя *ОВ* расположены резисторы подпитки, переключатель сезонной регулировки (зима *З* - лето *Л*) и конденсатор фильтра. Блок с регуляторами напряжения закрыт крышкой таким образом, что через отверстия в её торцевой стенке выступают болты выводов *B* и *Д* и ручка переключателя сезонной регулировки.

В начале вращения при отключенной аккумуляторной батарее в схемах, где обмотка возбуждения подсоединена к выводу силового выпрямителя, а также в схемах с дополнительным выпрямителем *ОВ* генератор работает на самовозбуждении. Процесс самовозбуждения возможен благодаря остаточному магнитному потоку, который наводит в обмотках статора ЭДС. Выпрямленное напряжение от этой ЭДС подается на обмотку возбуждения, увеличивая магнитный поток и ЭДС в обмотке статора. Нарастание ЭДС и выпрямленного напряжения при самовозбуждении происходит лавинообразно. Однако в индукторных генераторах самовозбуждение затруднено из-за наличия в магнитной системе двух воздушных зазоров.

Для обеспечения надежного самовозбуждения в генераторах с магнитно-электромагнитным возбуждением устанавливают постоянные магниты, которые обеспечивают стабильное самовозбуждение. Кроме того, постоянные магниты способствуют уменьшению магнитного потока Φ_{min} до нуля и даже изменению направления магнитного потока, что улучшает использование материалов и приближает индукторную машину по характеристикам к альтернативным (генераторам с клювообразным ротором).

Гексаферритные магниты залиты в специальном алюминиевом каркасе с шестью клювообразными выступами, расположенными между зубцами пакета ротора 7 (рис. 3.11).

Вентильные генераторы с клювообразным ротором (рис. 3.12) представляют собой синхронную электрическую машину со встроенным полупроводниковым выпрямителем. Основными узлами

и деталями генератора являются: статор 4; ротор с клювообразными полюсами 3, втулкой 1 и сосредоточенной вращающейся обмоткой 2 возбуждения; крышки со стороны привода и контактных колец; контактные кольца 7; щетки 6; шкив, вентилятор и выпрямительный блок.

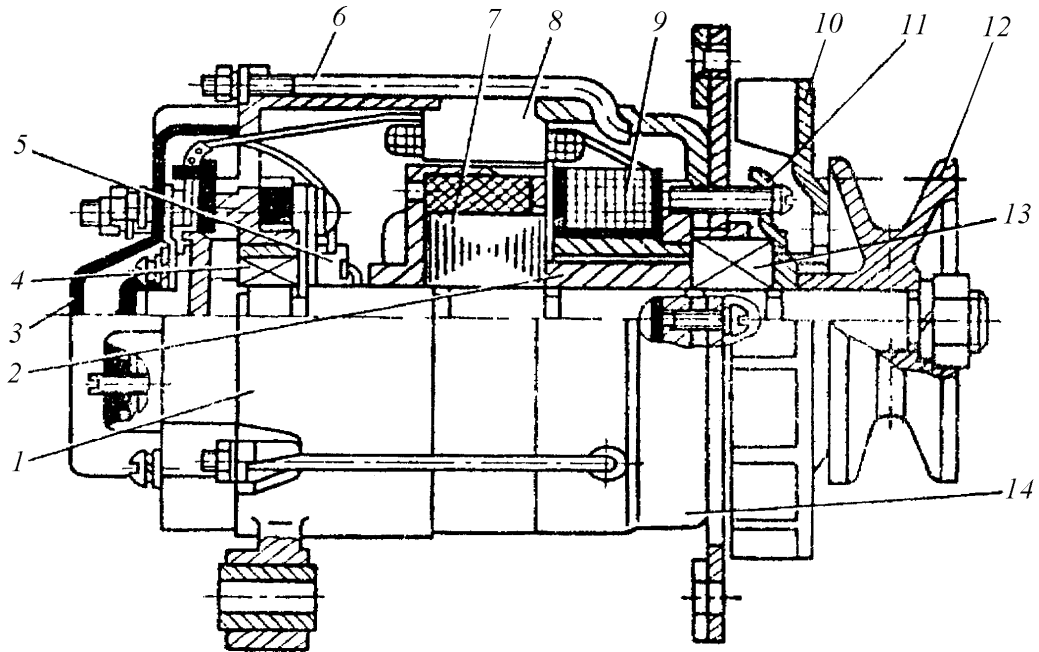


Рис. 3.11. Генератор с магнитно-электромагнитным возбуждением:

1 - задняя крышка; 2 - втулка ротора; 3 - крышка регулятора напряжения; 4 и 13 - шарикоподшипники; 5 - выпрямительный блок; 6 - стяжной болт; 7 - ротор; 8 - статор; 9 - катушка возбуждения; 10 - вентилятор; 11 - крышка подшипника; 12 - шкив; 14 - передняя крышка (со стороны привода)

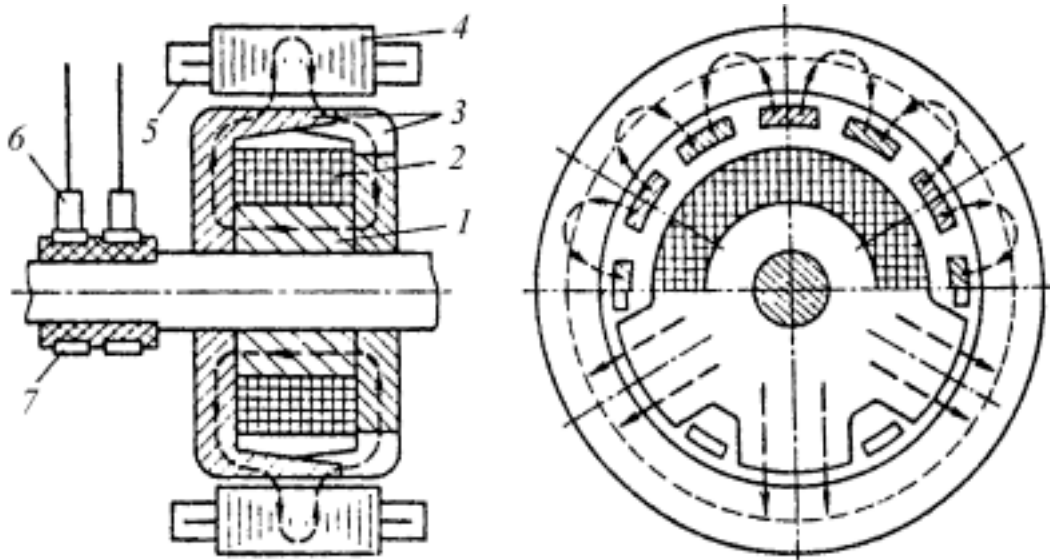


Рис. 3.12. Конструктивная схема синхронного генератора с клювообразным ротором:

1 - втулка; 2 - обмотка возбуждения; 3 - клювообразные полюсы; 4 - статор; 5 - обмотка статора; 6 - щетка; 7 - контактные кольца

Пакет статора набран из пластин электротехнической стали. В пазах статора размещены катушки трехфазной (или с большим числом фаз) обмотки. Число пазов на полюс и фазу для вентильных генераторов с клювообразным ротором

$$q = Z_1 / (2pm),$$

где Z_1 - число пазов статора; $2p$ - число полюсов генератора; m - число фаз генератора.

Ток к вращающейся обмотке 2 возбуждения подводится через щетки 6 и контактные кольца 7. Вал ротора вращается в двух шарикоподшипниках, установленных в крышках. Крышки расположены по торцам статора и стянуты винтами.

При работе генератора мимо каждого зубца статора проходят попеременно северный и южный полюсы 3 клювообразного ротора, поэтому рабочий магнитный поток изменяется как по величине, так и по направлению, а в катушках фазных обмоток индуктируется переменная ЭДС. Применение клювообразных полюсов определенной формы обеспечивает близкое по форме к синусоиде изменение ЭДС.

Компакт-генератор - генератор нового поколения (рис. 3.13) со встроенными двумя вентиляторами 5, смонтированными на лобовых частях ротора 6 и с ажурными крышками 4 и 8, через которые протягивается воздух для охлаждения генератора, встроенным интегральным регулятором напряжения в щеткодержатель 1 и выпрямительным блоком. Контактные кольца и щетки закрыты пластмассовой крышкой 3, защищающей их от грязи, пыли и влаги. Наружные обоймы подшипников со стороны контактных колец и шкива 9 прижаты пластмассовым и стальным тормозными кольцами 11 и 10, которые повышают ресурс подшипников. Этот генератор имеет три дополнительных диода и выпрямитель на силовых диодах со стабилизаторным эффектом, что улучшает качество бортовой сети.

Выпрямители. Переменный ток тракторных генераторов выпрямляется кремниевыми полупроводниковыми диодами. Диоды имеют два вывода и пропускают ток только от анодного вывода к катодному, когда к аноду подведен положительный потенциал, а к катоду - отрицательный. В противоположном направлении диоды тока не пропускают, если обратное напряжение не превышает допустимого значения.

В выпрямителях генераторов устанавливают диоды прямой и обратной полярности. У диода прямой полярности с корпусом соединен катод, а у диода обратной полярности - анод. В зависимости от числа фаз генератора применяют трех- и пятифазные выпрямители. По форме выпрямленного напряжения различают одно- и двухполупериодные выпрямители. Однополупериодное выпрямление тока од-

нофазного источника G переменного тока обеспечивает один диод VD (рис. 3.14,а), который включается последовательно с нагрузкой R .

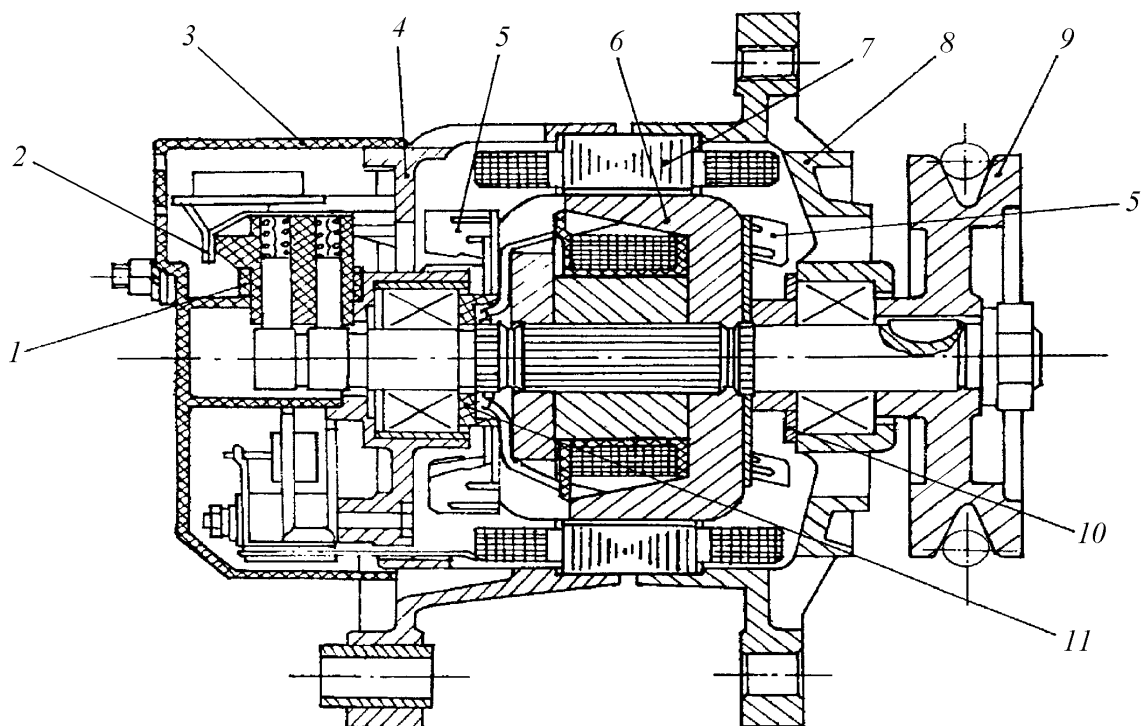


Рис. 3.13. Конструкция компакт - генератора:

1 - щеткодержатель; 2 - интегральный регулятор Я-212; 3 - пластмассовая крышка; 4 - крышка генератора со стороны контактных колец; 5 - вентиляторы; 6 - ротор; 7 - статор в сборе; 8 - передняя крышка генератора; 9 - шкив; 10 - стальное тормозное кольцо; 11 - пластмассовое тормозное кольцо

Для двухполупериодного выпрямления однофазного тока собирают мостовой выпрямитель из четырех диодов $VD1-VD4$ (рис. 3.14,б). Положительная полуволна переменного напряжения открывает вентили $VD1$ и $VD4$. Во втором полупериоде открыты вентили $VD2$ и $VD3$. В течение всего времени работы генератора с мостовым выпрямителем на нагрузку R подается напряжение U_d одного знака.

Если в каждую фазу генератора включено по одному диоду $VD1$, $VD2$ и $VD3$ (рис. 3.14,в), то можно получить однополупериодный выпрямитель трехфазного тока. Каждый диод выпрямителя проводит ток только в течение $1/3$ периода, когда напряжение к нему приложено в прямом направлении.

Двухполупериодный выпрямитель трехфазного тока имеет три пары диодов $VD1-VD6$ (рис. 3.14,г). Одно плечо выпрямителя образуют диоды $VD1-VD3$ прямой полярности, которые катодами соединены с положительным выводом вентильного генератора. Во втором плече выпрямителя установлены диоды $VD4-VD6$ обратной полярности. Их диоды соединены с "массой".

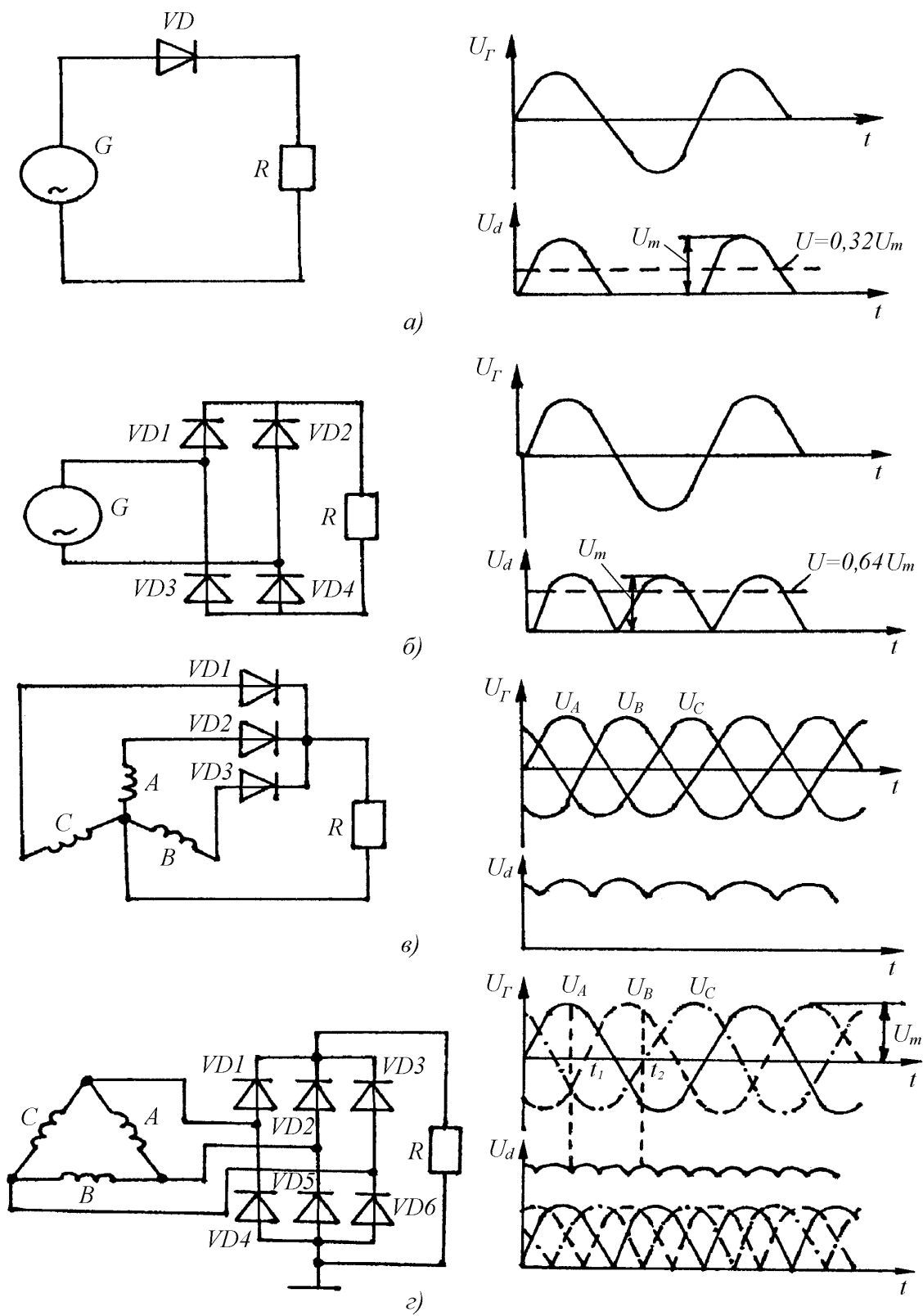


Рис. 3.14. Выпрямители:

a - однополупериодный однофазного тока; *б* - двухполупериодный однофазного тока; *в* - однополупериодный трехфазного тока; *з* - двухполупериодный трехфазного тока

В процессе выпрямления переменного тока диоды прямой и обратной полярности попарно соединяются между собой и с одной из фаз генератора. В проводящем направлении работает один из диодов $VD1, VD2, VD3$, у которого анод имеет наиболее высокий потенциал, а в группе диодов $VD4-VD6$ - диод с самым низким потенциалом. В момент времени t_1 , когда в фазе A напряжение положительно и максимально, а в фазах B и C напряжения отрицательны и равны, ток в нагрузку R поступает через открытый диод $VD1$ и два диода $VD5$ и $VD6$. В момент времени t_2 , когда напряжение фазы C равно нулю, в фазе B - положительно, а в фазе A - отрицательно, ток проводят диоды $VD2$ и $VD4$. Остальные диоды тока не пропускают.

Частота пульсаций выпрямленного двухполупериодным трехфазным выпрямителем напряжения U_d в 6 раз больше частоты переменного тока $f_n = 6f = 0,1Z_p n$. Минимальное, максимальное и среднее значения выпрямленного напряжения равны соответственно $1,5U_m$, $1,73U_m$ и $1,65U_m$ (U_m - амплитудные значения напряжения фаз). Пульсация выпрямленного напряжения $U_d = 0,23U_m = 0,139U_d$, что при среднем значении выпрямленного напряжения 14 В составляет 1,95 В.

Зависимость выпрямленного напряжения U_d (рис. 3.15, а) от силы тока возбуждения I_e при отключенной нагрузке и постоянной частоте вращения ротора называют характеристикой холостого хода. В режиме холостого хода выпрямленное напряжение U_d равно ЭДС E_d . Характеристику 1 имеют генераторы с ненасыщенной магнитной системой. При насыщении зубцов статора и ротора уменьшается амплитуда переменной составляющей магнитного потока, что приводит к снижению ЭДС E_d при больших токах возбуждения (характеристика 2).

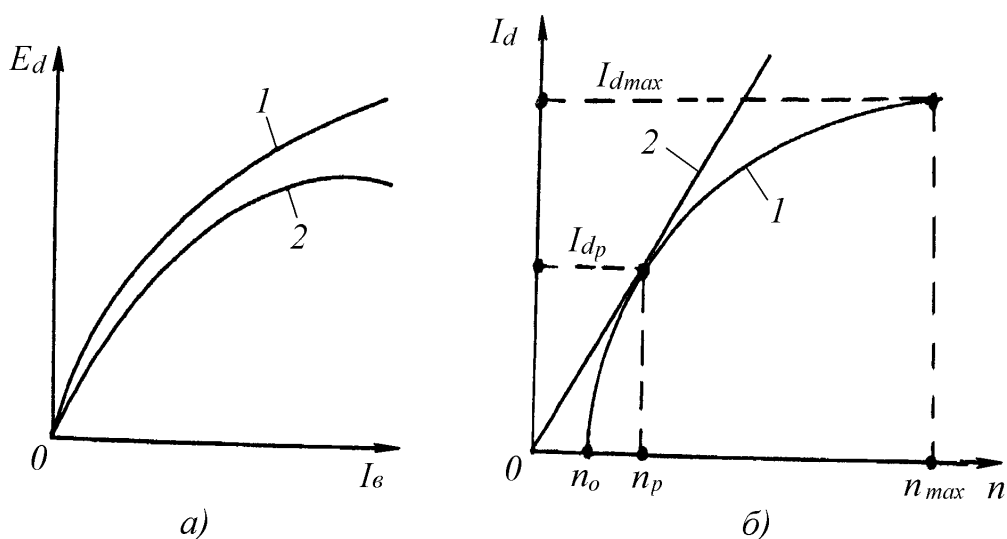


Рис. 3.15. Характеристики тракторного генератора индукторного типа: а - холостого хода; б - токоскоростная

Токоскоростная характеристика $I_d=f(n)$ (рис. 3.15,б) снимается при $U_d=\text{const}$ и $I_e=\text{const}$. Контрольными точками для токоскоростной характеристики являются значения силы тока при начальной частоте вращения генератора n_0 , когда в режиме холостого хода выпрямленное напряжение U_d достигает номинального значения, расчетная сила тока нагрузки I_{dp} и максимальная сила тока I_{dmax} соответственно при частотах вращения n_p и n_{max} . Расчетная сила тока I_{dp} и частота вращения n_p определяются в точке касания токоскоростной характеристики I и прямой 2, проведенной из начала координат.

Для вентильных генераторов характерно самоограничение силы тока. Самоограничение проявляется в меньшей степени при увеличении частоты вращения n_0 . С уменьшением n_0 , n_p и увеличением I_{dmax} улучшаются условия обеспечения положительного зарядного баланса на тракторе. Однако при этом увеличиваются габаритные размеры и масса генератора.

Благодаря самоограничению силы тока в системах электропитания вентильных генераторов не применяют ограничители тока. Не нужны также реле обратного тока, так как полупроводниковые выпрямители не пропускают ток аккумуляторной батареи в обмотки статора.

Регуляторы напряжения. Напряжение U вентильного генератора регулируется изменением силы тока возбуждения. Обмотка возбуждения получает питание через регулятор напряжения от двухполупериодного выпрямителя или подсоединяется к однополупериодному дополнительному выпрямителю.

При увеличении частоты вращения n ротора генератора сила тока I_e возбуждения должна уменьшаться (рис. 3.16,а), а при увеличении силы тока нагрузки I - возрастать (рис. 3.16,б). Напряжение необходимо поддерживать постоянным в диапазоне частот вращения ротора от n_0 до n_{max} , при этом сила тока возбуждения будет изменяться от $I_{e,max}$ до $I_{e,min}$. Кратность регулирования по частоте вращения $K_n=n_{max}/n_0$ для тракторных генераторов составляет 3...4, а кратность регулирования по силе тока возбуждения $K_I=I_{e,max}/I_{e,min}$.

На тракторах применяют регуляторы напряжения дискретного действия. Как только напряжение генератора превышает заданный уровень, регулятор напряжения разрывает цепь электропитания обмотки возбуждения. В результате сила тока возбуждения и напряжение генератора начинают уменьшаться. При каком-то нижнем уровне напряжения регулятор вновь замыкает цепь питания обмотки возбуждения и напряжение генератора повышается. Процессы переключения периодически повторяются. Частота регулируемого напряжения должна быть выше 25...30 Гц, чтобы пульсации напряжения не

вызывали заметных для глаз колебаний стрелок контрольно-измерительных приборов и мигания света ламп приборов освещения и световой сигнализации. При заметном пульсировании силы тока возбуждения и напряжения генератора их средние значения $I_{в.ср}$ и U_n для заданных частот вращения и токов нагрузки остаются неизменными.

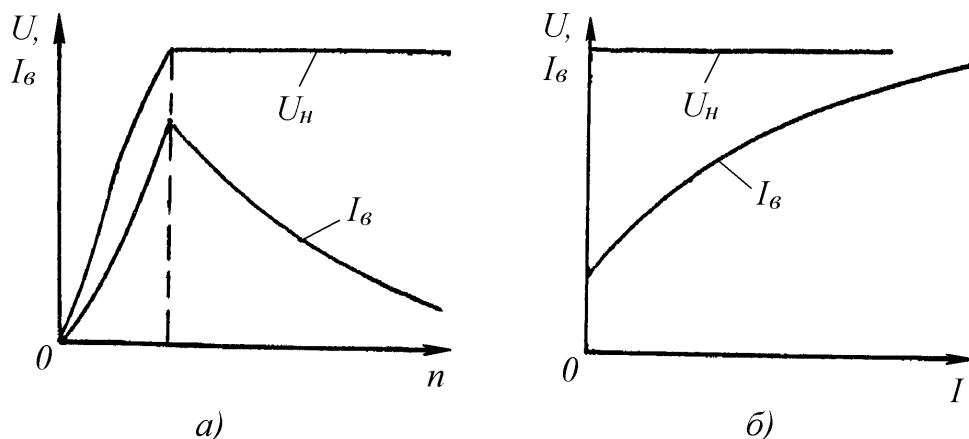


Рис. 3.16. Зависимости напряжения генератора и силы тока возбуждения: а - от частоты вращения ротора; б - от силы тока нагрузки

С увеличением частоты вращения ротора генератора относительное время включения цепи питания обмотки возбуждения уменьшается, а время отключения обмотки возбуждения от источника электроэнергии - увеличивается, поэтому среднее значение силы тока $I_{в.ср}$ возбуждения, при котором стабилизируется напряжение, будет меньше. С увеличением силы тока нагрузки генератора относительное время разомкнутого состояния цепи электроснабжения обмотки возбуждения уменьшается. Включение и отключение обмотки возбуждения в электронных регуляторах обычно осуществляется выходным транзистором, соединенным последовательно с обмоткой возбуждения.

Схема интегрального регулятора напряжения приведена на рис. 3.17. Измеритель напряжения генератора состоит из стабилитрона $VD1$ и входного делителя напряжения $R2$, $R3$ и $R4$. Переменный резистор $R4$ служит для сезонного регулирования напряжения (зима $З$ и лето $Л$). Регулирующий каскад имеет составной транзистор $VT2-VT3$, управляемый транзистором $VT1$, и резистор базы $R6$. Составной транзистор - это мощный выходной транзистор $VT3$ с дополнительным усилительным каскадом на транзисторе $VT2$. Общий коэффициент усиления составного транзистора примерно равен произведению коэффициентов усиления обоих транзисторов $VT2$ и $VT3$, что позволяет

иметь в базовой цепи выходного каскада высокоомный маломощный резистор R_6 .

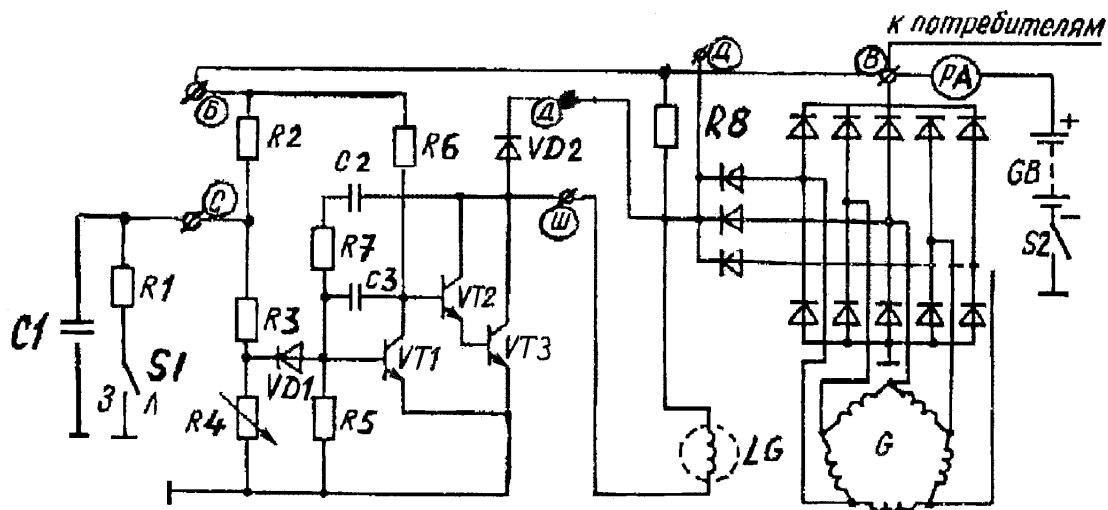


Рис. 3.17. Интегральный регулятор напряжения:

R_1 - R_8 - резисторы; C_1 - C_3 - конденсаторы; VD_1 - табилитрон; VD_2 - диод; VT_1 - VT_3 - транзисторы; LG - обмотка возбуждения; G - генератор; GB - аккумуляторная батарея; S_1 - переключатель "зима-лето"; S_2 - выключатель массы; $Б$, $Д$, $В$ - выводы генераторной установки

Для повышения четкости переключения схемы между входом и выходом регулятора включена цепочка гибкой обратной связи R_7 - C_2 . Конденсатор C_3 является фильтром. Он исключает работу транзисторов в режиме "дребезга" (генерации).

Между выводом генератора $В$ и обмоткой возбуждения включен резистор подпитки R_8 , способствующий улучшению самовозбуждения генератора. Конденсатор C_1 обеспечивает фильтрацию входного сигнала регулятора в целях уменьшения ошибки регулирования (сглаживает пульсацию выпрямленного напряжения генератора).

Параллельно обмотке возбуждения LG генератора G включен гасящий диод VD_2 , через который накоротко замыкается ЭДС самоиндукции обмотки возбуждения при запираии выходного транзистора регулятора напряжения.

Резистор R_1 с переключателем S_1 сезонной регулировки позволяет повысить уровень регулируемого напряжения на 0,8...1,2 В во время зимней эксплуатации трактора. При разомкнутом состоянии переключателя S_1 уровень напряжения соответствует "летнему" значению (13,1...14 В). При замыкании переключателя S_1 параллельно нижнему плечу входного делителя напряжения включается резистор R_1 , что приводит к увеличению регулируемого напряжения до "зимнего" уровня (14...15,3 В).

Пока заданный уровень регулируемого напряжения не достигается, стабилитрон $VD1$ закрыт, соответственно закрыт и управляющий транзистор $VT1$. Выходной каскад $VT2-VT3$ открыт базовым током, протекающим по цепи: вывод B генератора - резистор $R6$ - переходы база-эмиттер транзисторов $VT2-VT3$ - минус генератора ("масса"). Через открытый выходной транзистор ток с дополнительного выпрямителя проходит в обмотку возбуждения.

Когда напряжение генератора достигает регулируемого значения, увеличивается сила тока в делителе напряжения и падение напряжения на резисторе $R4$ становится равным напряжению пробоя стабилитрона $VD1$. Через открытый стабилитрон проходит ток базы транзистора $VT1$, который открывается и шунтирует входную базовую цепь составного транзистора $VT2-VT3$. Составной транзистор $VT2-VT3$ запирается и прерывает цепь питания обмотки возбуждения. Напряжение генератора падает, что приводит к снижению падения напряжения на резисторе $R4$, запирающему стабилитрона $VD1$, транзистора $VT1$ и переводу составного транзистора $VT2-VT3$ в открытое состояние. Процесс периодически повторяется, поддерживая в соответствии с ранее рассмотренным принципом регулирования напряжение генераторной установки на заданном уровне. Регулятор поддерживает заданный уровень напряжения между выводом B и "массой" при изменении частоты вращения, токовой нагрузки и температуры. В схеме генераторной установки предусмотрена установка указателя PA тока и выключателя $S2$ аккумуляторной батареи GB .

3.4. Электростартеры

Тип системы пуска определяет используемая энергия и конструкция основного пускового устройства - стартера. Для пуска тракторных дизелей используют системы электростартерного пуска и пусковые бензиновые двигатели, пуск которых также может осуществляться электростартерами.

Система электростартерного пуска надежна в работе, обеспечивает дистанционное управление и возможность автоматизации процесса пуска двигателя с помощью электротехнических устройств.

Источником энергии в системах электростартерного пуска является стартерная свинцовая аккумуляторная батарея. В электростартерах используют электродвигатели постоянного тока. Характеристики стартерного электропривода с электродвигателями постоянного тока последовательного, смешанного возбуждения и с возбуждением от

постоянных магнитов хорошо согласуются со сложным характером нагрузки, создаваемой поршневым двигателем при пуске.

Типовая схема системы электростартерного пуска с дистанционным управлением приведена на рис. 3.18. Стартерный электродвигатель 14 получает питание от аккумуляторной батареи 1 через замкнутые контакты тягового электромагнитного реле. Тяговое реле, дополнительное реле и реле блокировки обеспечивают дистанционное включение, автоматическое отключение стартера от аккумуляторной батареи после пуска двигателя и предотвращают включение стартера при работающем двигателе.

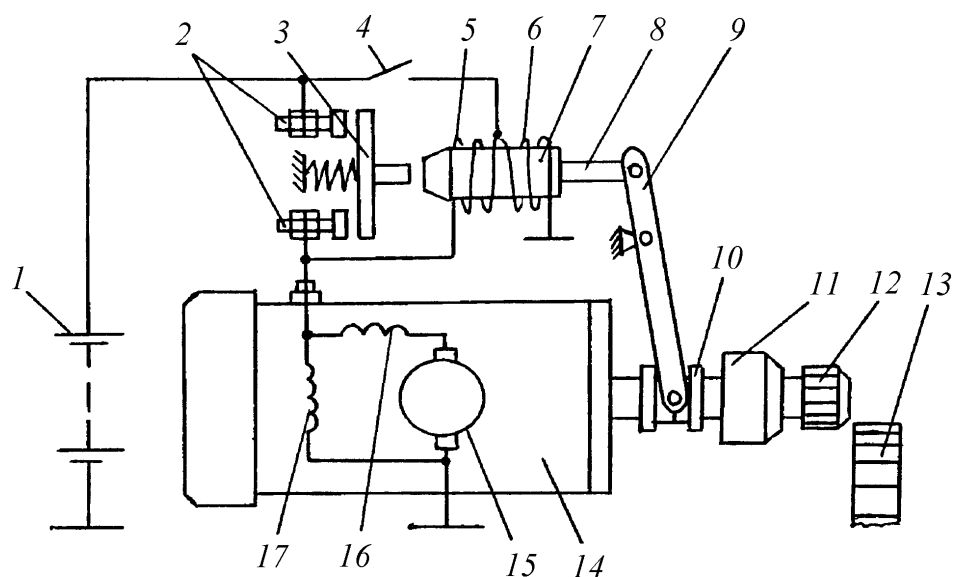


Рис. 3.18. Типовая схема управления электростартером:

1 - аккумуляторная батарея; 2 - контактный болт; 3- контактный подвижный диск; 4 - выключатель стартера; 5 - втягивающая обмотка тягового реле; 6 - удерживающая обмотка тягового реле; 7 - якорь тягового реле; 8 - шток; 9 - рычаг привода; 10 - поводковая муфта; 11 - муфта свободного хода; 12 - шестерня привода; 13 - зубчатый венец маховика; 14 - стартерный электродвигатель; 15 - якорь стартерного электродвигателя; 16 - последовательная обмотка возбуждения; 17- параллельная обмотка возбуждения

При замыкании контактов выключателя 4 стартера, дополнительного реле или реле блокировки втягивающая 5 и удерживающая 6 обмотки тягового реле подключаются к аккумуляторной батарее 1. Якорь 7 тягового реле притягивается к сердечнику электромагнита и с помощью штока 8 и рычага 9 механизма привода вводит шестерню 12 в зацепление зубчатым венцом 13 маховика двигателя.

В конце хода якоря 7 контактный диск 3 замыкает силовые контактные болты 2 и стартерный электродвигатель 14, получая питание от аккумуляторной батареи, приводит во вращение коленчатый вал двигателя.

После пуска двигателя муфта свободного хода *11* предотвращает передачу вращающего момента от маховика к валу якоря электродвигателя. Шестерня привода из зацепления с венцом маховика не выходит до тех пор, пока замкнуты контакты выключателя *4*. При размыкании контактов выключателя *4* втягивающая и удерживающая обмотки тягового реле подключается к аккумуляторной батарее последовательно через силовые контакты *2*. Так как число витков у обеих обмоток одинаковое и по ним при последовательном соединении проходит один и тот же ток, обмотки при разомкнутых контактах выключателя *4* создают два равных, но противоположно направленных магнитных потока. Сердечник электромагнита размагничивается и возвратная пружина перемещает якорь *7* реле в исходное нерабочее положение и выводит шестерню из зацепления с венцом маховика. При этом размыкаются и силовые контакты. При непосредственном управлении стартер включается трактористом с помощью рычага.

Конструкция стартера. Основными узлами и деталями электростартера (рис. 3.19) являются якорь *39* с обмоткой *43* и коллектором *2*, механизм привода с муфтой свободного хода *27* и шестерней *31*, тяговое электромагнитное реле *15*, корпус *42* с полюсами *41* и катушками *40*, щеточный узел с щеткодержателями *45*, щетками *47* и щеточными пружинами *46*.

Якорь стартерного электродвигателя представляет собой пакет стальных пластин (шихтованный сердечник) с пазами для размещения обмотки. Применение шихтованного сердечника позволяет уменьшить потери на вихревые токи. Пакет якоря напрессован на участок вала с продольной накаткой. Вал вращается в двух или трех бронзографитовых подшипниках или подшипниках из порошкового материала. Подшипники скольжения размещены в крышках со стороны привода, коллектора и в промежуточной опоре.

В стартерных электродвигателях применяют простые волновые обмотки, которые выполняют в виде одно- и двухвитковых секций. Секция представляет собой часть обмотки, расположенную между следующими друг за другом по ходу обмотки коллекторными пластинами (ламелями). Концы одной секции и начало следующей присоединяются к одной коллекторной пластине.

Концы секций укладывают в прорези петушков коллекторных пластин и для лучшего крепления чеканят и пропаивают. Число коллекторных пластин равно числу пазов. В четырехполюсных электрических машинах с волновой обмоткой якоря число пазов должно быть нечетным и в тракторных стартерах находится в пределах от 19 до 29.

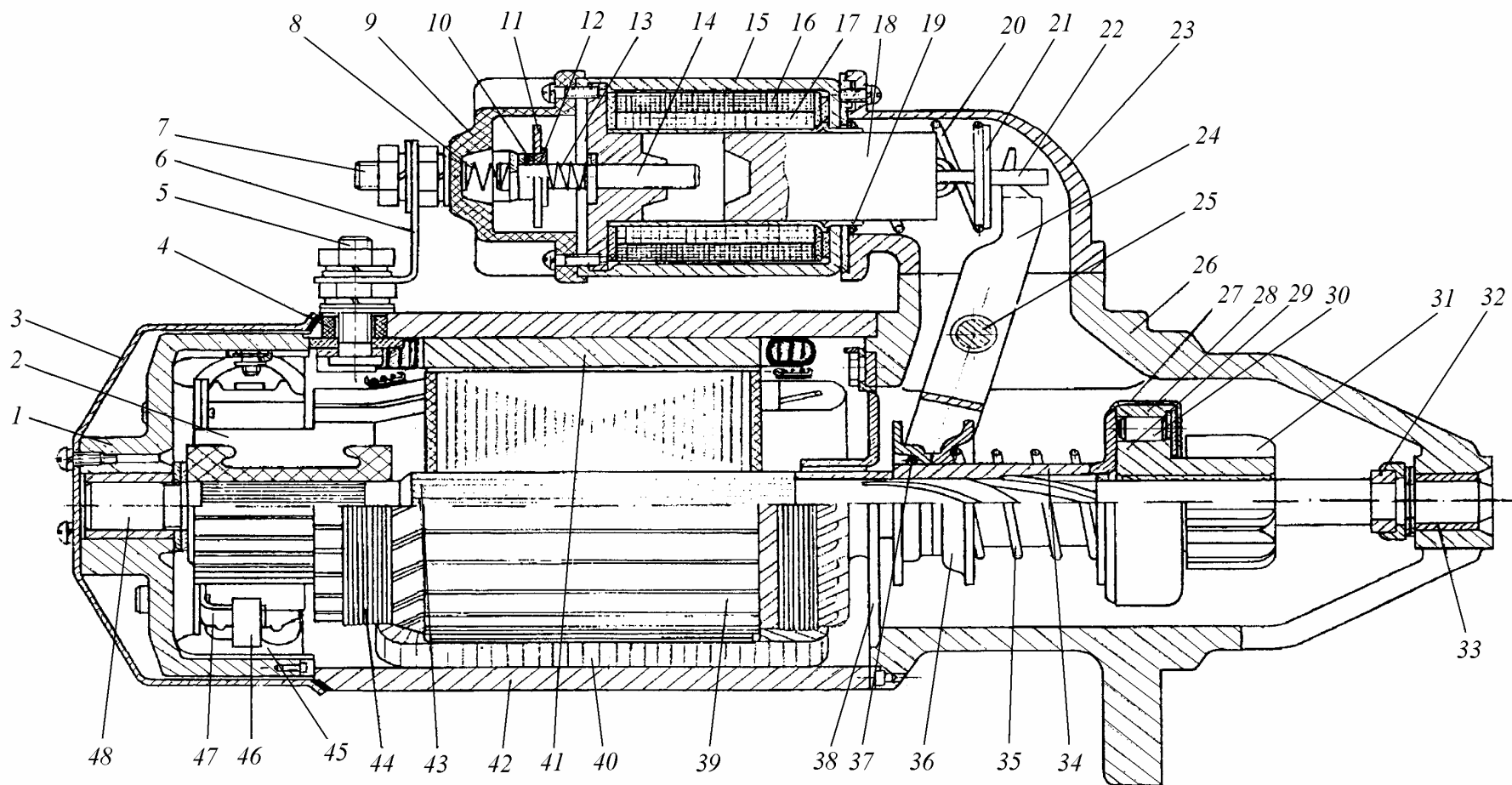


Рис. 3.19. Электростартер:

1 - крышка со стороны коллектора; 2 - коллектор на пластмассе; 3 - защитный кожух; 4 - изоляционная втулка; 5 - вывод стартерного электродвигателя; 6 - соединительная пластина; 7 - контактный болт; 8 и 20 - возвратные пружины; 9 - крышка тягового реле; 10 - изоляционная шайба; 11 - контактный подвижный диск; 12 - изоляционная втулка; 13 - пружина; 14 - шток; 15 - тяговое реле; 16 - удерживающая обмотка; 17 - втягивающая обмотка; 18 - якорь реле; 19 - латунная втулка; 21 - упорная шайба; 22 - тяга; 23 - основание реле; 24 - рычаг привода; 25 - ось рычага; 26 - крышка со стороны привода; 27 - муфта свободного хода; 28 - обойма ведущая; 29 - обойма ведомая; 30 - ролик; 31 - шестерня привода; 32 - упорное кольцо; 33 - вкладыш подшипника; 34 - направляющая шлицевая втулка ведущей обоймы; 35 - буферная пружина; 36 - поводковая муфта; 37 - запорное кольцо; 38 - промежуточная опора; 39 - якорь; 40 - катушка возбуждения; 41 - полюс; 42 - корпус; 43 - обмотка якоря; 44 - бандаж; 45 - щеткодержатель; 46 - пружина щеткодержателя; 47 - щетка; 48 - вал якоря

Одновитковые секции волновых обмоток выполняют из прямоугольного неизолированного медного провода. Для изоляции проводников в полузакрытых прямоугольных пазах друг от друга и от пакета якоря применяют электроизоляционный картон. Преимуществом прямоугольного паза является высокий коэффициент заполнения его прямоугольным проводом. Однако зубцы пакета якоря при такой форме паза имеют сложную конфигурацию и неравномерное распределение магнитной индукции по высоте. В полузакрытые пазы секции закладывают с торца пакета якоря.

Двухвитковые секции имеют стартеры малой мощности, устанавливаемые на пусковых бензиновых двигателях. Обмотки с двухвитковыми секциями наматывают круглым изолированным проводом.

На лобовые части обмотки якоря накладывают бандажи. Бандаж состоит из картонной прокладки, на которую намотана проволока или хлопчатобумажный шнур. Витки бандажа скрепляют пайкой или скобами, укладываемыми на прокладку перед намоткой проволоки или шнура. Лобовые части секции одна от другой изолируют пластмассовыми трубками или электроизоляционным картоном.

На тракторных стартерах применяют *коллекторы*: цилиндрические сборные, цилиндрические с пластмассовым корпусом и торцовые на пластмассе.

Сборный цилиндрический коллектор набирают из отдельных медных пластин (ламелей) и изолирующих прокладок и закрепляют металлическими и миканитовыми конусными кольцами по боковым опорным поверхностям при помощи гайки. От стальной втулки медные пластины изолирует миканитовая цилиндрическая втулка.

Цилиндрические коллекторы с пластмассовым корпусом также набирают в виде пакета медных пластин и в специальной форме запрессовывают в пластмассу. Пластмассовый корпус плотно охватывает сопряженные поверхности пакета коллекторных пластин, обеспечивая высокую прочность конструкции.

Рабочая поверхность торцового коллектора находится в плоскости, перпендикулярной оси вращения якоря. При использовании торцового коллектора уменьшается расход меди и осевая длина стартера.

Коллекторы так же, как и пакеты якорей напрессовываются на участок вала с продольной накаткой или насечкой.

Корпуса электростартеров изготавливают из трубы или стальной полосы, которую сворачивают в трубу с последующей сваркой в месте стыка. Корпус является частью магнитной системы электродвигателя. К корпусу одним или двумя винтами крепят четыре полюса. На

каждом полюсе располагают одну (параллельную или последовательную) катушку возбуждения.

Стартеры смешанного возбуждения имеют по три катушки в последовательной обмотке и по одной - в параллельной обмотке (рис. 3.20, а-в). Катушки последовательной обмотки соединены между собой последовательно. В более мощных стартерах (рис. 3.20, г и д) с последовательным возбуждением катушки соединены попарно - параллельно.

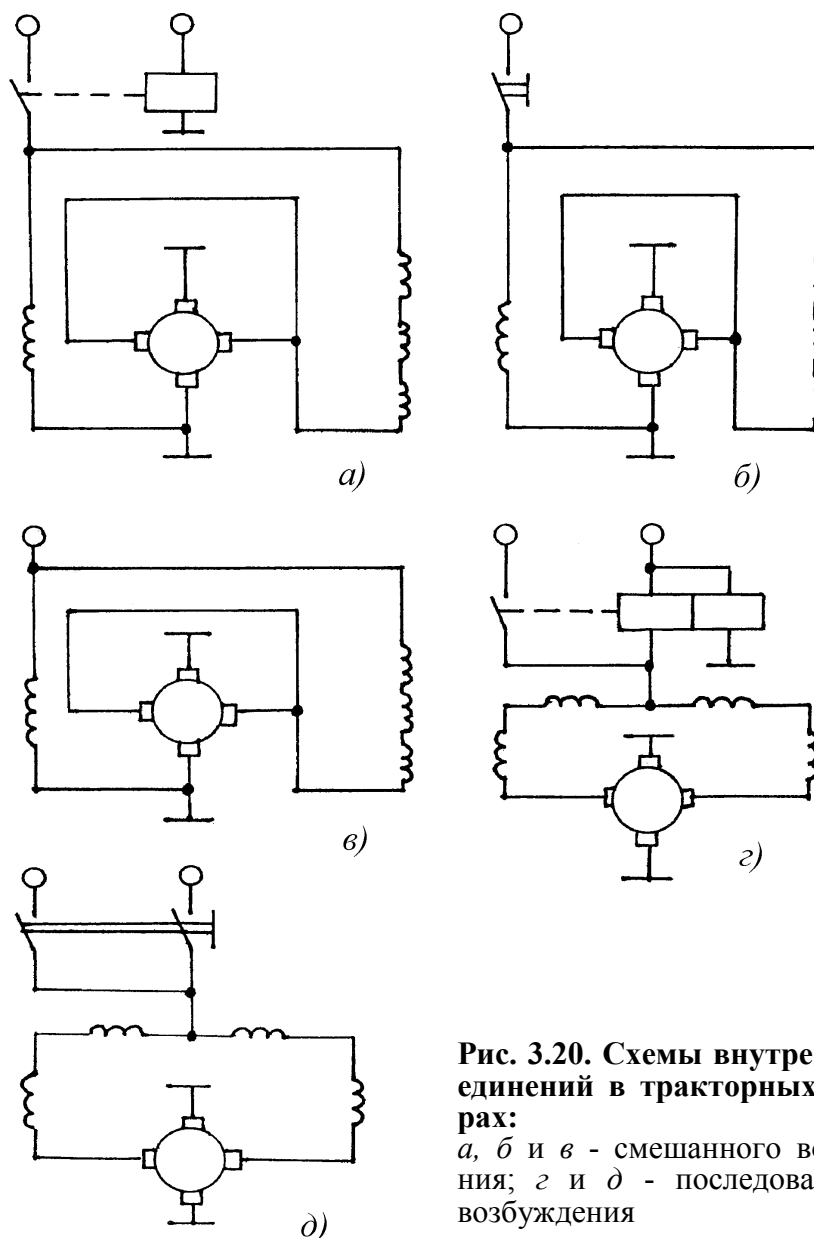


Рис. 3.20. Схемы внутренних соединений в тракторных стартерах:
 а, б и в - смешанного возбуждения; г и д - последовательного возбуждения

Катушки последовательной обмотки возбуждения имеют несколько витков. Витки катушки разделены электроизоляционным картоном толщиной 0,2...0,4 мм. Для намотки катушек параллельной обмотки возбуждения в стартерах смешанного возбуждения используют круглый изолированный провод с эмалевой изоляцией. Внешняя

изоляция может быть выполнена из хлопчатобумажной ленты с последующей пропиткой лаком или из полимерных материалов.

Корпус стартера служит несущей конструкцией для *крышек*, воспринимает крутящий момент и передает его элементам крепления стартера на двигателе. Крепление крышек к корпусу стартера осуществляется с помощью стяжных болтов. Для ввинчивания стяжных болтов в крышке со стороны привода предусмотрены приливы.

Алюминиевые или чугунные крышки со стороны привода имеют установочные фланцы с двумя или тремя отверстиями под болты крепления стартера на двигателе. В полости крышки располагают механизм привода с муфтой свободного хода. Отверстие в крышке позволяет шестерне привода входить в зацепление с венцом маховика.

В стартерах большой мощности крышка со стороны привода не имеет крепежного фланца и крепится к промежуточной опоре. Стартер закрепляют на специальном приливе двигателя с углублением под наружный диаметр.

Промежуточную опору обычно устанавливают в стартерах с диаметром корпуса 112 мм и более, что позволяет уменьшить прогиб вала и степень изнашивания подшипников.

В стартерах с цилиндрическими коллекторами на крышках со стороны коллектора закреплены четыре коробчатых щеткодержателя радиального типа с щетками и спиральными пружинами. В щеткодержателях щетки должны перемещаться свободно, но без значительных боковых колебаний. Щетки торцовых коллекторов размещают в пластмассовых или металлических траверсах и прижимают к рабочей поверхности коллектора витыми цилиндрическими пружинами.

В тракторных стартерах применяют меднографитовые щетки марок МГСО1 (трапецеидальные) и МГСОА при номинальном напряжении 12 В.

Волновая обмотка якоря имеет две параллельных ветви независимо от числа полюсов и позволяет иметь только две щетки. Для уменьшения плотности тока в щетке в стартерах устанавливают число щеток, равное числу полюсов. С этой же целью в мощных стартерах устанавливают в каждом щеткодержателе по две щетки (всего восемь щеток).

Приводные механизмы имеют роликовые (3-5 роликов) бесплунжерные или храповые *муфты свободного хода*. Они обеспечивают ввод и удержание шестерни стартера в зацеплении с венцом маховика во время пуска двигателя, передачу необходимого вращающего момента коленчатому валу и предохранение якоря стартерного электродвигателя от разгона вращающимся маховиком работающего двигателя.

При передаче крутящего момента от стартера к двигателю ведущая обойма 12 (рис. 3.21) ролик о в о й м у ф т ы поворачивается относительно неподвижной ведомой обоймы 17 с шестерней, ролики 1 под действием прижимных пружин 3 и сил трения между обоймами и роликами перемещаются в узкую часть клиновидного пространства и муфта заклинивается. Надежный контакт роликов с рабочими поверхностями обойм в бесплунжерных муфтах свободного хода обеспечивается подпружиненными индивидуальными Г-образными толкателями 2.

Силовые контакты тягового реле замыкаются раньше, чем шестерня полностью войдет в зацепление с венцом маховика. Дальнейшее перемещение шестерни до упорного кольца на валу происходит под действием осевого усилия в винтовых шлицах вала якоря и направляющей втулки ведущей обоймы муфты свободного хода.

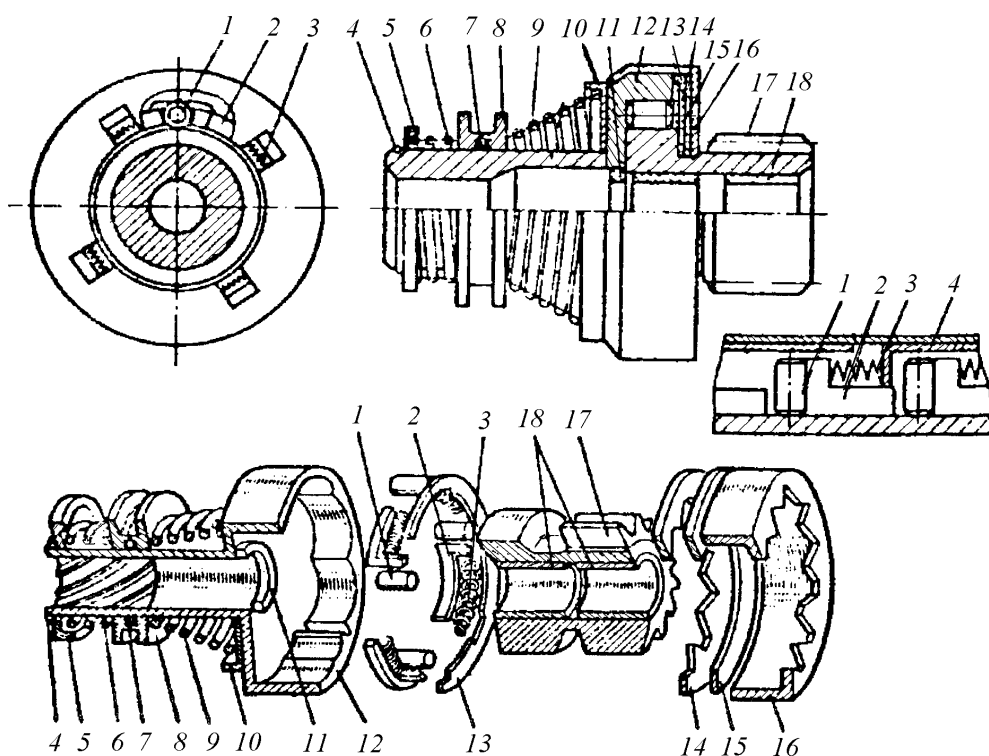


Рис. 3.21. Бесплунжерная четырехроликовая муфта свободного хода и детали приводного механизма:

1 - ролик; 2 - толкатель Г-образный; 3 - прижимная пружина; 4 и 7 - замковые кольца; 5 и 10 - опорные чашки; 6 пружина; 8 - поводковая муфта; 9 - буферная пружина; 11 - центрирующее кольцо; 12 - ведущая наружная обойма со шлицевой втулкой; 13 - держатель пружин; 14 - специальная шайба; 15 - войлочный уплотнитель; 16 - кожух муфты; 17 - ведомая обойма с шестерней; 18 - втулки

В случае, если зубья шестерни упрутся в венец маховика, якорь тягового реле продолжает движение, сжимая буферную пружину, и замыкает силовые контакты. Якорь стартера вместе с приводом

начинает вращаться и, как только зуб шестерни установится против впадины зубчатого венца маховика, шестерня под действием сжатой буферной пружины и осевого усилия в шлицах входит в зацепление с венцом маховика.

После пуска двигателя частота вращения ведомой обоймы с шестерней привода превышает частоту вращения ведущей обоймы. Ролики перемещаются в широкую часть клиновидного пространства между обоймами и муфта расклинивается.

Храповая муфта свободного хода (рис. 3.22) обеспечивает более полное разъединение стартера и двигателя при меньших нагрузках на силовые элементы привода.

При включении стартера рычаг привода через корпус *11* перемещает шлицевую направляющую втулку *12* вместе с ведущим *8* и ведомым *6* храповиками по шлицам вала и вводит шестерню в зацепление с венцом маховика. Во время работы стартера крутящий момент к венцу маховика передается через шлицевую втулку *12*, ведущий *8* и ведомый *6* храповики и шестерню *2*. Осевое усилие, возникающее в винтовых шлицах направляющей втулки *12* и ведущего храповика *8*, воспринимается буферным резиновым кольцом *14*.

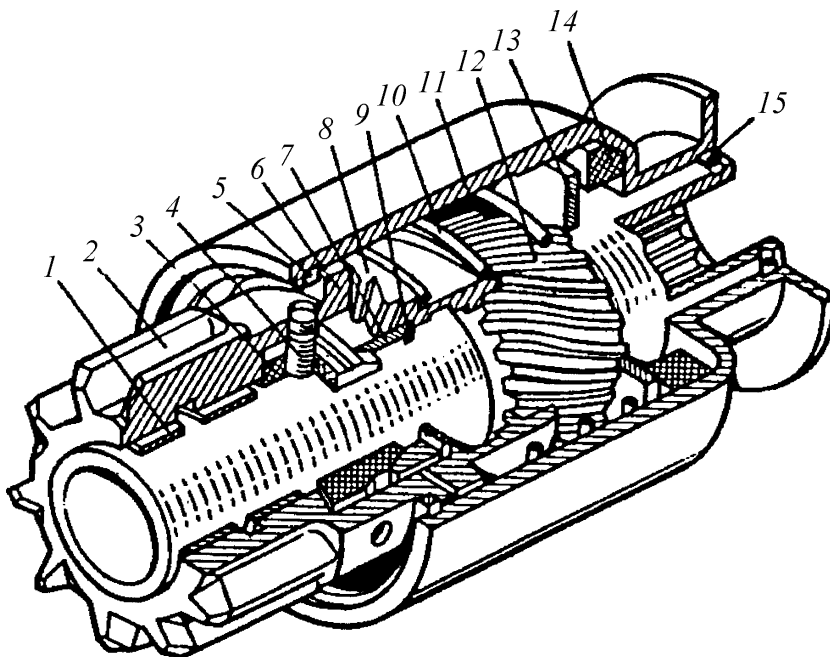


Рис. 3.22. Приводной механизм с храповой муфтой свободного хода:

1 - вкладыш; *2* - шестерня; *3* - сегмент (сухарик); *4* - направляющий штифт; *5* и *15* - замковые кольца; *6* - ведомый храповик; *7* - коническая втулка; *8* - ведущий храповик; *9* и *13* - шайбы; *10* - пружина; *11* - корпус; *12* - шлицевая направляющая втулка; *14* - буферное резиновое кольцо; *15* - замковое кольцо

Перемещение ведущего храповика *8* по винтовым шлицам за счет сжатия пружины *10* обеспечивает поворот ведомого храповика *6*

с шестерней на $15...30^\circ$ и ввод шестерни в зацепление с венцом маховика двигателя.

Если частота вращения шестерни, ведомого и ведущего храповиков превышает частоту вращения направляющей втулки *12*, ведущий храповик *8* за счет усилия в винтовых шлицах отходит от ведомого храповика *6* и шестерня вращается вхолостую. Одновременно пластмассовые сегменты *3* под действием центробежных сил перемещаются по направляющим штифтам *4* в радиальном направлении и удерживают храповой механизм в разомкнутом состоянии до тех пор, пока осевое усилие в клиновом соединении конических поверхностей сегментов и втулки *7*, создаваемое центробежными силами, будет превышать усилие пружины *10*.

Во время отдельных циклов сгорания топлива в цилиндрах двигателя шестерня остается в зацеплении с венцом маховика и может снова передавать крутящий момент от электродвигателя после выравнивая частот вращения ведущего и ведомого храповиков. Шестерня *2* выходит из зацепления только после выключения тягового реле стартера.

В стартерах с *дополнительным встроенным редуктором* (рис. 3.23) последний размещают между приводом и валом электродвигателя. Редуктор состоит из пластмассовой эпициклической шестерни, закрепленной в корпусе редуктора *9*, в котором на подшипнике вращается водило *10* с шестернями-сателлитами *11*. Через шестерни-сателлиты и солнечную шестерню якоря электродвигателя момент от стартера передается валу привода, а через него на маховик двигателя.

Электромагнитные тяговые реле крепятся на корпусе или приводной крышке непосредственно или с использованием дополнительных крепежных элементов. В двухобмоточных реле втягивающая обмотка вместе с удерживающей обмоткой обеспечивает необходимую притягивающую силу, когда зазор между якорем и сердечником реле максимальный. Втягивающая обмотка подключена параллельно силовым контактам. При замыкании контактных болтов подвижным диском втягивающая обмотка замыкается накоротко и выключается из работы. Удерживающая обмотка, рассчитанная лишь на удержание контактов реле в замкнутом состоянии, намотана проводом меньшего сечения и имеет непосредственный вывод на массу. Обмотки расположены на латунной втулке, в которой свободно перемещается якорь реле.

При разделенной контактной системе тягового реле стартера (см. рис. 3.19) шток *14*, на котором установлен контактный диск *11*, не соединен с якорем *18* реле. В контактной системе установлена пружина *13* прижатия подвижного диска *11* к контактам и возвратная

пружина 8. Якорь реле перемещается в исходное нерабочее положение при отключении стартера возвратной пружиной 20 привода. С приводным механизмом тяговое реле связано рычагом 24. Два пальца нижней разветвленной части рычага соединены с поводковой муфтой 36.

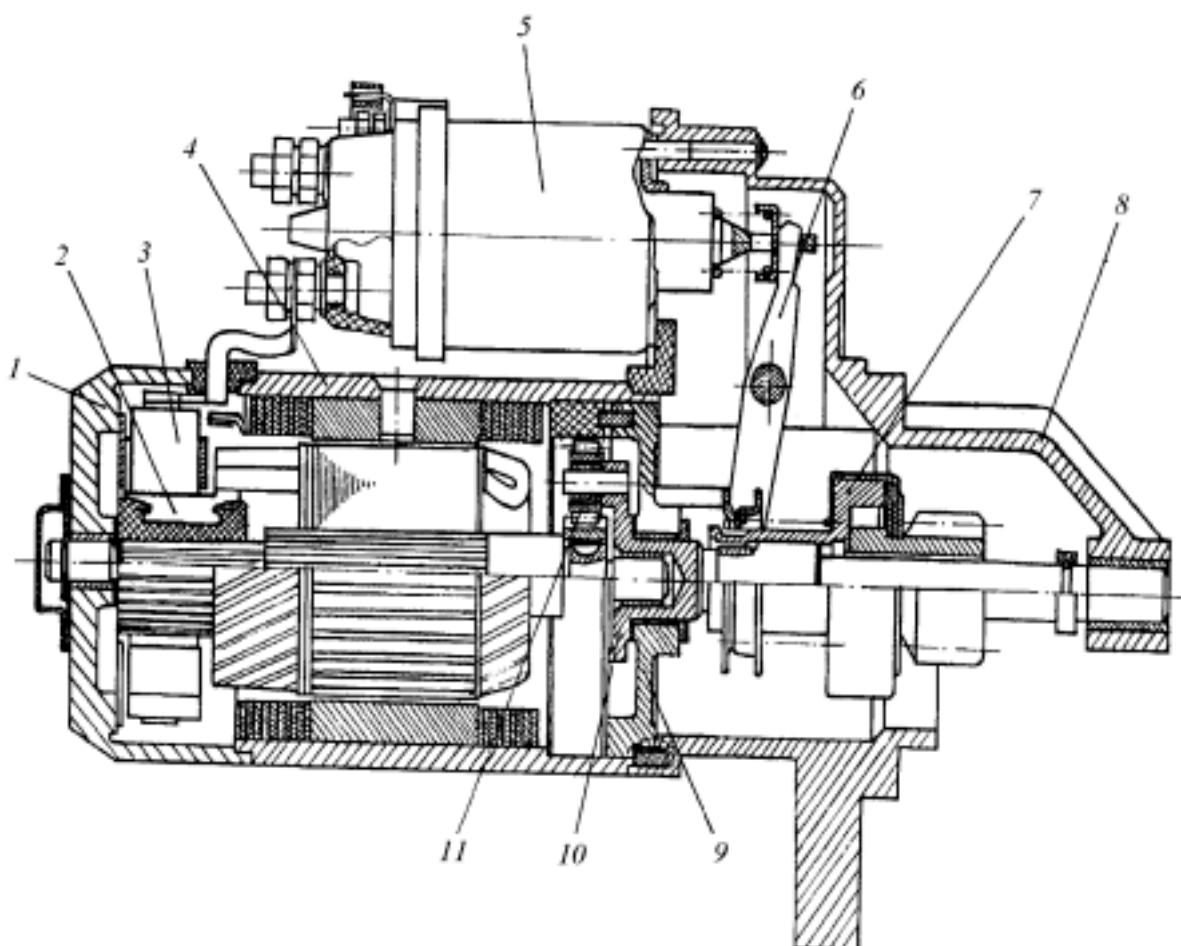


Рис. 3.23. Электростартер с дополнительным встроенным редуктором:
 1 - крышка со стороны коллектора; 2 - коллектор; 3 - щеткодержатель; 4 - корпус стартера; 5 - тяговое реле; 6 - рычаг включения привода; 7 - муфта свободного хода; 8 - крышка со стороны привода; 9 - корпус редуктора с эпициклической шестерней; 10 - водило; 11 - шестерни-сателлиты

Характеристики стартерных электродвигателей. Свойства стартерных электродвигателей оценивают по рабочим и механическим характеристикам. Рабочие характеристики представляют в виде совокупности зависимостей напряжения на зажимах стартера $U_{ст}$, полезной мощности P_2 на валу, полезного крутящего момента M_2 и частоты вращения n_a якоря от силы тока I , потребляемого стартером (рис. 3.24).

Механические характеристики стартеров - это зависимости $n_a=f(M_2)$ или $M_2=f(n_a)$.

Подводимая к стартеру мощность $P_1 = U_{cm}I$ за вычетом электрических потерь в стартере преобразуется в электромагнитную мощность

$$P = I_a E_a,$$

где I_a и E_a - соответственно сила тока якоря и ЭДС, индуцируемая в обмотке якоря.

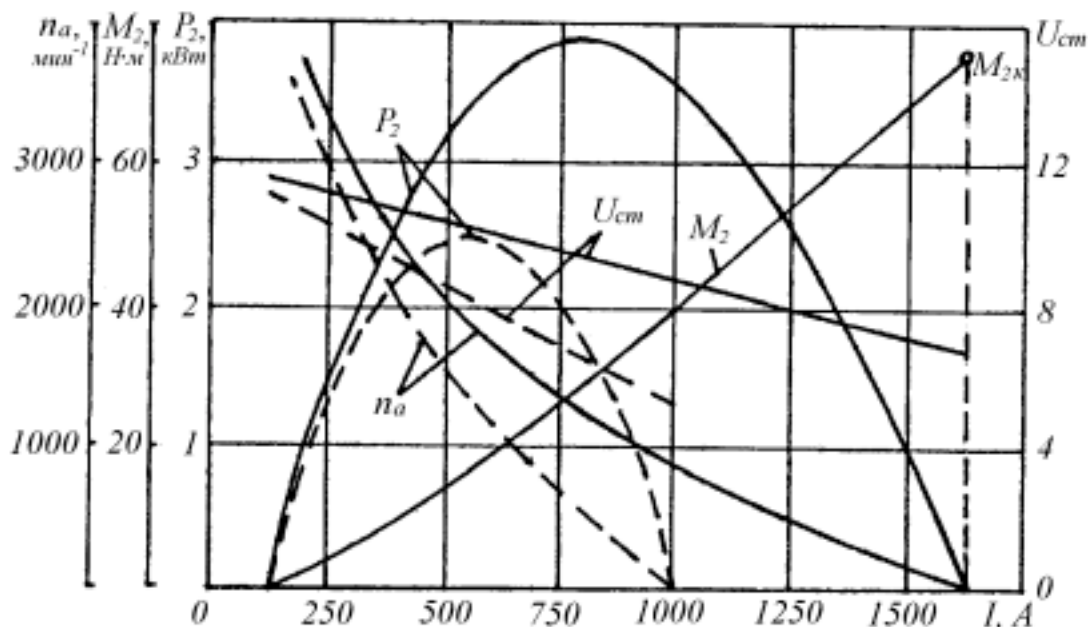


Рис. 3.24. Рабочие характеристики электростартера:
— номинальные; --- пусковые

Полезная мощность P_2 на валу электродвигателя меньше электромагнитной на величину механических потерь, на трение в подшипниках, в щеточно-коллекторном узле и магнитных потерь на перемагничивание и вихревые токи в пакете пластин якоря.

На рабочих характеристиках можно выделить три основных режима: максимальной полезной мощности; полного торможения при токе короткого замыкания, когда частота вращения равна нулю, а крутящий момент M_{2K} максимальный; холостого хода при силе тока I_0 , когда частота вращения n_0 якоря максимальная.

На мощность и крутящий момент M_{2K} стартерного электродвигателя оказывают влияние следующие факторы:

- емкость аккумуляторной батареи (чем меньше емкость, тем больше внутреннее сопротивление батареи и меньше мощность стартера);
- степень разряженности и температура электролита аккумуляторной батареи (при понижении температуры электролита и увеличе-

нии степени разряженности повышается внутреннее сопротивление батареи);

- сопротивление стартерной сети (с увеличением длины стартерных проводов и ухудшением состояния переходных контактов в разъемных соединениях стартерной сети увеличивается их сопротивление, а мощность и пусковой момент стартера уменьшаются).

Учитывая влияние параметров аккумуляторной батареи на характеристики стартерного электродвигателя, необходимо однозначно указывать условия, при которых определяются номинальные параметры стартеров.

Номинальную мощность стартера P_n определяют как наибольшую полезную мощность в кратковременном режиме работы при питании от батареи максимально допустимой емкости, установленной в технических условиях на стартер, при напряжении на силовом выводе тягового реле стартера, равном напряжению на выводах аккумуляторной батареи при степени ее заряженности 100%, температуре электролита 20 °С, на первой попытке пуска двигателя без учета падения напряжения в проводах.

Напряжение на силовом выводе реле стартера, к которому подключается провод аккумуляторной батареи, при определении номинальной мощности находят по формуле:

$$U_{cm} = U_n(1 - a_6 I / C_{20}),$$

где U_n номинальное напряжение стартера; I - сила тока, потребляемого стартером; C_{20} - номинальная емкость аккумуляторной батареи; a_6 - коэффициент, принимаемый при определении номинальной емкости, $a_6 = 0,05$ для батарей емкостью до 100 А·ч и $a_6 = 0,057$ для батарей емкостью больше 100 А·ч. Значение коэффициента a_6 не распространяется на необслуживаемые батареи.

Характеристики стартерных электродвигателей зависят от способа возбуждения. При одинаковых номинальных значениях мощности и момента электродвигатели с последовательным возбуждением развивают большие пусковые моменты. Это облегчает трогание системы стартер-двигатель с места при пуске двигателя в условиях низких температур. Благодаря мягкой механической характеристике электродвигатели с последовательным возбуждением работают устойчиво при переменной нагрузке.

Стартерные электродвигатели после пуска двигателя некоторое время могут работать в режиме холостого хода. У электродвигателей с последовательным возбуждением по обмоткам возбуждения протекает ток якоря, поэтому магнитный поток зависит от нагрузки на валу электродвигателя. С уменьшением нагрузки сила тока и магнитный

поток якоря уменьшаются, частота вращения возрастает и в режиме холостого хода достигает значений, при которых возможно разрушение обмотки якоря и коллектора под действием центробежных сил.

Смешанное возбуждение позволяет снизить частоту вращения якоря в режиме холостого хода. При смешанном возбуждении магнитный поток создается совместным действием последовательной и параллельной обмоток. С уменьшением нагрузки и магнитодвижущей силы последовательной обмотки магнитный поток, создаваемый параллельной обмоткой возбуждения, даже несколько увеличивается вследствие меньшего падения напряжения в аккумуляторной батарее и стартерной сети.

Схема управления стартером. При дистанционном управлении стартерный электродвигатель соединяется с аккумуляторной батареей с помощью тягового реле, обмотки которого подключают к батарее через дополнительное реле или реле блокировки.

Реле блокировки $K1$ (рис. 3.25) имеет две обмотки. Одна обмотка, которая считается основной, подключена к одной фазе стартерной обмотки генератора через двухполупериодный однофазный выпрямитель. Вспомогательная обмотка через резистор $R1$ и выключатель $S1$ стартера получает питание от аккумуляторной батареи GB . Пока дизель не работает, напряжение на фазе генератора отсутствует, а замыкающие контакты $K1^*$ реле $K1$ замкнуты. При замыкании контактов выключателя $S1$ через замкнутые контакты $K1^*$ ток от аккумуляторной батареи поступает в обмотку дополнительного реле $K2$ выключателя стартера. Контакты $K2^*$ реле $K2$ замыкаются и включают в работу тяговое реле $K3$ и через него стартерный электродвигатель M .

После пуска дизеля с увеличением частоты вращения его коленчатого вала и вала генератора напряжение фазы генератора возрастает, основная обмотка реле блокировки размыкает контакты $K1^*$ реле $K1$ и обесточивает реле $K2$. Контакты $K2^*$ реле $K2$ и $K3^*$ тягового реле $K3$ размыкаются и стартерный электродвигатель отключается от источника питания. Контакты $K1^*$ реле $K1$ остаются разомкнутыми до тех пор, пока дизель и генератор работают, что предотвращает возможность включения стартера.

Контрольная лампа HL , соединенная с аккумуляторной батареей через размыкающие контакты $K1^*$ реле $K1$, при неработающем дизеле горит и сигнализирует о необходимости отключения батареи от "массы" с помощью выключателя $S2$. После пуска дизеля и размыкания контактов $K1^*$ реле $K1$ лампа HL гаснет, что свидетельствует об исправности генераторной установки.

Магнитный поток вспомогательной обмотки реле блокировки направлен встречно по отношению к магнитному потоку основной

обмотки, чем обеспечивается более четкое размыкание контактов $K1^*$ реле $K1$ и увеличение срока его службы.

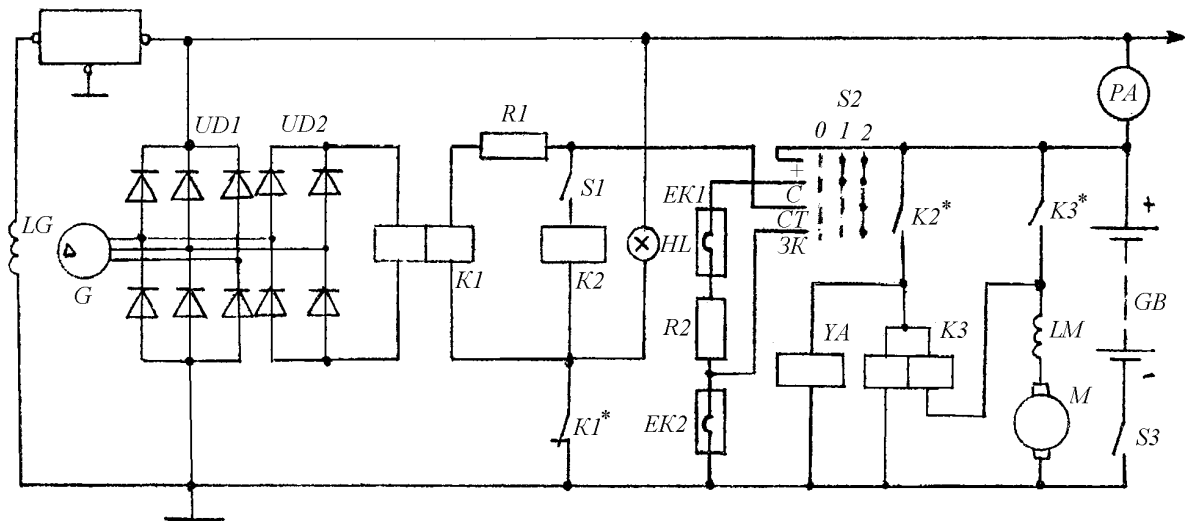


Рис. 3.25. Схема системы пуска:

LG - обмотка возбуждения генератора; G - генератор; $UD1$ - выпрямитель генератора; $UD2$ - выпрямитель в цепи питания реле блокировки; $K1$ - реле блокировки; $R1$ - резистор реле блокировки; $K2$ - дополнительное реле включения стартера; $S1$ - выключатель блокировки пуска; HL - контрольная лампа; $EK1$ - контрольный элемент электрофакельного подогревателя; $EK2$ - спираль электрофакельного подогревателя; $R2$ - добавочный резистор; $S2$ - выключатель стартера и электрофакельного подогревателя; YA - обмотка электромагнитного клапана ЭФП; $K3$ - тяговое реле стартера; M - стартерный электродвигатель; LM - обмотка возбуждения стартерного электродвигателя; PA - указатель силы тока; GB - аккумуляторная батарея; $S3$ - выключатель массы

3.5. Системы освещения и световой сигнализации

Безопасность движения тракторов по дорогам и при выполнении технологических операций, особенно в темное время суток, во многом зависит от состояния системы освещения и световой сигнализации. Световые приборы предназначены для обеспечения качественной работы в различных условиях, для освещения дороги, передачи информации о габаритных размерах трактора и состояния его отдельных систем (контрольные лампы), предполагаемом и совершаемом маневре, для освещения номерного знака, кабины, контрольно-измерительных приборов, подкапотного пространства и т.д.

В обязательный комплект световых приборов входят две фары с дальним и ближним светом, фонари указателей поворота, сигналы торможения красного цвета, габаритные огни, фонарь освещения номерного знака, световозвращатели (катафоты). Кроме того, для облегчения управления трактором, сельскохозяйственными и другими навесными орудиями ночью могут быть применены фары рабочего освещения.

Светотехнические приборы подразделяют также на внешние (фары головного и рабочего освещения, фонари различного назначения) и внутренние (плафоны, лампы освещения щитка приборов, контрольные лампы).

Транспортные тракторы и тягачи имеют светотехническое оборудование, подобное автомобильному. Световые приборы сельскохозяйственных тракторов и прицепных орудий при ночных полевых работах должны равномерно освещать большую площадь и отдельные рабочие механизмы широким световым пучком, что достигается применением фар рабочего освещения со специально рассчитанным рассеивателем.

Оптическая система светового прибора включает лампу накаливания, отражатель и рассеиватель. Лампа является источником света. Отражатель в виде параболоида вращения концентрирует световой поток, испускаемый лампой, в малом телесном угле. Рассеиватель, выполненный из прозрачного материала, перераспределяет световой поток в вертикальной и горизонтальной плоскостях с помощью линз и призм на его внутренней поверхности.

К основным светотехническим параметрам световых приборов относятся активная поверхность оптической системы, световое отверстие, телесный и плоский углы охвата, углы излучения и рассеяния, фокус и фокусное расстояние, коэффициент отражения для отражателей, коэффициенты поглощения и пропускания для рассеивателей.

Активной поверхностью оптической системы является зеркальная поверхность отражателя. Ее проекция на плоскость, перпендикулярная оптической оси, называется световым отверстием. Оптическая ось светового прибора - это ось его симметрии. Лучи, падающие на активную поверхность отражателя параллельно оптической оси, собираются в фокусе. В реальных оптических системах с фокусом совмещают центр тела накала источника света. Отрезок оптической оси фокуса до вершины отражателя называется фокусным расстоянием.

Лампы накаливания. На тракторах используют автомобильные лампы накаливания. При прохождении электрического тока нить накала лампы нагревается и при определенной температуре начинает излучать свет.

Лампа накаливания состоит из стеклянной колбы 1 (рис. 3.26,а), одной или двух нитей накала 2 и 3, цоколя 7 с фокусирующим фланцем 5 или без него и выводов 6. Нити накала в двухнитевых лампах имеют различное функциональное назначение. Двухнитевые лампы фар головного освещения обеспечивают их работу в режимах ближнего и дальнего света.

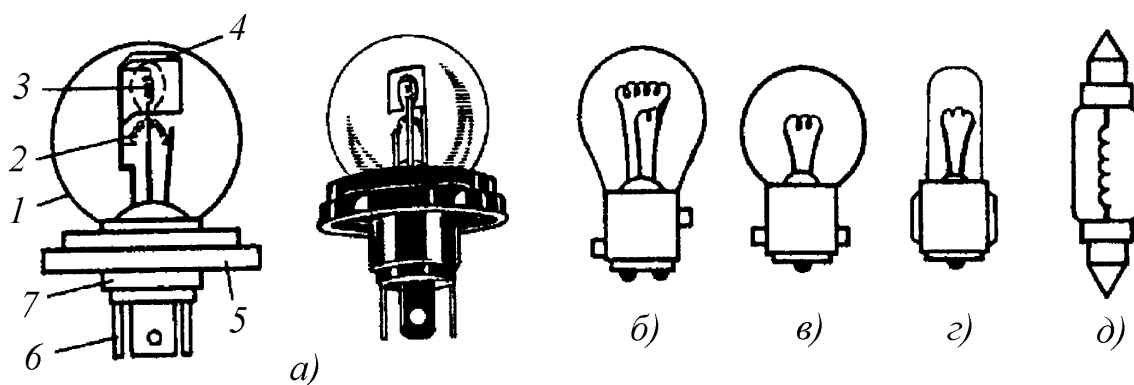


Рис. 3.26. Лампы накаливания:

а - фар головного освещения с европейской ассиметричной системой светораспределения; *б* - двухнитевая штифтовая; *в* - однонитевая штифтовая; *г* - пальчиковая; *д* - софитная; *1* - стеклянная колба; *2* и *3* - нити накала; *4* - экран; *5* - фокусируемый фланец; *6* - выводы; *7* - цоколь

Нить накала должна выдерживать высокие температуры, иметь малые размеры и изготавливается из тонкой вольфрамовой проволоки (температура плавления 3380°C), свитой в цилиндрическую спираль. Спираль обычно имеет вид прямой линии или дуги окружности. Спираль нагревается до $2300...2700^{\circ}\text{C}$. С повышением температуры спирали увеличивается яркость и световая отдача лампы. Однако при температуре спирали свыше 2400°C вольфрам интенсивно испаряется и, оседая на стенках стеклянной колбы, образует темный налет, уменьшающий световой поток лампы.

Вольфрам интенсивнее испаряется в вакуумных лампах. Поэтому лампы мощностью свыше 3 Вт заполняют смесью инертных газов аргона и азота или криптона и ксенона. Благодаря большому давлению инертных газов в колбе допускается большая температура нагрева спирали, что позволяет увеличить световую отдачу лампы.

Цоколь служит для крепления лампы в патроне светового прибора и подведения тока от источника энергии к электродам, соединяющим контакты цоколя с нитями накала. Лампы имеют штифтовые и фланцевые цоколи. В лампе с штифтовым цоколем (рис. 3.26, *б* и *в*) трудно обеспечить точное расположение нити накала относительно штифтов. Штифтовый цоколь не позволяет надежно фиксировать лампу в патроне. Поэтому лампы с штифтовыми цоколями применяют в световых приборах, к которым не предъявляются жесткие требования в отношении светотехнических характеристик.

Для точной фиксации нитей накала относительно фокуса параболического отражателя лампы автомобильных фар снабжают фокусирующим фланцевым цоколем с конструктивным элементом, позво-

ляющим устанавливать лампу в оптический элемент только в одном определенном положении.

Лампы работают в условиях вибрации и тряски, поэтому должны быть механически прочными. Крепление колбы к цоколю должно выдерживать усилие, прилагаемое к лампе, когда она вставляется в патрон или вынимается из него.

Световой поток и световая отдача лампы накаливания зависят от напряжения. При повышении напряжения относительно расчетного (12,8...13,5 и 28 В соответственно для 12- и 24-вольтовых систем электрооборудования) увеличивается сила тока, температура спирали, световой поток и световая отдача, но резко сокращается срок службы лампы. При понижении напряжения нить накала нагревается меньше, поэтому световой поток и световая отдача уменьшаются. При понижении напряжения по отношению к расчетному на 50...60% лампа практически не излучает света. Лампы должны выдерживать возможные на тракторе колебания напряжения.

Лампы накаливания имеют обозначение, например А12-45+40, в которое входит буква "А" (автомобильная) и цифры, указывающие на величину номинального напряжения (12 или 24 В) и потребляемую мощность в Вт. Значения мощности двухнитевых ламп пишутся одно за другим через знак "+".

Для фар головного освещения с европейской системой светораспределения используют единую двухнитевую лампу с унифицированным фланцевым цоколем типа Р45t-41 (рис. 3.26,а). Фланец ступенчатой формы напаян на цоколь диаметром 22 мм. Наличие двух базовых опорных поверхностей фланца позволяет применять лампу в оптических элементах фар с фокусным расстоянием 27 и 22 мм. Лампа имеет три штеткерных вывода под контактную колодку. Ее вставляют в оптический элемент с задней стороны отражателя и закрепляют пружинящими защелками.

Светосигнальные фонари обеспечивают необходимые светотехнические характеристики при силе света от единиц до 700 кд. Номинальная мощность ламп светосигнальных фонарей не превышает 21 Вт.

Установлено пять категорий ламп для светосигнальных фонарей и четыре категории ламп малой мощности для габаритных фонарей, внутреннего освещения кабины, подкапотного пространства и т.д.

Распределение света фары головного освещения перед трактором зависит от конструкции оптического элемента и установленной в нем лампы.

Параболоидные отражатели фар увеличивают силу света лампы в нужном направлении в 200...400 раз и, тем самым, обеспечивают

необходимую освещенность дороги или поля на достаточно больших расстояниях. Так, лампа силой света около 50 кд без отражателя дает освещенность в 1 лк на расстоянии около 7 м. При наличии отражателя сила света в центре светового отверстия фары возрастает до 10000...40000 кд и освещенность в 1 лк достигается на расстоянии 100...200 м.

В лампах фар с европейским светораспределением (рис. 3.27,а) нить 1 дальнего света располагают в фокусе отражателя. Световой пучок дальнего света с малым углом рассеяния получают при минимальных размерах спирали, выполненной в виде дуги, лежащей в горизонтальной плоскости. Большие линейные размеры спирали дальнего света по горизонтали обуславливают большее рассеяние светового потока в горизонтальной плоскости.

Нить 2 ближнего света цилиндрической формы выдвинута вперед по отношению к нити 1 дальнего света и расположена чуть выше и параллельно оптической оси. Лучи от нити ближнего света, попадающие на поверхность верхней половины параболоида, отражаются с наклоном вниз и освещают близлежащие участки дороги или поля перед трактором. Непрозрачный экран 3, расположенный под нитью 2 ближнего света исключает попадание световых лучей на нижнюю половину отражателя и их отражение с наклоном вверх. Одна сторона экрана 3 (рис. 3.37,б) отогнута вниз на угол 15° , что позволяет увеличить активную поверхность левой половины отражателя и освещенность правой обочины и полосы движения трактора на дороге.

Рассеиватель европейской фары играет небольшую роль в организации светораспределения. Большая часть нижней половины рассеивателя при ближнем свете не работает и рассчитывается на лучшее распределение дальнего света.

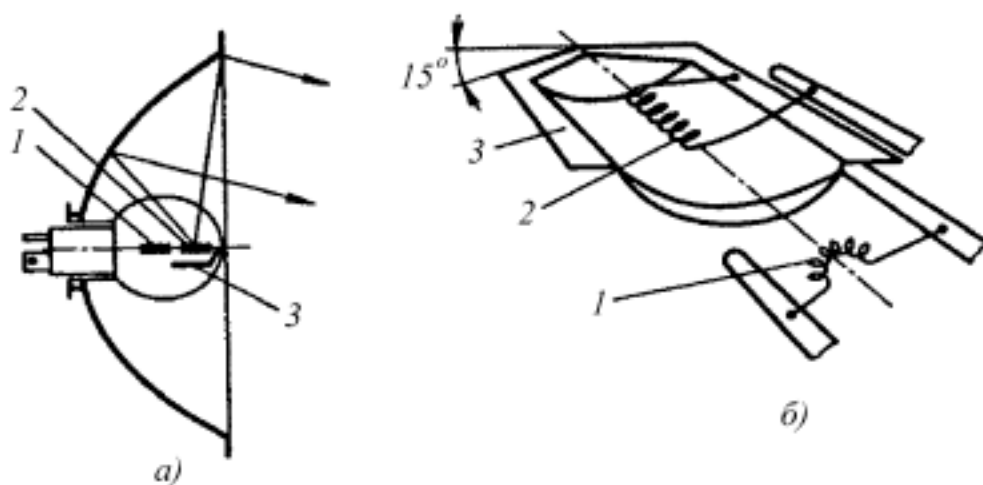


Рис. 3.27. Фара головного освещения с европейской системой светораспределения ближнего света:

а - схема фары; б - расположение экрана лампы

Конструкция фары. Металлостеклянный оптический элемент фары объединяет параболоидный отражатель 12 (рис. 3.28) с фокусным расстоянием 27 мм, рассеиватель 13 и лампу 3. Отражатель изготовляют из стальной ленты. Алюминированная отражающая поверхность для предотвращения окисления, повышения стойкости к воздействию влаги и механическим повреждениям покрыта тонким слоем специального лака. Рассеиватель приклеен к отражателю.

В оптический элемент фары со стороны вершины параболоидного отражателя устанавливают двухнитевую лампу с унифицированным фланцевым цоколем Р45t-41. Выводы лампы выполнены в виде прямоугольных штекерных пластин, на которые надета соединительная колодка 8 с проводами 9 и 10 и держателем проводов 11. В оптический элемент фары устанавливают также лампы габаритного и стояночного света. Экран 14, перекрывающий выход прямых лучей лампы накаливания, крепят к отражателю заклепками с помощью держателя 15.

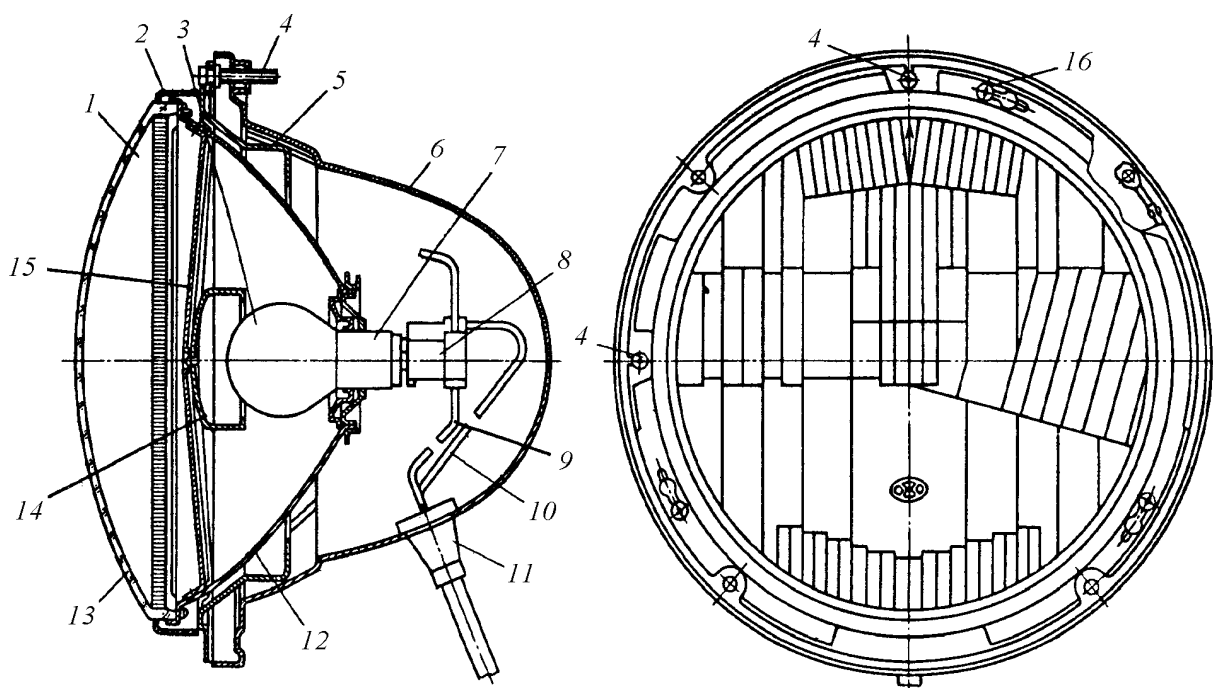


Рис. 3.28. Устройство фары головного освещения с оптическим элементом ФГ140:
 1 - оптический элемент; 2 - внутренний ободок; 3 - лампа; 4 - регулировочный винт; 5 - опорное кольцо; 6 - корпус фары; 7 - фланцевый цоколь; 8 - соединительная колодка; 9 и 10 - провода; 11 - держатель проводов; 12 - параболоидный отражатель; 13 - рассеиватель; 14 - экран; 15 - держатель; 16 - регулировочный винт

Светосигнальные приборы должны быть хорошо опознаваемы, что достигается изменением цветности сигналов и проблесковым режимом их работы. В светосигнальных приборах используют крас-

ный, белый и оранжевый цвета. Для различения смысловых сигналов очень важно обеспечить необходимую дальность их видимости.

Светооптическая система сигнальных приборов рассеивает световой пучок в определенных углах геометрической видимости. Геометрическую видимость световых приборов характеризуют углами в вертикальной и горизонтальной плоскости, ограничивающими зону телесного угла, в пределах которого световой сигнал должен быть виден без каких-либо помех. Светосигнальные фонари имеют, обычно, ассиметричное светораспределение. Горизонтальные углы их геометрической видимости значительно больше вертикальных. Требования к пространственному светораспределению зависят от выполняемых прибором функций.

Светораспределение светосигнального фонаря зависит от типа его оптической системы. Различают фонари с линзовой и смешанной оптическими системами.

Линзовую оптическую систему используют в световых приборах, в которых требуемые сила света и светораспределение могут быть обеспечены без отражателя одним рассеивателем. К таким приборам относятся габаритные фонари, фонари стояночного света, боковые повторители указателей поворота и др. Конструктивно светосигнальные приборы с линзовой оптической системой состоят из корпуса, лампы накаливания и рассеивателя с линзовыми или призматическими микроэлементами. Внутренняя поверхность корпуса может быть окрашена в белый цвет.

В смешанных оптических системах необходимое светораспределение создается совместно отражателем 8 (рис. 3.29) и рассеивателем 9. Рассеиватель перераспределяет световой поток как от отражателя, так и непреобразованный световой поток лампы 7. Использование непреобразованной части светового потока лампы способствует улучшению светотехнических характеристик светосигнальных приборов. Большая сила света, обеспечиваемая смешанной оптической системой в заданных углах геометрической видимости, обуславливает их применение в сигналах торможения и указателях поворота. Цвет рассеивателя определяется назначением светосигнального прибора.

Световой поток лампы наилучшим образом используется при установке в корпус 1 параболоидного отражателя с зеркальной поверхностью. Поверхность отражателя может быть сформирована непосредственно на корпусе из стальной ленты, цинкового литья или пластмассы. Требования к геометрической форме и качеству рабочей поверхности отражателей светосигнальных фонарей обычно невысокие.

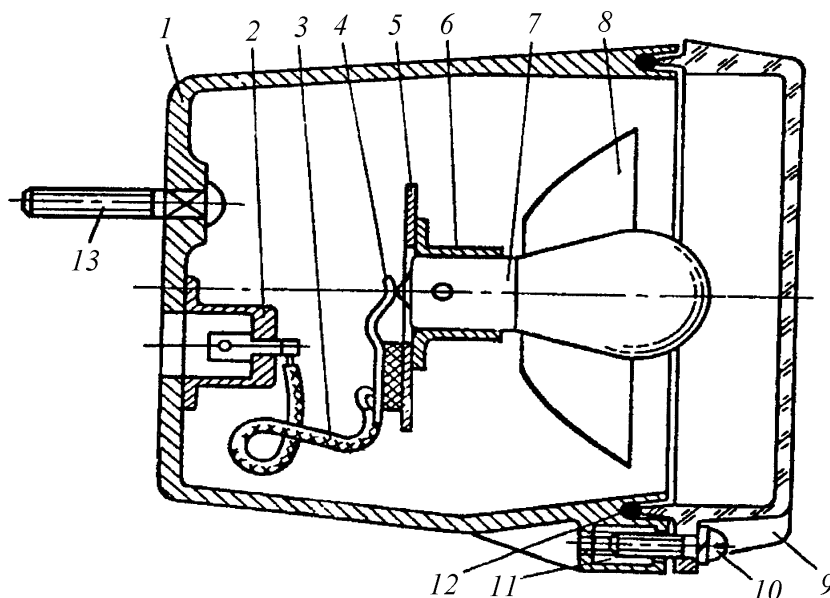


Рис. 3.29. Устройство сигнального фонаря:

1 - корпус; 2 - штекерный разъем; 3 - соединительный провод; 4 - пружинный контакт; 5 - монтажная панель; 6 - патрон лампы; 7 - лампа; 8 - отражатель; 9 - рассеиватель; 10 - винт крепления рассеивателя; 11 - гайка; 12 - резиновая прокладка; 13 - болт крепления фонаря

Патрон 6 обеспечивает правильную установку лампы 7 относительно отражателя и рассеивателя. Ось лампы должна совпадать с оптической осью отражателя.

Соединение рассеивателя с корпусом должно обеспечивать достаточную защиту внутренней полости фонаря от внешней среды. Герметизация светосигнального прибора с лампой накаливания - источником теплоты эпизодического действия является довольно сложной задачей. Обычно герметизация обеспечивается резиновой прокладкой 12.

Задние габаритные огни, фонари стояночного света и сигналы торможения принято обозначать красным цветом. Для достоверного различения габаритных огней и сигналов торможения при их одновременном включении, они должны иметь различную габаритную яркость. Красный свет лучше воспринимается периферическим зрением, лучше заметен ночью на фоне огней другого цвета и сохраняет монохроматичность. Передние габаритные огни и огни стояночного света имеют белый цвет.

Проблесковые сигналы передних и задних указателей поворота кодируют оранжевым цветом. Оранжевый цвет лучше распознается ночью на фоне включенных фар головного освещения и передних габаритных огней. Оранжевый и красный цвета приняты также для световозвращателей.

Впереди у трактора не должно быть ни одного огня красного цвета. Белый цвет сзади допускается только для света фонаря заднего хода (кстати, белый цвет фонаря заднего хода как и передних световых приборов сигнализирует о движении трактора в сторону наблюдателя) и фонаря освещения номерного знака.

Габаритные огни предназначены для указания наличия и приблизительной ширины трактора. Трактор должен иметь спереди и сзади по два габаритных огня. Сила излучаемого света на оси отсчета должна быть 4...60 кд и 2...12 кд соответственно для передних и задних габаритных огней. Габаритные огни должны устанавливаться на равном расстоянии от плоскости симметрии, на одинаковой высоте и в одной плоскости, перпендикулярной продольной оси трактора.

Сигнал торможения включается при срабатывании тормозов и сигнализирует о замедлении движения или остановке трактора. На тракторе должно быть два сигнала торможения. Их устанавливают сзади трактора на одинаковой высоте и на равном расстоянии от его плоскости симметрии. Расстояние между парными сигналами торможения не должно быть больше 600 мм. Сила света сигнала торможения на оси отсчета у однорежимных фонарей должна быть 40...100 кд.

Указатели поворота являются световыми приборами, предназначенными для сигнализации о намерении тракториста изменить направление движения трактора вправо или влево. Трактор должен иметь два передних и два задних указателя поворота, устанавливаемых на одной высоте в пределах 400...1300 мм и на равном расстоянии от продольной плоскости симметрии трактора.

Изменение направления движения серьезно меняет дорожную обстановку. Поэтому световые сигналы, оповещающие об этом маневре, должны обладать повышенной заметностью. Это достигается повышением их силы света и работой в проблесковом режиме. Частота миганий сигналов указателей поворота находится в пределах 1...2 с⁻¹. При частоте миганий меньше 1 с⁻¹ нельзя гарантировать различение сигнала в пределах времени, отводимого участникам движения на оценку дорожной ситуации. Проблески с частотой свыше 2 с⁻¹ глаз воспринимает слитно. Сила света передних указателей поворота составляет 175...700 кд, а задних однорежимных - от 50 до 200 кд.

Таблица номерного знака может освещаться одним или двумя фонарями, установленными по отношению к ней в определенном положении. Для того чтобы номерной знак был виден и легко читался при движении трактора, необходимо обеспечить равномерное распределение освещенности по площади таблицы. Удовлетворительную

освещенность широкой таблицы обеспечивают установкой двух одинаковых фонарей вдоль ее длинной стороны.

Световозвращатели служат для указания наличия трактора и обозначения его габаритов в темное время суток путем отражения света, излучаемого источником, находящимся на другом транспортном средстве. Световозвращатель является пассивным светосигнальным прибором с возвратно-отражающим оптическим элементом.

Кубические световозвращатели состоят из трехгранных ячеек с углом между гранями 90° . Грани ячеек расположены на внутренней стороне световозвращателя. Трехгранная ячейка представляет собой часть куба, отсеченную плоскостью, перпендикулярной диагонали ячейки и обычно являющейся плоскостью внешней поверхности светоотражателя. Диагонали всех ячеек светоотражателя параллельны как друг другу, так и продольной оси трактора. Свет входит в светоотражатель со стороны наружной гладкой поверхности и после трехкратного отражения от граней ячейки выходит в обратном направлении. Прямоугольная трехгранная призма обеспечивает хороший обратноотражающий эффект с достаточной силой отраженного света при небольшой площади поверхности и глубине оптического элемента световозвращателя. Направление падающих и отраженных лучей практически совпадает при изменении угла падения по отношению к диагонали в пределах $\pm 20^\circ$.

Светосигнальные фонари могут быть выполнены в виде отдельных приборов. Однако при недостатке места для размещения и в целях облегчения монтажа светосигнальные огни в различных комбинациях объединяют в общую конструкцию в виде переднего и заднего фонарей или блоков фонарей.

К внутренним помещениям трактора, которые необходимо освещать относят кабину тракториста, подкапотное пространство. Они имеют малые объемы и освещаются лампами небольшой мощности. Плафоны должны создавать не слепящий рассеянный свет, что обеспечивается применением в них рассеивателей из матированных или диффузно пропускающих свет материалов. Матированную поверхность с внутренней стороны рассеивателя получают после соответствующей механической или химической обработки. Коэффициенты пропускания и поглощения матированных поверхностей составляют соответственно $0,74 \dots 0,83$ и $0,4 \dots 0,09$. Диффузно пропускающие свет (молочные) стекла распределяют проходящий через них световой пучок в телесном угле 2 рад. Молочные стекла для плафонов кабины имеют коэффициенты пропускания и поглощения соответственно $0,38 \dots 0,53$ и $0,40 \dots 0,32$.

Конструкция *подкапотного фонаря* определяется спецификой его работы. Подкапотный фонарь может иметь поворотный колпак, перекрывающий световые лучи от лампы, направленные в глаза тракториста или механика. Светотехнические характеристики подкапотного фонаря не нормируют.

Наряду со стрелочными контрольно-измерительными приборами и приборами различного назначения с цифровой индикацией на тракторах используют *контрольные лампы или сигнализаторы*. Оптические сигнализаторы дополняют контрольно-измерительные приборы, а иногда дублируют их, информируя тракториста о возникновении критических или аварийных ситуаций в различных системах трактора. К оптическим сигнализаторам относятся контрольные лампы заряда аккумуляторной батареи, аварийного понижения давления в смазочной системе двигателя, включения габаритных фонарей.

Оптические сигнализаторы имеют различные цвета. Красный цвет используется для сигнализаторов аварийных или критических ситуаций, голубой - для контрольных ламп включения дальнего света, зеленый мигающий - для сигнализаторов исправной работы указателей поворота. Желтые светофильтры используются в сигнализаторах включения дополнительных приборов, например отопителей и т.д. Для различения одноцветных сигнализаторов различного функционального назначения, на их светофильтры наносят пиктограммы - схематические рисунки или символы.

Оптический сигнализатор может быть выполнен в виде отдельного прибора или встроен в комбинацию приборов. Иногда несколько сигнализаторов объединяют в блоки с общим корпусом.

3. 6. Контрольно-измерительные приборы

Усложнение конструкций тракторов по мере их совершенствования сопровождается увеличением объема информации о работе и техническом состоянии их механизмов, агрегатов и систем. Оперативное информирование тракториста о скорости движения и техническом состоянии его агрегатов и систем обеспечивает необходимое качество и безопасность технологического процесса, позволяет своевременно предупредить появление или обнаружить неисправности и принять необходимые меры для их устранения. Для этих целей используют различные контрольно-измерительные приборы (КИП), устанавливаемые на приборной панели в кабине трактора.

Информационно-измерительной системе отводится важная роль в организации рабочего места тракториста. Он должен иметь возмож-

ность любой момент времени на всех режимах работы считывать показания КИП, минимально отвлекаясь при этом от процесса управления. Место каждого прибора на контрольной панели зависит от степени важности передаваемой им информации и от того, насколько часто тракторист обращается к этому прибору.

По назначению и характеру предъявляемой информации контрольно-измерительные приборы подразделяют на указывающие (указатели) и сигнализирующие (сигнализаторы).

Указатели обычно имеют шкалу и стрелку. По отклонению стрелки относительно шкалы можно определить значение измеряемого параметра, что позволяет трактористу следить за изменением состояния контролируемого агрегата или системы трактора. Однако для считывания показаний прибора и оценки измеряемой величины тракторист на некоторое время должен отвлечься от управления трактором.

Сигнализаторы (индикаторы) информируют тракториста о функциональном состоянии контролируемого агрегата (включено, выключено), системы трактора или об одном критическом (как правило, аварийном) значении измеряемого параметра. Обычно это контрольные лампы на приборной панели. Сигнализаторы менее информативны по сравнению с указателями. Сигнализатор включается, когда нормальный режим работы агрегата, системы трактора уже нарушен или близок к нарушению. Преимущество сигнализаторов в том, что они не требуют постоянного наблюдения, анализа информации и при исправном состоянии контролируемых систем не отвлекают от управления трактором.

КИП отличаются простотой конструкции, механической прочностью и сравнительно низкой стоимостью. Они предназначены для измерения скорости движения и пройденного пути (спидометры), частоты вращения и времени работы двигателя (тахоспидометры со счетчиками моточасов, тахомотосчетчики), контроля за работой двигателя, электрооборудования, других агрегатов и систем (указатели уровня топлива, давления, температуры, силы тока, напряжения) и сигнализации об аварийных или критических режимах работы трактора (сигнальные или контрольные лампы аварийного увеличения или снижения давления и температуры в контролируемой системе, перезаряда аккумуляторной батареи или отсутствия ее заряда и т.д.).

КИП подразделяют на механические и электрические. *Электрические приборы* получают питание от бортовой сети электрооборудования трактора. В *механических приборах* на механизм приемника указателя воздействует та среда, в которой производится измерение

(например, манометры для измерения давления в смазочной системе двигателя, в шинах и др.).

КИП измеряют как электрические, так и неэлектрические величины. Электрическую величину легко преобразовать в электрический сигнал, для передачи и регистрации которого можно использовать стандартную электрическую аппаратуру. Электрические измерительные устройства обладают малой инерционностью и позволяют производить измерения на значительном расстоянии от контролируемого объекта.

При электрических измерениях неэлектрической величины, последнюю необходимо преобразовать в электрическую величину и далее в результат измерения.

Преобразование одной неэлектрической или электрической величины в другую с определенной функциональной зависимостью обеспечивают *чувствительные элементы*. Такими чувствительными элементами в тракторных контрольно-измерительных приборах являются термометаллические пластины, деформация которых пропорциональна температуре, реостатный преобразователь, сопротивление которого пропорционально линейному или угловому перемещению ползунка, и т.д.

Электрические КИП состоят из датчиков и указателей. Датчики устанавливают непосредственно в контролируемой среде и преобразуют измеряемую неэлектрическую величину в электрический сигнал, который поступает по линии связи в приемники указателя. Обычно датчик представляет собой чувствительный элемент, обеспечивающий преобразование неэлектрической величины (давление масла, температура масла или воды, уровень топлива и т.п.) в электрический сигнал. В свою очередь, в приемнике указателя электрический сигнал преобразуется в перемещение стрелки (способ представления информации может быть и другим), что позволяет по шкале прибора, градуированной в единицах измеряемой величины, определить значение контролируемого параметра.

В сигнализирующих приборах приемником является сигнальная или контрольная лампа, снабженная светофильтром определенного цвета. При определенном значении параметра контролируемой среды датчик сигнализатора срабатывает как выключатель. В выключенном состоянии световые сигнализаторы должны быть малозаметны, а при включении немедленно привлекать внимание тракториста.

КИП трактора отличаются по конструкции от промышленных и лабораторных приборов при одинаковой физической сущности процессов измерения. Это связано с особенностями эксплуатации их на тракторах.

Сложные условия эксплуатации обуславливают ряд требований, предъявляемых к тракторным КИП. Они должны быть работоспособными при атмосферном давлении 650...800 мм рт. ст. (86...106 кПа) и температурах окружающей среды от -50 °С в районах с холодным климатом до +50 °С в жарких климатических районах. В подкапотном пространстве температура может достигать +120 °С.

Электрические приборы, получающие питание от бортовой сети электрооборудования, должны быть нечувствительными к пульсациям выпрямленного напряжения генераторной установки с генератором переменного тока и не увеличивать погрешности показаний при колебаниях напряжения в пределах 11...16 и 23...28 В при номинальных напряжениях соответственно 12 и 24 В.

В эксплуатации на КИП могут попадать вода, топливо, масло, грязь, пыль. Конструкционные материалы и покрытия приборов должны быть стойкими к их воздействию. Конструкции приборов должны обеспечивать герметичность их внутренних частей.

Оформление лицевой части стрелочных приборов, расположение указывающих и сигнализирующих приборов на приборной панели должно быть таким, чтобы до минимума свести потери информации при считывании показаний и сигналов при очень малом времени, отводимом на этот процесс. КИП должны располагаться на щитке приборов в соответствии с рекомендациями инженерной психологии и требованиями к эстетическому оформлению кабины. Точность восприятия информации от стрелочных и цифровых приборов, а также от сигнальных ламп зависит от расстояния, на котором они расположены от глаз тракториста, от угла наблюдения, от освещенности прибора, размеров букв, цифр, стрелки и их цвета. Приборы не должны отражаться на ветровом стекле кабины и не должны давать отражения от стекол.

Доля стоимости КИП в общей стоимости машины невелика. В то же время стоимость агрегатов и механизмов, состояние которых приборы контролируют для предупреждения их выхода из строя, в сотни раз превышает стоимость приборов. Роль КИП в обеспечении необходимого качества и безопасности выполнения технологических операций и повышении надежности эксплуатации трактора постоянно возрастает.

На смену аналоговым механическим и электромеханическим приборам приходят электронные системы отображения информации, выполненные на базе вакуумно-люминесцентных, светодиодных и жидкокристаллических индикаторов. Их применение позволяет

предъявлять трактористу информацию в цифровом или графическом виде.

Совершенствование конструкций тракторов направлено на автоматизацию управления и освобождение тракториста от постоянного контроля и анализа работы механизмов и систем. Такой контроль с анализом получаемой информации, принятием решений и выдачей команд на исполнительные механизмы может быть осуществлен с помощью различных электронных и микропроцессорных устройств. Электронные и микропроцессорные устройства позволяют организовать автоматический сбор, анализ и хранение информации, предъявлять эту информацию по определенному алгоритму и свести до минимума время отвлечения тракториста на считывание показаний приборов.

С развитием бортовых систем контроля и диагностирования возрастает число контролируемых параметров и соответственно количество приборов и сигнальных ламп. Повышаются требования к точности, технологичности и надежности работы датчиков и указателей КИП.

Приборы для измерения давления. Давление на тракторах измеряют в смазочной системе и системе топливоподачи дизеля, в пневматической тормозной системе и в гидросистеме трансмиссии. Эксплуатация тракторов с неисправными приборами контроля давления приводит к аварийным режимам в контролируемых системах. Для большей надежности контроля наряду с указателями устанавливают световые или звуковые сигнализаторы давления, срабатывающие при недопустимо низком или высоком давлении в контролируемой среде.

Принцип построения *электрического указателя давления* показан на рис. 3.30. Мембрана *1* в датчике воспринимает давление *p* и через рычажную передачу *2* перемещает движок реостата *R1*. Перемещение *l* движка пропорционально давлению *p*. При этом пропорционально перемещению *l* движка изменяется сопротивление. Сила тока в обмотках приемника указателя и угол поворота α стрелки находятся в прямой зависимости от сопротивления части *R2* реостата, поэтому шкала указателя может быть проградуирована в значениях измеряемого давления *p*. Для преобразования перемещения мембраны в электрический сигнал применяют также термобиметаллическую пластину с контактами и обмоткой.

При отсутствии давления сопротивление датчика *D* (рис. 3.31,а) максимальное, а его шунтирующее действие на обмотку *5* магнитоэлектрического (логометрического) приемника *П* указателя минимальное. В этом случае обмотка создает максимальный магнитный поток $\Phi 1$. Магнитный поток $\Phi 1$ обмотки *5* минимальный (близок к

нулю), когда при максимальном давлении она практически замкнута накоротко реостатом 3 датчика Д. Обмотка 7 создает магнитный поток Φ_2 , направленный встречно потоку Φ_1 . Обмотка 6 расположена под углом 90° относительно обмоток 5 и 7. Под таким же углом направлен вектор напряженности магнитного потока Φ_3 по отношению к векторам напряженности потоков Φ_1 и Φ_2 .

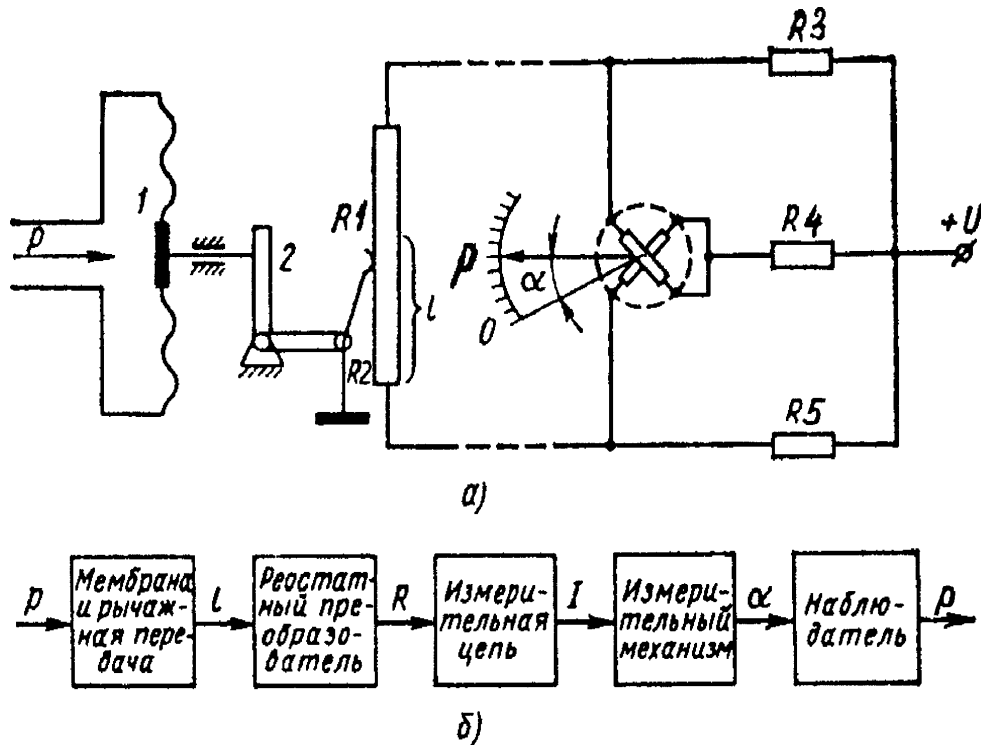


Рис. 3.30. Схемы прибора для измерения давления:
а - электрическая; б - структурная

На вращающийся магнит, жестко соединенный со стрелкой приемника Π указателя, действует результирующий магнитный поток, вектор напряженности которого представляет собой геометрическую сумму векторов напряженности магнитных потоков Φ_1 , Φ_2 и Φ_3 . Обмотки 6 и 7 зашунтированы резистором 4. Это позволяет увеличить силу тока в обмотке 5 и уменьшить силу тока в обмотках 6 и 7 при максимальном сопротивлении датчика. При минимальном сопротивлении датчика (максимальное давление) резистор 4 практически не оказывает влияния на силу тока обмоток 6 и 7. Это позволяет увеличить угол поворота стрелки приемника указателя.

Положение вращающегося магнита и стрелки определяется только направлением вектора напряженности результирующего магнитного потока, а не его величиной, поэтому колебания напряжения в системе электрооборудования трактора не влияют на показания прибора контроля давления.

Мембрана 2 (рис. 3.31,б) закреплена на корпусе 13 реостатного датчика с помощью ранта стального основания 14, на котором установлен реостат 3 с механизмом передачи. В центре мембраны находится толкатель 21, который через качалку 19 воздействует на ползунок 15 реостата, поворачивая его вокруг оси 16. Повороту ползунка препятствует пружина 18. Колебания ползунка и, следовательно, стрелки прибора при пульсациях давления в контролируемой системе гасятся дюзой 22 (пробкой с каналом). Дюза создает большое сопротивление протеканию масла и имеет также стержень для очистки канала.

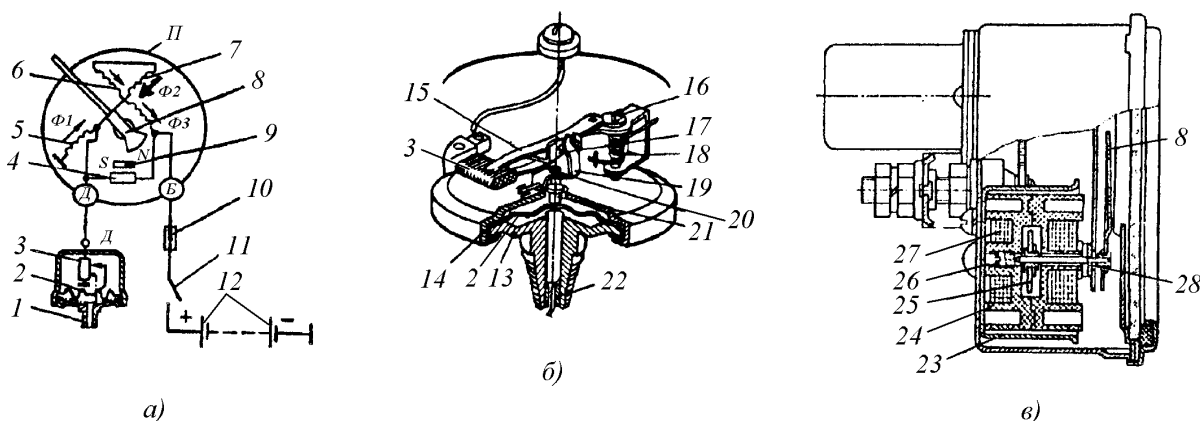


Рис. 3.31. Прибор для контроля давления масла:

а - электрическая схема; *б* - реостатный датчик; *в* - логометрический указатель давления; 1 - штуцер корпуса датчика Д; 2 - мембрана; 3 - реостат; 4 - резистор; 5, 6 и 7 - обмотки приемника П (указателя давления); 8 - стрелка; 9 - магнит; 10 - предохранитель; 11 - выключатель; 12 - аккумуляторная батарея; 13 - корпус; 14 - основание; 15 - ползунок реостата; 16 - ось ползунка; 17 - опорная площадка; 18 - пружина; 19 - качалка; 20 - регулировочные винты; 21 - толкатель; 22 - дюза; 23 - цилиндрический экран; 24 - пластмассовый полукаркас; 25 - вращающийся магнит; 26 - подпятник; 27 - катушка; 28 - мостик

При снижении давления масла мембрана вследствие собственной упругости, а ползунок и детали рычажной передачи под действием пружины 18 возвращаются в исходное состояние, при котором стрелка прибора устанавливается в нулевом положении.

Катушки 27 (рис. 3.31,в) всех трех обмоток приемника указателя давления установлены на двух полукаркасах 24. Вращающийся постоянный магнит 25 размещен внутри каркаса на одной оси со стрелкой 8. Ось магнита и стрелки упираются в подпятник 26. Мостик 28 служит опорой шкалы прибора. Возврат системы в нулевое положение при выключенном приборе обеспечивается миниатюрным магнитом, заложенным между полукаркасами. Цилиндрический экран 23 защищает другие приборы на приборной панели от влияния магнитных полей катушек.

Механизмы логометрических указателей давления для 12- и 24-вольтовых систем электрооборудования одинаковые, но для номинального напряжения 24 В последовательно в цепь питания указателя включают добавочный резистор, который размещают внутри корпуса приемника указателя.

В импульсных указателях давления используется свойство термобиметаллических пластин изменять свою кривизну при нагревании. Один конец термобиметаллической пластины в датчике (рис. 3.32,а) закреплен неподвижно. При прохождении тока по обмотке R пластина нагревается, прогибается и размыкает контакты. Ток в цепи прерывается, пластина охлаждается и вновь замыкает контакты. Процесс периодически повторяется. При увеличении давления p в контролируемой среде мембрана датчика с большим усилием прижимает нижний контакт к контакту термобиметаллической пластины. Это приводит к увеличению времени замкнутого и уменьшению времени разомкнутого состояний контактов. При неизменном напряжении значение действующей силы тока в обмотке приемника зависит только от времени замкнутого состояния контактов. Приемник импульсного указателя является электротепловым амперметром с биметаллической пластиной.

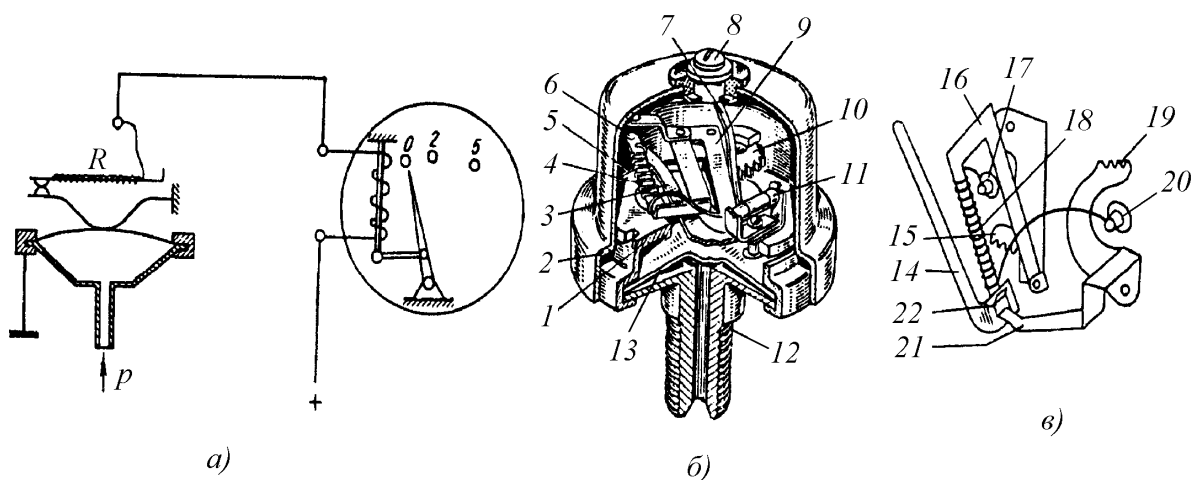


Рис. 3.32. Импульсный указатель давления:

а - электрическая схема; б - датчик; в - приемник; 1 - основание; 2 - кожух; 3 - пружинящая пластина с контактом; 4 - термобиметаллическая пластина датчика; 5 - обмотка термобиметаллической пластины датчика; 6 - контакт термобиметаллической пластины; 7 - пружинящий контакт; 8 - вывод; 9 - кронштейн; 10 - регулятор; 11 - дополнительный резистор; 12 - корпус со штуцером; 13 - мембрана; 14 - стрелка; 15 и 19 - регулировочные сектора; 16 - термобиметаллическая пластина приемника; 17 и 20 - выводы; 18 - обмотка термобиметаллической пластины приемника; 21 - крючок пружинящей пластины регулировочного сектора; 22 - крючок термобиметаллической пластины

Импульсные приборы просты по конструкции, их показания не зависят от колебаний напряжения и сопротивления соединительного

провода, однако они имеют большую инерционность, низкую точность и малый угол перемещения стрелки приемника.

Датчик импульсного указателя давления (рис. 3.32,б) имеет мембрану 13, которая воспринимает давление контролируемой среды и воздействует на пружинящую пластину 3 с контактом, соединенным с массой. П-образная термобиметаллическая пластина одним нерабочим плечом закреплена на регулируемом кронштейне 9. На свободном конце рабочего плеча пластины 4 находится второй контакт 6, который прижимается к контакту пружинящей пластины 3. П-образная форма термобиметаллической пластины обеспечивает независимость работы датчика от температуры окружающей среды, так как под действием температуры окружающей среды деформируются оба плеча пластины, а электрический ток нагревает только одно рабочее плечо, на котором расположена обмотка 5.

Положение кронштейна 9 можно изменять поворотом регулятора 10. При повороте регулятора усилие прижатия контактов возрастает. Термобиметаллическая пластина 4 изолирована от массы. Один конец обмотки 5 приварен к пластине 4, а второй присоединен к выводу 8 через пружинящий контакт 7.

Механизм датчика закрыт кожухом 2. К смазочной системе двигателя датчик подключается с помощью штуцера корпуса 12.

Приемник указателя давления также имеет П-образную термобиметаллическую пластину 16 (рис. 3.32,в), изгиб свободного плеча которой зависит от значения силы действующего тока в обмотке 18 приемника. Чем выше давление в контролируемой среде, тем больше время замкнутого состояния контактов в датчике, значение силы действующего тока в обмотке 18 приемника, изгиб рабочего плеча пластины 16 и угол поворота связанной с пластиной 18 стрелки 14 прибора.

Датчик сигнализатора аварийного давления имеет мембрану, воспринимающую давление в контролируемой среде, и контактный электрический выключатель в цепи контрольной лампы.

Приборы для контроля температуры (указатели температуры и сигнализаторы) предназначены в основном для оценки теплового режима двигателя. У двигателей с жидкостным охлаждением контролируется температура охлаждающей жидкости, а у двигателей с воздушным охлаждением - температура моторного масла.

По типу датчика указатели температуры можно разделить на термобиметаллические импульсные и магнитоэлектрические (логотрические) с терморезистором.

При подключении датчика 5 (рис. 3.33,а) импульсного указателя температуры, соединенного последовательно с приемником 1, к ис-

точнику тока по обмотке 6 термобиметаллической пластины проходит ток через замкнутые контакты 7 на массу. Пластина нагревается, изгибается и контакты 7 размыкаются. Пластина охлаждается и контакты замыкаются вновь. Процесс периодически повторяется.

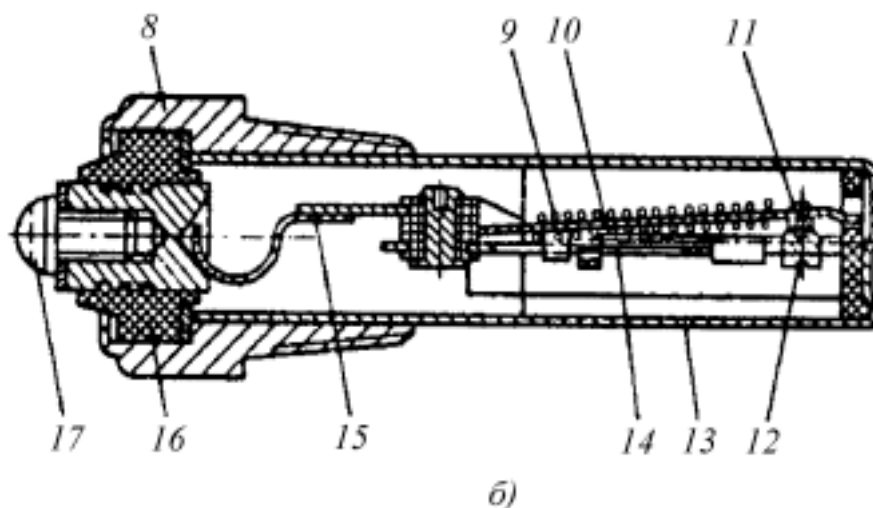
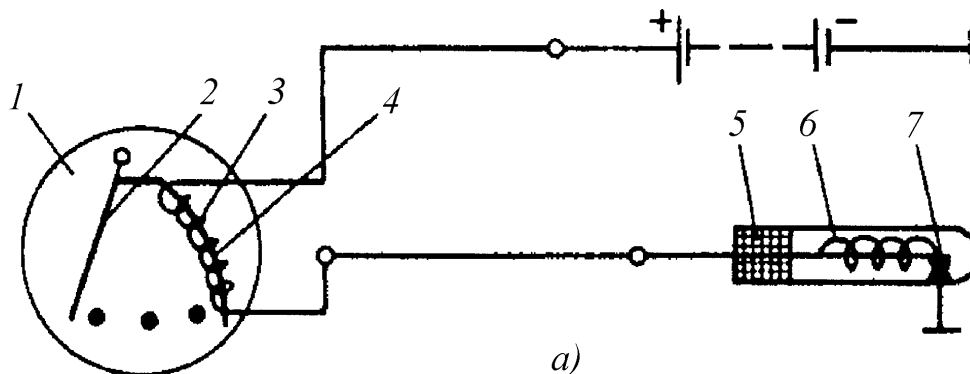


Рис. 3.33. Термобиметаллический импульсный указатель температуры:
а - электрическая схема; *б* - датчик

В зависимости от времени замкнутого состояния контактов 7 по обмотке 3 рабочего плеча 4 П-образной термобиметаллической пластины приемника будет протекать прерывистый ток, от действующего значения которого зависит прогиб рабочего плеча и перемещение стрелки. Чем выше температура контролируемой среды, тем медленнее термобиметаллическая пластина датчика остывает после размыкания контактов и тем быстрее нагревается током обмотки после замыкания контактов.

Относительное время замкнутого состояния контактов и сила эффективного тока в цепи обмоток 3, 6 и изгиб рабочего плеча 4 термобиметаллической пластины приемника будут уменьшаться, а показания прибора увеличиваться. При температуре контролируемой среды выше 110°C термобиметаллическая пластина датчика перестанет

замыкать контакты 7, ток в цепи обмоток 3 и 6 прекратится и стрелка 2 установится в крайнем правом положении, соответствующем максимальной температуре.

Датчик импульсного указателя температуры выполнен в виде тонкостенного латунного баллона 13 (рис. 3.33,б), в котором размещена термобиметаллическая пластина 10. Баллон установлен в корпусе 8. Один конец пластины закреплен на изоляторе основания 14. На свободном конце пластины находится подвижный контакт 11, который прижимается к неподвижному контакту 12, который соединен с корпусом. Один вывод обмотки 9 термобиметаллической пластины датчика присоединен к пластине, а второй через токоведущую деталь 15 к выводу 17, закрепленному в изоляторе 16.

Приемник импульсного указателя температуры аналогичен приемнику импульсного указателя давления (см. рис. 3.32,в) и отличается от него разметкой и оцифровкой шкалы.

В датчике магнитоэлектрического указателя температуры ко дну баллона 3 (рис. 3.34) токопроводящей пружиной 2 прижат терморезистор 1, сопротивление которого при изменении его температуры изменяется в пределах 50...450 Ом.

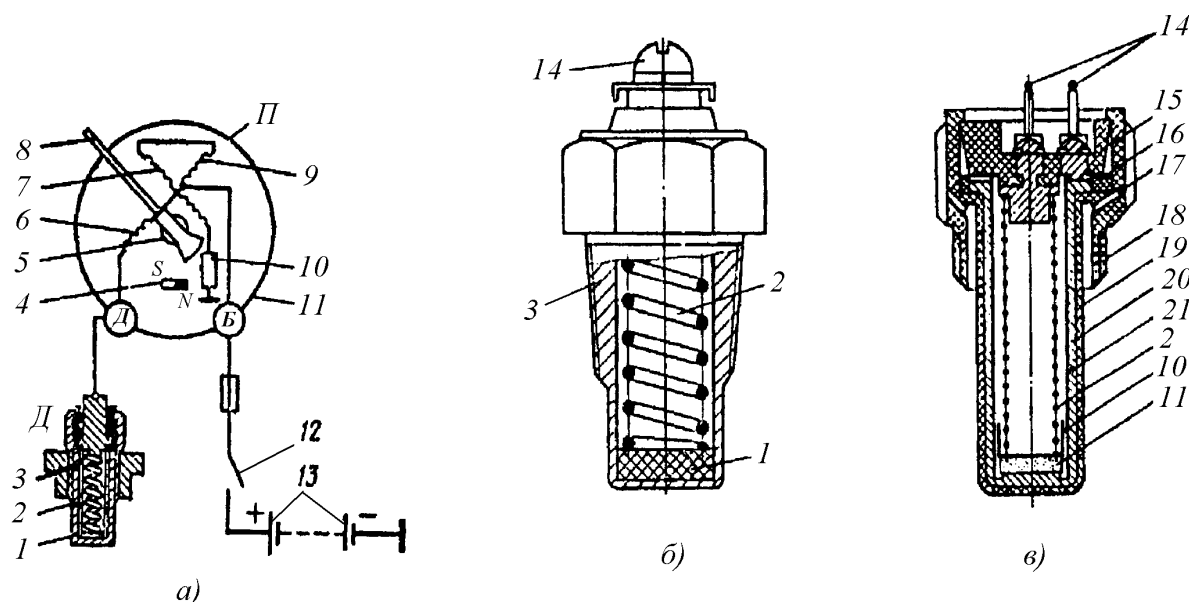


Рис. 3.34. Магнитоэлектрический указатель температуры:

а - электрическая схема; *б* - полупроводниковый датчик указателя температуры охлаждающей жидкости; *в* - датчик указателя температуры электролита в аккумуляторной батарее; 1 - терморезистор; 2 - токопроводящая пружина; 3 - баллон; 4 и 5 - постоянные магниты; 6, 7 и 9 - обмотки приемника; 8 - стрелка; 10 - резистор; 11 - магнитный экран; 12 - выключатель; 13 - аккумуляторная батарея; 14 - выводы; 15 - изолирующая втулка вывода; 16 - уплотнительная прокладка; 17 - газоотводящее отверстие; 18 - корпус; 19 - полиэтиленовый цилиндр; 20 - латунный баллон; 21 - бумажный патрон

При подключении датчика *Д* и приемника к источнику тока по одной из ветвей в работу включаются последовательно соединенные обмотки 7 и 9 приемника *П* и термокомпенсационный резистор 10. В другой параллельной ветви ток проходит через обмотку 6 и терморезистор 1 датчика. Термокомпенсационный резистор 10 обеспечивает стабильность показаний при изменении температуры обмоток 6, 7 и 9 приемника.

Обмотка 7 расположена под углом 90° по отношению к обмоткам 6 и 9, которые создают магнитные потоки, направленные навстречу друг другу, что позволяет повысить чувствительность указателя температуры. Постоянный магнит 5, установленный на одном валу со стрелкой 8, поворачивается в соответствии с изменением вектора напряженности результирующего магнитного потока трех катушек.

Приемник магнитоэлектрического указателя температуры аналогичен по конструкции магнитоэлектрическому указателю давления и отличается только числом витков обмоток (катушек) 6, 7 и 9 и шкалой. В указателях температуры номинальным напряжением 24 В также применяют дополнительный резистор.

Магнитоэлектрические указатели температуры с терморезисторным датчиком не имеют размыкающих контактов, в меньшей степени подвержены влиянию изменения напряжения и температуры окружающей среды, за счет большего угла перемещения стрелки обеспечивают лучшую читаемость показаний прибора.

Терморезисторный датчик указателя температуры охлаждающей жидкости приведен на рис. 3.34,б, а датчик указателя температуры электролита в аккумуляторной батарее - на рис. 3.34,в.

Указатели уровня топлива. На тракторах устанавливают дистанционные указатели уровня топлива электромагнитного или магнитоэлектрического типа. Датчик указателя устанавливается в топливном баке, а приемник - на щитке приборов. В датчике *Д* (рис. 3.35,а) используется реостат 7, ползунок 6 которого перемещается рычагом 5 с поплавком 4. Реостаты датчиков различных магнитоэлектрических указателей уровня топлива имеют сопротивление 60 или 90 Ом.

Один конец проволоки реостата соединен с выводом, а второй - с массой. Соединение с массой исключает искрение. При перемещении поплавка с изменением уровня топлива в баке меняется сопротивление рабочей части реостата, которое определяет соотношение сил токов в обмотках приемника *П*, направление вектора напряженности результирующего магнитного потока всех обмоток и, соответственно, положение вращающегося магнита и стрелки приемника. Конструкции приемников магнитоэлектрических указателей уровня топ-

лива и давления масла аналогичные. Шкала прибора проградуирована в долях объема топливного бака: 0, 1/4, 1/2, 3/4 и П.

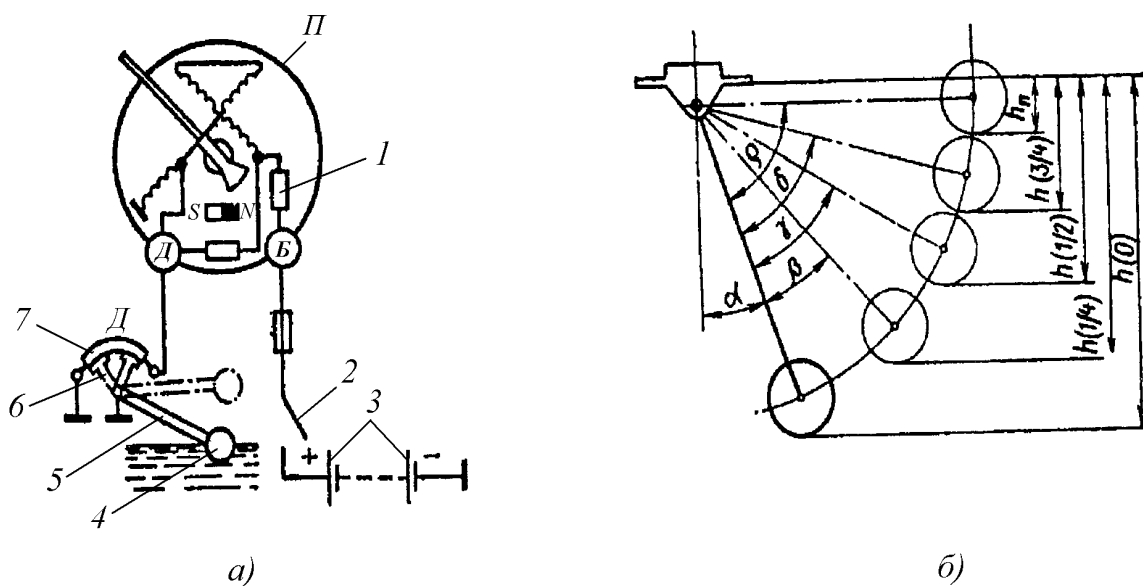


Рис. 3.35. Магнитоэлектрический указатель уровня топлива:

a - электрическая схема; *б* - лучевая диаграмма; 1 - резистор добавочный; 2 - выключатель; 3 - аккумуляторная батарея; 4 - поплавок; 5 - рычаг; 6 - ползунок; 7 - реостат; Д - датчик; П - приемник

Размеры и шаг катушки реостата для каждого типа датчика рассчитывают исходя из лучевой диаграммы (рис. 3.35,б), которая определяет связь между наполнением бака и углом поворота рычага с поплавком. На рис. 3.35,б буквы с цифрами и индексом h обозначают степень заполнения топливного бака. При пустом баке угол между подвижным рычагом и вертикалью обозначают буквой α . Буквы β , γ , δ и ρ обозначают углы поворота рычага, которые соответствуют разным уровням топлива. Использование лучевой диаграммы обеспечивает равномерность шкалы прибора.

В указателях уровня топлива электромагнитного типа в подвижной системе двухкатушечного приемника со стрелкой вместо постоянного магнита используется стальной якорек. Недостатками электромагнитных указателей являются меньший чем у магнитоэлектрических приборов угол размаха шкалы и большая погрешность измерений.

Указатели силы тока. Они измеряют силу разрядного и зарядного токов, поэтому нулевое деление располагается в середине шкалы прибора. Применяют указатели тока с подвижными и неподвижными магнитами.

Указатель силы тока с подвижным магнитом б (рис. 3.36,а) на одной оси со стрелкой 7 имеет разъемный каркас 3 с обмоткой 5.

Взаимодействие подвижного магнита 6 с неподвижным магнитом 2 обеспечивает при неработающем приборе установку стрелки в нулевое положение. Обмотка 5 работающего указателя тока находится под напряжением, соответствующим падению напряжения на резисторе 1.

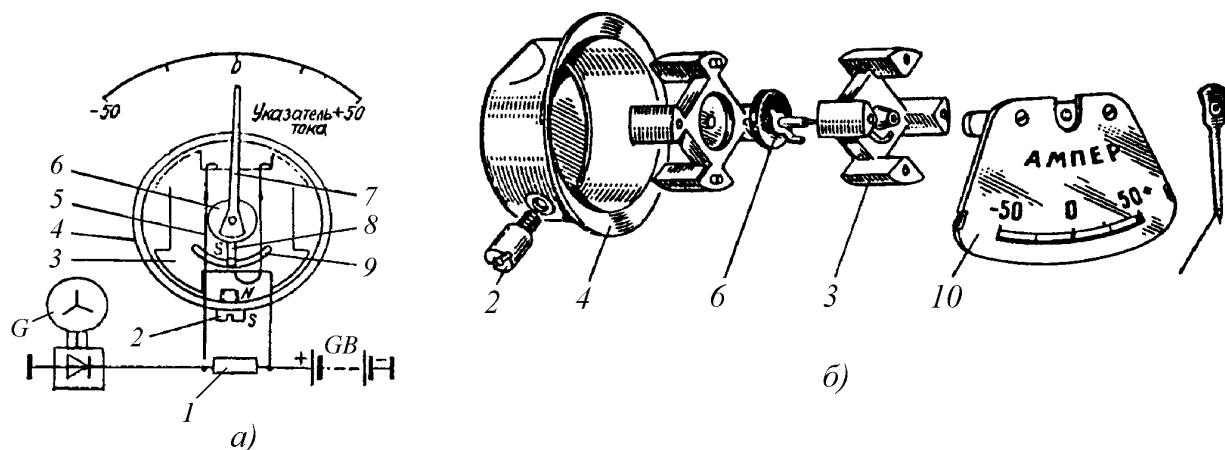


Рис. 3.36. Указатель силы тока с подвижным магнитом (магнитоэлектрический)

Проходящий по обмотке ток создает магнитное поле, которое поворачивает магнит со стрелкой на угол, пропорциональный силе тока. При протекании через резистор 1 зарядного тока стрелка отклоняется к знаку "+", а при разряде аккумуляторной батареи - к знаку "-". Стальной экран 4 защищает указатель тока от воздействия посторонних магнитных полей. К подвижному магниту прикреплен ограничитель 8, который может перемещаться в определенных пределах в кольцевой прорези 9. Шкала 10 (рис. 3.36, б) закреплена на каркасе с помощью мостика.

В электромагнитном указателе тока неподвижный магнит 3 (рис. 3.37) закреплен на латунной шине 4, соединенной с выводами прибора. Якорек 2 из мягкой стали установлен на одной оси 5 со стрелкой 1. Если тока в шине нет, постоянный магнит через якорек удерживает стрелку в нулевом положении. При заряде или разряде аккумуляторной батареи ток, проходящий по шине 4, создает магнитное поле, которое отклоняет якорек со стрелкой на определенный угол, соответствующий силе и направлению тока в шине. Указатели тока электромагнитной системы с неподвижным магнитом конструктивно одинаковы и отличаются только пределами измерения и внешним оформлением. Магнитный шунт 7 устанавливается под постоянным магнитом для уменьшения дополнительной погрешности, вызванной изменениями температуры окружающей среды.

Спидометры. Тахометры. Для обеспечения необходимой безопасности движения трактора осуществляют контроль скорости скоро-

ственным узлом спидометра. В целях рационального планирования очередного технического обслуживания и расхода горюче-смазочных материалов измеряют пройденный путь одометром - счетным узлом, размещенным в одном корпусе со спидометром. В тех случаях, когда необходимо контролировать частоту вращения коленчатого вала применяют тахометры, в которых обычно используют скоростной узел спидометра.

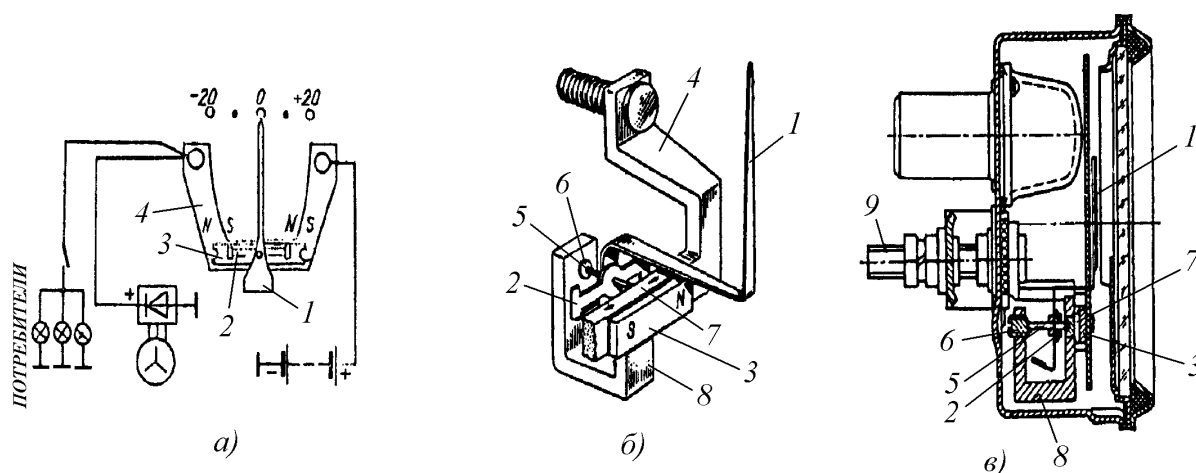


Рис. 3.37. Указатель силы тока с неподвижным магнитом (электромагнитный):
а - схема; *б* и *в* - конструкция; 1 - стрелка; 2 - якорек стрелки; 3 - неподвижный магнит; 4 - латунная шина; 5 - ось якорька и стрелки; 6 - опора оси; 7 - магнитный шунт; 8 - основание; 9 - вывод

Для приводов спидометров и тахометров применяют гибкие валики, если длина их троса не превышает 3,55 м. При слишком длинном гибком валике имеют место колебания стрелки спидометра вследствие скручивания троса. В этих случаях рекомендуется применять спидометры с электрическим приводом. Спидометры подразделяют на магнитоиндукционные и электрические.

Принцип действия *магнитоиндукционных скоростных узлов* всех *спидометров* с механическим и электрическим приводом одинаков. На приводном валике 1 (рис. 3.38) закреплен кольцевой постоянный магнит 2, оба полюса у которого расположены по периферии диска. Стрелка 8 закреплена на одной оси с алюминиевой катушкой 3. При вращении магнита 2 его магнитное поле наводит в катушке 3 вихревые токи, магнитное поле которых взаимодействует с полем постоянного магнита, что приводит к повороту катушки со стрелкой в направлении вращения магнита на угол, пропорциональный частоте вращения постоянного магнита. Повороту оси катушки и стрелки противодействует пружина - волосок 5. Противодействующий момент пружины 5 пропорционален углу поворота оси 6.

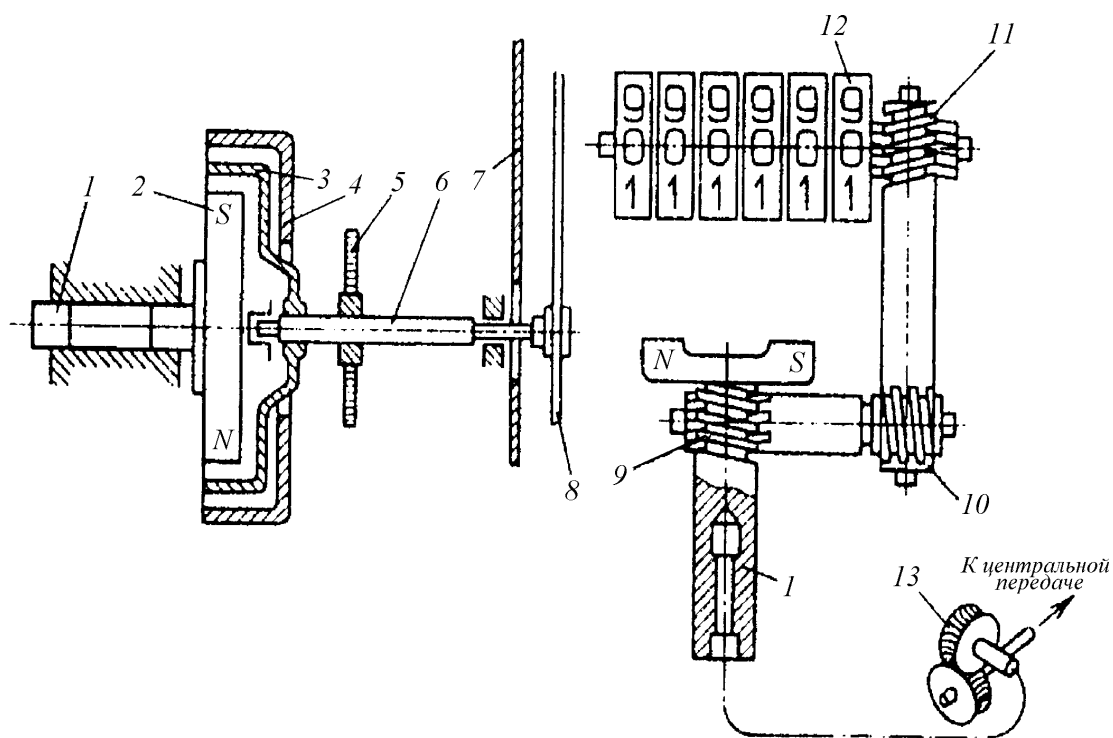


Рис. 3.38. Скоростной и счетный узлы спидометра

Шкала 7 спидометра равномерна, так как угол поворота катушки со стрелкой пропорционален только частоте вращения магнита. Для уменьшения рассеяния магнитного потока магнит и катушку размещают в экране 4 из магнитомягкого материала.

Редуктор 13 привода спидометра подсоединен к ведомому валу коробки передач. Передаточное число редуктора выбирают в зависимости от передаточного числа центральной передачи и радиуса качения колеса колесного трактора.

Счетный узел имеет три червячных передачи 9, 10 и 11 и приводится в действие от однозаходного червяка на приводном валике. Крайний справа барабанчик 12 показывает десятые доли километра. Счетный узел отсчитывает пройденный путь до 99999,9 км, после чего автоматически проходит через нули на всех барабанчиках и отсчет начинается сначала.

Счетные узлы выполняют с внешним (рис. 3.39,а) и внутренним (рис. 3.39,б) зацеплением. Каждый барабанчик 1 счетного узла с внешним зацеплением (рис. 3.39,а) имеет двадцать зубцов 2 со стороны привода и по два зубца 3 и впадину между ними с другой стороны. Трибка 4 с шестью зубцами входит в зацепление с барабанчиками. На стороне трибки, обращенной к двузубке 3 барабанчика, три из шести

зубцов укорочены. При вращении начального барабанчика приводным валом спидометра его двузубка подходит к укороченному зубцу трибки, поворачивая ее на $1/3$ оборота и продолжает свое вращение. В свою очередь трибка повернет последующий барабанчик на два зубца или на $1/10$ оборота. Поворот каждого последующего барабанчика на $1/10$ оборота обеспечивается только после поворота предыдущего барабанчика на полный оборот.

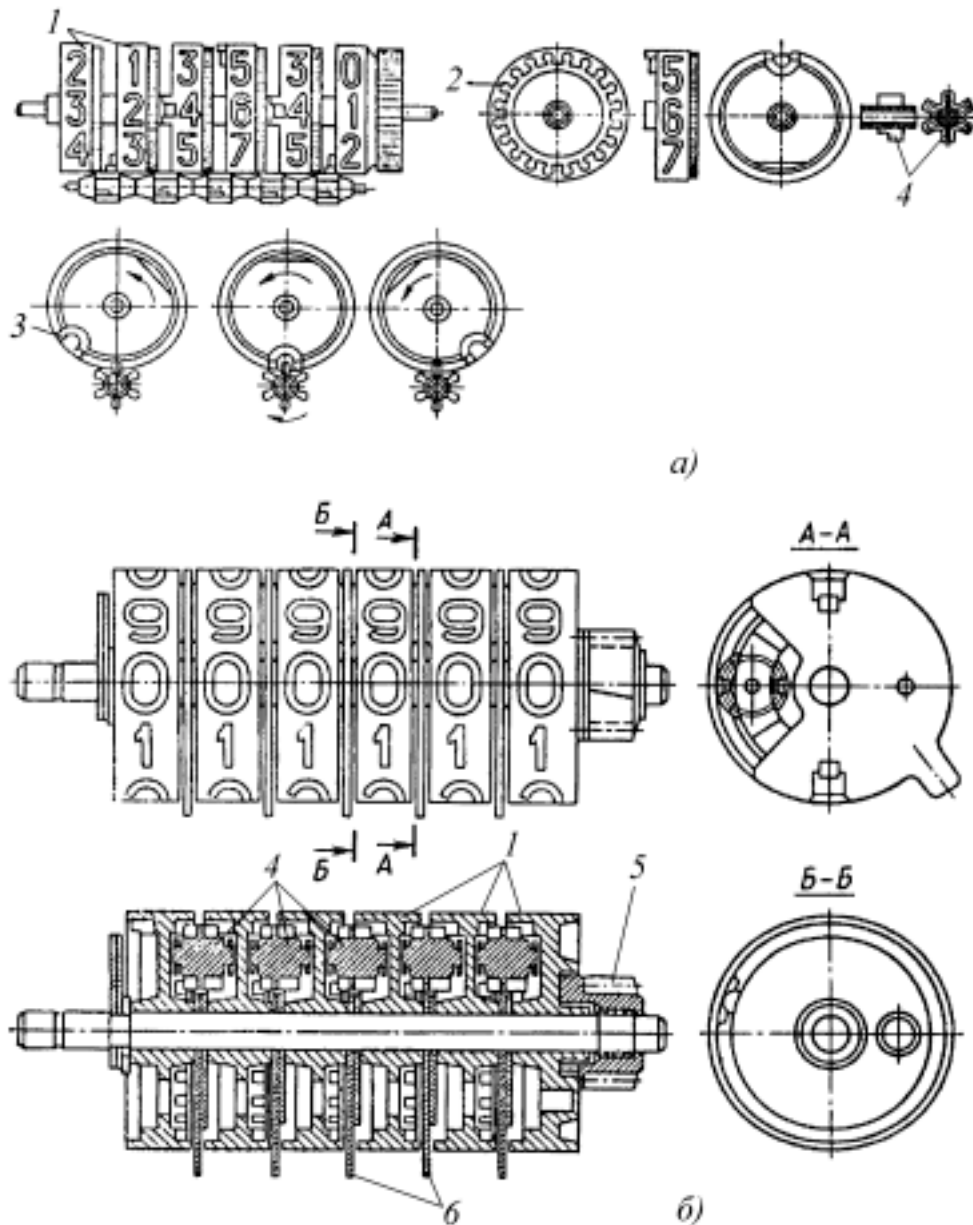


Рис. 3.39. Счетные узлы спидометра:

а - с внешним зацеплением; *б* - с внутренним зацеплением; 1 - барабанчики; 2 - зубец; 3 - зубец с впадиной; 4 - трибки; 5 - шестерня привода; 6 - кронштейн для крепления трибки

Спидометр с плоской картушкой показан на рис. 3.40.

Электрическая схема спидометра с электроприводом приведена на рис. 3.41. Датчик спидометра представляет собой трехфазный синхронный генератор с возбуждением от постоянного магнита. В катушках статора датчика индуцируется переменная трехфазная ЭДС, сдвинутая по фазе на 120° , с частотой, пропорциональной частоте вращения ротора с магнитом, вращение которому передается от ведомого вала коробки передач через передачу привода спидометра. Когда положительная полуволна одной из фаз $L1'$ датчика приложена к базе соединенного с ней транзистора $VT1$, транзистор открывается и ток от аккумуляторной батареи через него проходит в соответствующую катушку $L1$ электродвигателя спидометра.

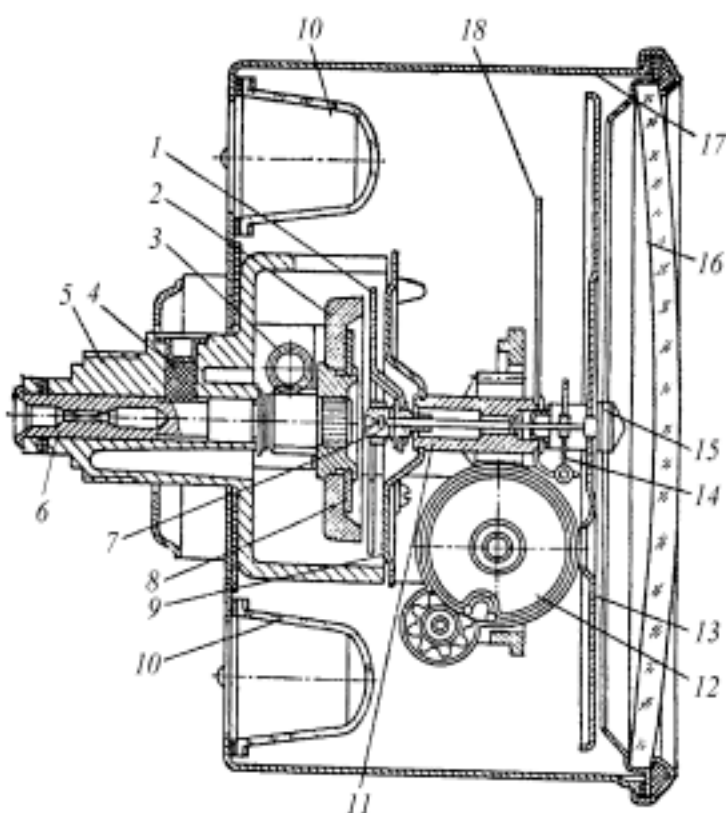


Рис. 3.40. Спидометр с плоской катушкой:

1 - катушка; 2 - магнит; 3 - червяк привода счетного узла; 4 - масленка; 5 - корпус; 6 - вал магнита; 7 - опора катушки; 8 - шунт магнитный; 9 - экран; 10 - колпачок лампы освещения; 11 - основание оси катушки; 12 - счетный узел; 13 - шкала; 14 - пружина-волосок; 15 - стрелка; 16 - стекло; 17 - кожух; 18 - регулятор пружины волоска

Через 120° поворота ротора датчика положительная полуволна катушки $L2'$ датчика откроет транзистор $VT2$, который пропустит импульс тока через катушку $L2$ приемника. После поворота ротора еще на 120° , положительная полуволна в катушке $L3'$ обеспечит импульс тока в катушке $L3$. Импульсы тока в катушках $L1$, $L2$ и $L3$ создают магнитное поле, вращающееся синхронно с ротором датчика. Это поле вращает магнитный ротор электродвигателя и магнит спидометра, который наводит вихревые токи в катушке.

3.7. Звуковые сигналы. Стеклоочистители

Звуковые сигналы по звучанию подразделяют на шумовые и тональные, а по конструкции на рупорные и безрупорные сигналы постоянного и переменного тока.

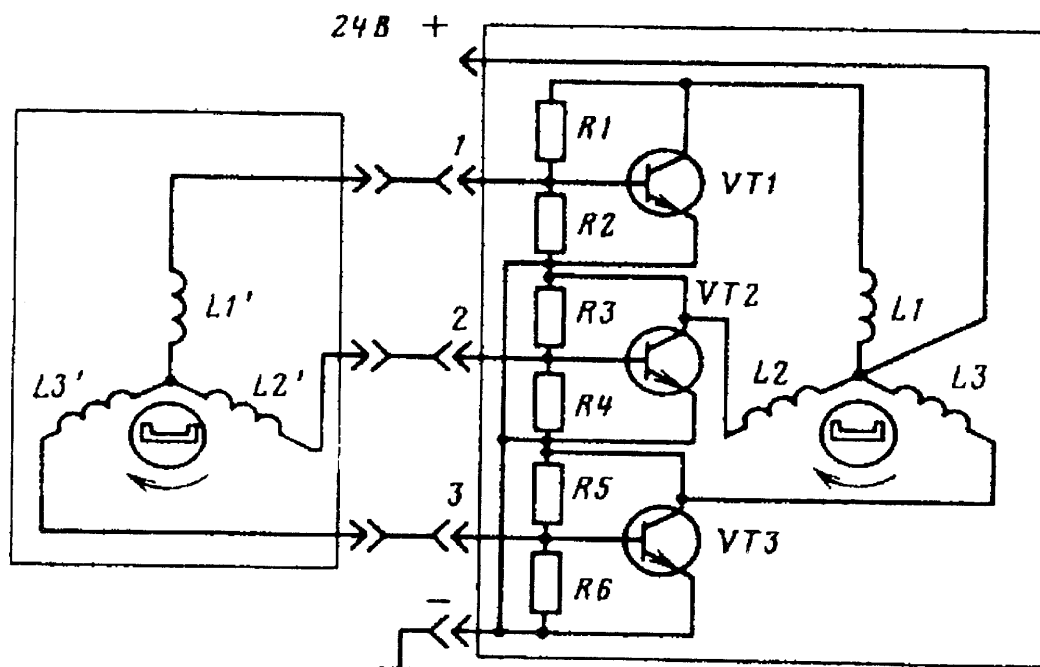


Рис. 3.41. Электрическая схема спидометра с электроприводом:
 $L1', L2', L3'$ - обмотки датчика; $L1, L2, L3$ - обмотки статора электродвигателя спидометра; $VT1, VT2, VT3$ - транзисторы; $R1-R6$ - резисторы

Один вывод безрупорного шумового сигнала постоянного тока соединен с аккумуляторной батареей, а второй - с выключателем, замыкающим цепь электроснабжения обмотки электромагнита 5 сигнала на массу (рис. 3.42). При включении сигнала электромагнит 5 притягивает якорь 11, вместе с которым перемещается мембрана 9 с резонатором 12. В конце хода якорь нажимает на пластину подвижного контакта прерывателя 10, размыкает цепь электроснабжения электромагнита и под действием упругой силы мембрана начинает двигаться в обратном направлении. Контакты прерывателя 10 снова замыкаются и далее цикл движения якоря с мембраной периодически повторяется. Вибрация мембраны передается резонатору 12. От частоты колебаний мембраны и резонатора зависит высота тона звучания сигнала и нужный частотный диапазон звукоизлучения.

Качество звучания сигнала регулируется винтом 2, расположенным на корпусе 7 с внешней стороны. Регулировочный винт изменяет положение прерывателя 10 относительно якоря 11. Через один из вы-

водов штепсельной розетки со звуковым сигналом трактора соединяют кнопочный выключатель прицепной машины, чем обеспечивается сигнализация между прицепщиком и трактористом.

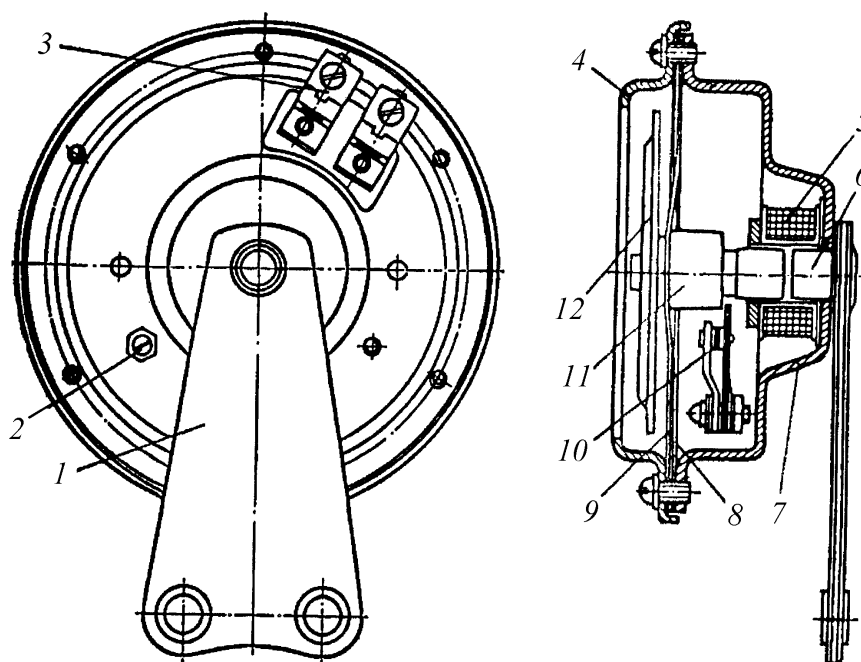


Рис. 3.42. Безрупорный звуковой сигнал постоянного тока:

1 - рессорная подвеска; *2* - регулировочный винт; *3* - вывод; *4* - крышка; *5* - электромагнит; *6* - сердечник электромагнита; *7* - корпус; *8* - регулировочная прокладка; *9* - мембрана; *10* - прерыватель; *11* - якорь; *12* - резонатор

Стеклоочиститель предназначен для очистки ветрового стекла кабины трактора от атмосферных осадков и грязи. В комплект стеклоочистителя входят электродвигатель, редуктор, кривошипно-рычажный механизм, щетки и переключатель. Электродвигатель привода стеклоочистителя может быть с параллельным, смешанным возбуждением и с возбуждением от постоянных магнитов.

Электродвигатели малой мощности (до 60 Вт) с электромагнитным возбуждением выполняют двухполюсными. Якорь вращается в самоустанавливающихся подшипниках скольжения. Коллектор штампуется из медной ленты. Применяются и коллекторы, изготовленные из трубы. Число коллекторных пластин и число пазов пакета якоря равны. Пакеты якоря и индуктора набираются из стальных пластин толщиной 0,6...1,0 мм. Крышка и корпус - цельнотянутые из листовой стали. Щетки установлены в щеткодержателе коробчатого типа, закрепленном на траверсе из электроизоляционного материала.

Электродвигатели мощностью свыше 60 Вт имеют корпус, изготовленный из полосовой стали или трубы. На корпусе закреплены полюса с обмотками возбуждения. Крышки стянуты между собой болтами. Якорь вращается в шариковых подшипниках, установленных в крышках.

Якорь 6 (рис. 3.43) электродвигателя с возбуждением от постоянных магнитов вращается в подшипниках 7 из порошкового материала. Постоянные магниты 4 закреплены на корпусе 3 с помощью стальных плоских пружин 5. Щетки 2 прижаты к коллектору 1 пружинами.

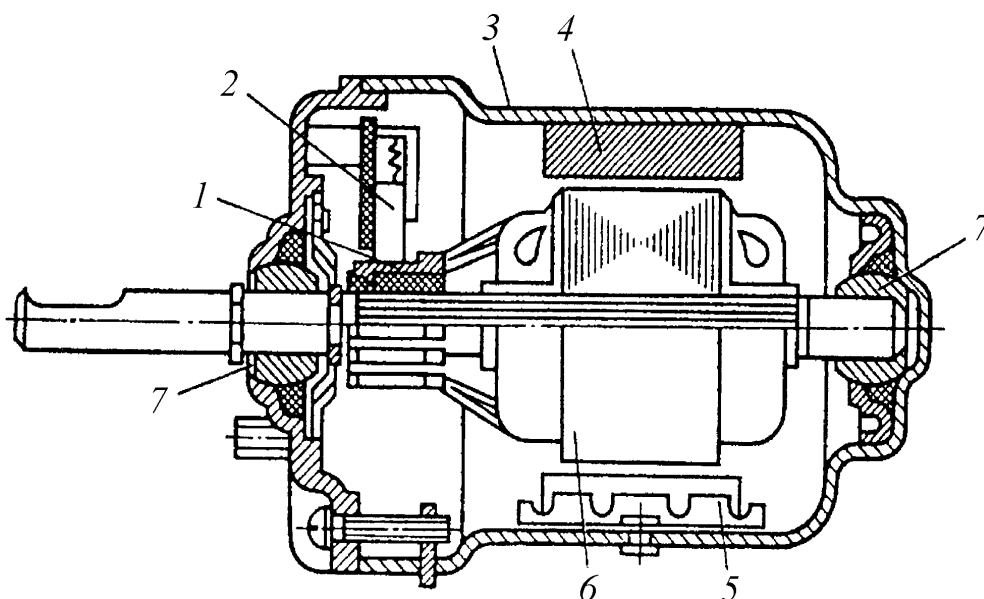


Рис. 3.43. Электродвигатель с возбуждением от постоянных магнитов

Электродвигатель с механизмом передачи и преобразования вида движения и схемой управления образуют систему электропривода. Часто электродвигатель объединен с механизмом передачи (моторедуктором) или с исполнительным устройством. На тракторах электропривод используют также для привода водяных насосов и вентиляторов отопителей и предпусковых подогревателей, стеклоомывателей и других механизмов. Электропривод обеспечивает большую безопасность движения, производительность трактора и комфортабельность работы тракториста.

В моторедукторах стеклоочистителей удлиненный вал заканчивается червячным редуктором. Червячное колесо приводит в действие кривошипно-шатунный механизм, преобразующий вращательное движение вала электродвигателя и колеса в качательное движение выходного вала червячного редуктора, связанного с рычагом щетки.

3.8. Схемы электрооборудования. Коммутационная и защитная аппаратура

Схемы электрооборудования. Для тракторов установлены два типа схем: принципиальная и соединений (монтажная). Принципиальная схема дает представление о способе включения различных электропотребителей к источникам тока, принципе действия потребителей в системе электрооборудования и их взаимодействии между собой, позволяет проследить пути тока в электрических цепях, облегчает поиск неисправностей. Схема соединений показывает фактическое расположение потребителей электроэнергии на тракторе, облегчает монтаж и ремонт электрооборудования. На схеме соединений показаны реальные пучки проводов с указанием мест выхода из пучка каждого провода.

При выборе мест подключения потребителей необходимо соблюдать следующие основные положения. Приборы электрооборудования, потребляющие ток большой силы и работающие кратковременно, а также приборы, работа которых необходима в аварийных случаях, подключают к линии указатель тока - аккумуляторная батарея. К этой группе потребителей относятся электростартер, звуковой сигнал, подкапотная лампа, штепсельная розетка переносной лампы. Остальные потребители подключают к линии указатель тока - генератор: через выключатель потребителей и стартера, если они используются только при работающем двигателе; непосредственно к линии указатель тока - генератор, если они потребляют ток небольшой силы и используются в течении длительного времени как при работающем, так и неработающем двигателе.

Цепи электроснабжения всех потребителей, кроме цепи системы пуска, защищают предохранителями. Правую и левую стороны системы освещения и сигнализации рекомендуется защищать отдельными предохранителями.

Номинальное напряжение систем электрооборудования тракторов 12 или 24 В. Применение напряжения 24 В связано с необходимостью обеспечения надежного пуска дизеля. При мощностях электростартеров для тракторных дизелей от 4 до 12 кВт сила тока в стартерной сети при номинальном напряжении 12 В достигает 500...1000 А. Переход на 24 В позволяет примерно в 2 раза уменьшить силу тока и в 4 раза - потери мощности в стартерной сети при тех же площадях сечения стартерных проводов. Снижение потребляемой мощности позволяет уменьшить емкость и размеры аккумуляторной батареи.

В системах электрооборудования применяют провода низкого напряжения (до 48 В) и высокого (для систем зажигания от магнето

на пусковых двигателях). В качестве изоляции автотракторных проводов используют резину или поливинилхлоридный пластик.

Провода с пластиковой изоляцией масло-, бензино- и кислотоустойчивы, работоспособны при высоких и низких температурах, обладают способностью к нераспространению горения. Провода имеют различную расцветку для удобства нахождения их в пучке. Концы проводов в пучках имеют наконечники под винтовые зажимы.

Максимально допустимая сила тока в одиночно проложенном проводе зависит от сечения провода, типа изоляции и температуры окружающей среды. В пучке, содержащем от двух до семи проводов сечением 0,5...4,0 мм², допустимая сила тока должна быть снижена до 55% допустимой силы тока в одиночном проводе.

Надежность работы системы электрооборудования существенно зависит от состояния и переходного сопротивления контактных соединений.

Сечения проводов для отдельных участков подбирают в соответствии с токовой нагрузкой из условия максимально допустимого нагрева и проверяют по допустимому падению напряжения. При этом особое внимание уделяется цепям электроснабжения приборов освещения и световой сигнализации и других систем, работа которых существенно зависит от уровня подведенного напряжения.

На рис. 3.44 приведена принципиальная схема электрооборудования трактора.

Коммутационная и защитная аппаратура. К ней относятся выключатели, переключатели, реле, контакторы, электромагниты, предохранители (блоки предохранителей), соединительные панели, разъемные соединения, вилки и розетки.

Выключатели предназначены для включения приборов освещения, световой сигнализации, тормозных сигналов (стоп-сигналов), звуковых сигналов, двигателей отопителей и вентиляторов, электростартера, контрольно-измерительных приборов, отключения от массы аккумуляторной батареи и т.д.

По конструктивным признакам выделяют выключатели кнопочные, клавишные, поворотные, перекидные, рычажные, электромагнитные, гидравлические, поворотные со съемной рукояткой. Номинальное напряжение выключателей 12 и 24 В.

Переключатели отличаются от выключателей большим числом положений при переключении (от 2 до 16), тогда как выключатели выполняются на два положения “выключено” и “включено”. По конструкции переключатели подразделяют на перекидные, ножные нажимные, вытяжные, вытяжные с реостатом, рычажные, поворотные, клавишные, клавишные с символами, вытяжные с предохранителями.

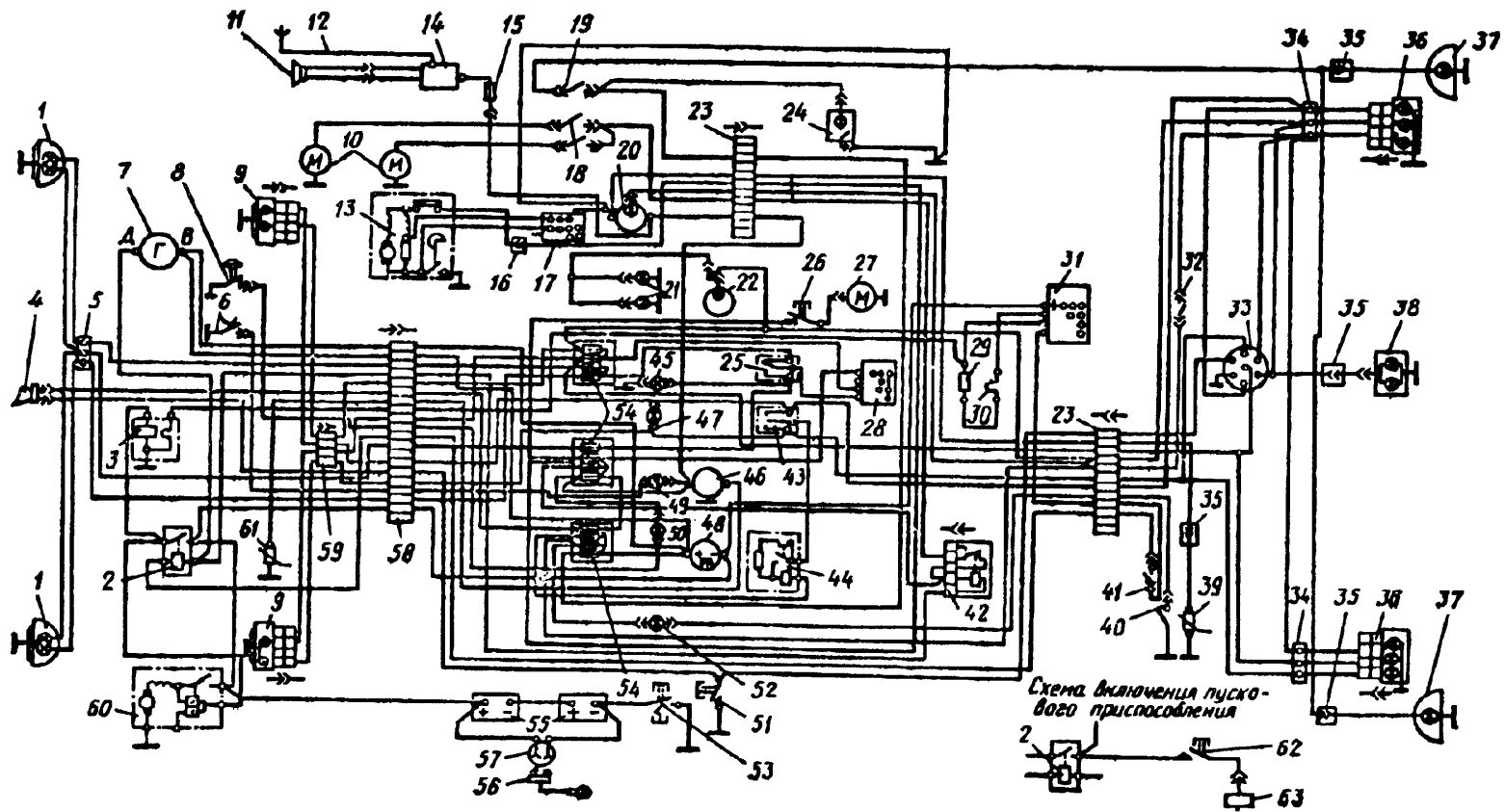


Рис. 3.44. Принципиальная схема электрооборудования трактора:

1 - передняя фара; 2 - реле стартера; 3 - электрофакельный подогреватель; 4 - звуковой сигнал; 5, 16, 34 и 35 - соединительные панели; 6 - датчик сигнализатора температуры; 7 - генератор; 8 - датчик сигнализатора давления; 10 - электродвигатель вентилятора; 11 - громкоговоритель; 12 - антенна; 13 - стеклоочиститель; 14 - радиоприемник; 15 - предохранитель радиоприемника; 17 - выключатель стеклоочистителя; 18 - выключатель электродвигателей вентилятора; 19 - выключатель задних (рабочих) фар; 20 - указатель уровня топлива; 21 - лампы освещения щитка приборов; 22 - тахоспидометр; 23 и 58 - штепсельные разъемы щитка приборов; 24 - плафон; 25 - переключатель света; 26 - выключатель электродвигателя омывателя ветрового стекла; 27 - электродвигатель омывателя лобового стекла; 28 - центральный переключатель света; 29 - добавочное сопротивление; 30 - контрольный элемент; 31 - выключатель подогревателя и стартера; 32 - выключатель стоп - сигнала; 33 - штепсельная розетка; 34 - задний фонарь; 35 - задние фары; 36 - фонарь освещения номерного знака; 37 - датчик указателя уровня топлива; 38 - выключатель контрольной лампы стояночного тормоза; 39 - выключатель блокировки пуска; 40 - реле блокировки электродвигателей вентилятора; 41 - переключатель указателей поворота; 42 - реле указателей поворота; 43 - контрольные лампы выключателя дальнего света, указатель поворота стояночного тормоза; 44 - указатель температуры воды; 45 - указатель силы тока; 46 - контрольные лампы сигнализаторов аварийной температуры воды и аварийного давления в смазочной системе дизеля; 47 - выключатель звукового сигнала; 48 - выключатель "массы"; 49 - блоки предохранителей; 50 - аккумуляторные батареи; 51 - переносная лампа; 52 - розетка переносной лампы; 53 - соединительная штекерная колодка; 54 - стартер; 55 - датчик указателя температуры воды; 56 - выключатель пускового приспособления; 57 - пусковое приспособление для впрыскивания легковоспламеняющейся жидкости.

Сила номинального тока переключателей 0,5...25 А.

Для коммутации тока большой силы (10...25 А) и в случаях, когда место коммутации расположено далеко от пульта управления режимом включения или переключения применяют реле. Реле представляет собой электромагнитный аппарат с одной или несколькими парами контактов, управляемых электромагнитом, потребляющим ток небольшой силы. Реле применяют в системах электростартерного пуска, контроля заряда аккумуляторной батареи, для обеспечения прерывистой работы указателей поворота и сигнализатора включения стояночного тормоза, в электромагнитных клапанах и т.д. На ряде тракторов применяют контакторы, сила номинального тока которых составляет 50...150 А. Основными параметрами реле и контакторов является сила тока нагрузки, напряжение срабатывания и отпускания.

Предохранители предназначены для защиты потребителей электроэнергии и их цепей от токов короткого замыкания и токов перегрузки, неправильного включения приборов, замыкания проводов на массу и во многих других случаях. На тракторах применяют термобиметаллические кнопочные и плавкие предохранители, одиночные или в блоке.

Плавкие предохранители имеют проволочную или ленточную вставку, которая при нагреве до температуры плавления металла расплавляется и отключает неисправную цепь от источника тока. Время срабатывания предохранителя зависит от соотношения сил токов нагрузки и номинального. Среднее время срабатывания предохранителя должно быть меньше времени нагрева изоляции провода до максимально допустимой температуры.

Биметаллические предохранители могут быть многократного и однократного использования. При коротком замыкании или коротком замыкании в защищаемой цепи контакты предохранителя многократного действия периодически замыкаются и размыкаются.

Для соединения проводов при монтаже электрооборудования на тракторах используют соединительные панели, розетки, вилки. Соединительные панели имеют от 2 до 12 выводов и допускают силу тока до 50 А. Розетки могут иметь до семи выводов. Максимальная сила тока розеток и вилок составляет до 40 А.

Общие сведения о трансмиссии трактора

4.1. Назначение, классификация и требования к трансмиссиям

Трансмиссия в целом представляет собой комплекс устройств для передачи и преобразования энергии от ее источника к потребителю (или потребителям) в удобном для них виде.

Современные трансмиссии можно классифицировать *по способу изменения их передаточных чисел* на бесступенчатые, ступенчатые и комбинированные.

Бесступенчатые трансмиссии позволяют в заданном интервале передаточных чисел иметь любое их значение, вследствие чего работа МТА всегда может быть наиболее производительной и экономичной.

Ступенчатые трансмиссии имеют определенные интервалы (ступени) передаточных чисел в пределах которых работа МТА достаточно производительная и экономичная.

Комбинированные трансмиссии отличаются сочетанием интервалов передач, в которых возможно бесступенчатое изменение передаточных чисел.

По способу преобразования крутящего момента их можно классифицировать на механические, гидравлические, электрические и комбинированные.

Бесступенчатые трансмиссии по этому признаку подразделяются на **механические** (фрикционно-тороидные, клиноременные и импульсные - инерционные), **гидравлические** (гидродинамические и гидрообъемные), **электрические** (электромеханические).

Ступенчатая трансмиссия по этому признаку является механической, в которой преобразование крутящего момента происходит в шестеренных редукторах, в одном из которых – **коробке передач (КП)** - производится изменение передаточных чисел, ограниченных числом возможных сочетаний зубчатых пар.

Не зависимо от классификации трансмиссий, они должны соответствовать определенным эксплуатационным и производственным требованиям:

- должны обеспечивать надежную связь с двигателем и отсоединение от него, в зависимости от технологии работы МТА;

- иметь возможность изменения общего передаточного числа в зависимости от изменения тягового сопротивления движению трактора (его загрузке);

- должны иметь возможность изменения направления вращения ведущих колес трактора при неизменном направлении вращения вала двигателя для получения заднего хода, а также соотношения частот вращения левого и правого ведущих колес при движении на повороте, по неровностям пути и для поворота соответственно колесного и гусеничного трактора;

- обеспечивать отбор части мощности двигателя на привод рабочих органов прицепных или навесных машин - орудий во время движения МТА или его работы в стационарных условиях, а также систем по обслуживанию гидравлических систем трактора;

- конструктивно быть компактными, иметь ограниченные габаритные размеры корпусов сборочных единиц (агрегатов), способных передавать большие мощности, иметь достаточно высокие КПД и долговечность, низкую трудоемкость технического обслуживания и хорошую ремонтпригодность.

4.2. Ступенчатые трансмиссии

На большинстве сельскохозяйственных и значительной части промышленных тракторов применяют ступенчатые шестеренные трансмиссии, как наиболее отработанные конструктивно, относительно простые, удобные и надежные в работе, имеющие довольно высокий КПД, более низкую стоимость. Основным их недостатком является ступенчатое регулирование крутящих моментов, что довольно часто приводит к неэффективному использованию мощности двигателя.

Кинематические схемы ступенчатых трансмиссий могут быть двух типов. По первой традиционной схеме (рис. 4.1,а,б) мощность двигателя на ведущие колеса трактора разделяется после КП, что обуславливает наличие одной центральной передачи (ЦП), размещаемой, как правило, в корпусе заднего моста трактора (гусеничного или колесного с задними ведущими колесами). Такая схема относительно проста, хорошо компоуется, обладает достаточно высоким механическим КПД и приемлимыми показателями материалоемкости.

По второй кинематической схеме (рис. 4.1,в) трансмиссии мощность от двигателя разделяется перед КП или в ней, что обуславливает наличие двух ЦП. Положительным качеством этой схемы является меньшая силовая нагруженность деталей КП и ЦП и возможность

уменьшения размеров механизма поворота гусеничного трактора, установка их на менее нагруженной части трансмиссии до ЦП. Особенностью этой схемы является невозможность четкого разграничения функций КП и механизма поворота и выполнение одним агрегатом совмещенных функций. Этот тип трансмиссии устанавливается только на гусеничных тракторах.

В традиционных схемах трансмиссии типового колесного трактора с задними ведущими колесами и гусеничного трактора (рис. 4.1, *а, б*) источником энергии является ДВС 1, с коленчатого вала которого неразделенный поток мощности поступает в первый агрегат трансмиссии - сцепление 2. Сцепление служит для соединения трансмиссии с двигателем и отсоединения ее от него. После сцепления поток мощности поступает в КП 3 - редуктор, в котором обеспечивается ступенчатое изменение подведенного крутящего момента за счет различного сочетания работающих шестерен, образующих необходимые передаточные числа. Как правило, тракторная КП является понижающим редуктором, хотя в ней может быть прямая и повышающая транспортные передачи.

Пара конических шестерен 4 образуют ЦП, соединяющую КП с поперечными валами заднего ведущего моста трактора. Она разделяет поток мощности от КП на два самостоятельных потока по бортам трактора и является понижающим редуктором с постоянным передаточным числом.

У колесного трактора ведомая шестерня ЦП обычно устанавливается на корпусе дифференциала 7 - механизме трансмиссии, кинематически соединяющем ЦП с ведущими валами конечных передач 5 (рис. 4.1, *а*). Дифференциал позволяет ведущим колесам 6 вращаться с разными частотами при повороте трактора или их движении по неровностям пути. Конечная передача является последним понижающим редуктором трансмиссии с постоянным передаточным числом и в ряде случаев определяет величину дорожного просвета (клиренса) трактора.

Для отбора части мощности двигателя для посторонних ее потребителей, рассмотренных ранее, колесный трактор, как правило, имеет не менее двух приводов ВОМ - заднего 8 и бокового 9.

У гусеничного трактора разветвленные потоки мощности после ЦП 4 (рис. 4.1, *б*) вначале поступают в механизм поворота 5, а затем в конечные передачи 6 и ведущие колеса 7, иногда называемые звездочками. Механизм поворота обеспечивает передачу разных ведущих моментов и частот вращения левого и правого колес 7, благодаря чему производится поворот гусеничного трактора. Некоторые меха-

низмы поворота выполняются как понижающие редукторы (планетарные).

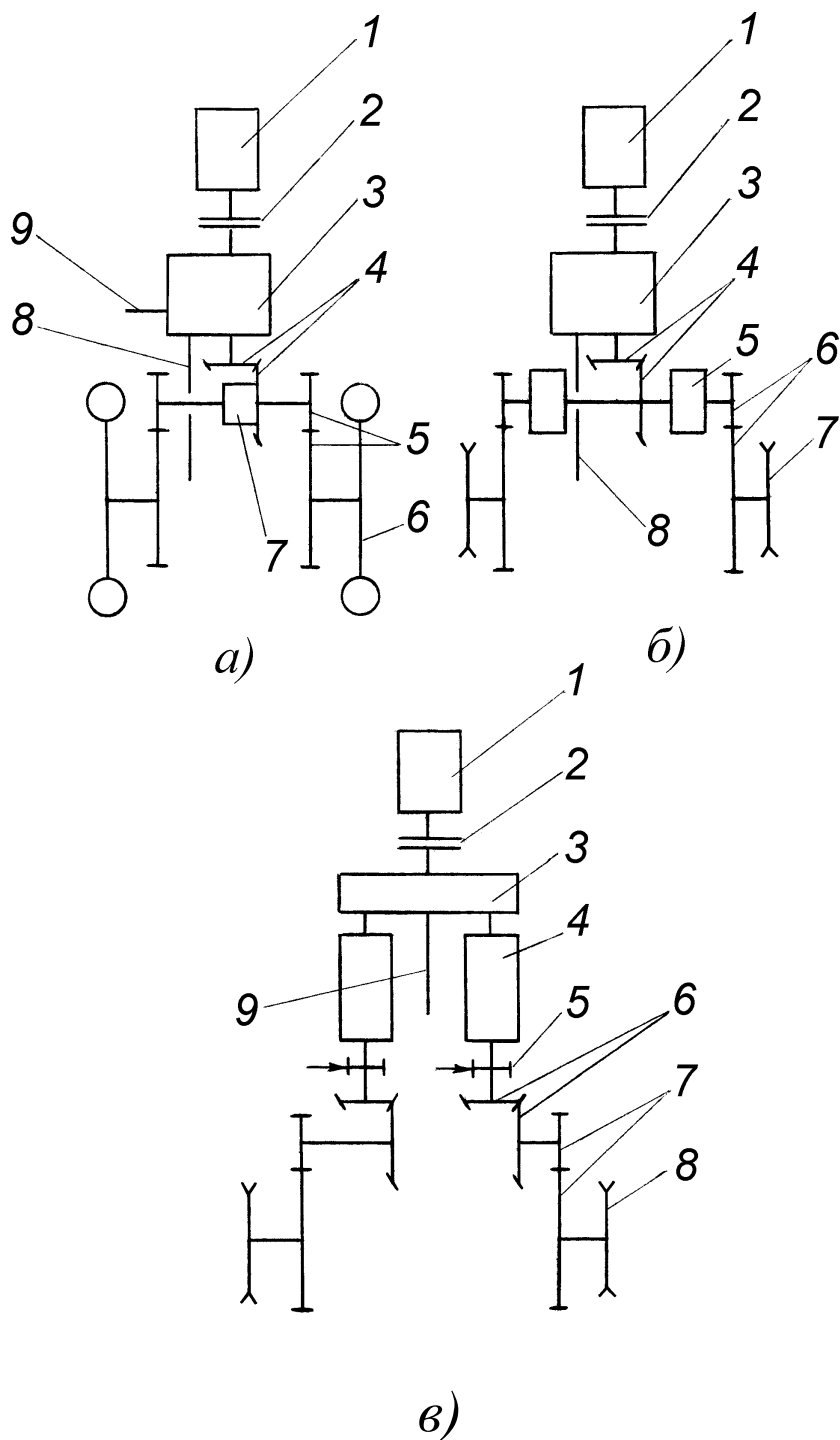


Рис. 4.1. Принципиальные структурные кинематические схемы ступенчатых трансмиссий тракторов:

а – традиционная типового колесного трактора; *б* – традиционная гусеничного трактора; *в* – гусеничного трактора с разделением потока мощности перед КП

У гусеничного трактора, как правило, должно быть не менее одного заднего привода ВОМ 8.

В трансмиссии гусеничного трактора с разделением потока мощности перед КП (рис. 4.1, в) поток мощности от дизеля 1 поступа-

ет в сцепление 2 и далее в раздаточный шестеренчатый редуктор 3, выходные валы которого являются приводными валами двух параллельных КП 4. Отличительной особенностью этих КП является переключение передач на ходу трактора, без разрыва потока мощности, с применением обычных фрикционных гидropоджимных муфт.

На концах выходных валов КП последовательно установлены тормоз 5 и ведущая коническая шестерня отдельной ЦП 6.

Тормоза 5 и блокировочные муфты КП являются одновременно агрегатами механизма поворота гусеничного трактора с данным типом трансмиссии.

Конечная передача 7 и ведущие колеса 8 аналогичны рассмотренным выше. Привод ВОМ 9 обычно отводится от раздаточного редуктора 3.

4.3. Передаточное число трансмиссии, КПД и ведущие моменты

Общее передаточное число трансмиссии u_o можно представить как отношение частоты вращения n_d или угловой скорости ω_d коленчатого вала двигателя к среднему значению частоты вращения n_k или угловой скорости ω_k ведущих колес трактора.

$$u_o = \frac{n_d}{n_k} = \frac{\omega_d}{\omega_k}. \quad (4.1)$$

Средние значения n_k и ω_k принимаются исходя из неравномерности вращения правого и левого ведущих колес.

Поэтому

$$n_k = \frac{n_{np} + n_{лев}}{2} \quad \text{и} \quad \omega_k = \frac{\omega_{np} + \omega_{лев}}{2}, \quad \text{где индексы "np" и "лев" – соответственно для правого и левого колеса.}$$

Общее передаточное число рассмотренных ступенчатых трансмиссий можно представить как произведение передаточных чисел составляющих их агрегатов:

для колесного трактора $u_{ок} = u_{кп} u_{цп} u_{кон}$;

для гусеничного трактора $u_{ог} = u_{кп} u_{цп} u_{мп} u_{кон}$,

где $u_{кп}$, $u_{цп}$, $u_{мп}$ и $u_{кон}$ - передаточные числа соответственно КП, ЦП, механизма поворота и конечной передачи.

Изменение передаточного числа трансмиссии в основном производится в КП. Однако в ряде трансмиссии ЦП и механизм поворота

выполняются как двухступенчатые редукторы, удваивающие общее число передач трактора.

При передаче мощности от двигателя к ведущим колесам часть ее теряется на трение в зацеплении зубчатых пар промежуточных редукторов трансмиссии, в подшипниках их валов, их уплотнениях и на разбрызгивание масла в корпусах. Все эти потери учитываются механическим КПД трансмиссии η_m , который определяется как отношение мощности N_k , подведенной к ведущим колесам трактора, к эффективной мощности N_e двигателя.

$$\eta_m = \frac{N_k}{N_e}.$$

Заменяя значения мощностей их составляющими и используя выражение (4.1), имеем

$$\eta_m = \frac{M_k \omega_k}{M_\delta \omega_\delta} = \frac{M_k}{M_\delta u_o}, \quad (4.2)$$

где M_δ - крутящий момент двигателя; M_k - ведущий момент на колесах.

С помощью зависимости (4.2) ведущий момент на колесах трактора M_k определяется как

$$M_k = M_\delta u_o \eta_m. \quad (4.3)$$

Таким образом, моменты подведенные к ведущим колесам трактора зависят от крутящего момента, развиваемого двигателем, передаточного числа трансмиссии и ее механического КПД.

4.4. Тяговый баланс трактора и лучевой график

Для того чтобы получить представление о силе тяги, развиваемой трактором и экономичности работы двигателя, рассмотрим условную принципиальную схему установившегося движения трактора по горизонтальной поверхности с нагрузкой на крюке. При этом отсутствуют силы инерции и составляющие силы тяжести, возникающие при движении по наклонной поверхности. Примем, что нагрузка на крюке и сопротивление качению трактора постоянны, а сцепление движителя с почвой обеспечено.

На рис.4.2 представлена условная схема движения колесного трактора классической компоновки с задними ведущими колесами b , радиусом r_k , с постоянной скоростью V .

Крутящий момент M_δ двигателя I подводится через агрегаты трансмиссии - сцепление 2, КП 3, ЦП 4 и конечную передачу 5 - к ве-

дущим колесам 6, на которых создается ведущий момент M_k . Вследствие надежного сцепления ведущих колес с почвой под действием момента M_k в почве образуются касательные реакции, равнодействующая которых сила P_k направлена в сторону движения трактора. Эта сила P_k , называемая касательной силой тяги, передается через детали движителя остову трактора и двигает его вперед. Часть этой силы расходуется на преодоление сопротивления качению трактора со стороны почвы, условно представленной силой P_f перед направляющими колесами 7. При работе МТА основная часть силы P_k используется для полезной силы тяги $P_{кр}$ на крюке трактора и тоже направлена в сторону противоположную его движению.

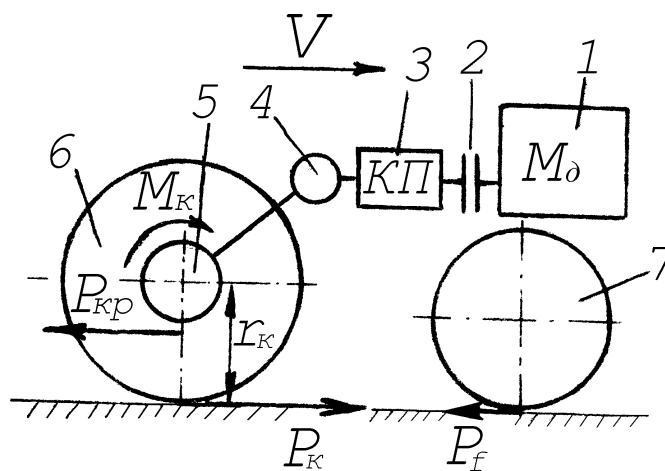


Рис. 4.2. Схема движения колесного трактора классической компоновки на горизонтальной поверхности пути

Проецируя внешние силы, действующие на трактор, на горизонталь, имеем

$$P_k = P_f + P_{кр}. \quad (4.4)$$

Это уравнение называют *тяговым балансом трактора* при установившемся его движении по горизонтали. Оно показывает на что расходуется касательная сила тяги P_k . Если трактор движется холостым ходом без нагрузки на крюке, то $P_k = P_f$. Здесь касательная сила тяги P_k расходуется только на преодоление сопротивления движению трактора со стороны почвы.

Связь между силой P_k и моментом двигателя M_o определяет зависимости (4.3).

При обеспеченности сцепления движителя с почвой M_k можно определить через касательную силу тяги P_k и радиус ведущего колеса r_k :

$$M_k = P_k r_k. \quad (4.5)$$

Приравнивая значения M_k по зависимостям (4.3) и (4.5) и решая новое уравнение относительно P_k , получим

$$P_k = M_{\partial} u_o \eta_m / r_k.$$

Принимая $C = u_o \eta_m / r_k$, окончательно получим $P_k = M_{\partial} C$.

Коэффициент C с достаточной степенью точности может быть принят постоянным ввиду незначительности колебаний значений η_m и r_k , а u_o - величина постоянная для данного передаточного числа.

Таким образом, касательная сила тяги P_k прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя M_{∂} , а коэффициент C зависит от общего передаточного числа трансмиссии u_o , которое изменяется в зависимости от включенной передачи в КП.

При установившемся движении МТА сила тяги $P_{кр}$ равна силе сопротивления R_m , вызываемой машиной-орудием, т.е. $P_{кр} = R_m$.

Для наглядного представления необходимости применения КП в трансмиссии трактора рассмотрим случай его работы без нее (рис. 4.3). Допустим, что трактор имеет только одну передачу с большим передаточным числом, позволяющую при номинальном крутящем моменте двигателя $M_{\partial н}$ и минимальном удельном крюковом расходе топлива $g_{кр min}$ получить наибольшую силу тяги $P_{кр max}$, но при относительно небольшой скорости движения МТА. В данном ограниченном тяговом диапазоне $P_{кр max}$ работа МТА будет весьма эффективна.

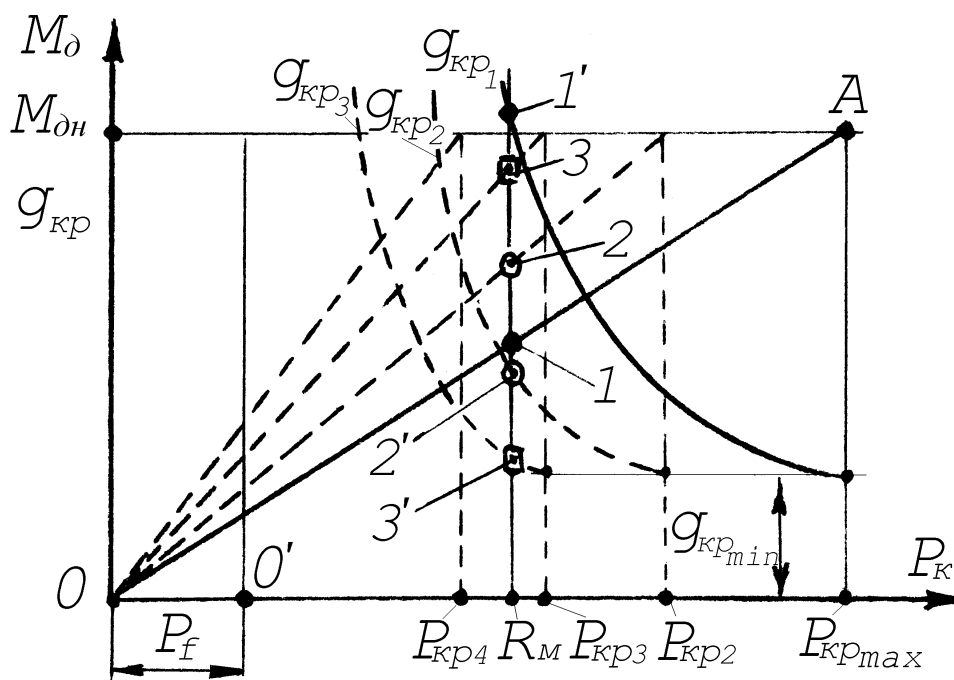


Рис. 4.3. Лучевой график

Посмотрим, как будет работать трактор с машиной-орудием, имеющей небольшое тяговое сопротивление R_m .

Для определения эффективности работы МТА с R_m построим так называемый лучевой график (рис. 4.3), на котором по оси абсцисс откладываются значения: P_f , $P_{кр}$, P_k и R_m , а по оси ординат - M_d , $M_{дн}$ и $q_{кр}$. Отсчет P_f и P_k осуществляется из точки O , а $P_{кр}$ и R_m - из точки O' . Возведя в точке $P_{крmax}$ перпендикуляр до пересечения с горизонталью, проведенной через точку $M_{дн}$, получаем точку A . Луч OA характеризует известную пропорциональность $P_k = M_d \cdot C$. Его наклон зависит от коэффициента C , отражающего величину передаточного числа трансмиссии u_o . Чем оно меньше, тем меньше наклон луча OA . На этом же перпендикуляре откладываем значение $q_{крmin}$ и строим график его зависимости от $P_{кр}$.

Для того чтобы определить момент двигателя M_d и крюковой удельный расход топлива $q_{кр}$ при работе МТА с силой сопротивления R_m восстановим перпендикуляр из точки R_m . Точки его пересечения I и I' соответственно с графиками M_d и $q_{кр}$ на первой передаче указывают соответственно на недостаточную загрузку двигателя и большой крюковой расход топлива. Это свидетельствует о малопродуктивной и неэкономичной работе МТА, так как он движется с небольшой скоростью и большим расходом топлива.

А можно ли повысить эффективность работы данного МТА с силой сопротивления R_m на крюке?

Предположим, что на этом тракторе имеется КП с несколькими передачами и произведем аналогичные построения графиков еще для трех передач, с меньшими значениями $P_{кр}$ ($P_{кр2}$, $P_{кр3}$ и $P_{кр4}$), но большими скоростями движения (показаны штриховыми линиями).

Из анализа этих графиков видно, что при переходе работы МТА на вторую передачу загрузка двигателя (M_d) стала больше (точка 2), а крюковой расход топлива $q_{кр}$ уменьшился (точка 2'). При переходе на третью передачу загрузка двигателя близка к номинальной (точка 3), а крюковой расход топлива (точка 3') близок к минимальному. Однако попытка перехода на четвертую передачу приводит уже к останову двигателя и остановке трактора, так как $P_{кр4} < R_m$.

Таким образом, благодаря КП можно всегда выбрать такую передачу (в данном случае третью), на которой МТА будет работать с высокой производительностью и экономичностью.

4.5. Гидродинамические передачи и гидромеханические трансмиссии

В гидродинамических передачах в отличие от механических отсутствуют жесткие связи между источником энергии и ее потребителями. В них лопастные колеса находятся в общей полости, заполненной рабочей жидкостью, получающей и отдающей энергию потребителю.

Гидродинамическую передачу только передающую крутящий момент без его преобразования называют гидродинамической муфтой (гидромуфтой), а преобразующую его - гидротрансформатором.

Принципиальная схема гидромуфты показана на рис. 4.4. Основными элементами гидромуфты являются два лопастных колеса - ведущее 2 (насосное) с кожухом 3 и ведомое 4 (турбинное). Ведущий вал 1 соединен с источником энергии - двигателем трактора, а ведомый 5 - с приводным валом трансмиссии. Рабочие колеса гидромуфты обычно имеют радиальные лопасти, причем число лопастей в насосе и турбине несколько отличается во избежание возможных резонансных вибраций. Рабочая полость гидромуфты, заполненная рабочей жидкостью, образована пространством между лопатками колес и внутренней поверхностью кожуха 3.

При вращении насосного колеса его лопасти захватывают жидкость, которая под действием центробежных сил с увеличивающейся скоростью устремляется от центра к периферии, создавая гидродинамический напор. С этим напором жидкость поступает на периферийную часть лопаток турбинного колеса и, устремляясь к центру, отдает энергию на его вращение, завершая очередной круг ее циркуляции, показанный на схеме штриховой линией со стрелками.

Чем быстрее вращается насосное колесо, тем больший крутящий момент передается гидромуфтой. Поэтому включение гидромуфты производится автоматически, когда передаваемый момент становится больше момента сопротивления на турбинном колесе.

Отличительной особенностью работы гидромуфты является необходимость некоторой пробуксовки колес. Это связано с тем, что равенство частот вращения обуславливает равенство центробежных сил в насосном и турбинном колесах, а следовательно, прекращение циркуляции жидкости и передачи крутящего момента. Наибольшая пробуксовка (100%) при трогании с места, наименьшая при установившемся движении (порядка 2...4%). Величина пробуксовки оценивается коэффициентом скольжения

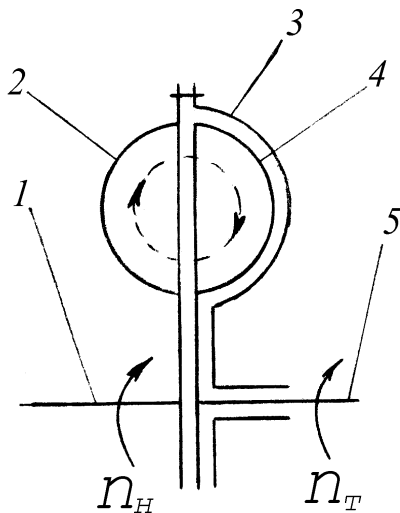


Рис. 4.4. Принципиальная схема гидромукфты

больший диаметр рабочей полости).

Внешняя характеристика гидромукфты, представленная на рис. 4.5, показывает зависимости ее параметров от величины n_T/n_H при $n_H = Const$.

Гидромукфты имеют определенные преимущества по сравнению с фрикционными сцеплениями:

- они значительно снижают динамические нагрузки в двигателе и трансмиссии при резких изменениях режима работы МТА, что повышает их долговечность;

- не требуют регулировок в эксплуатации;

- упрощают управление и повышают проходимость МТА.

Однако у них есть один весьма существенный недостаток - они не обеспечивают чистоты выключения, что затрудняет переключение передач в обычных ступенчатых механических КП с разрывом потока мощности. Кроме того, их применение нескольких снижает КПД трансмиссии, так как они всегда работают со скольжением не менее 2...4%.

Принципиальная схема гидротрансформатора показана на рис. 4.6,а. В отличие от гидромукфты он, помимо двух подвижных колес - насосного 3 и турбинного 2, имеет одно неподвижное колесо 4 - реактор, закрепленное на полом валу 5. Для лучшего формирования потока рабочей жидкости в гидротрансформаторе внутренние части его колец выполнены в виде тора, наружные поверхности которых являются границами рабочей полости. Для этой же цели лопасти колес выполнены изогнутыми.

$$S = (n_H - n_T) / n_H ,$$

где n_H и n_T - частота вращения соответственно насосного и турбинного колес.

При этом

$$S + \eta_{ГМ} = 1 ,$$

где $\eta_{ГМ}$ - КПД гидромукфты.

Момент, передаваемый гидромукфтой,

$$M = \gamma \lambda n_H^2 D^5 ,$$

где γ - удельный вес рабочей жидкости; λ - коэффициент пропорциональности (коэффициент момента); D - активный диаметр гидромукфты (наибольший диаметр рабочей полости).

Реактор 4 изменяет направление движения протекающей жидкости и воспринимает при этом реактивный момент M_P от неподвижного корпуса гидротрансформатора.

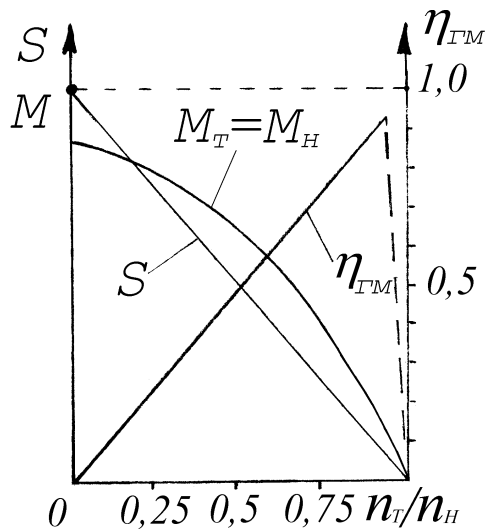


Рис. 4.5. Внешняя характеристика гидромукфты

Вследствие этого реактор как бы добавляет этот реактивный момент к моменту на насосном колесе 3, для дальнейшей его передачи на турбинное колесо 2, или, наоборот, отнимает его от момента M_H , в зависимости от скоростного и силового режима работы гидротрансформатора.

При неподвижном турбинном колесе (трогание трактора с места) крутящий момент M_T на нем наибольший:

$$M_T = M_H + M_P, \quad (4.6)$$

где M_H - крутящий момент на насосном колесе, равный крутящему моменту двигателя, подведенному к ведущему валу 1 гидротрансформатора.

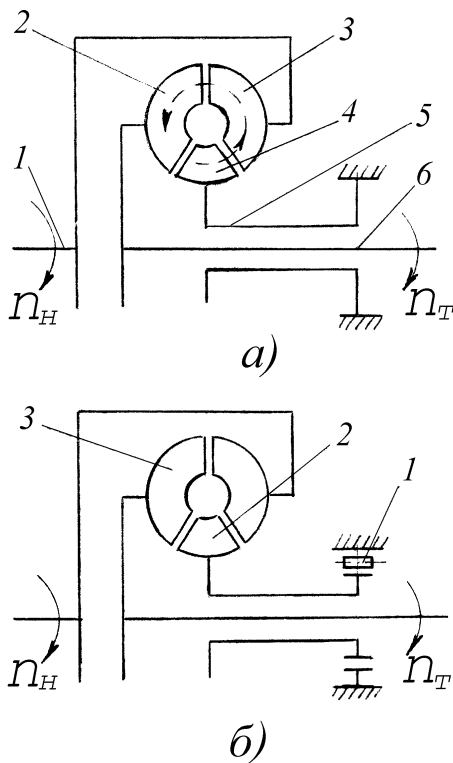


Рис. 4.6. Принципиальная схема: а - гидротрансформатора; б - комплексной гидродинамической передачи

В зависимости от частоты вращения турбинного колеса меняется направление силового потока рабочей жидкости входящего в реактор и соответственно его реактивный момент M_P . Внешняя характеристика гидротрансформатора, построенная при частоте вращения насосного колеса $n_H = Const$, представлена на рис.4.7. Левее точки А момент на реакторном колесе направлен в сторону момента M_H на насосном колесе. При этом момент M_T на турбинном колесе определяется по выражению (4.6).

При равенстве моментов M_H и M_T (точка А) реактивный момент M_P становится равным нулю. При дальнейшем увеличении частоты вращения n_T турбинного колеса (правее точки А) крутящий момент M_P на реакторном

колесе направлен в сторону, противоположную моменту на насосном колесе:

$$M_T = M_H - M_P < M_H.$$

Процесс преобразования крутящего момента M_T на выходном валу b (см. рис. 4.6,а) турбинного колеса происходит автоматически в зависимости от частоты его вращения. При установившемся движении МТА момент M_T на валу b равен моменту сопротивления движению трактора, приведенному к этому же валу. При увеличении внешней нагрузки МТА частота вращения вала b снижается и, следовательно, на нем повышается момент M_T (см. рис. 4.7), пока не установится силовое равновесие.

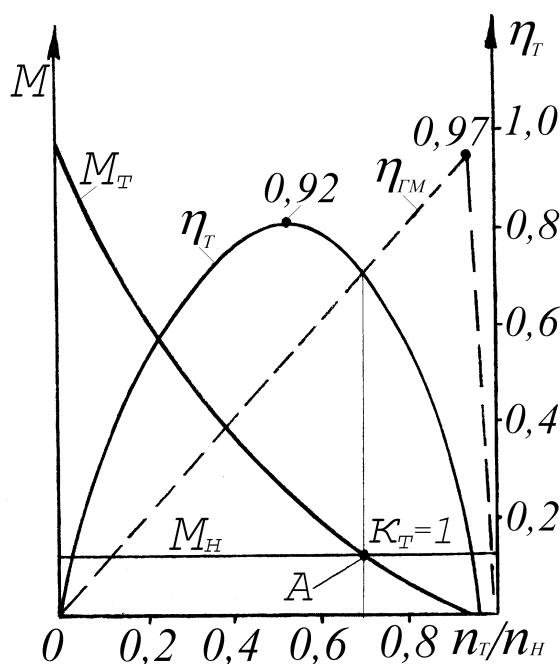


Рис. 4.7. Внешняя характеристика гидротрансформатора

в широких пределах. Максимальное значение η_T не превышает 0,92. Наибольший момент на турбинном колесе M_T и соответственно коэффициент трансформации K_T имеют место в момент трогания МТА с места (на стоповом режиме) при $\eta_T = 0$. При увеличении частоты вращения n_T момент M_T (а соответственно K_T) падает, а η_T растет достигая максимума при $n_T / n_H = 0,5 \dots 0,6$. Дальнейшее увеличение n_T приводит к заметному падению η_T . При $n_T / n_H = 0,65 \dots 0,75$ коэффициент трансформации K_T снижается до единицы. Здесь $M_T = M_H$, как у работающей гидромufты. Однако при дальнейшем увеличении частоты

Преобразующее свойство гидротрансформатора оценивается коэффициентом трансформации (силовым передаточным числом):

$$K_T = M_T / M_H.$$

КПД, оценивающий энергетические потери в гидротрансформаторе,

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H} = \frac{K_T}{u_T},$$

где N_H - мощность подведенная к валу 1 насосного колеса; N_T - мощность отводимая от вала b турбинного колеса; $u_T = n_H / n_T$ - кинематическое передаточное число гидротрансформатора.

Как видно из внешней характеристики (рис. 4.7) η_T изменяется

вращения турбинного колеса $M_T < M_H$ при резком падении η_T , что делает дальнейшую работу гидротрансформатора нецелесообразной.

Если совместить данную характеристику гидротрансформатора с ранее приведенной характеристикой изменения КПД гидромуфты, указанной на рис. 4.7 штриховой линией, то видно, что правее точки A работа гидромуфты предпочтительнее. Это связано с тем, что она происходит при высоких значениях КПД (до 0,97), значительно больших чем у гидротрансформатора в данном скоростном режиме.

Чтобы обеспечить такую внешнюю характеристику у гидротрансформатора необходимо иметь не жесткое крепление реактора к его корпусу, а через муфту свободного хода I (см. рис.4.6,б). При этом заклинивание муфты I должно быть до тех пор, пока на реакторе 2 имеется положительное значение M_P (левее точки A на рис. 4.7). Правее точки A изменяется направление момента M_P на реакторе и он начинает свободно вращаться, так как муфта I (см. рис. 4.6,б) расклинивается. При этом гидротрансформатор переходит в режим работы гидромуфты с более высоким КПД.

Такой гидротрансформатор носит название *комплексной гидродинамической* передачи и имеет КПД выше, чем у обычного с неподвижным реактором.

Гидротрансформаторы имеют те же положительные качества, что и гидромуфты, но, кроме того, обладают свойством автоматического бесступенчатого изменения кинематического и силового передаточных чисел в зависимости от значения момента сопротивления на турбинном колесе.

Последнее свойство дает возможность использовать гидротрансформатор в трансмиссии трактора, как КП с бесступенчатым изменением передаточного числа. Однако при этом в трансмиссии трактора должны быть установлены дополнительные механические редукторы для получения заднего хода и возможности пуска двигателя методом буксировки. Это несколько снижает положительные качества гидротрансформатора, как КП в трансмиссии трактора.

Необходимо отметить, что на тракторах гидротрансформатор в чистом виде, как КП не применяется, так как диапазон его силового регулирования относительно мал ($K_T \leq 2,5 \dots 4$) и не обеспечивает требования МТА.

Поэтому для увеличения диапазонов бесступенчатого регулирования передаточных чисел трансмиссии часто *сочетают гидродина-*

мические и ступенчатые механические передачи, соединяя их последовательно или параллельно.

При последовательном их соединении диапазон регулирования передаточных чисел большой, но КПД передачи более низкий. При параллельном их соединении КПД передачи увеличивается.

Такие передачи (трансмиссии) носят название *гидромеханических трансмиссий (ГМТ).*

В гидромеханической трансмиссии КП обеспечивает получение диапазонов для бесступенчатого изменения передаточных чисел и заднего хода, а гидротрансформатор - получение бесступенчатого ряда передаточных чисел внутри заданного диапазона.

Основные преимущества гидромеханической трансмиссии следующие:

- бесступенчатое автоматическое изменение крутящего момента на ведущих колесах движителя трактора и скорости МТА в зависимости от сопротивления его движению;

- значительное снижение уровня динамических нагрузок при работе МТА, вследствие их демпфирования промежуточной гидравлической средой;

- высокая энергоемкость, простота конструкции и долговечность гидротрансформатора;

- легкость трогания МТА с места и последующего его разгона;

- предотвращение возможности остановки двигателя при перегрузках МТА.

К недостаткам гидромеханических трансмиссий относятся:

- более низкий КПД по сравнению с механической трансмиссией, что приводит к некоторому увеличению расхода топлива;

- невозможность обеспечения стабильности технологической скорости движения МТА, что особенно важно для сельскохозяйственных тракторов;

- невозможность пуска двигателя буксировкой и снижение эффективности торможения МТА двигателем, при выполнении им транспортных работ.

Для устранения этих недостатков часто применяют фрикционную блокировку гидротрансформатора.

Наибольшее применение гидромеханические трансмиссии находят в колесных и гусеничных промышленных тракторах, где в КП применяют обычно 2-4 передачи.

4.6. Гидрообъемные и электрические трансмиссии

Гидрообъемные передачи основаны на принципе передачи энергии давлением жидкости. При этом рабочее усилие или крутящий момент практически не зависят от скорости движения рабочей жидкости. В такой передаче как минимум должны быть две основные гидравлические машины, соединенные между собой трубопроводом: объемный гидронасос, преобразующий крутящий механический поток энергии в поступательный силовой гидравлический поток энергии, и гидромотор, преобразующий гидравлический поток энергии обратно в крутящий механический поток энергии (крутящий момент).

По типу передачи жидкости от насоса к мотору гидрообъемные передачи бывают открытые и закрытые, принципиальные схемы которых показаны на рис 4.8. В **открытой гидрообъемной передаче** отсутствует обратная гидравлическая связь между насосом и мотором (рис. 4.8,а). Насос 1 всасывает рабочую жидкость из бака 4 и подает ее под давлением по трубопроводу 2 в гидромотор 3, после чего она сливается обратно в бак 4. Система проста, но величина передаваемой мощности зависит от объема бака. Вследствие этого данный тип передачи на тракторе применяется только для обслуживания его вспомогательных устройств (в сервоустройствах, в системе смазывания и др.).

В качестве агрегатов трансмиссии трактора в основном применяют **гидрообъемные передачи закрытого типа** (рис. 4.8,б), в которых жидкость из гидромотора 3 вновь поступает во всасывающую магистраль 6 насоса 1. При этом дополнительный насос 5 подпитки поддерживает давление во всасывающей магистрали 6 выше атмосферного, чем предотвращается кавитация рабочей жидкости и компенсируются возможные ее утечки во время работы передачи. Передача получается компактной, при меньшем объеме бака 4.

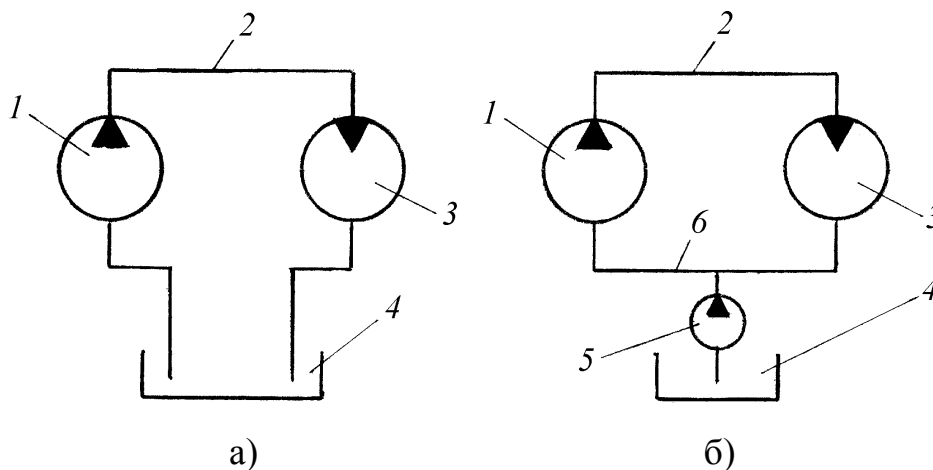


Рис. 4.8. Принципиальные схемы гидрообъемных передач:
а – открытого типа; б – закрытого типа

Применяемые гидрообъемные передачи в трансмиссиях тракторов разделяются на две основные группы: полнопоточные (однопоточные) и гидродифференциальные (двухпоточные). В полнопоточной трансмиссии вся энергия от двигателя к ведущим колесам движителя передается единым последовательным потоком (гидравлическим и механическим). В двухпоточной трансмиссии на какой-то ее ступени происходит разделение единого потока мощности на две параллельные ветви - гидравлическую и механическую, которые затем вновь соединяются.

Две принципиальные структурные кинематические схемы полнопоточных гидрообъемных трансмиссий колесного трактора формулы 4К2 показаны на рис. 4.9. Между двигателем 1 и задним мостом 4 в сборе с ведущими колесами 5 установлен блок гидрообъемной передачи, состоящий из регулируемого гидронасоса 2 и гидромотора 3, соединенных трубопроводами 6 (рис. 4.9,а). В такой схеме блок передачи заменяет сцепление и КП, а вся остальная трансмиссия механическая, как у обычного трактора. При такой схеме можно достаточно легко преобразовать ступенчатую механическую трансмиссию трактора в бесступенчатую гидравлическую.

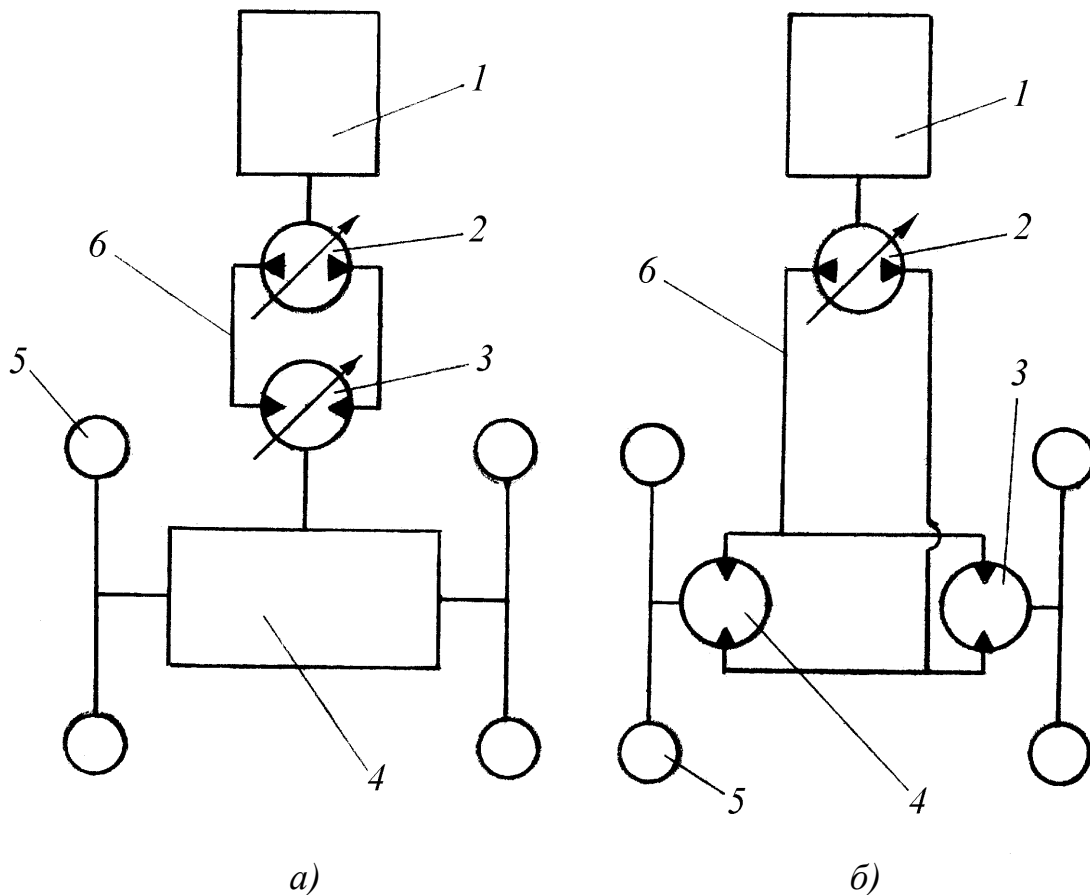


Рис. 4.9. Принципиальные структурные кинематические схемы полнопоточных гидрообъемных трансмиссий колесного трактора

На схеме, показанной на рис. 4.9,б, двигатель 1 также работает на регулируемый объемный гидронасос 2, а далее давление рабочей жидкости по трубопроводам 6 передается на два высокомоментных нерегулируемых гидромотора 3 и 4, установленных непосредственно в ведущих колесах 5 трактора. Такая схема гидрообъемной передачи делает гидравлическую трансмиссию трактора весьма компактной.

Принципиальная структурная кинематическая схема двухпоточной (гидродифференциальной) трансмиссии показана на рис. 4.10. Единый поток энергии поступает на вал 1, после чего посредством шестеренной передачи 7 раздваивается. Один поток энергии поступает в механический дифференциально-планетарный редуктор 2, а другой поток - в блок гидрообъемной передачи, состоящий из регулируемых объемных насоса 6 и гидромотора 5. Шестеренная передача 4 соединяет оба потока на выходном валу 3. Достоинством таких передач является относительно высокий КПД, который при правильно подобранной кинематической схеме выше КПД гидрообъемной передачи.

Однако следует отметить, что двухпоточная трансмиссия, как правило, всегда применяется в комплексе с механическими редукторами ЦП и конечной передачи, что несколько снижает общий КПД трансмиссии трактора.

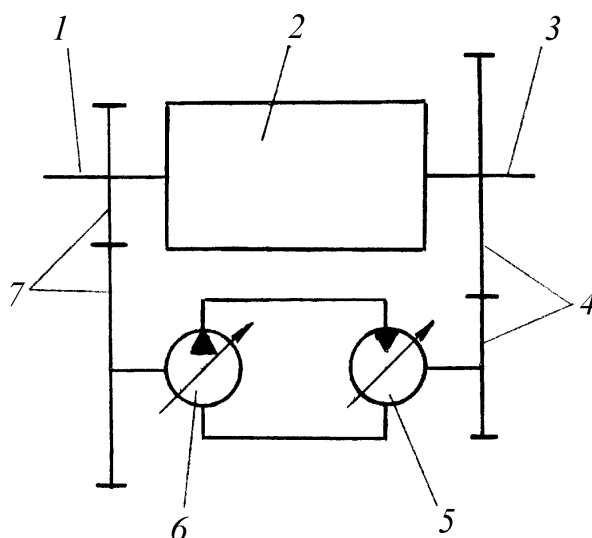


Рис. 4.10. Принципиальная структурная кинематическая схема двухпоточной трансмиссии

Основными достоинствами гидрообъемных трансмиссий являются:

- бесступенчатое регулирование крутящего момента в широком диапазоне и плавная передача его на ведущие колеса;
- большая свобода компоновки трансмиссии и сравнительная простота подвода мощности к ведущим колесам трактора;
- возможность реверсирования хода трактора и регулируемого торможения его ведущих колес без дополнительных устройств;
- предохранение двигателя и трансмиссии от перегрузок;
- легкость и простота управления.

Основные недостатки гидрообъемных трансмиссий:

- меньше КПД, чем у механических трансмиссий;
- большие габариты при малых давлениях (10...15 МПа) рабочей жидкости и трудность уплотнения при больших давлениях (28...35 МПа);
- высокая стоимость и сложность изготовления;
- зависимость КПД от температурных условий.

Электрическая трансмиссия является бесступенчатой, в ней крутящий момент двигателя передается к ведущим колесам трактора с помощью электрической энергии. По характеру работы она во многом напоминает гидрообъемную полнопоточную трансмиссию, так как в ней также происходит вначале преобразование механической энергии двигателя в электрическую, а затем ее обратное преобразование в механическую, подводимую к ведущим колесам. Источником электрической энергии является, как правило, электрогенератор постоянного тока, приводимый в действие ДВС трактора. Обратным преобразователем тока в механическую энергию в большинстве случаев является тяговый электродвигатель с последовательным возбуждением, имеющий большой пусковой крутящий момент. Следует отметить, что в процессе работы под нагрузкой такие электродвигатели обладают хорошей способностью к саморегулированию: с повышением нагрузки его крутящий момент увеличивается, а с понижением - уменьшается. Эта способность электродвигателя и позволяет электрической трансмиссии быть бесступенчатой (без применения КП).

Принципиальные структурные схемы электрических трансмиссий также аналогичны гидрообъемным. В частности, иногда применяют блок состоящий из электрогенератора и электромотора, устанавливаемый в трансмиссии вместо КП, непосредственно перед ЦП, оставляя задний мост трактора без изменения.

На мощных колесных тракторах тяговые электродвигатели часто устанавливают непосредственно перед ведущими колесами, как показано на структурной схеме, представленной на рис. 4.11. Двигатель 1 приводит в действие электрогенератор 2, после чего электриче-

ская энергия поступает в блок управления 3. В зависимости от технологии работы МТА и дорожных условий электрическая энергия по электрокабелям 4 подводится в необходимые тяговые электродвигатели 5 ведущих колес 6. Такую компоновку тягового электродвигателя и ведущего колеса обычно называют - "мотор-колесо".

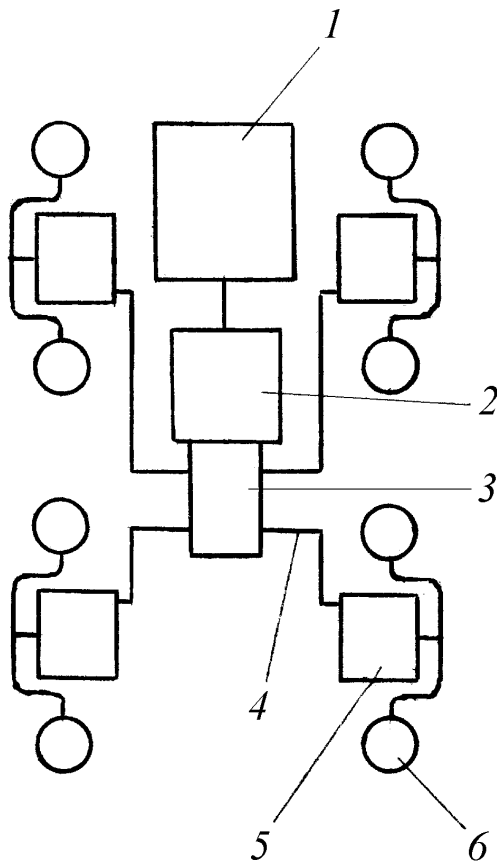


Рис. 4.11. Принципиальная структурная кинематическая схема электрической трансмиссии мощного колесного трактора

Преимуществами электрических трансмиссий являются:

- бесступенчатое регулирование крутящего момента на ведущих колесах трактора;
- свободный выбор колесной формулы трактора и простота его общей компоновки;
- упрощение механической части трансмиссии;
- возможность реализации одним мотор-колесом большой мощности.

Недостатки заключаются в следующем:

- сравнительно низкий КПД;
- необходимость применения цветных металлов и других дорогостоящих материалов;
- сравнительно высокая общая стоимость и большая масса агрегатов трансмиссии.

Такую трансмиссию целесообразно использовать на промышленных тракторах большой мощности (более 650 кВт) и тракторах специального назначения.

ности (более 650 кВт) и тракторах специального назначения.

Глава 5

Сцепление

Сцепление широко используется на современных тракторах в различных механизмах. Его устанавливают между двигателем и коробкой передач, в механизмах поворота, в коробках передач, в приводах к валам отбора мощности и т. д. Наиболее часто сцепление располагают на маховике двигателя.

Сцепление предназначено для следующего:

надежной передачи крутящего момента от двигателя в трансмиссию при работе МТА;

для кратковременного отсоединения двигателя от трансмиссии при переключении передач в последней без ударных нагрузок;

для плавного соединения неподвижного входного вала трансмиссии с вращающимся коленчатым валом двигателя в начале движения трактора и плавного нагружения их без останова двигателя;

для предохранения трансмиссии и двигателя от резких нагрузок при внешних изменениях режима работы трактора;

для кратковременной остановки трактора при работающем двигателе.

По способу передачи крутящего момента различают сцепления фрикционные, гидравлические и электромагнитные.

Во фрикционных сцеплениях (ФС) передача крутящего момента осуществляется посредством сил трения, возникающих между ведущими и ведомыми элементами.

В гидравлических сцеплениях передача крутящего момента происходит при динамическом напоре потока рабочей жидкости на ведомые элементы (гидродинамические муфты) или при статическом напоре (гидростатические муфты). Гидродинамические муфты применяются на ряде промышленных тракторов, так как уменьшают нагрузки в трансмиссии.

В электромагнитных сцеплениях передача крутящего момента осуществляется посредством взаимодействия магнитных полей ведущих и ведомых частей или применения магнитного порошка, замыкающего магнитный поток между элементами сцепления. Электромагнитные сцепления не получили распространения на современных тракторах в виду их низкой надежности и больших габаритных размеров.

В настоящее время на современных тракторах самое широкое распространение получили ФС, так как они по сравнению с другими типами сцеплений имеют меньшую стоимость и габариты при более

высокой надежности. Поэтому дальнейшая классификация дана только для ФС.

По направлению перемещения рабочих поверхностей ФС делятся на осевые и радиальные.

По форме поверхностей трения различают дисковые ФС и конусные (осевые), а также колодочные и ленточные (радиальные). В современных конструкциях тракторов применяются только дисковые ФС, как более надежные.

По числу дисков ФС могут быть одно- двух- и многодисковые.

По состоянию поверхностей трения ФС делят на “сухие” ФС (работают без смазки поверхностей трения, могут быть одно- двух- и многодисковые) и “мокрые” ФС (работают в масляной ванне, могут быть одно- двух- и многодисковые).

По конструкции нажимного механизма различают постоянно замкнутые ФС, нормальное состояние которых без воздействия на органы управления трактористом замкнутое, и непостоянно замкнутые, положение которых определяется трактористом и произвольный переход из разомкнутого состояния в замкнутое и, наоборот, без воздействия тракториста невозможен.

По числу силовых потоков мощности, передающихся через детали, ФС классифицируются на однопоточные, когда весь поток мощности от двигателя передается в трансмиссию, и двухпоточные, когда один поток мощности от двигателя передается в трансмиссию, а другой - на привод ВОМ.

Двухпоточные ФС в зависимости от числа фрикционных механизмов могут быть:

одинарные - с одним ФС для передачи мощности в трансмиссию; силовой поток к ВОМ передается от ведущих частей ФС или маховика двигателя;

двойные - с двумя отдельными ФС в общем корпусе (одно главное ФС передает мощность от двигателя в трансмиссию, а второе ФС привода ВОМ).

Двойные ФС по способу управления делят на ФС с последовательным управлением, с одной педалью управления и полностью автономным управлением, две педали управления (каждое ФС управляется своей педалью).

Основные требования, предъявляемые к ФС (кроме общетехнических), следующие.

1. Надежность передачи крутящего момента от двигателя в трансмиссию. Определяется коэффициентом запаса ФС:

$$\beta = M_T / M_{дн},$$

где M_T - расчетный момент трения, который может передать ФС; $M_{дн}$ - номинальный крутящий момент двигателя.

Для дисковых ФС

$$M_T = Q f r_c i,$$

где Q - нажимное усилие на парах трения; f - коэффициент трения фрикционных пар; r_c - радиус расположения равнодействующей сил трения; i - число пар трения.

Коэффициент запаса тракторных ФС $\beta = 1,8...4,5$.

В современных конструкциях ФС обычно $\beta \leq 3,0$. В “мокрых” ФС $\beta = 1,2...1,8$.

Передаваемый ФС крутящий момент ограничен расчетным моментом трения M_T , что предохраняет трансмиссию и двигатель трактора от перегрузок.

2. Плавность включения ФС, которая определяется плавностью роста нажимного усилия на парах трения. Лучшая плавность включения у многодисковых ФС, хуже - у однодисковых.

3. Полнота (или “чистота”) выключения ФС, которая характеризуется отсутствием поводковых моментов. У многодисковых ФС полнота выключения хуже.

4. Малая величина момента инерции ведомых частей ФС, что необходимо для быстрого останова вала ФС при переключении передач.

5. Хороший теплоотвод от поверхностей трения ФС, улучшающий температурный режим работы ФС в момент его включения и буксования при разгоне МТА.

6. Хорошая уравновешенность вращающихся частей, необходимая для уменьшения динамических нагрузок в деталях ФС при больших частотах вращения вала двигателя.

5.1. Однодисковые сцепления

Рассмотрим принципиальную схему однопоточного однодискового постоянно замкнутого ФС с остановочным тормозком (рис. 5.1). Ведущими частями ФС являются все детали, связанные с валом двигателя. К ним относят маховик 1 двигателя и нажимной диск 3, связанный с маховиком поводковым устройством 6 через кожух 5. Ведомыми частями являются ведомый диск 2 в сборе с фрикционными накладками a , шлицевой ступицей b и маслоотражательными дисками $в$ и ведомый вал 4.

ФС работает следующим образом. При отсутствии усилия со стороны тракториста на педали управления 18 нажимные пружины 15, воздействуя на нажимной диск 3, прижимают ведомый диск 2 к маховику 1 двигателя. При этом за счет сил трения между маховиком 1 и накладкой ведомого диска 2, а также нажимным диском 3 и другой накладкой ведомого диска крутящий момент через ведомый вал 4 передается в трансмиссию.

Передаваемый момент определяется размерами и фрикционными свойствами накладок ведомого диска 2 и усилием нажимных пружин 15.

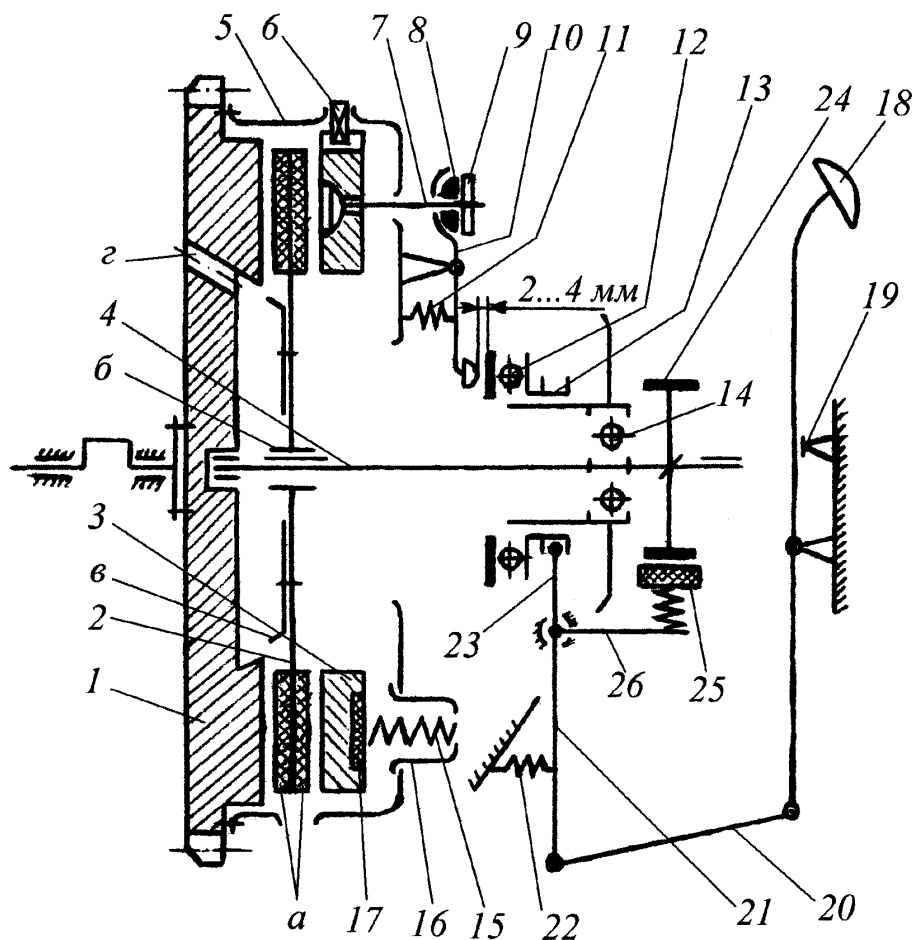


Рис. 5.1. Схема однопоточного однодискового постоянно замкнутого ФС с остановочным тормозком:

1 - маховик с отверстием *г* для удаления масла; 2 - ведомый диск в сборе с фрикционными накладками *а*, шлицевой ступицей *б* и маслоотражательными дисками *в*; 3 - нажимной диск; 4 - ведомый вал ФС; 5 - кожух ФС; 6 - поводковое устройство нажимного диска; 7 - отжимные болты; 8 - сферические опорные шайбы; 9 - регулировочные гайки; 10 - отжимные рычаги; 11 - оттяжные пружины рычагов; 12 - выжимной подшипник отводки; 13 - муфта отводки; 14 - задний подшипник вала ФС; 15 - нажимные пружины; 16 - стакан крепления пружины; 17 - термоизоляционная прокладка под пружину; 18 - педаль управления ФС; 19 - упор положения педали; 20 - соединительная тяга; 21 - наружный рычаг привода управления; 22 - возвратная пружина привода управления; 23 - рычаг привода муфты отводки; 24 - тормозной шкив вала ФС; 25 - тормозная колодка с пружинным приводом; 26 - рычаг привода тормоза

При включенном ФС между выжимным подшипником 12 отводки и отжимными рычагами 10 имеется зазор 2...4 мм. При нажатии на педаль 18 управления ФС усилие через соединительную тягу 20 передается на наружный рычаг 21 привода управления и далее через рычаг 23 на муфту 13 отводки, которая, перемещаясь вместе с выжимным подшипником 12 в направлении маховика 1 сначала выбирает зазор между выжимным подшипником и отжимными рычагами 10, а затем воздействует на отжимные рычаги.

Отжимные рычаги 10, поворачиваясь относительно неподвижной оси, через сферические опорные шайбы 8, регулировочные гайки 9 и отжимные болты 7 перемещают нажимной диск 3 в направлении от маховика 1, преодолевая усилие нажимных пружин 15. При появлении зазоров между ведомым диском 2 и ведущими дисками (маховиком и нажимным диском) крутящий момент от двигателя на ведомый вал 4 не передается (ФС выключено). Однако по инерции ведомые части ФС (ведомый диск 2 и вал 4) продолжают вращаться, что затрудняет процесс последующего переключения передачи в коробке передач. Для устранения этого недостатка в тракторных ФС часто применяют специальный остановочный тормозок.

В рассматриваемой схеме тормозок состоит из тормозного шкива 24, жестко связанного с ведомым валом 4 ФС, тормозной колодки 25 с пружинным приводом и рычага 26 привода тормозка, жестко связанного с наружным рычагом 21 привода управления.

Кинематика привода управления ФС выполнена так, что при нажатии на педаль 18 управления сначала выключается ФС, а затем последовательно через рычаг 26 колодка 25 с пружинным приводом прижимается к тормозному шкиву 24. В результате за счет сил трения между колодкой 25 и шкивом 24 вал 4 ФС останавливается, что обеспечивает возможность безударного переключения передач в коробке передач.

При отпускании педали 18 управления ФС за счет усилия нажимных пружин 15 нажимной диск 3, перемещаясь в сторону маховика 1 двигателя, прижимает ведомый диск 2 к маховику, что приводит к включению ФС. Усилие нажимных пружин 15 передается на педаль управления 18 последовательно через нажимной диск 3, отжимные болты 7, отжимные рычаги 10 на выжимной подшипник 12 и муфту отводки 13, через рычаги 23 и 21 и соединительную тягу 20.

В начальный момент перемещения нажимного диска 3 в сторону маховика 1 освобождается тормозной шкив 24 за счет отвода тормозной колодки 25, а затем происходит включение ФС. В момент появления зазора между отжимными рычагами 10 и выжимным подшип-

ником 12 все усилие нажимных пружин 15 направлено на сжатие ведомого диска 2 между ведущими дисками ФС. Дальнейшее перемещение педали 18 до упора 19 осуществляется за счет усилия возвратной пружины 22 привода управления.

Для удаления масла, которое может попасть на накладки ведомого диска при выходе из стоя уплотнения задней опоры коленчатого вала двигателя или из подшипника передней опоры ведомого вала 4, иногда в конструкции ведомого диска 2 применяют специальный маслоотражательный диск в, который за счет центробежной силы отбрасывает масло на торцовую свободную поверхность маховика и далее через отверстия z в маховике - в картер ФС.

Для фиксации отжимных рычагов 10 в одном положении при включенном ФС в конструкции предусмотрены оттяжные пружины 11, усилие которых направлено в сторону противоположную усилию нажимных пружин 15. Это исключает возможность свободного болтания рычагов вокруг своей оси и обеспечивает заданный зазор между рычагами 10 и выжимным подшипником 12.

Для обеспечения необходимой кинематики работы механизма выключения ФС (точки контакта отжимного рычага 10 с отжимным болтом 7 через шайбу 8 и регулировочную гайку 9 при повороте рычага перемещаются по радиусу) отжимные болты 7 с нажимным диском 3 и отжимной рычаг 10 с шайбой 8 контактируют по сферам.

В процессе включения и выключения ФС его детали нагреваются. При нагреве пружин происходит релаксация материала (потеря упругих свойств), что может привести к существенному снижению момента трения ФС и потере ее работоспособности (когда ФС не сможет передавать крутящий момент двигателя в трансмиссию). Поэтому в ФС с целью уменьшения нагрева пружин иногда применяют специальные термоизоляционные прокладки 17.

При буксовании ФС накладки ведомого диска 2 изнашиваются. В результате нажимной диск 2 перемещается в сторону маховика 1, в следствие чего уменьшается зазор между отжимными рычагами 10 и выжимным подшипником 12. Пока есть зазор, все усилие нажимных пружин передается на нажимной диск ФС. При упоре отжимных рычагов 10 в выжимной подшипник 12 часть усилия нажимных пружин передается на подшипник, что приводит к уменьшению момента, передаваемого ФС и потере его работоспособности. Поэтому в эксплуатации тракторист следит за величиной этого зазора и регулирует его при техническом обслуживании трактора.

На нажимные пружины 15 при их вращении вместе кожухом 5 ФС действуют центробежные силы, направленные от центра враще-

ния по радиусу. В результате пружины прогибаются, что приводит к уменьшению создаваемого ими усилия на нажимной диск 3. Для уменьшения влияния центробежных сил на прогиб пружин их часто устанавливают в специальные стаканы 16.

Цилиндрические пружины в современных ФС располагают по периферии, что обеспечивает равномерное сжатие трущихся поверхностей за счет симметричного расположения пружин относительно друг друга и отжимных рычагов. В зависимости от их числа нажимные пружины располагают на одной или двух окружностях нажимного диска. Для центрирования пружин и уменьшения их деформации при действии центробежных сил кроме стаканов часто применяют бобышки и выступы на нажимном диске и кожухе ФС (рис. 5.2). Бобышки нажимного диска используют также для его балансировки. Винтовые цилиндрические пружины имеют линейную характеристику упругости 1 (рис. 5.3). В настоящее время в современных конструкциях ФС все больше применяются тарельчатые пружины с нелинейной характеристикой 2. Они обеспечивают более стабильное нажимное усилие на поверхностях трения ФС в независимости от величины износа фрикционных накладок.

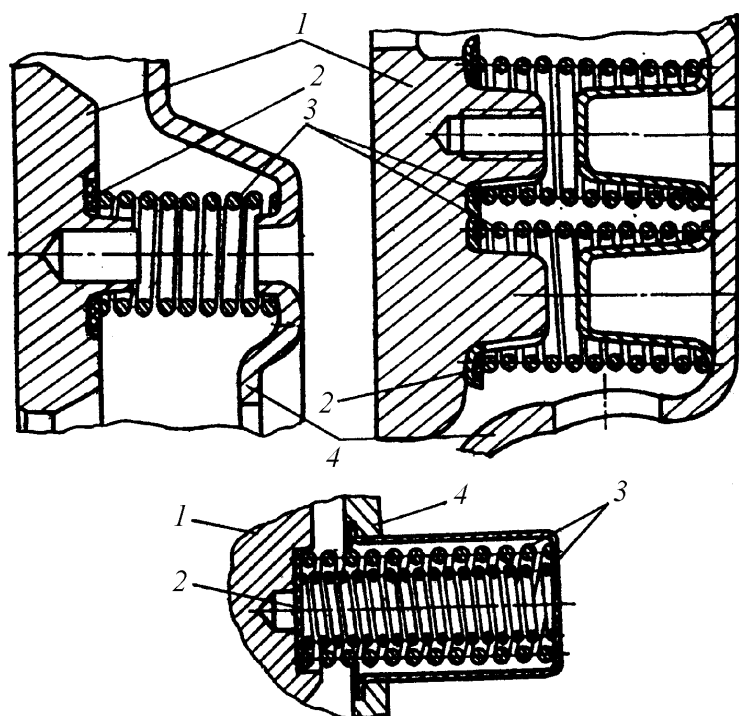
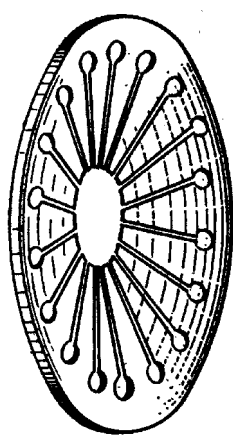


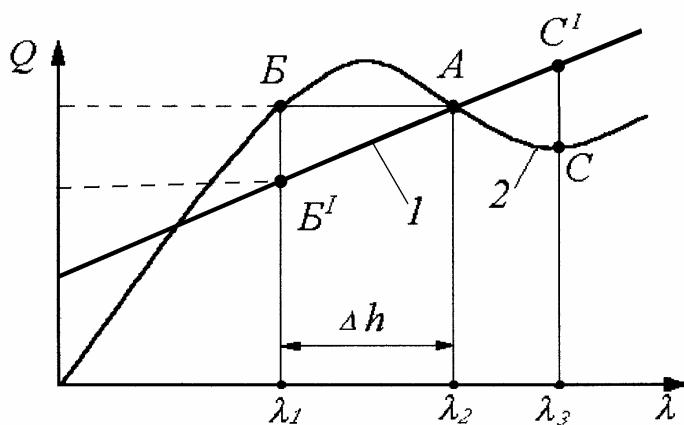
Рис. 5.2. Варианты установки нажимных винтовых цилиндрических пружин:
1 - нажимной диск; 2 - термоизоляционная шайба; 3 - нажимные пружины; 4 - кожух ФС

На рис. 5.3,б принято, что в начале эксплуатации нажимное усилие в ФС с винтовыми цилиндрическими пружинами и с тарельчатой

пружиной одинаковое (точка A). При износе накладок на величину Δh нажимное усилие в ФС с тарельчатой пружиной не изменилось (точка B), а в ФС с винтовыми цилиндрическими пружинами уменьшилось (точка B^I). При выключении ФС (осадка пружин на величину λ_3) нажимное усилие тарельчатой пружины меньше (точка C) по сравнению с винтовыми цилиндрическими пружинами (точка C^I). Следовательно будет меньше усилие и на педали управления ФС.



а)



б)

Рис. 5.3. Нажимные устройства:

a - общий вид разрезной тарельчатой пружины; $б$ - характеристики упругости нажимных устройств с пружинами: 1 - винтовыми цилиндрическими; 2 - тарельчатой; λ - осадка пружины; Q - нажимное усилие; Δh - допустимый износ фрикционных накладок; λ_1 , λ_2 и λ_3 - осадка пружины (пружин) в замкнутом ФС соответственно в конце и начале эксплуатации и при выключенном ФС

Необходимо также отметить, что характеристика упругости тарельчатой пружины не зависит от частоты вращения вала двигателя. Следовательно, ФС с тарельчатыми пружинами можно применять на высокооборотных двигателях. Тарельчатые пружины являются более перспективными для применения в ФС по сравнению с винтовыми цилиндрическими.

Конические винтовые пружины, имеющие более жесткую нелинейную характеристику упругости по сравнению с цилиндрическими, в современных конструкциях ФС не применяются.

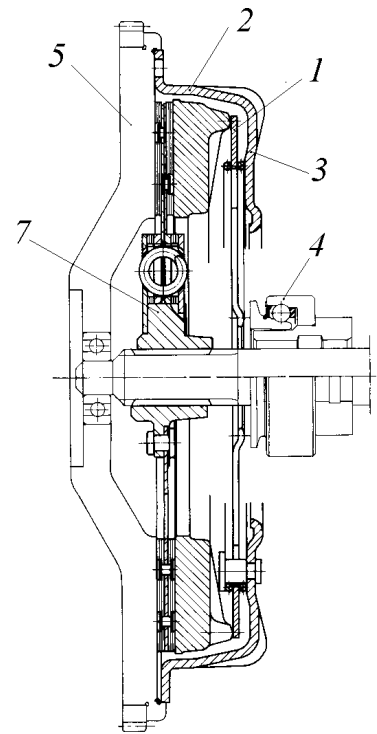
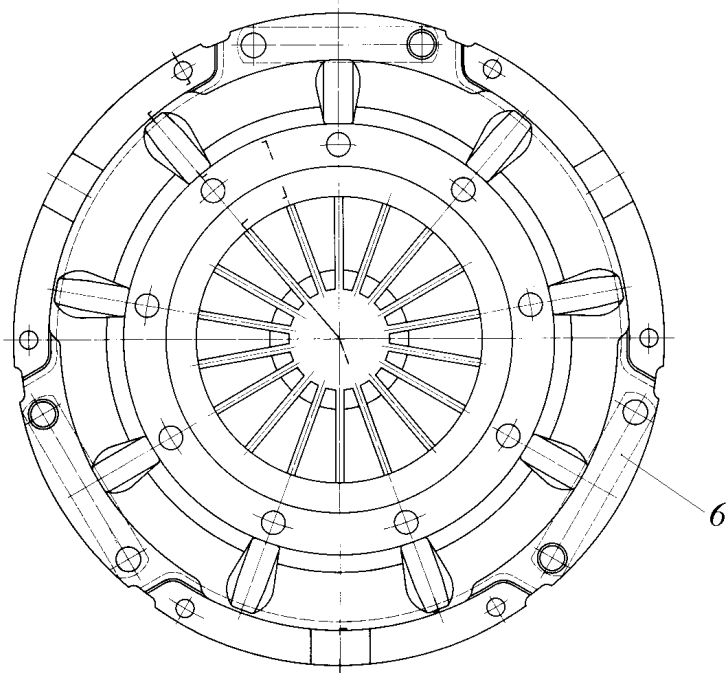
Рассмотрим некоторые конструкции современных однодисковых постоянно замкнутых ФС.

На рис. 5.4 представлено ФС с разрезной тарельчатой пружиной и два варианта конструкций ведомого диска 7. В верхнем сечении (рис. 5.4,б) показан ведомый диск с демпфером крутильных колебаний, а в нижнем - ведомый диск без демпфера.



Рис. 5.4. ФС с прямой установкой разрезной тарельчатой пружины:
а - внешний вид; *б* - конструкция; 1 - разрезная тарельчатая пружина; 2 - нажимной диск; 3 - кожух ФС; 4 - выжимной подшипник; 5 - маховик двигателя; 6 - тангенциальная пластина; 7 - ведомый фрикционный диск

а)



б)

В данной конструкции ФС применена прямая установка пружины 1, заключающаяся в том, что пружина по наружному диаметру упирается в нажимной диск 2, а по внутреннему диаметру неразрезной части - в кожух 3. Выключение ФС обеспечивается перемещением выжимного подшипника 4 в сторону маховика 5 двигателя. В результате чего разрезная тарельчатая пружина работает как двухплечий рычаг, который поворачивается относительно точки его крепления с кожухом 3 ФС. При этом лепестки пружины перемещаются в сторону маховика двигателя, а периферийная часть пружины по на-

ружному диаметру - в сторону противоположную от маховика. В результате нажимной диск 2 освобождается, что и приводит к выключению ФС.

В современных конструкциях ФС отвод нажимного диска осуществляется за счет упругости тангенциальных пластин 6, связывающих нажимной диск 2 с кожухом 3. Во включенном ФС пластины 6 за счет перемещения нажимного диска 2 в сторону маховика 5 двигателя деформируются. При перемещении периферийной части пружины 1 от маховика двигателя нажимной диск 2 освобождается и пластины 6 за счет сил упругости принудительно отводят его от ведомого диска 7, что и обеспечивает чистоту выключения ФС.

В более ранних конструкциях отвод нажимного диска при выключении ФС выполнялся специальными пластинчатыми пружинами, один конец которых приклепывался к нажимному диску, а другой заводился за неразрезную часть разрезной тарельчатой пружины по наружному диаметру.

Способ крепления разрезной тарельчатой пружины к кожуху ФС существенно влияет на величину отвода нажимного диска в процессе эксплуатации (рис. 5.5). В более ранних конструкциях ФС (рис. 5.5,а) соединение пружины 3 с кожухом 1 осуществлялось заклепками 4 и двумя кольцами 5, расположенными с обеих сторон пружины. Как показано на графике, из-за изнашивания сопряжений (поверхностей контакта пружины 3, кожуха 1, заклепок 4 и двух колец 5) отвод нажимного диска при одинаковом перемещении выжимного подшипника в процессе эксплуатации уменьшается, что приводит к не полному выключению ФС.

На рис. 5.5,б пружина 3 закреплена в нужном положении с требуемым зазором между контактирующими поверхностями кожуха 1 и заклепок 4. При таком способе повышается надежность соединения (меньше износ сопряжений), уменьшается номенклатура деталей, повышается стабильность характеристик.

В наибольшей степени эти достоинства реализованы в конструкции, представленной на рис. 5.5,в. Здесь опора пружины 3 образуется выступами 6 на кожухе 1 и упругом кольце 7 треугольной поперечной формы. При сборке в соединении образуется предварительный натяг, исключая появление зазоров во время работы ФС.

Аналогичными свойствами обладает конструкция, представленная на рис. 5.5,г. Здесь опорное кольцо 8 и пружина 3 стягиваются с кожухом 1 не отогнутыми язычками кожуха, а гребенками 9, которые зубцами входят в соответствующие отверстия кожуха и пружины.

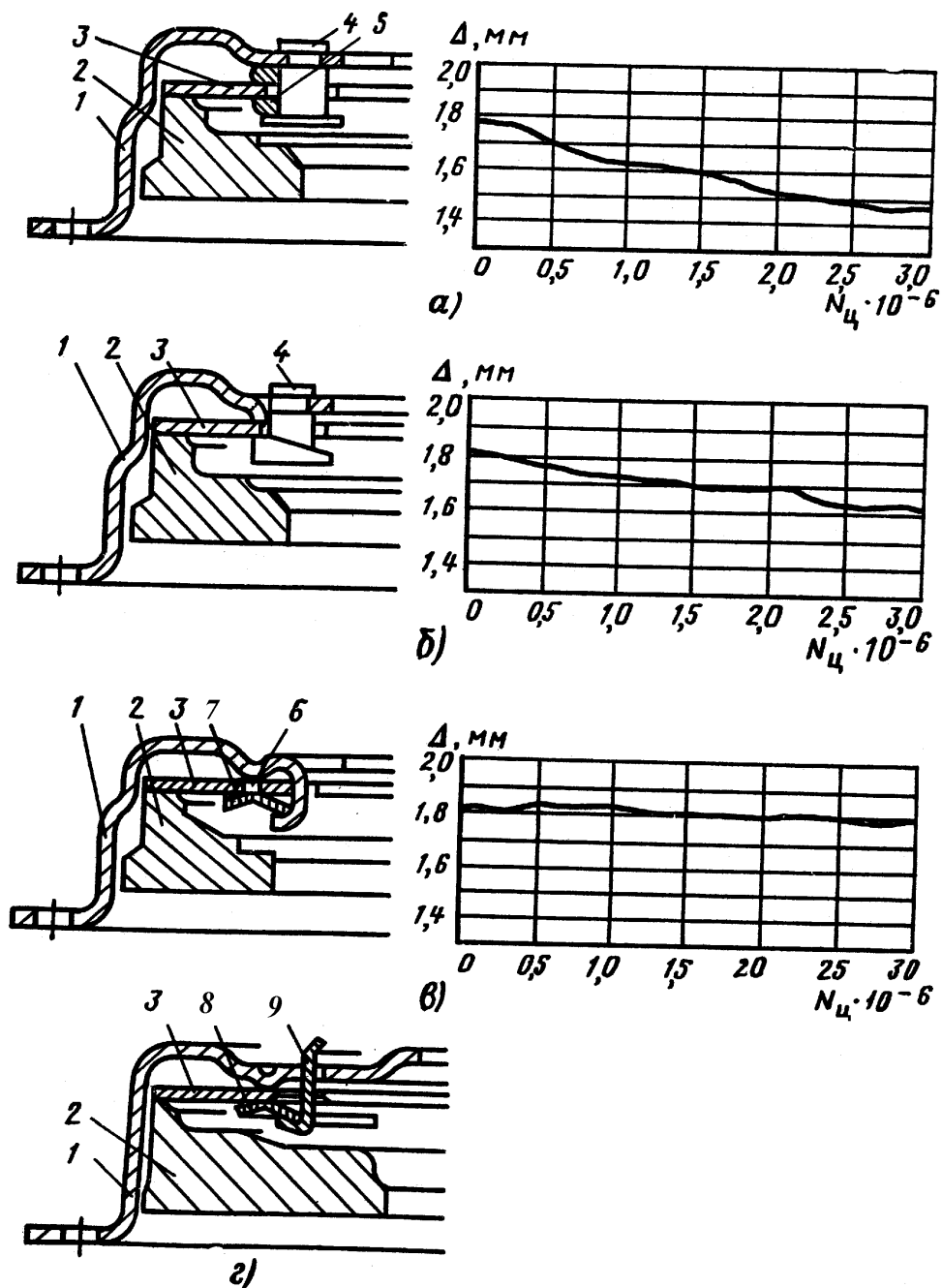


Рис. 5.5. Способы крепления разрезной тарельчатой пружины ФС и изменение отвода нажимного диска в процессе эксплуатации:
 1 - кожух ФС; 2 - нажимной диск; 3 - разрезная тарельчатая пружина; 4 - заклепка; 5 - кольцо; 6 - выступ; 7 - упругое кольцо; 8 - опорное кольцо; 9 - гребенка; Δ - отвод нажимного диска; $N_{ц}$ - число циклов включения ФС

В современных конструкциях тракторов намечается тенденция к применению ФС с так называемой обратной установкой разрезной тарельчатой пружины 2 (рис. 5.6): по наружному диаметру она упирается в кожух 1 ФС, а по внутренней неразрезанной части - в нажимной диск 3. Особенностью такой конструкции является постоянный контакт выжимного подшипника 5 с лепестками пружины 2. Свободный

ход педали управления таким ФС обеспечивается конструкцией привода управления.

При воздействии на педаль управления ФС выжимной подшипник 5 перемещается в направлении от маховика 4 двигателя. При этом пружина 2 вместе с выжимным подшипником отходит от нажимного диска 3, который за счет сил упругости тангенциальных пластин, связывающих его с кожухом ФС, перемещается от маховика двигателя, что и обеспечивает выключение ФС.

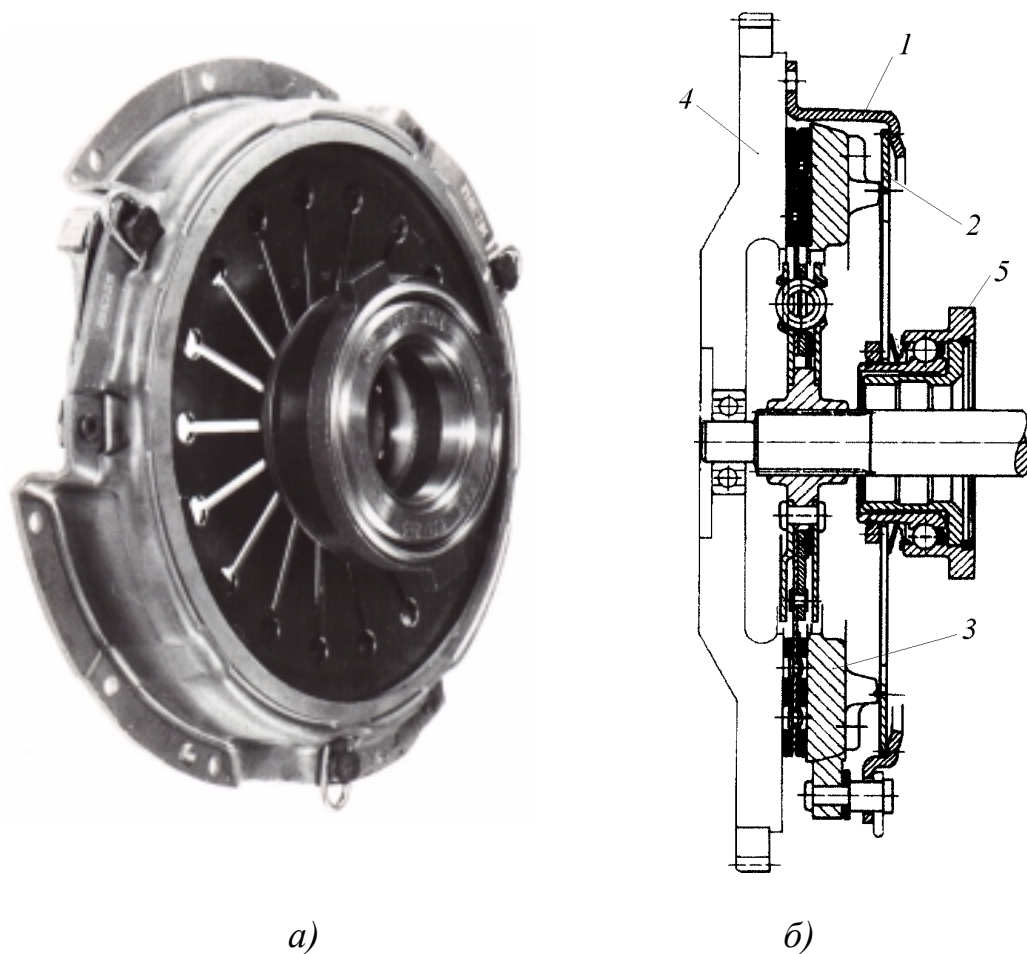


Рис. 5.6. ФС с обратной установкой разрезной тарельчатой пружины:
a - внешний вид; *б* - конструкция

Конструкция ФС с обратной установкой разрезной тарельчатой пружины имеет ряд серьезных преимуществ по сравнению с ФС с прямой установкой аналогичной пружины:

- на 35...40 % меньше усилие на педали управления;
- меньше осевой габаритный размер;
- меньше масса и выше жесткость кожуха;
- лучше охлаждение деталей, так как кожух ФС более открыт.

Сравним между собой однодисковые ФС по количеству используемых деталей. ФС с винтовыми цилиндрическими пружинами состоит в среднем из 125 деталей, с разрезной тарельчатой пружиной при прямой установке - из 25 деталей, а при обратной установке - из 20 деталей. Таким образом, более перспективными являются конструкции ФС с разрезными тарельчатыми пружинами с их обратной установкой.

5.2. Двухдисковые сцепления

Анализ тенденций развития мирового тракторостроения показывает, что на современных тракторах чаще применяются однодисковые ФС. Двухдисковые ФС используют лишь в тех случаях, когда в заданных габаритах однодисковая конструкция не в состоянии надежно передавать крутящий момент двигателя.

Рассмотрим схему двухдискового постоянно замкнутого ФС (рис. 5.7). Ведущими частями двухдискового ФС являются маховик 1 двигателя, средний ведущий 2 и нажимной 3 диски. При этом ведущий и нажимной диски связаны с маховиком двигателя через кожух ФС (на схеме не показано). Ведомыми частями ФС являются два ведомых фрикционных диска 4 и ведомый вал 9. При отсутствии усилия на отводке 8 нажимные пружины 10, воздействуя на нажимной диск 3, зажимают ведомые фрикционные диски 4 между маховиком 1 двигателя, средним ведущим 2 и нажимным 3 дисками. В результате за счет сил трения крутящий момент от двигателя на ведомый вал 9 ФС передается двумя ведомыми фрикционными дисками, а не одним, как в однодисковом ФС. Следовательно, двухдисковое ФС при одинаковых размерах ведомых дисков и одинаковом усилии нажимных пружин может передавать крутящий момент примерно в 2 раза больше.

Для обеспечения чистоты выключения двухдискового ФС средний ведущий диск 2 принудительно отводится от маховика 1 двигателя на 2...3 мм при помощи специального механизма разведения дисков.

В варианте А механизм разведения дисков представляет из себя комплект отжимных пружин 5 и регулируемых упоров 6 среднего ведущего диска, расположенных равномерно по окружности. В существующих конструкциях ФС обычно применяют по три или четыре пружины и столько же упоров.

При выключении ФС отжимные пружины 5 отводят средний ведущий диск 2 от маховика двигателя до упоров 6. Положение упоров

6 ограничивает отвод среднего ведущего диска на 2...3 мм, что обеспечивает гарантированный зазор 1...1,5 мм между поверхностями трения ведомого диска 4, расположенного у маховика 1 двигателя, и поверхностями трения маховика и среднего ведущего диска 2.

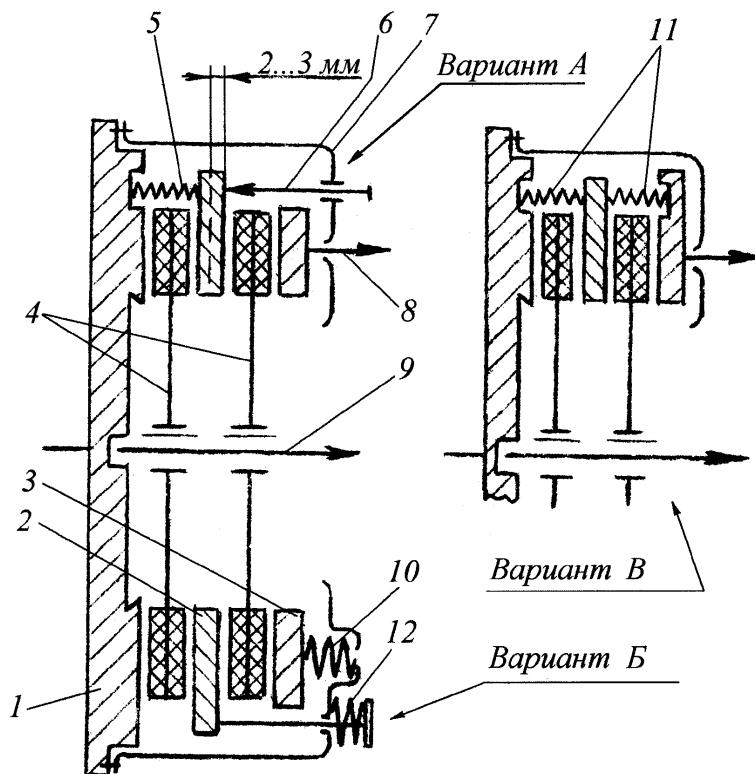


Рис. 5.7. Принципиальная схема двухдискового постоянно замкнутого ФС:

1 - маховик двигателя; 2 - средний ведущий диск; 3 - нажимной диск; 4 - ведомые фрикционные диски в сборе; 5 - отжимная пружина среднего ведущего диска; 6 - регулируемый упор отвода среднего ведущего диска; 7 - кожух ФС; 8 - отводка ФС; 9 - ведомый вал ФС; 10 - нажимные пружины; 11 - разжимные пружины среднего ведущего диска; 12 - отжимная пружинная тяга

При дальнейшем перемещении нажимного диска 3 от маховика двигателя средний ведущий диск 2 не перемещается, что приводит к появлению зазоров между поверхностями трения среднего ведущего диска 2, нажимного диска 3 и ведомого фрикционного диска 4, расположенного у нажимного диска.

Таким образом из анализа процесса выключения ФС следует, что механизм разведения дисков, выполненный по схеме А, обеспечивает более раннее выключение из работы (при выключении ФС) и более позднее включение в работу (при включении ФС) ведомого диска 4, расположенного у маховика 1 двигателя по сравнению с ведомым диском 4, расположенным у нажимного диска 3. Это является одной из причин более интенсивного изнашивания (в 1,5-2 раза) накладок

ведомого диска, расположенного у нажимного диска, по сравнению с накладками ведомого диска, расположенного у маховика двигателя.

В варианте *Б* исполнения механизма разведения дисков он представляет собой комплект отжимных пружинных тяг *12* и упоров *б*, равномерно расположенных по окружности. Отжимные пружинные тяги *12* одним концом жестко связаны со средним ведущим диском *2*, а другим - упруго с кожухом ФС. Принцип работы механизма аналогичен ранее рассмотренному варианту исполнения *А*.

В варианте *В* механизм разведения дисков – это комплект разжимных пружин *11*, установленных между маховиком *1* двигателя, средним ведущим *2* и нажимным *3* дисками. Для обеспечения чистоты выключения ФС комплекты пружин *11*, расположенные с разных сторон среднего ведущего диска *2*, должны иметь одинаковую жесткость. При этом в процессе выключения и включения ФС средний ведущий диск всегда перемещается в *2* раза меньше, чем нажимной диск. Это обеспечивает равенство зазоров между ведущими и ведомыми дисками при выключении ФС и примерно одинаковое время буксования ведомых дисков при выключении и включении ФС, а следовательно, равномерность изнашивания накладок.

Конструкции некоторых типов механизмов разведения дисков в двухдисковых ФС представлены на рис. 5.8.

На рис. 5.8,*а* показана конструкция механизма разведения дисков двухдисковых ФС тракторов Т-150/150К, Т-4А и ТТ-4, а на рис. 5.8,*б* - трактора ДТ-75М. На высокооборотных двигателях под действием центробежных сил пружины *2* прогибаются, что приводит к нарушению работы механизма разведения дисков. Поэтому для таких двигателей применяют ФС с рычажным механизмом разведения дисков.

Конструкция такого механизма показана на рис. 5.8,*в*. Она состоит из рычагов *7*, установленных на среднем ведущем диске *3*, и винтовых цилиндрических пружин кручения *8*. При выключении ФС рычаги *7* под действием винтовых пружин *8* кручения поворачиваются против часовой стрелки, упираясь своими концами в маховик *1* двигателя и нажимной диск *4*. В результате чего при выключении ФС средний ведущий диск *3* всегда занимает среднее положение между маховиком *1* двигателя и нажимным диском *4*. Следовательно, данный механизм работает точно так же как и механизм, представленный на рис. 5.8,*а*. При этом его работа не зависит от частоты вращения вала двигателя.

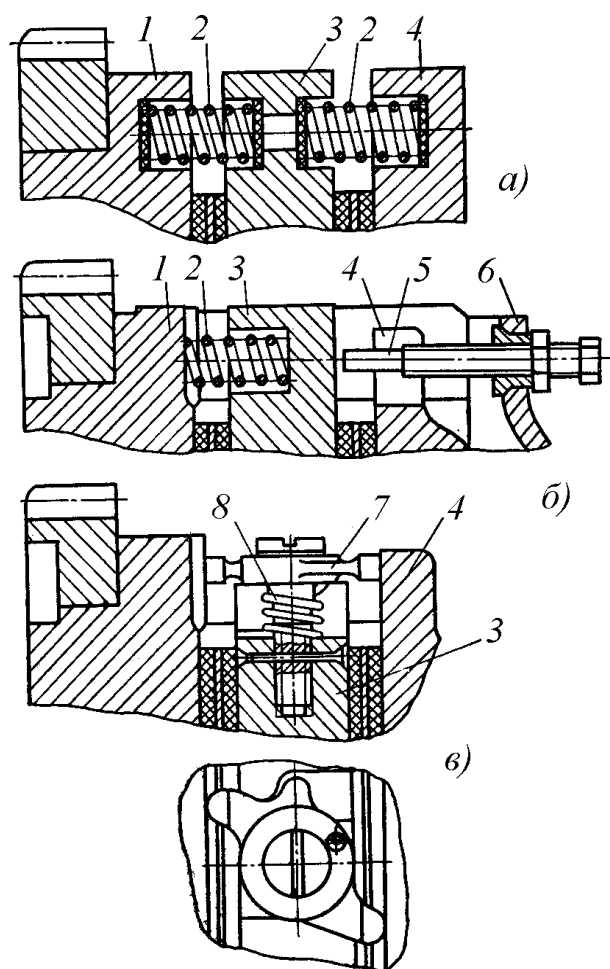


Рис. 5.8. Механизмы разведения дисков двухдисковых ФС:

1 - маховик двигателя; 2 - винтовые цилиндрические пружины сжатия; 3 - средний ведущий диск; 4 - нажимной диск; 5 - регулируемый упор отвода среднего ведущего диска; 6 - кожух ФС; 7 - двухплечий рычаг; 8 - винтовая цилиндрическая пружина кручения

На рис. 5.9 представлена конструкция ФС тракторов Т-150/150К. ФС является одинарным двухпоточным, имеет 20 нажимных винтовых цилиндрических пружин 28, установленным по двум окружностям диаметрами 250 и 350 мм. Один поток мощности передается в трансмиссию через два ведомых диска 6, а другой – на привод ВОМ через вал 30. В каждом ведомом диске 6 установлен демпфер (фрикционный гаситель крутильных колебаний с восемью равномерно расположенными пружинами).

Маховик 1 двигателя имеет четыре паза, в которые входят хвостовики среднего ведущего 3 и нажимного 4 дисков, что обеспечивает их совместное вращение. Для быстрой остановки ведомых деталей при выключении ФС применен колодочный тормозок.

С целью снижения интенсивности изнашивания концов отжимных рычагов 8, взаимодействующих при выключении ФС с упором 16 выжимного подшипника 27, к ним прикреплено упорное кольцо 14. Для обеспечения нормальной работы механизма выключения ФС необходимо, чтобы упорное кольцо 14 находилось в плоскости перпендикулярной оси вращения ведомого вала 19.

Регулировка положения отжимных рычагов 8, а следовательно, упорного кольца 14 осуществляется регулировочными гайками 12, которые фиксируются стопорными пружинами 11, закрепленными на кожухе 7 ФС стопорными болтами 10. Регулировка зазора 3,5...4 мм между упорным кольцом 14 и упором 16 подшипника выключения 27 осуществляется в приводе управления ФС (на рис. 5.9 не показан). Если за счет привода управления ФС регулировку осуществить не

удаётся, то она обеспечивается за счет изменения положения отжимных рычагов 8 с помощью регулировочных гаек 12. Смазка подшипника 29 вала ФС и выжимного подшипника 27 осуществляется через масленки 2 и 15. Внутри полого вала 19 проходит вал 30 привода ВОМ.

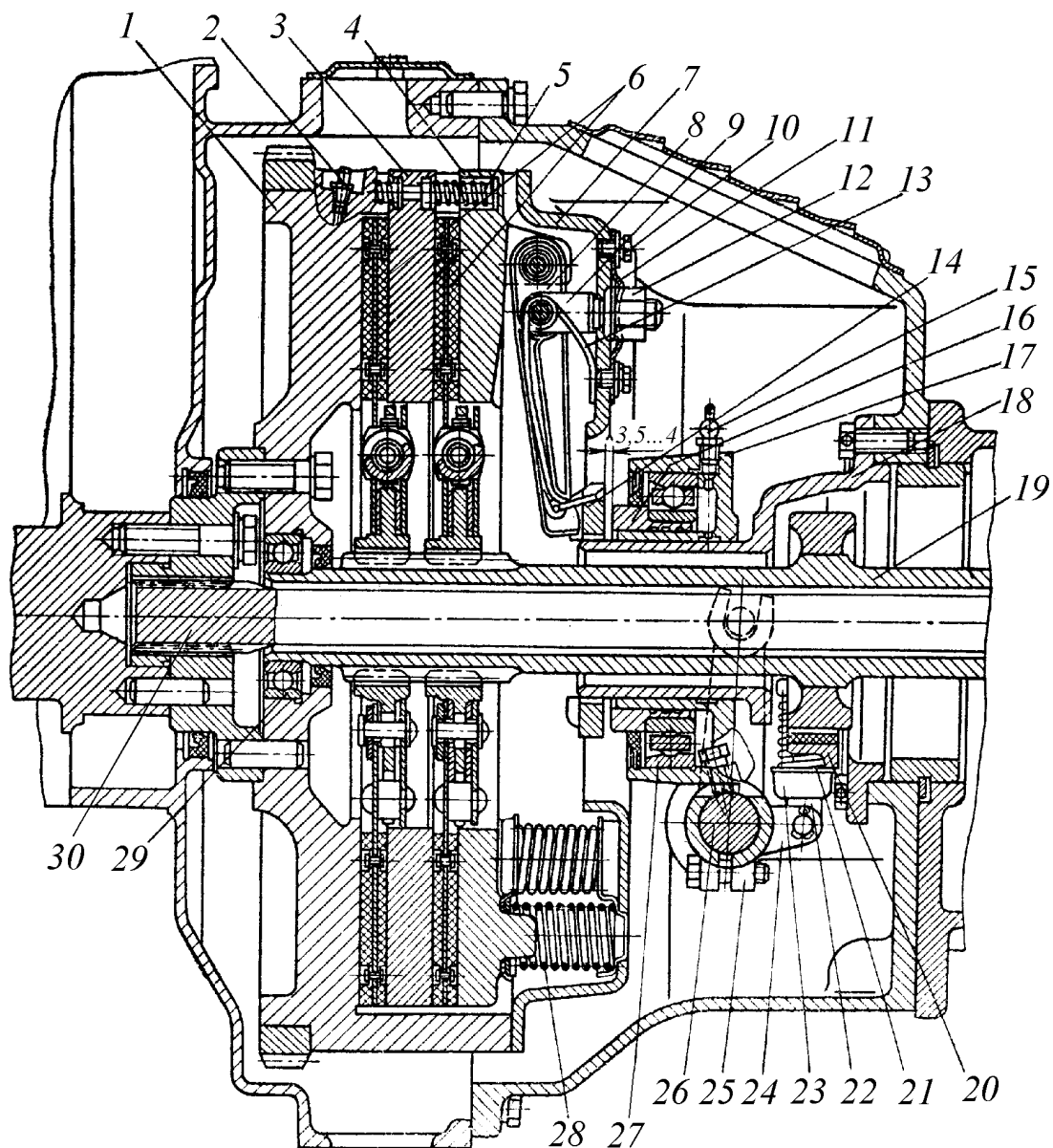


Рис. 5.9. ФС тракторов Т-150/150К:

1 - маховик двигателя; 2, 15 - масленки; 3 - средний ведущий диск; 4 - нажимной диск; 5 - разжимные пружины; 6 - ведомый фрикционный диск; 7 - кожух ФС; 8 - отжимной рычаг; 9 - вилка; 10 - болт стопорной пружины; 11 - стопорная пружина; 12 - регулировочная гайка; 13 - отжимная пружина; 14 - упорное кольцо; 16 - упор подшипника; 17 - корпус отводки; 18 - стакан выжимного подшипника; 19 - ведомый вал ФС; 20 - тормозная колодка; 21 - пружина тормозка; 22 - серьга; 23 - стакан пружины; 24 - муфта серьги; 25 - вилка выключения; 26 - валик выключения; 27 - выжимной подшипник; 28 - нажимная пружина; 29 - подшипник вала ФС; 30 - вал привода ВОМ

5.3. Ведомые фрикционные диски

Работоспособность ФС в значительной степени зависит от конструкции ведомого диска и материала фрикционных накладок. Ведомые фрикционные диски в сборе (рис.5.10,*а*) как правило состоят из стального основания *1* (листа толщиной 0,8...2,5мм) в виде кольца, по внешней части которого с двух сторон установлены фрикционные накладки *2* с помощью заклепок *б*, а к внутреннему отверстию приклепана ступица *3* со шлицами для подвижного соединения с валом ФС.

Для лучшего прилегания фрикционных накладок к поверхностям трения ведущих дисков и предотвращения коробления стального основания при нагревании его делают с радиальными прорезями, заканчивающимися отверстием несколько большего диаметра. Такой вид стального основания характерен для так называемого “жесткого ведомого диска”, не обладающего ни осевой, ни тангенциальной податливостью. Положительным качеством таких ведомых дисков является их конструктивная простота и малая стоимость, а главным недостатком - то, что они не обеспечивают плавное включение ФС.

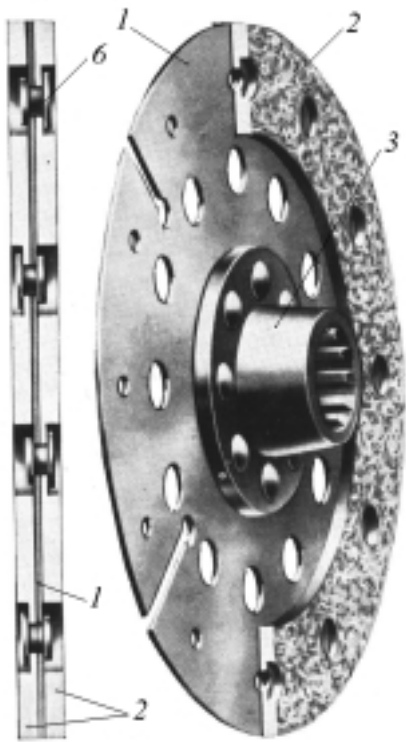
Более перспективными являются ведомые диски с осевой и тангенциальной податливостями. Применение ведомых дисков с осевой податливостью обеспечивает более плавное включение ФС, что упрощает процесс управления трактором при трогании с места.

Рассмотрим способы повышения осевой податливости ведомых дисков.

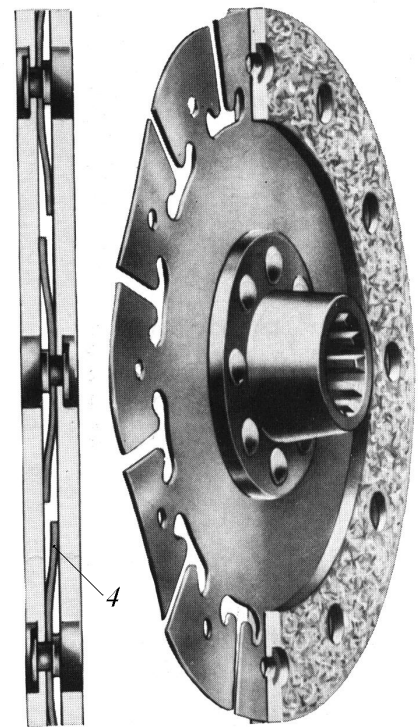
На рис. 5.10,*б* осевая податливость ведомого диска обеспечивается за счет применения фасонных прорезей на стальном основании с последующим выполнением лепестков *4* основания в виде отдельных пластинчатых пружин. Недостатком данной конструкции является сложность получения одинаковой жесткости у всех лепестков основания.

Более перспективным является ведомый диск (рис. 5.10,*в*), в котором осевая податливость обеспечивается применением отдельных пластинчатых пружин *5*, установленных между фрикционными накладками и закрепленных на малом радиусе стального основания *1*. При этом пластинчатые пружины выполняются из листовой стали меньшей толщины чем основание *1* диска. Здесь легче по сравнению с ранее рассмотренной конструкцией ведомого диска обеспечить одинаковую жесткость пластинчатых пружин *5*.

В более ранних конструкциях ФС применялись ведомые диски (рис. 5.10,*г*), в которых осевая податливость обеспечивалась применением отдельных пластинчатых пружин *5*, приклепанных к стальному основанию *1* со стороны нажимного диска. Такая конструкция имеет



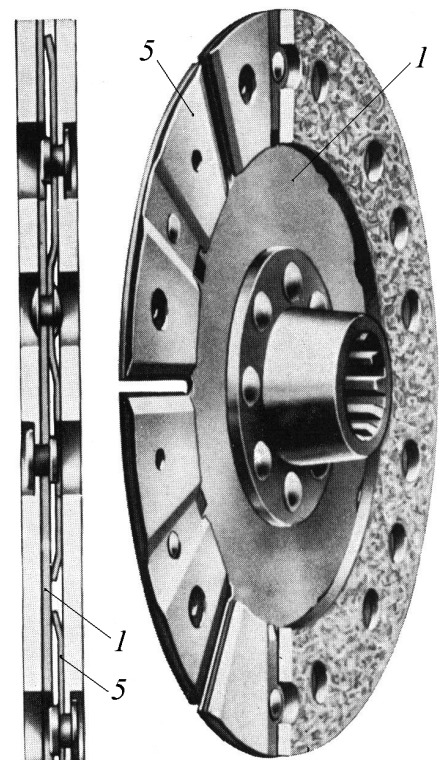
a)



б)



в)



г)

Рис. 5.10. Конструкции ведомых дисков:
 1 - стальное основание; 2 - фрикционные накладки; 3 - ступица; 4 - лепесток основания диска; 5 - пластинчатая пружина; 6 - заклепка

большой момент инерции ведомого диска и обеспечивает только его одностороннюю осевую податливость (со стороны нажимного диска). При сборке ФС необходимо помнить, что ведомый диск нужно устанавливать так, чтобы пружины 5 были обращены в сторону нажимного диска. При обратной установке ведомого диска снижается долговечность его фрикционных накладок.

При работе трактора в валопроводах трансмиссии возникают крутильные колебания. Их источником, в первую очередь, являются гармонические составляющие крутящего момента двигателя, а также колебательные процессы, возникающие в самой трансмиссии вследствие карданных соединений, пересопряжений шестерен, внешних воздействий при работе МТА.

В ряде случаев частота вынужденных крутильных колебаний может оказаться равной частоте собственных колебаний упругой системы трансмиссии, что приводит к появлению резонанса - резкого повышения уровня амплитуд крутящих моментов и напряжений в деталях трансмиссии, что может привести к их поломке.

Для устранения явления резонанса применяют специальные механизмы - гасители крутильных колебаний (демпферы), которые преобразуют энергию колебаний в теплоту. Наиболее удобным местом для установки демпфера является ведомый диск ФС. Характерной особенностью демпферов является наличие упругого элемента, обеспечивающего относительное перемещение ведущих и ведомых частей и возникновение при этом сил трения для рассеяния энергии колебательного процесса.

На современных тракторах широкое распространение получили упруго-фрикционные демпферы (рис. 5.11).

На рис. 5.11,а показан ведомый диск ФС с упруго-фрикционным демпфером с цилиндрическими пружинами. Рассеяние энергии крутильных колебаний происходит за счет сил трения между фланцем ступицы 1 и дисками 2. В некоторых конструкциях для увеличения сил трения и эффективности демпфирования между фланцем ступицы 1 и дисками 2 устанавливают фрикционные накладки 3. Сила трения в демпфере определяется усилием нажимных пружин 6. При передаче крутящего момента от дисков 2 на ступицу 1 цилиндрические пружины 4 деформируются, что обеспечивает относительное перемещение дисков и ступицы (тангенциальную податливость ведомого диска) и за счет трения между ними - преобразование энергии крутильных колебаний в теплоту. Кроме того при правильном выборе жесткости пружин 4 обеспечивается смещение зоны резонансных колебаний за пределы рабочих частот вращения вала двигателя.

В некоторых конструкциях ведомых дисков (рис. 5.11,б) применяют демпферы с упругими элементами, выполненными в виде резиновых блоков 5. Рассеяние энергии крутильных колебаний обеспечивается за счет не только трения между дисками 2 и фланцем ступицы 1, но и больших внутренних гистерезисных потерь в резиновых блоках 5 при их деформации.

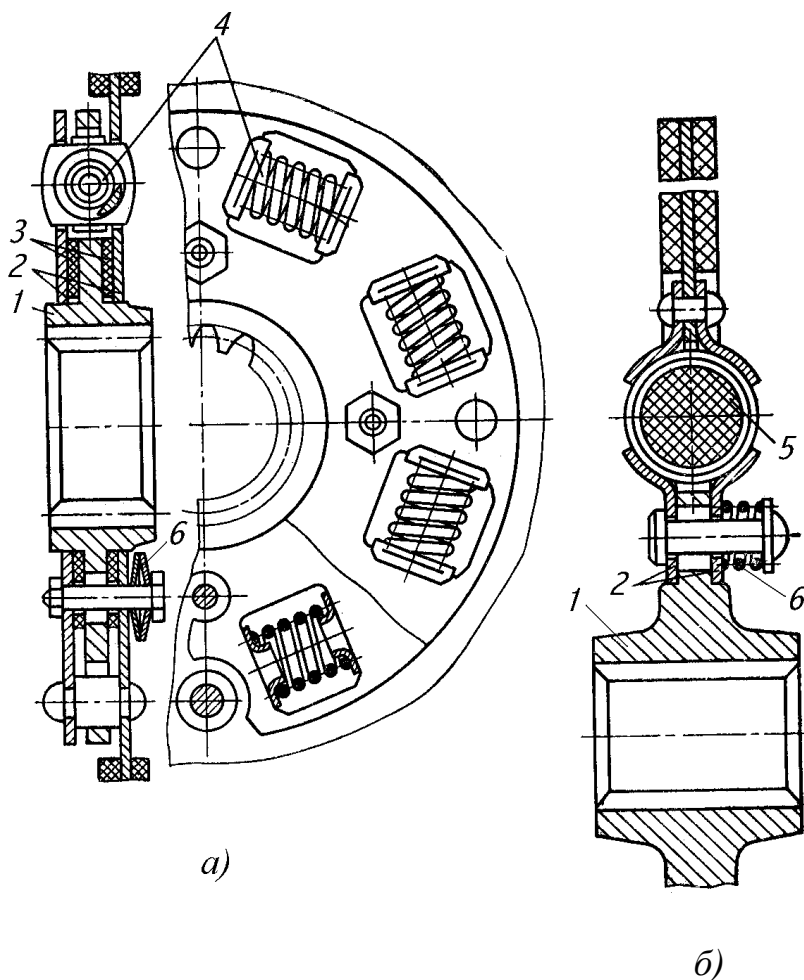


Рис. 5.11. Ведомые диски с упруго-фрикционными демпферами:
а - с цилиндрическими пружинами; *б* - с резиновыми блоками; 1 - ступица; 2 - диски; 3 - фрикционные накладки; 4 - цилиндрические пружины; 5 - резиновые блоки; 6 - нажимные пружины демпфера

5.4. Фрикционные элементы и детали сцепления

Фрикционные накладки работают в очень сложных условиях динамических и тепловых нагрузок. Их износ в настоящее время лимитирует общий срок службы ФС. В момент включения ФС скорость скольжения по среднему радиусу трения достигает 25 м/с и выше, а температура поверхностей трения 400...450 °С при затяжных пробуксовках. В процессе буксования ФС продукты изнашивания попадают

в окружающую среду. Поэтому к фрикционным накладкам предъявляются весьма жесткие требования:

экологическая чистота продуктов изнашивания;
высокие износостойкость, коэффициент трения и теплостойкость;

хорошая и быстрая прирабатываемость к металлическому контртелу и несхватываемость с ним;

достаточная механическая прочность, хорошая обрабатываемость и малая стоимость;

огнебезопасность при высоких температурах на парах трения;
высокая теплопроводность и малая гигроскопичность.

Материалы фрикционных накладок можно разделить на две группы:

композиционные на основе полимеров;
порошковые.

Композиционные материалы на основе полимеров представляют собой многокомпонентную композицию, содержащую основу, теплостойкую арматуру и наполнитель. Основу в таких материалах составляют связующие: каучуки, смолы и их комбинации. Чаще применяют фенолформальдегидные и анилинформальдегидные модифицированные смолы, различные натуральные и синтетические каучуки и их комбинации, формальдегидные модифицированные смолы, различные натуральные и синтетические каучуки и их комбинации.

Наполнители регулируют рабочие и технологические свойства материала. Их разделяют на металлические (медь, бронза, латунь, цинк, алюминий, свинец, железо, титан и другие металлы и соединения в виде порошков, стружки или проволоки), неметаллические (графит, углерод, кокс, сера и др.), органические, например скорлупа ореха кешью. Каучуково-смоляная основа обладает недостаточно высокими механическими свойствами, особенно при повышенных температурах. Все материалы на полимерной основе содержат теплостойкую арматуру: асбест, волокна, вату и др. Этот компонент во многом определяет свойства и технологию изготовления материала, и поэтому он часто отражается в названии. Так, материалы, армированные асбестом, называют фрикционными асбополимерными материалами (ФАПМ).

Материалы, в которых асбест заменен на другую теплостойкую арматуру, называют фрикционными безасбестовыми полимерными (ФБПМ). Применение ФБПМ в ФС было связано, в первую очередь, в связи с обнаруженной канцерогенностью асбеста, отчего в ряде стран

последовал запрет на его применение на транспорте. В настоящее время в качестве заменителя асбеста применяют синтетические арамидные волокна типа “Кевлар”, стекло, керамику, борные и углеродные соединения, базальт, слюду, валлостонит и металлическое стальное волокно. Наиболее широко используются арамидные волокна типа “Кевлар”. При этом незначительная добавка арамидных волокон в ФАПМ (до 5%) повышает износостойкость фрикционной накладки примерно в 1,5 раза.

Размеры фрикционных накладок нормированы ГОСТ 1786. Толщина новой накладки порядка 3...5,5 мм. Накладки выполняются в виде целого кольца, либо в виде усеченных секторов. Иногда на поверхности накладки выполняют вентиляционные канавки для охлаждения поверхности трения и удаления продуктов износа.

П о р о ш к о в ы е ф р и к ц и о н н ы е м а т е р и а л ы получают по технологии порошковой металлургии, включающей следующие этапы:

- приготовление порошковой смеси;
- ее прессование под давлением 0,15...0,16 МПа;
- спекание в защитной среде прессованных брикетов при температуре 700...1000 °С под давлением 0,5...2,5 МПа;
- механическую обработку.

Спекание - основная операция процесса, при котором диффузионным способом соединяются в одно целое различные компоненты.

Накладки из порошкового материала выполняют на медной основе (62...71 % меди) или на железной основе (60...65% окиси железа) с добавлением наполнителей - оксида кремния (для повышения износостойкости), барита и графита (для стабилизации фрикционных свойств) и др.

Наибольшее распространение получили порошковые материалы на медной основе, так как вызывают меньший износ контртел, чем порошковые материалы на железной основе.

Накладки из порошкового материала весьма хрупкие. Поэтому их всегда применяют совместно со стальной подложкой - основанием ведомого диска, или отдельной пластины - подложки, которая затем приклепывается к основанию ведомого диска (рис. 5.12).

Ведущие диски (нажимные и промежуточные), как наиболее нагреваемые детали ФС изготавливают достаточно массивными для поглощения и рассеяния теплоты. Нажимной диск ФС должен быть достаточно жестким, чтобы он при нагревании не коробился и обеспечивал хорошее прилегание к фрикционным накладкам ведомых дисков. В качестве материала ведущих дисков чаще применяют серые чугуны

(СЧ 18, СЧ 21, СЧ 22, СЧ 24), которые по сравнению со сталью обладают более высокой износостойкостью и меньше изнашивают фрикционные накладки.

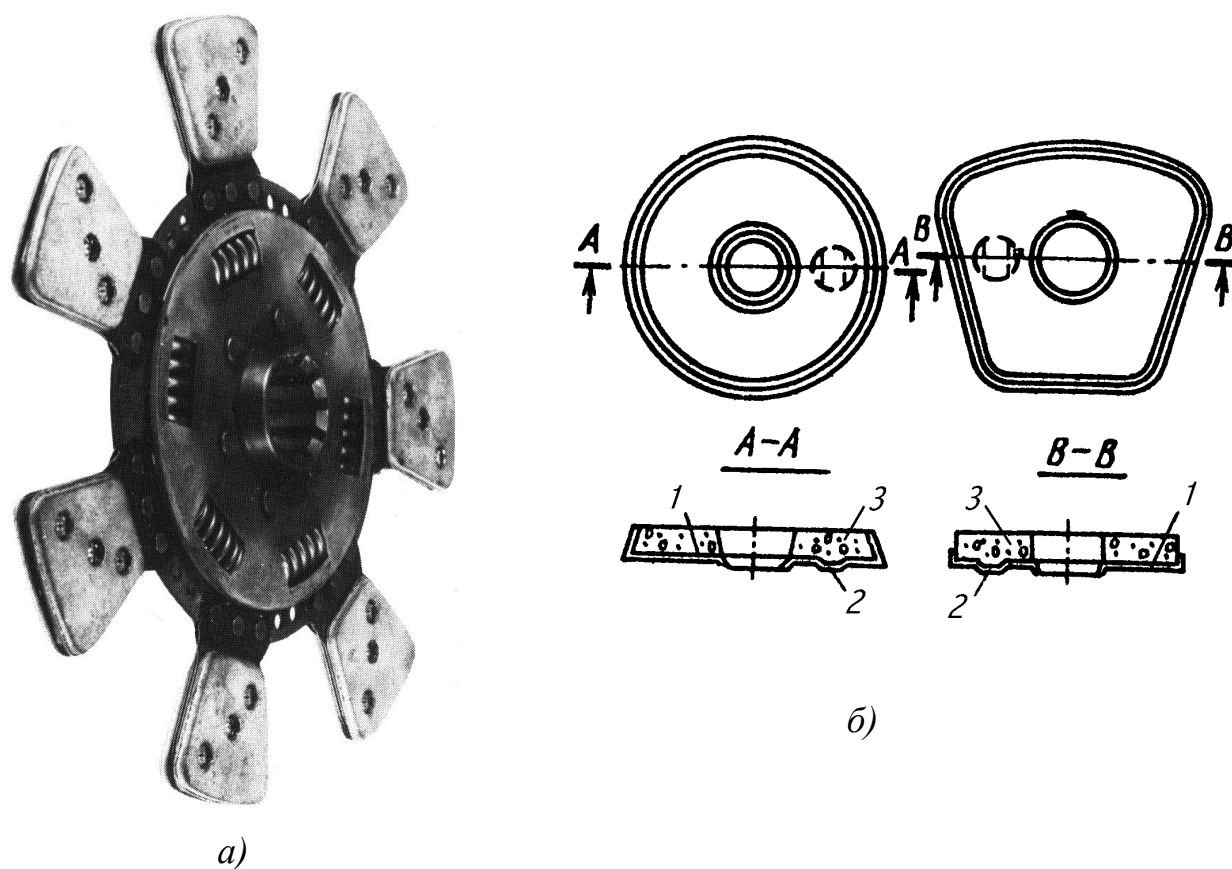


Рис. 5.12. Способы крепления фрикционных накладок из порошкового материала: *а* - ведомый фрикционный диск в сборе; *б* - фрикционные элементы; 1 - металлическая подложка; 2 - фиксатор от проворачивания; 3 - порошковый материал

Ведущие диски должны вращаться с маховиком двигателя и иметь возможность перемещаться в осевом направлении. При этом направляющими устройствами служат выступы, шипы, зубья, пальцы, шпоночные соединения и тангенциальные пружины, равномерно располагаемые по окружности. Выступы нажимного диска, входящие в пазы кожуха ФС, обеспечивают их надежное соединение (рис. 5.13,*а*). Однако в данной конструкции вследствие значительного трения в соединении существенно увеличивается усилие выключения ФС.

В двухдисковых ФС ведущие диски иногда перемещаются вдоль пальцев, закрепленных на маховике двигателя (рис. 5.13,*б*). Ведущие диски могут соединяться с маховиком при помощи шлиц, шипов (рис. 5.13,*в*) или направляющих сухарей, запрессованных в маховик (рис. 5.13,*г*). Наиболее перспективно соединение ведущих дисков ФС с ма-

ховиком двигателя при помощи упругих тангенциальных пластин (рис. 5.4,б), обеспечивающих их перемещение без потерь на трение.

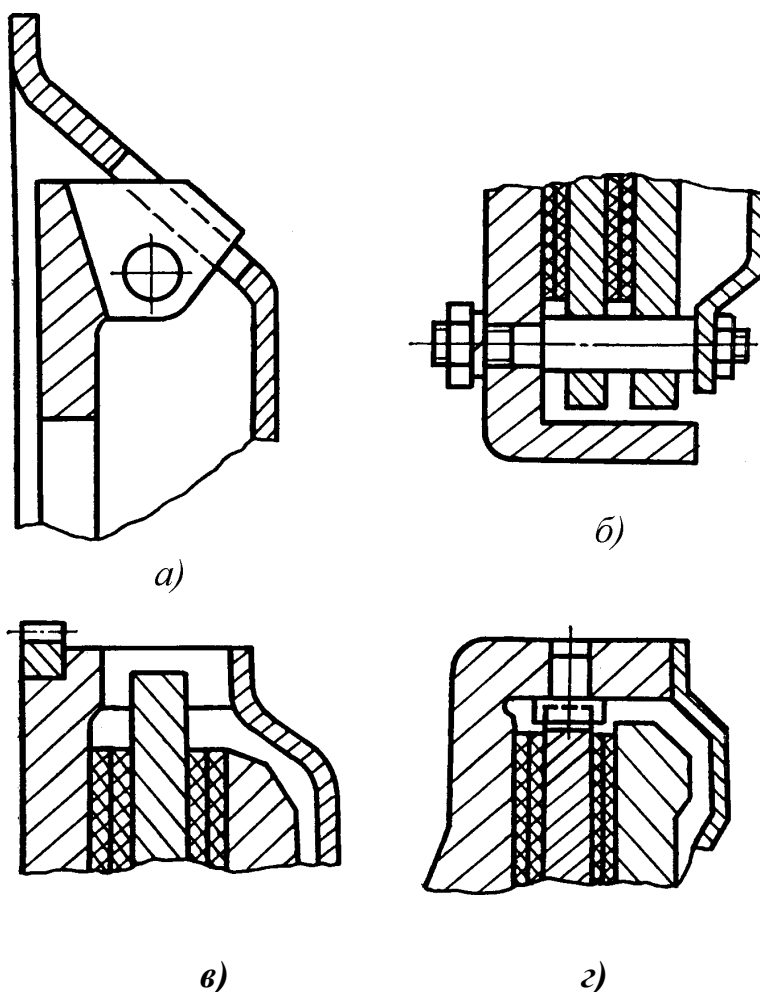


Рис. 5.13. Способы соединения ведущих дисков с маховиком двигателя

Кожух ФС может быть штампованным или литым. Для изготовления штампованного кожуха используется углеродистая конструкционная сталь типа 08кп толщиной 2...7 мм. Литой кожух изготавливают из серого чугуна.

ФС с литым кожухом обладает повышенной жесткостью, что обеспечивает стабильные характеристики механизма их отводки. Однако их масса на 20...30 % больше массы аналогичного штампованного кожуха. Поэтому в современных ФС наибольшее распространение получили штампованные кожухи.

Отвод нажимного диска при выключении ФС с винтовыми цилиндрическими и с неразрезной тарельчатой пружиной осуществляется рычажным механизмом отвода. Число отжимных рычагов ФС колеблется от трех до шести, а их передаточное число - от 3,5 до 6,5. Чаще всего применяют кованные и штампованные рычаги. преимуще-

ство штампованных рычагов заключается в их меньшей массе. Для изготовления штампованных рычагов применяют стали типа 08кп с цианированием на глубину 0,3...0,5 мм и последующей закалкой до 56...62 HRC. Для кованых рычагов применяют сталь 40-50. В современных конструкциях ФС поверхность рычага, контактируемую с выжимным подшипником, покрывают износостойким слоем (например, молибденом) или подвергают закалке ТВЧ.

Борьба с механическими потерями в механизме отвода нажимного диска обусловила большое разнообразие соединений отжимных рычагов с кожухом и нажимным диском (рис. 5.14). На рис. 5.14,а механизм отвода нажимного диска состоит из трех корытообразных отжимных рычагов 6, упоров 5, упорного кольца 8, отжимных болтов 4, регулировочных гаек 3 с шайбами 2 и пружин 7. Для обеспечения равномерного отвода нажимного диска 1 при выключении ФС используется упорное кольцо 8, прижатое к рычагам 6 пружинами 7.

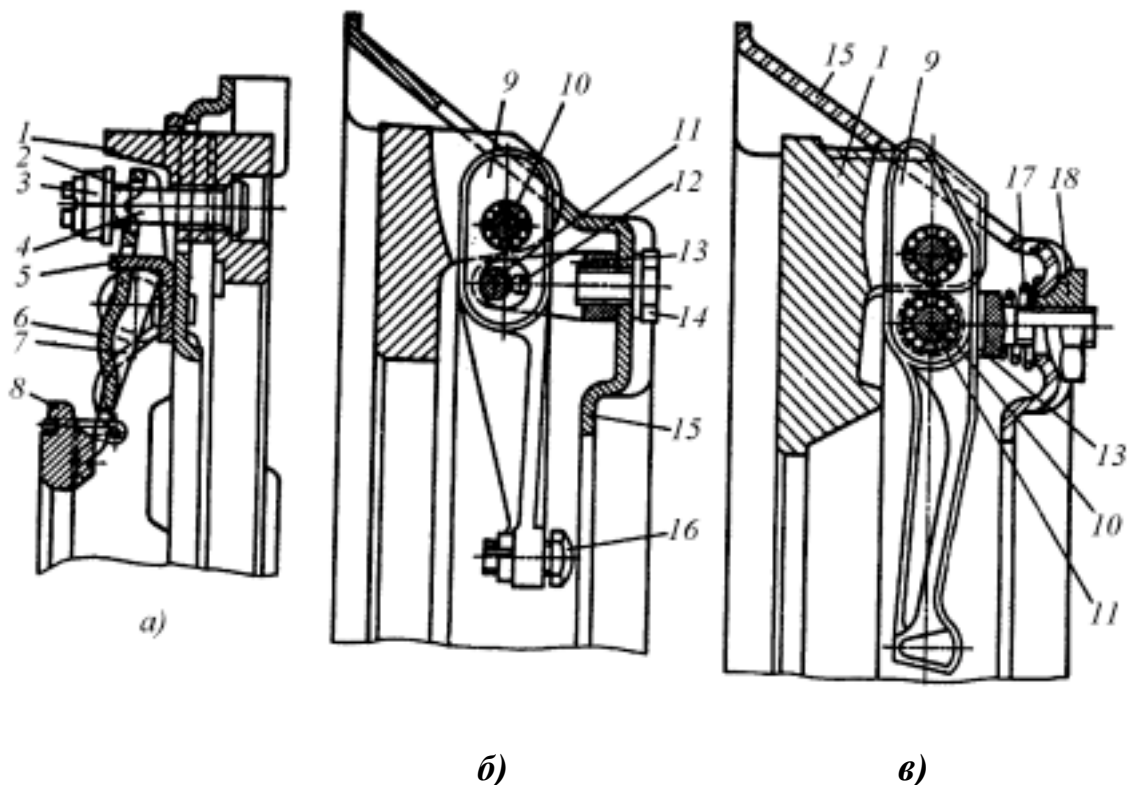


Рис. 5.14. Механизмы отвода нажимного диска

Все сопряжения этого механизма работают без смазки с трением скольжения, что приводит к большим потерям на трение, изнашиванию сопрягаемых деталей и частым регулировкам в эксплуатации. Этим недостаткам в значительной степени лишена простая и надежная

конструкция, представленная на рис. 5.14,б. Одна опора рычага 9 выполнена на игольчатом подшипнике 10, а другая состоит из ролика 12, перекатывающегося по неподвижной оси 11, установленной на вилке 13, соединенной с кожухом 15 болтом 14. Роль упора рычага выполняет регулировочный винт 16.

Одна из наиболее распространенных и надежных конструкций, имеющая относительно небольшие потери на трение, показана на рис. 5.14,в. Здесь обе опоры рычага 9 имеют игольчатые подшипники 10. Поворот рычага 9 при выключении и включении ФС осуществляется вокруг оси 11, установленной в вилке 13. Положение рычагов относительно нажимного диска 1 регулируется гайкой 18 и фиксируется пружиной 17, размещенной между вилкой 13 и кожухом 15.

5.5. Двухпоточные сцепления

Рассмотрим принципиальные кинематические схемы двухпоточных ФС. На рис. 5.15 представлены схемы одинарных двухпоточных ФС. На рис. 5.15,а поток мощности от двигателя в трансмиссию передается через ведомый диск 2, а на привод ВОМ - через кожух 6 и шестеренный привод ВОМ. На рис. 5.15,б поток мощности на привод ВОМ передается от маховика 1 двигателя. По данной схеме выполнены ФС тракторов Т-150/150К. На современных тракторах более широко используется схема, представленная на рис. 5.15,а (тракторы МТЗ-80/82, МТЗ-100/102).

Современные конструкции одинарных двухпоточных ФС выполняются как с тарельчатыми, так и с цилиндрическими нажимными пружинами.

Двойные ФС в зависимости от способа управления разделяются на ФС с последовательным и раздельным управлением. ФС с последовательным управлением применяют в случае использования частично независимого ВОМ, а с раздельным - при наличии полностью независимого ВОМ.

Двойные ФС с последовательным управлением (рис. 5.16,а) используются на колесных тракторах МТЗ-5МС, МТЗ-5ЛС и самоходном шасси Т-16М.

Усилие сжатия на поверхностях трения главного ФС создается нажимными пружинами 13, передающими усилие через нажимной диск 8, ведомый диск 5 ФС ВОМ, средний ведущий диск 4 на ведомый диск 2 главного ФС. Усилие нажатия на поверхностях трения ФС привода ВОМ может иметь два значения в зависимости от выключен-

ного или включенного положения главного ФС. При полностью включенном главном ФС на поверхности трения ведомого диска 5 ФС ВОМ кроме усилия нажимных пружин 13 дополнительно передается сжимающее усилие от пружин пружинной тяги 14. При выключенном главном ФС усилие сжатия на поверхностях трения ведомого диска 5 ФС ВОМ создается только пружинами пружинной тяги 14. Следовательно, момент трения ФС привода ВОМ при движущемся тракторе всегда больше, чем при остановленном.

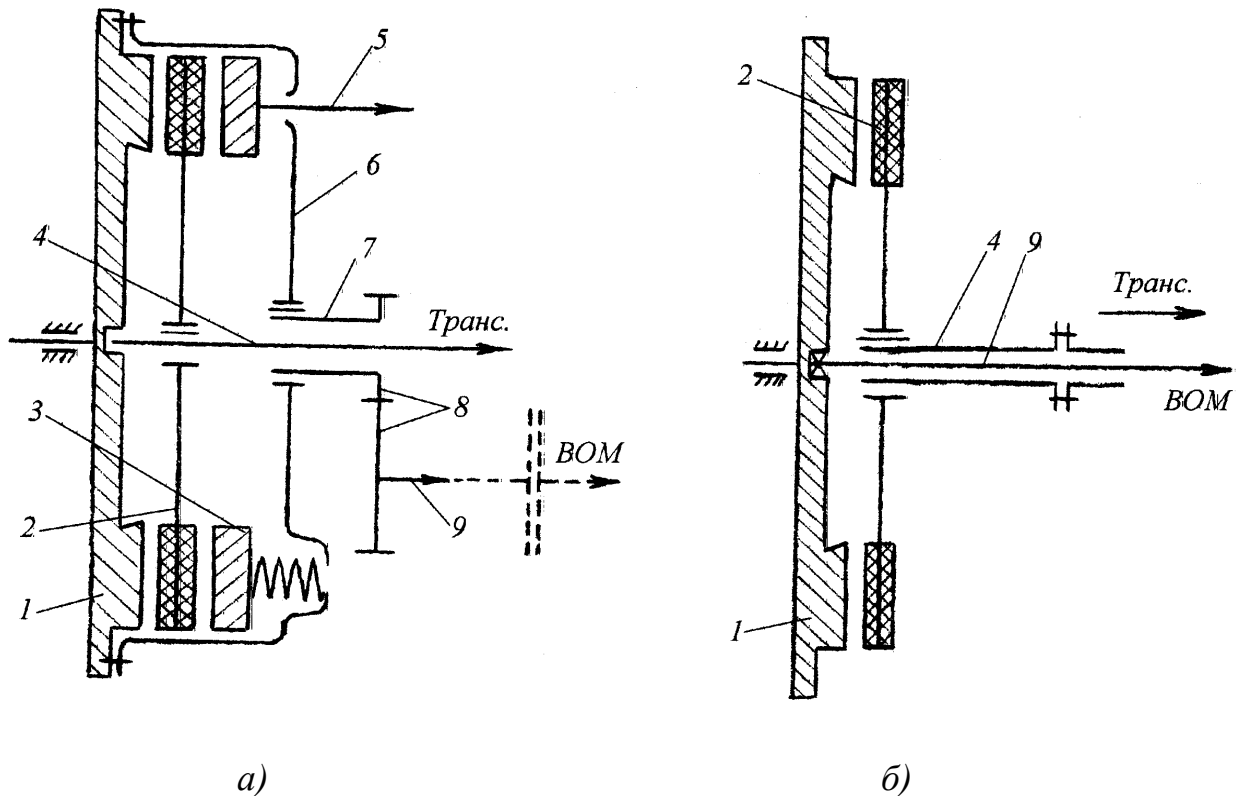


Рис. 5.15. Схемы одинарных двухпоточных ФС:

1 - маховик; 2 - ведомый диск; 3 - нажимной диск; 4 - вал ФС; 5 - отводка; 6 - кожух ФС; 7 - полый вал привода ВОМ; 8 - шестеренный привод ВОМ; 9 - вал привода ВОМ

Рассмотрим характер изменения усилия на педали управления при выключении двойного ФС с последовательным управлением (рис. 5.16,б). Педаль управления через систему тяг и рычагов связана с отводкой 9. При нажатии на педаль управления ФС отводка 9, перемещающая нажимной диск 8 от маховика 1 двигателя, сжимает нажимные пружины 13. Вместе с нажимным диском с помощью пружинной тяги 14 перемещаются средний ведущий диск 4 и ведомый диск 5 ФС ВОМ. В результате ведомый диск 2 главного ФС освобождается (главное ФС выключается) и момент от двигателя передается через ведомый диск 5 на привод ВОМ.

Ход педали управления ФС на рис. 5.16,б для данного случая соответствует величине S_1 . Перемещение среднего ведущего диска ограничивается упором 7, который служит для регулировки зазоров между накладками ведомого диска 2 и поверхностями трения маховика 1 двигателя и среднего ведущего диска 4 при выключенном главном ФС. При величине хода педали S_1 в работу вступают пружины тяги 14.

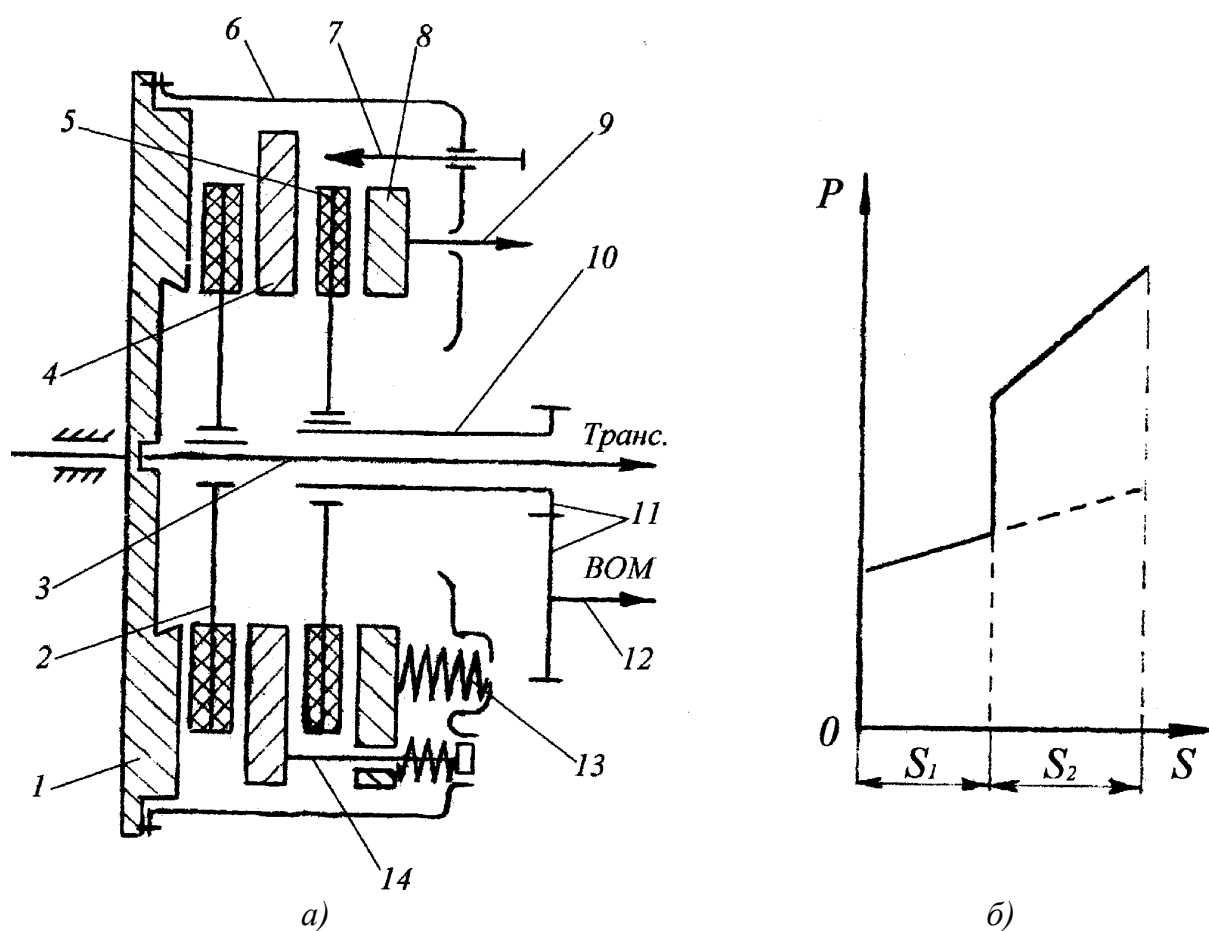


Рис. 5.16. Двойное ФС с последовательным управлением:

a - схема ФС; *б* - характеристика роста усилия на педали управления; 1 - маховик; 2 - ведомый диск главного ФС; 3 - вал главного ФС; 4 - средний ведущий диск; 5 - ведомый диск ФС ВОМ; 6 - кожух; 7 - регулируемый упор отвода среднего ведущего диска; 8 - нажимной диск; 9 - отводка ФС; 10 - полый вал ФС ВОМ; 11 - шестеренный привод ВОМ; 12 - вал ВОМ; 13 - нажимные пружины главного ФС; 14 - пружинная тяга ФС ВОМ

Поскольку пружины находятся в предварительно поджатом состоянии, то на педали управления происходит резкий скачок усилия и в интервале перемещения S_2 оно возрастает более интенсивно. При освобождении ведомого диска 5 крутящий момент от двигателя на привод ВОМ не передается. Включение двойного ФС осуществляется в обратной последовательности (сначала включается ФС ВОМ, а затем главное ФС).

Двойное ФС с независимым управлением (рис. 5.17) применяют в случае полностью независимого ВОМ (тракторы Т-40 и Т-40А). Управление таким ФС осуществляется с помощью двух педалей. Одна педаль управляет главным ФС, а другая - ФС привода ВОМ. Характерной особенностью ФС, помимо раздельного управления и наличия двух самостоятельных приводов управления 9 и 14, является наличие двух независимых друг от друга комплектов фрикционных дисков:

для главного ФС - торцовая поверхность маховика 1 двигателя, ведомый диск 2 и нажимной диск 5;

для ФС привода ВОМ - нажимной диск 7, ведомый диск 8 и торцовая поверхность упорного диска 10.

Нажимные диски 5 и 7 подвижно соединены с маховиком 1 (на схеме не показано). Нажимное усилие на поверхностях трения ФС создается пружинами 6, которые могут быть винтовыми цилиндрическими (вариант А) или тарельчатыми (вариант Б).

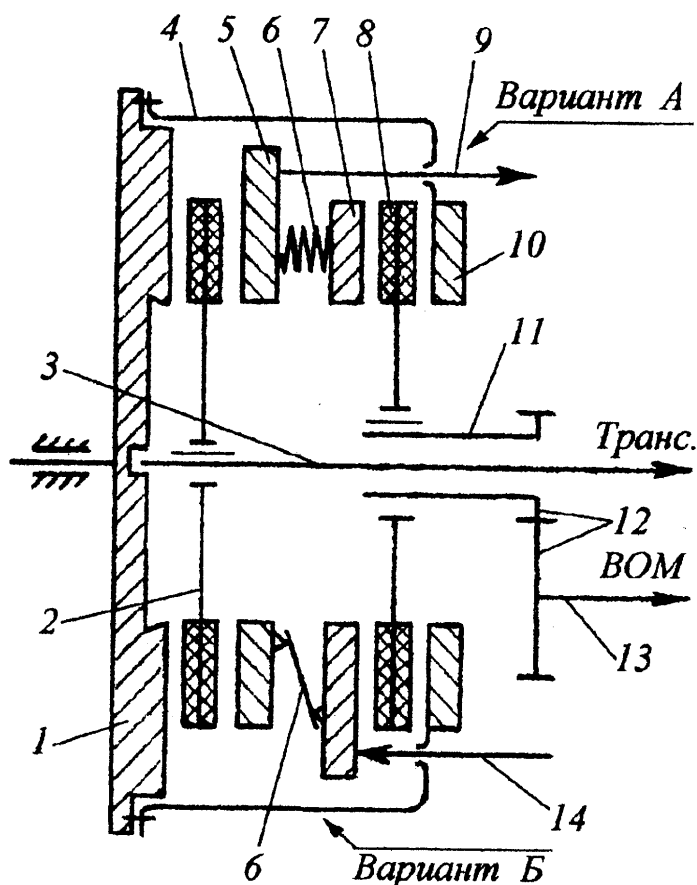


Рис. 5.17. Схема двойного ФС с независимым управлением:

1 - маховик; 2 - ведомый диск главного ФС; 3 - вал главного ФС; 4 - кожух ФС; 5 - нажимной диск главного ФС; 6 - нажимные пружины; 7 - нажимной диск ФС ВОМ; 8 - ведомый диск ФС ВОМ; 9 - привод выключения главного ФС; 10 - упорный диск ФС ВОМ; 11 - полый вал ФС ВОМ; 12 - шестеренный привод ВОМ; 13 - вал ВОМ; 14 - привод выключения ФС ВОМ

Выключение главного ФС производится с помощью привода 9, который воздействуя на нажимной диск 5 отводит его от маховика 1 двигателя. ФС ВОМ выключается приводом 14, который перемещает нажимной диск 7 в сторону маховика 1. Таким образом, в рассматриваемой схеме оба ФС автономны и нагружены одним и тем же нажимным усилием пружин 6. При выключении одного из ФС за счет поджатия пружин 6 момент, передаваемый другим ФС, несколько возрастает. Это в ряде случаев имеет положительное значение при выполнении трактором тяжелых работ, когда буксование ФС существенно возрастает.

5.6. Сцепления, работающие в масле

Одним из основных преимуществ ФС, работающих в масле (мокрых), по сравнению с сухими, является более высокая долговечность вследствие значительно меньшей интенсивности изнашивания фрикционных накладок.

Применение смазывания пар трения ФС уменьшает их коэффициент трения до 0,07...0,1 вместо 0,25...0,3 у сухих ФС, но при этом позволяет почти в 10 раз увеличить давление на них. В результате получается надежная и компактная конструкция ФС.

На современных тракторах широкое распространение получили многодисковые непостоянно замкнутые ФС с гидравлическим нажимным устройством. Такие конструкции применяются в коробках передач для обеспечения переключения передач, включения ВОМ и, в последние годы, на мощных промышленных тракторах в качестве главного ФС и многодисковых фрикционных муфт механизма поворота гусеничных тракторов.

Многодисковое ФС (рис. 5.18) состоит из следующих частей: пакета дисков 9 с поверхностями трения из порошкового материала и сопряженных с ними стальных дисков 8, связанных шлицами с корпусом 10 ФС; сервомоторов, имеющих корпус 6 и поршень 4, для сжатия дисков; возвратных пружин 2, перемещающих поршень 4 сервомотора в исходное положение и обеспечивающих “чистоту” выключения.

При включении ФС масло под давлением по каналам *a* подается во внутреннюю полость корпуса 6 и воздействует на поршень 4 сервомотора, который, перемещаясь, сжимает диски 8 и 9, что обеспечивает передачу крутящего момента от корпуса 10 ФС на ведомый вал 11. Шариковый клапан 5 под давлением масла закрыт. При выключе-

нии ФС внутренняя полость корпуса *б* сервомотора через отверстия *а* соединяется со сливом. В результате давление масла в гидравлической магистрали уменьшается и шариковый клапан открывается под действием центробежной силы, направленной от центра по радиусу, и масло освобождает внутреннюю полость корпуса сервомотора. При сливе масла из внутренней полости корпуса *б* сервомотора уменьшается его давление на поршень *4* под действием центробежной силы и пружины *2* обеспечивают быстрое выключение ФС.

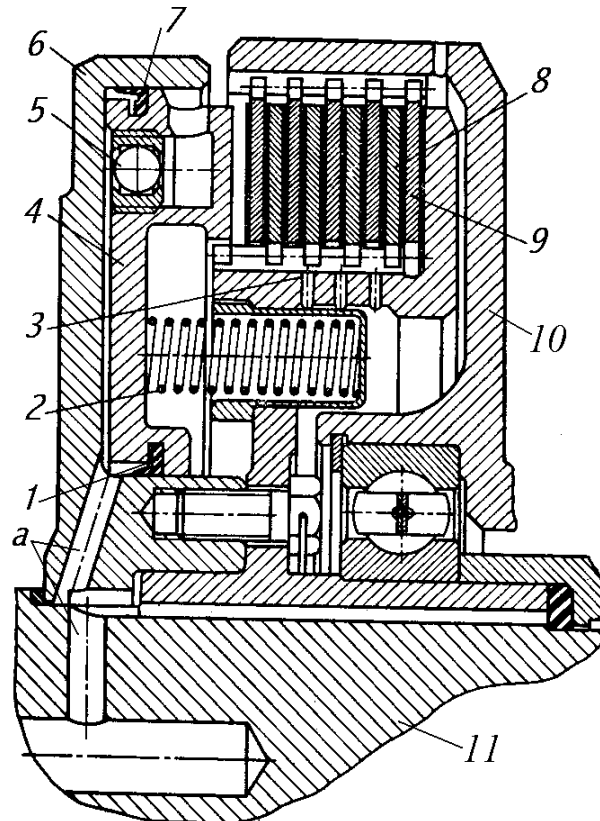


Рис. 5.18. Многодисковое ФС с гидравлическим нажимным устройством:

1 - уплотнение; *2* - возвратная пружина; *3* - отверстие для подачи масла; *4* - поршень сервомотора; *5* - шариковый клапан опорожнения; *6* - корпус сервомотора; *7* - уплотнение; *8* - стальной диск; *9* - диск с поверхностями из порошкового материала; *10* - корпус ФС; *11* - ведомый вал; *а* - отверстия для прохода масла

В современных конструкциях ФС на поверхности дисков из порошковых материалов выполняются канавки для подачи масла на поверхности трения. Канавки могут быть спиральными, радиальными и спирально-радиальными (рис. 5.19). В существующих конструкциях ФС общая площадь канавок составляет 20...60% от общего контура накладки (для радиальных канавок - 20...25%, спиральных - 35...40%, спирально-радиальных - 50...60%). Подача масла на поверхность трения осуществляется через отверстия *3* (см. рис. 5.18), выполненные в ведомом барабане.

При спиральных канавках (см. рис. 5.19,*а*) затрудняется движение масла под действием центробежных сил в радиальном направлении. Такие канавки обеспечивают высокий коэффициент трения, но ухудшают отвод теплоты с поверхности трения потоком масла. В результате повышается износ дисков.

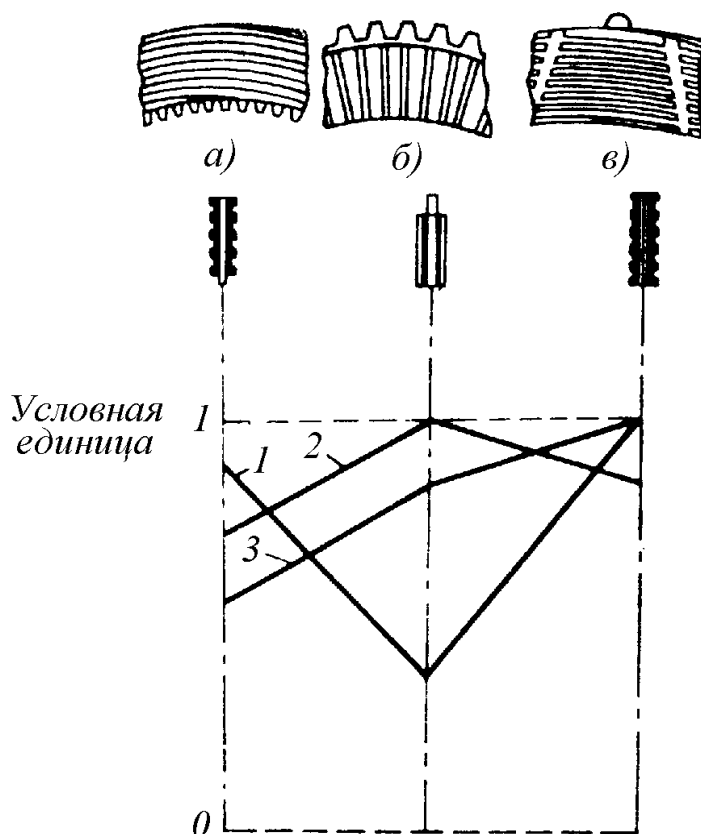


Рис. 5.19. Фрикционные диски с канавками на поверхности трения из порошкового материала:

а - спиральными; *б* - радиальными; *в* - спирально-радиальными: 1 - коэффициент трения; 2 - износостойкость; 3 - отвод теплоты

Радиальные канавки (рис. 5.19,*б*) обеспечивают свободный проход масла и, следовательно, хороший отвод теплоты с поверхности трения. Износостойкость поверхностей трения высокая. Однако в результате эффекта расклинивающего действия потока масла, движущегося от центра к периферии диска, радиальные канавки обеспечивают существенное снижение коэффициента трения. Поэтому для создания необходимого момента трения требуются значительные усилия сжатия дисков ФС.

В современных конструкциях ФС широкое распространение получили диски со спирально-радиальными канавками (рис. 5.19,*в*). При

использовании дисков с такими канавками повышается коэффициент трения, хорошо отводится теплота и уменьшается износ, так как сокращается путь движения масла от внутреннего края диска к внешнему вследствие наличия небольшого участка спирали, заключенного между радиальными канавками.

В современных конструкциях тракторов мокрые ФС с гидравлическим нажимным устройством самое широкое распространение получили в коробках передач.

5.7. Привод управления сцеплением

Качество привода, определяющего удобство и легкость управления, оценивается работой, которую должен совершить тракторист для полного выключения ФС. В настоящее время усилие на педали управления ФС регламентировано ГОСТ 21398 и составляет 150 Н при наличии усилителя и 250 Н - без усилителя. При этом полный ход педали ФС должен находиться в пределах 150...180 мм. Схема механического привода управления ФС представлена на рис. 5.1, а его работа рассмотрена выше. Такие приводы получили наибольшее распространение на тракторах.

На рис. 5.20 показан механический привод ФС трактора Т-40. При нажатии на педаль 1 управления ФС усилие передается через регулировочную тягу 2 на рычаг 3 и далее через вилку выключения 4 на муфту 5 отводки. В результате происходит выключение ФС. Пружина 6 необходима для возврата педали 1 в исходное положение при снятии с нее нагрузки. В данном приводе вся работа по управлению ФС осуществляется за счет мускульной энергии человека. Регулировка свободного хода педали 1 осуществляется тягой 2.

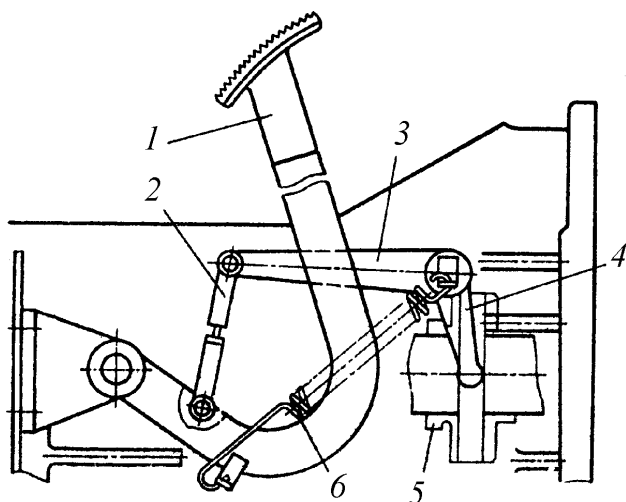


Рис. 5.20. Привод управления ФС трактора Т-40:

1 - педаль; 2 - регулировочная тяга; 3 - рычаг вилки выключения; 4 - вилка выключения; 5 - муфта отводки; 6 - пружина

Очень часто механический привод ФС не может отвечать требованиям ГОСТ 21398 по величине усилия на педали управления. Тогда применяют приводы с усилителями, в которых частично или полностью работа по управлению ФС осуществляется за счет других источников энергии.

На рис. 5.21 представлен механический привод ФС тракторов МТЗ-80/82 с пружинным усилителем. Он включает педаль 1, трехплечий рычаг 2, промежуточную тягу 6, рычаг 7 вилки выключения и пружинный сервоусилитель. Сервоусилитель состоит из винтовой цилиндрической пружины 3 и упорного болта 4, ввернутого в кронштейн 5. При включенном ФС пружина 3 сервоусилителя удерживает педаль 1 ФС в исходном состоянии.

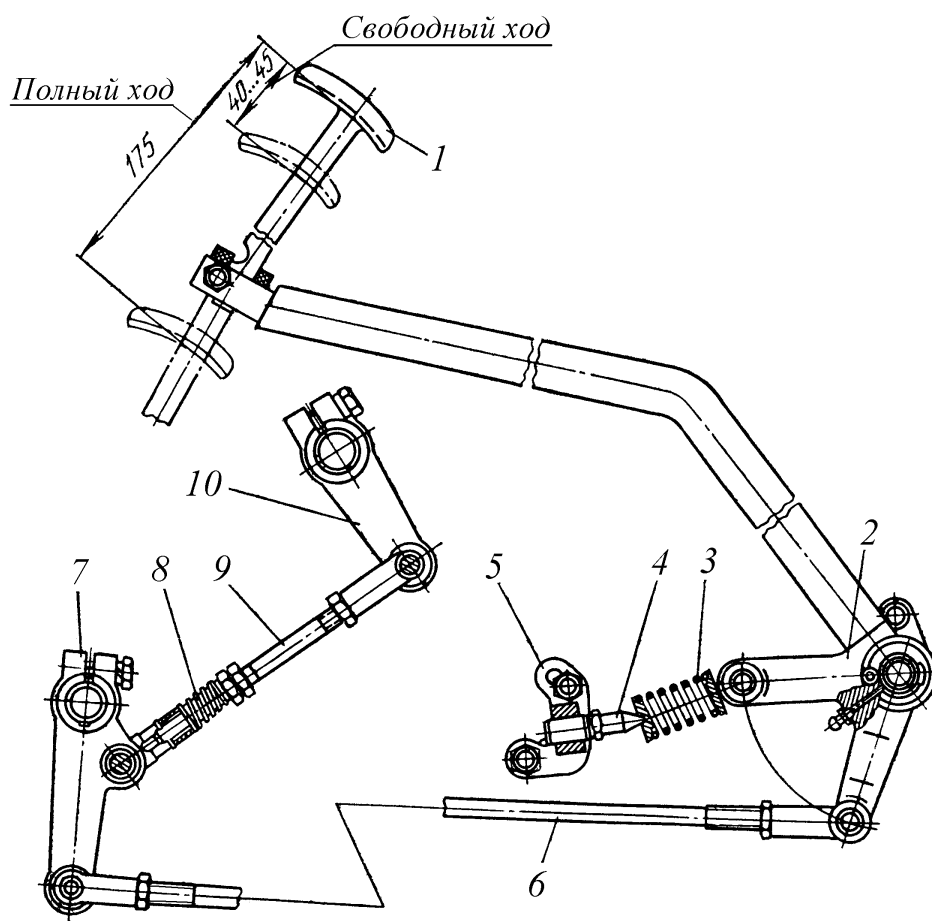


Рис. 5.21. Механический привод ФС тракторов МТЗ-80/82 с пружинным усилителем

При нажатии на педаль 1, когда выбирается свободный ход и усилие на ее перемещение невелико, происходит сжатие пружины 3. Когда свободный ход педали выбран и усилие на ней возрастает, пружина занимает такое положение, что начинает разжиматься и ее

упругая сила через среднее плечо поворачивает рычаг 2, уменьшая тем самым усилие на перемещение педали при выключении ФС.

В данной конструкции привод ФС совмещен приводом управления тормозом. Последний состоит из тяги 9 тормозка и рычага 10 с валиком вилки управления тормозом. Рычаг 10 соединен с рычагом 7 тягой 9 с компенсационной пружиной 8, которая обеспечивает плавное включение тормозка.

Свободный ход педали 1 регулируется изменением длины промежуточной тяги 6. Ход подвижного диска тормозка ФС регулируется изменением длины тяги 9.

На современных тракторах часто применяют пневматические и гидравлические сервоприводы ФС. В пневматическом сервоприводе управления ФС для снижения усилия на педали управления используется энергия сжатого воздуха, а в гидравлическом - энергия жидкости, находящейся под давлением.

Для управления ФС тракторов Т-150/150К применяется пневматический сервопривод.

5.8. Уход за сцеплениями

Уход за ФС заключается в своевременном смазывании подшипников (в старых конструкциях) и подтяжке резьбовых соединений, а также регулировке и, при необходимости, промывке муфты. В ФС смазывают выжимной подшипник и поверхности скольжения муфты отводки, передний и задний подшипники вала ФС, а также втулки валика вилки выключения и ось педали.

В результате изнашивания фрикционных накладок толщина комплекта дисков уменьшается. При этом снижается и нажимное усилие пружин (пружины). В результате момент трения ФС также уменьшается, что приводит к длительным пробуксовкам сцепления и более интенсивному изнашиванию фрикционных накладок. При небольшой величине износа фрикционных накладок пробуксовывание ФС устраняют соответствующей регулировкой.

Регулировка одинарных ФС сводится к установлению соответствующего зазора (3...4,5 мм) между выжимным подшипником и головками отжимных рычагов (или упорным кольцом) или лапками разрезной тарельчатой пружины (см. рис. 5.1 и 5.9). В современных конструкциях ФС (рис. 5.6) осуществляется регулировка зазора в приводе управления. В двухдисковых ФС дополнительно регулируют за-

зор (2...3 мм) между регулируемыми упорами и средним ведущим диском (рис. 5.8,б).

В двойных ФС с совмещенным управлением регулируют:

- ход педали до упора в специальную защелку, фиксирующую полностью выключенное положение главного ФС (обычно путем изменения длины соответствующей тяги);

- зазор между выжимным подшипником и отжимными рычагами (или упорным кольцом) или лапками разрезной тарельчатой пружины, обеспечивающий свободный ход педали;

- зазор между специальными упорными болтами и передним нажимным диском для обеспечения полного выключения главного ФС без выключения ФС привода ВОМ.

В двойных ФС с независимым управлением каждая муфта регулируется аналогично одинарной.

Возможна пробуксовка и правильно отрегулированного ФС при случайном попадании масла на поверхности трения. В этом случае трущиеся поверхности дисков промывают керосином или бензином при выключенном ФС.

5.9. Развитие конструкций сцеплений

В современных конструкциях тракторов намечается тенденция перехода на однодисковые сухие ФС. При этом более перспективными являются ФС с разрезной тарельчатой пружинной и с обратной ее установкой (см. рис. 5.6). Двухдисковые ФС будут применяться лишь в тех случаях, когда при заданных габаритах однодисковая конструкция не обеспечивает надежную передачу заданного крутящего момента двигателя.

На мощных промышленных тракторах более перспективными являются ФС, работающие в масле.

Для удовлетворения требованиям экологии намечается замена фрикционных накладок на асбестовой основе безасбестовыми полимерными и порошковыми фрикционными.

Коробка передач, увеличители крутящего момента, ходоуменьшители и раздаточные коробки

6.1. Назначение, требования и классификация коробок передач

Коробка передач (КП) позволяет изменять общее передаточное число трансмиссии. Устанавливается только на тракторах с ДВС и располагается обычно между сцеплением и центральной передачей трансмиссии.

Необходимость применения КП обусловлена тем, что трактор в процессе эксплуатации должен агрегатироваться с большим комплексом машин- орудий, имеющих широкий диапазон тяговых сопротивлений и допустимых скоростей 0,05...11,1 м/с (0,2...40 км/ч) их движения. При этом желательно, чтобы двигатель работал в оптимальном режиме (85...95%) загрузки, при котором работа МТА наиболее производительна и экономична.

Как этого достигнуть с помощью КП достаточно подробно рассмотрено в разд. 4.1.

Кроме того, КП позволяет трактору иметь передачи заднего хода, как вспомогательные - при комплектации МТА, так и основные - технологические, для промышленных, садово-огородных и иных МТА. Благодаря нейтральной передаче КП, когда ее входной вал вращается, а выходной неподвижен, обеспечивается длительная стоянка трактора при работающем двигателе. Она необходима для работы трактора в стационарных условиях с использованием привода ВОМ или приводного шкива.

Коробки передач классифицируются, в первую очередь, по способу изменения передаточного числа. Они бывают бесступенчатые, ступенчатые и комбинированные.

Бесступенчатые КП позволяют в определенном диапазоне передаточных чисел иметь любое значение, что позволяет МТА работать в наиболее благоприятном режиме.

Ступенчатые КП позволяют в заданном диапазоне передаточных чисел иметь определенное число постоянных значений, выбранных исходя из наиболее производительной и экономичной работы МТА на каждой из них.

Комбинированные КП применяют в тех случаях, когда необходимо бесступенчатое регулирование передаточных чисел, но их за-

данный диапазон выше возможностей обычных бесступенчатых КП. В этом случае применяют комбинацию двух КП: ступенчатая с небольшим числом передач охватывает весь диапазон передаточных чисел, а в полученных интервалах работа МТА обеспечивается бесступенчатой КП.

Коробки передач обычно классифицируются по способу преобразования крутящего момента на механические, гидравлические, электрические и комбинированные.

Бесступенчатые КП по этому признаку подразделяются на механические (фрикционные-тороидные, клиноременные и импульсно-инерционные), гидравлические (гидродинамические и гидрообъемные), электрические и комбинированные (аналогично способу изменения передаточного числа).

Ступенчатая КП по этому признаку является механической, в которой преобразование крутящего момента происходит в шестеренной передаче с ограниченным числом возможных их сочетаний.

В зависимости от способа управления КП бывают с ручным управлением, полуавтоматические и автоматические.

При ручном управлении все операции по изменению передаточного числа КП производятся за счет мускульной силы тракториста, приложенной к рычажно-тяговой системе управления.

При полуавтоматическом управлении часть операций производится с использованием посторонних источников энергии (гидравлической или электромагнитной), что значительно упрощает и облегчает труд тракториста.

При автоматическом управлении все операции по выбору оптимального передаточного числа КП производятся автоматически, без участия тракториста. Этот автоматизм достигается за счет свойств преобразователя крутящего момента (гидродинамического или электрического) бесступенчатой КП или с помощью следящих устройств и бортовых компьютеров. Последние осуществляют подбор и дают команду для установки необходимого передаточного числа ступенчатой или комбинированной КП.

Не зависимо от общих требований, предъявляемых к узлам и агрегатам трансмиссии трактора, все КП должны отвечать двум основным эксплуатационным требованиям:

иметь достаточный диапазон передаточных чисел для работы трактора (соответствующего назначения) в необходимых для него тягово-скоростных режимах;

иметь возможность выбора передаточных чисел для наиболее производительной и экономичной работы МТА при оптимальной загрузке его двигателя.

Конструкции КП во многом определяются назначением тракторов, их тяговыми классами, характером эксплуатационных нагрузок и показателями комплексов агрегируемых машин - орудий. Наибольшее число машин - орудий агрегируется с сельскохозяйственными колесными и гусеничными тракторами, работающими в относительно установившихся режимах нагрузки. Значительно меньшее число видов оборудования агрегируется с промышленными тракторами - не более трех - пяти видов, а на особо мощных - не более двух (отвал и рыхлитель). Причем, работа промышленных МТА имеет в основном циклический характер, с большими амплитудами тяговых нагрузок (от нуля до максимума) и повышенной скоростью заднего хода для цикла отката.

Не последнюю роль в применяемости типов КП имеют также их конструктивная простота, надежность в работе, технологичность и стоимость производства.

Анализ современного отечественного и зарубежного тракторостроения указывает на преимущественное применение ступенчатых КП на большинстве сельскохозяйственных тракторов и ряде промышленных, особенно в малых и средних тяговых классах. В большинстве промышленных тракторов применяются комбинированные гидромеханические передачи, где наряду с гидротрансформаторами обязательно имеются ступенчатые диапазонные КП. Гидрообъемные и электрические трансмиссии, в которых практически не используются диапазонные КП, применяются в весьма ограниченных количествах, причем последние - только в особо мощных промышленных тракторах. Бесступенчатые - механические КП практически не применяются ввиду недостаточной их надежности.

Таким образом, в современном тракторостроении ступенчатые КП продолжают занимать доминирующее положение, как основные, так и диапазонные - в гидромеханических передачах.

6.2. Ступенчатые коробки передач

Ступенчатые КП представляют собой редукторы с набором валов и цилиндрических (прямозубых или косозубых) зубчатых колес. Последние вводятся во временные силовые связи для получения необходимого передаточного числа между входным и выходным валом.

Благодаря этому, при постоянстве крутящего момента и частоты вращения входного вала КП на его выходном можно иметь ограниченный ряд различных их значений, необходимых для рациональной работы МТА.

В ступенчатой шестеренной КП необходимо отметить три режима ее работы:

1) *нейтральной передачи*, когда двигатель работает, сцепление включено, входной вал вращается, а трактор стоит - разомкнута силовая связь между шестернями КП, передающими крутящий момент от входного к выходному валу (этот режим работы КП характерен для времени пуска двигателя и перед началом включения передачи для движения трактора; он также необходим для кратковременных остановок МТА при совершении им технологических операций, или для стационарной его работы с отбором мощности на ВОМ или приводной шкив);

2) *режим переднего хода* для выполнения технологических операций МТА (сильно отличается по частоте воздействия на органы управления КП у сельскохозяйственных и промышленных тракторов);

3) *режим заднего хода*, когда в КП включают передачи, изменяющие направление вращения выходного вала (для большинства сельскохозяйственных тракторов этот режим играет второстепенную роль, хотя и необходимую; для промышленных тракторов в большинстве случаев он играет такую же роль, как и передний ход).

Классификацию ступенчатых КП можно провести по следующим характерным признакам:

- по способу образования шестеренной передачи;
- по способу зацепления шестерен;
- по методу переключения передач;
- по способу управления;
- по расположению валов КП относительно продольной оси трактора;
- по конструктивной компоновке;
- по кинематической схеме.

По способу образования шестеренной передачи КП бывают с неподвижными осями валов, с вращающимися осями (планетарные) и комбинированные. В настоящее время большинство отечественных сельскохозяйственных и промышленных тракторов имеют КП с неподвижными осями валов. Планетарные передачи в отечественных тракторах пока имеют ограниченное применение, только как элементы отдельных устройств трансмиссии - увеличитель крутящего момента (УКМ), ходоуменьшитель, механизм ре-

верса. В зарубежном тракторостроении достаточно широко применяются планетарные КП, особенно на промышленных тракторах, однако они конструктивно сложнее и дороже в производстве. Если в КП применены оба способа образования передачи, то ее называют комбинированной.

По способу зацепления шестерен КП бывают с подвижными шестернями (каретками) и с шестернями постоянного зацепления. Принципиальные схемы элементов зацепления шестерен в нейтральном положении приведены на рис. 6.1.

На рис. 6.1,*а* включение передачи производится продольным перемещением каретки 2 (в данном случае двухвенцовой, для образования двух различных передач) по шлицам вала 1 до полного ее зацепления с одной из шестерен 4, неподвижно закрепленных на параллельном валу 3.

На рис. 6.1,*б,в* и *г* показаны три варианта блокировки свободно вращающихся шестерен постоянного зацепления с валом для включения передачи.

На рис. 6.1,*б* включение передачи производится продольным перемещением зубчатой муфты 3, установленной на зубчатом венце 4 вала 1, до полного ввода ее в зацепление с аналогичными венцами на ступицах свободно вращающихся шестерен 2 или 5.

На рис. 6.1,*в* включение передачи производится с помощью синхронизатора. Принцип работы синхронизатора заключается в том, что его зубчатая муфта 6 вала 1 может входить, в зацепление с зубчатыми венцами ступиц свободно вращающихся шестерен 2 или 7 только после предварительного выравнивания их угловых скоростей с валом муфты. Это достигается посредством сил трения в контакте конусных поверхностей ступиц и прижимного кольца 3, имеющего упругую связь с поводковым устройством 4 муфты 6. После чего при дальнейшем приложении осевого усилия к поводковому устройству 4 преодолевается сопротивление пружинных фиксаторов 5 и последующее включение передачи происходит легко и безударно.

На рис. 6.1,*г* включение передачи происходит с помощью многодисковых фрикционных муфт M_1 и M_2 (чаще всего с гидравлическим нажимным механизмом), общий наружный барабан 3 которых соединен с валом 1, а их внутренние барабаны закреплены на ступицах блокируемых свободно вращающихся шестерен 2 и 4.

В планетарных КП применяют только шестерни постоянного зацепления. Здесь переключение передач осуществляется тормозами и многодисковыми фрикционными муфтами. При применении в трансмиссии трактора планетарных КП и КП с неподвижными осями валов,

где переключение передач осуществляется с помощью многодисковых фрикционных муфт, в ряде случаев можно исключить применение сцепления.

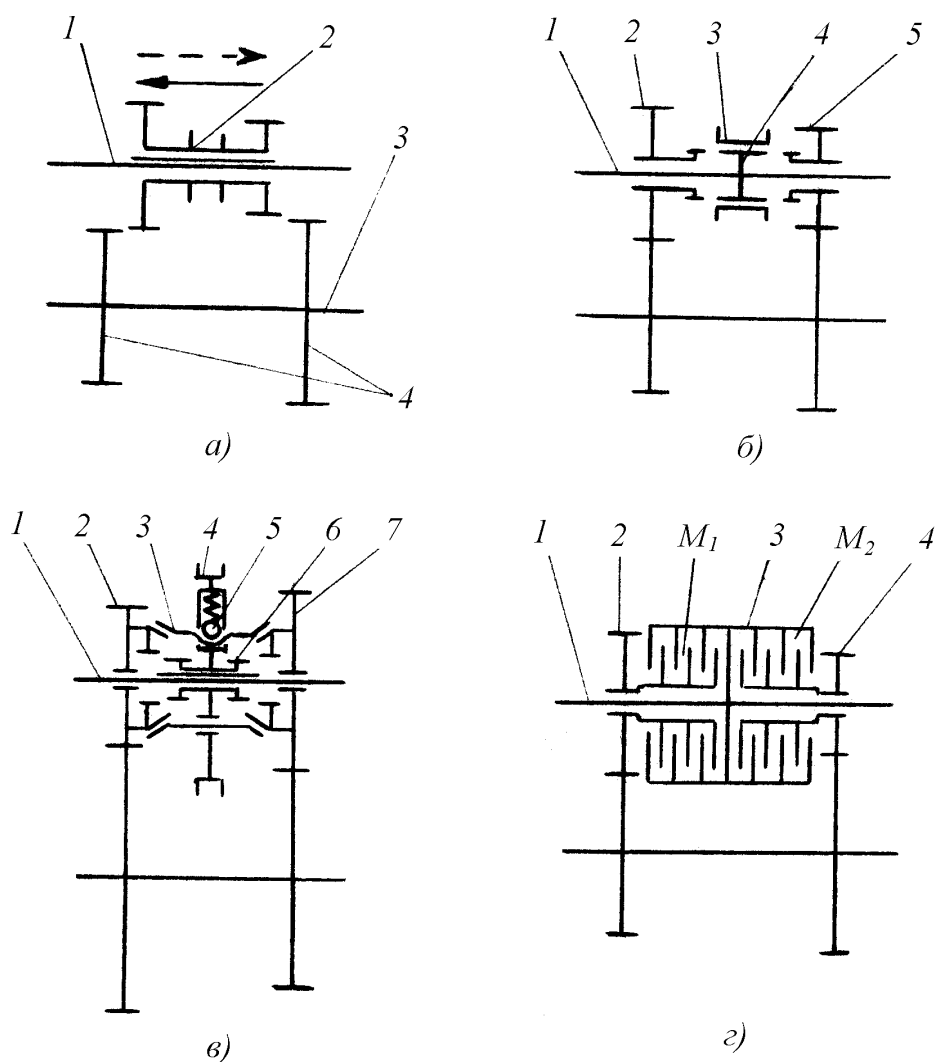


Рис. 6.1. Принципиальные схемы элементов зацепления шестерен в КП

По методу переключения передач КП подразделяются на переключаемые с остановкой трактора (с разрывом потока мощности) и без его остановки (без разрыва потока мощности или с кратковременным разрывом, не прекращающим вращение валов). В первом случае включение передачи обязательно при неподвижных валах и последующем разгоне МТА с места на любой передаче. Такие КП обычно выполняют с каретками и блокировочными муфтами (рис. 6.1,а и рис. 6.1,б). Во втором случае КП выполняются с элементами переключения, представленными на рис. 6.1,в и рис. 6.1,г, или планетарного типа.

Современные КП обеспечивают получение от 5 до 36 и более передач переднего хода, что связано с разнообразием работ, выполняемых, главным образом, универсальными тракторами. Все передачи подразделяются на четыре диапазона, характерные для назначения трактора: основной (рабочий), резервный, транспортный и технологический (замедленный, иногда называемый рассадочно - посадочный).

О с н о в н о й д и а п а з о н служит для выполнения главных сельскохозяйственных или других работ, требующих высоких значений силы тяги на крюке трактора при допустимом буксовании его движителей и эксплуатационной нагрузке двигателя близкой к номинальной. В этом диапазоне скоростей трактор работает наибольшее время эксплуатации. Число передач в данном диапазоне зависит от типа и назначения трактора: обычно 3-7 и больше.

Р е з е р в н ы й д и а п а з о н передач (не более двух) служит для получения повышенных тяговых усилий примерно на 20...25% больше, чем на основном диапазоне. Он необходим для преодоления больших тяговых сопротивлений в экстремальных условиях эксплуатации МТА.

Т р а н с п о р т н ы й д и а п а з о н (1-8 передач) имеет передачи, позволяющие МТА двигаться в различных условиях профиля дороги и ее покрытия.

Т е х н о л о г и ч е с к и й д и а п а з о н необходим для выполнения работ, требующих стабильных небольших технологических скоростей движения МТА, особенно в сельскохозяйственном производстве и для тракторов трубоукладчиков. Число передач в этом диапазоне наибольшее - достигает 12-16. Следует отметить, что в этом диапазоне не всегда удается полностью использовать мощность двигателя трактора, несмотря на оптимальные варианты комплектации МТА.

Количество передач заднего хода обычно одна-две, но встречается и большее их число, вплоть до полностью реверсивных КП, когда число передач вперед и назад одинаковое.

П о с п о с о б у у п р а в л е н и я КП бывают с механическим, гидравлическим и электромагнитным механизмами переключения передач. Если в КП переключение передач производится с остановкой трактора или без его остановки, но с синхронизаторами, то обычно применяется управляемая вручную механическая рычажная система с тягами перемещающими каретку или блокировочные муфты. Чтобы исключить возможность переключения передач на ходу в КП с оста-

новкой трактора иногда применяют специальное блокировочное устройство, действующее совместно со сцеплением.

Два других способа управления применяются, как уже отмечалось, в КП с переключением передач на ходу посредством многодисковых фрикционных муфт с дистанционным управлением. Если в КП применены оба метода переключения передач, то, как правило, переключение диапазонов производится рычажно-тяговой системой, а переключение передач внутри диапазона - блокировочными фрикционными муфтами.

По расположению валов относительно продольной оси трактора КП подразделяются на продольные и поперечные. Последние чаще всего применяются на колесных тракторах малых тяговых классов 0,6 и 0,9, что позволяет уменьшить их продольную базу, увеличив, тем самым, их маневренность, и упростить центральную передачу их трансмиссий, заменяя коническую пару шестерен на цилиндрическую.

По конструктивной компоновке различают следующие КП:

выполненные в виде самостоятельного агрегата (модуля), картер которого фланцем присоединен к передней стенке корпуса заднего моста трактора или вставлен внутрь его (если КП выполнена планетарной) со стороны его задней стенки;

установленные в переднем отдельном отсеке общего корпуса заднего моста и выполненные вместе с другими агрегатами трансмиссии в общем корпусе заднего моста. Последняя компоновка характерна для КП с поперечными валами.

По кинематической схеме КП подразделяются на *двухвальные* (однопарные), *трехвальные* (двухпарные), *составные* и *специальные*. Следует отметить, что термины двух и трехвальные КП относятся только к способу получения передач основного диапазона, КПД которых желательно иметь максимально высоким. Для получения передач других диапазонов и заднего хода в этих КП обычно имеются дополнительные валы и пары шестерен, снижающие КПД передачи. Входной и выходной валы этих КП обычно называют первичным и вторичным.

В двухвальной КП поток мощности от первичного к параллельному вторичному валу всегда передается только через одну работающую пару шестерен, образующую необходимую передачу. Поэтому такую КП называют еще однопарной.

В трехвальной КП при получении основных передач поток мощности от первичного вала вначале передается через дополни-

тельную пару шестерен постоянного зацепления к промежуточному валу и от него к параллельному вторичному валу через соответствующую пару шестерен, как в двухвальной КП. Таким образом в трехвальной КП силовой поток на основных передачах всегда передается через две пары шестерен, почему ее и называют также двухпарной. В КП с продольными валами и соосным расположением первичного и вторичного валов есть возможность их замыкания и получения прямой передачи с передаточным числом равным единице. Для трактора она обычно является транспортной, а не основной.

КП подобного типа с прямой передачей очень компактна и нашла широкое применение в автомобилях, где число передач значительно меньше, чем на тракторах. Если в трехвальной КП передняя пара шестерен постоянного зацепления выполнена конической, то она превращается в КП с поперечными валами.

С о с т а в н ы е К П представляют собой комбинации двухвальных, трехвальных и планетарных КП, которые соединяют последовательно для увеличения общего передаточного числа и числа передач. Располагаются они или последовательно по продольной оси трактора в одном общем корпусе, или в отдельных картерах, фланцуемых друг к другу. Иногда составные КП komponуются комбинацией двухвальных КП, выполненных на параллельных валах в одном общем картере. Во всех случаях одна из КП является главной, посредством которой устанавливаются передачи внутри заданного их диапазона, а другая или другие КП являются редукторными, предназначенными для выбора необходимого диапазона передач. К составным КП следует отнести и КП с комбинированным способом образования шестеренной передачи.

С п е ц и а л ь н ы е К П имеют кинематические схемы, отличные от рассмотренных. К ним следует относить и разнообразные схемы планетарных КП.

6.3. Принципиальные кинематические схемы и работа коробки передач с неподвижными осями валов

Конструкции КП определяются назначением трактора, номинальным тяговым усилием (тяговым классом), характером эксплуатационных нагрузок и показателями комплексов агрегатируемых машин - орудий. Анализ современных конструкций КП показывает, что большинство из них являются составными комбинациями из более

простых двухвальных и трехвальных КП, схемы которых приведены ниже.

Следует отметить, что на всех рассматриваемых схемах КП управляющие каретки или блокировочные муфты показаны при нейтральном их положении (на нейтральной передаче).

Простейшая схема двухвальной КП (рис. 6.2,а) с разрывом потока мощности при их переключении состоит из первичного вала 1 и вторичного 9. К валу 1 мощность от двигателя подводится обычно через сцепление, а выходной конец вала 9 в большинстве случаев имеет ведущую коническую шестерню 8 центральной передачи трансмиссии. На шлицах первичного вала 1 установлены подвижные двухвенцовая каретка 2 для получения второй (влево по стрелке) и третьей (вправо по стрелке) передачи и одновенцовая каретка 4 для получения первой (влево по стрелке) передачи и заднего хода (вправо по стрелке). Правый выступающий шлицевой хвостовик 5 может быть приводом зависимого ВОМ. На вторичном валу 9 неподвижно установлены ведомые шестерни передач переднего хода: первой 11, третьей 12 и второй 13, в зацепление с которыми вводятся зубчатые венцы кареток для получения необходимой передачи, и ведомая шестерня 10 заднего хода.

Перемещение кареток по шлицам первичного вала 1 осуществляется отдельной рычажно-тяговой системой ручного управления КП, которая позволяет фиксировать в зацеплении только одну пару шестерен, образующую необходимое передаточное число. Необходимо отметить, что в подобных конструкциях КП возможно применение только прямозубых цилиндрических шестерен.

Шестерни и валы размещаются внутри картера 3 КП, в отверстиях стенок и перегородок которого установлены соответствующие подшипники опор валов или дополнительных осей. В отечественных тракторах в основном применяются литые чугунные картеры КП. В зарубежных конструкциях широко применяются также более легкие и прочные литейные материалы (алюминиевые сплавы).

Опорами первичного вала, как правило, являются радиальные шариковые подшипники, нагруженные в основном радиальными силами. Опоры вторичного вала более сложные, так как в большинстве случаев они воспринимают не только радиальные усилия, действующие на них при передаче крутящего момента, но и осевое усилие действующее от конической пары центральной передачи.

Для получения передачи заднего хода между валами КП вводят дополнительную шестеренную передачу, изменяющую направление вращения ее вторичного вала при неизменном вращении первичного

вала. Это может быть шестерня или блок из двух шестерен одного или разных диаметров, находящихся в постоянном зацеплении с ведомой шестерней, закрепленной на вторичном валу.

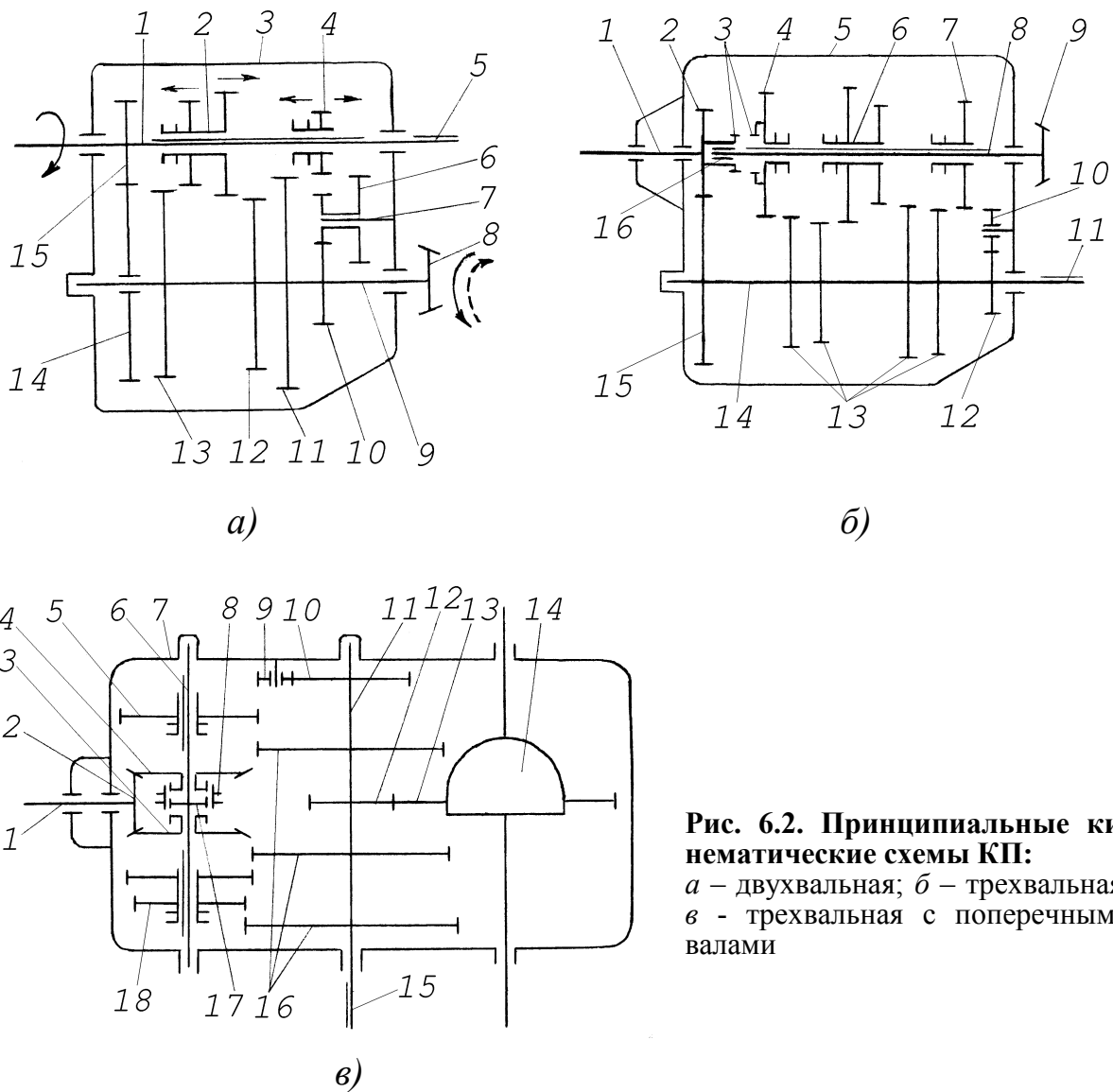


Рис. 6.2. Принципиальные кинематические схемы КП:
а – двухвальная; *б* – трехвальная;
в – трехвальная с поперечными валами

В первом случае эту шестерню обычно называют “паразитной”, так как она не влияет на передаточное число заднего хода, определяемое только отношением диаметров начальных окружностей ведомой шестерни на вторичном валу и зубчатого венца на каретке первичного вала.

Во втором случае при разных диаметрах шестерен блока передаточное число заднего хода определится как произведение передаточных чисел двух пар шестерен, находящихся в зацеплении. В рассматриваемой схеме КП задний ход получается при введении каретки 4 в контакт с блоком шестерен 6, находящимся в постоянном зацеплении с ведомой шестерней 10 вторичного вала. Блок 6 установлен на подшипниках закрепительной оси 7.

В данной кинематической схеме двухвальной КП показано практически минимальное число передач - три вперед и одна - назад. На практике число передач не превышает шести, так как при их увеличении возрастает длина валов и их прогиб при передаче крутящего момента. Это ведет к нарушению зацепления шестерен и ухудшению работы подшипниковых узлов, а в итоге - к снижению долговечности КП. Повышение жесткости валов путем увеличения их диаметров приводит к нежелательному резкому увеличению материалоемкости КП.

В двухвальной КП при оптимальном межосевом расстоянии между ними наибольшее передаточное число передачи (первой или резервной) обычно не превышает трех. При его дополнительном увеличении неизбежен рост диаметра ведомой шестерни и межосевого расстояния между валами (при минимально допустимом диаметре зубчатого венца каретки из условий его прочности и нормального зацепления с ведомой шестерней), что также ведет к повышению габаритов КП и ее материалоемкости.

Смазывание трущихся деталей данной КП осуществляется маслом, заливаемым в ее картер и последующим его разбрызгиванием венцами вращающихся ведомых шестерен при движении трактора. Для смазывания деталей КП при стационарной работе МТА, когда вторичный вал неподвижен, в ряде конструкций применяют специальные маслоразбрызгивающие шестерни, кинематически связанные с первичным валом. Один из этих вариантов показан на приводимой схеме КП, где свободно вращающаяся на валу 9 ведомая маслоразбрызгивающая шестерня 14 имеет постоянный привод от ведущей шестерни 15 вала 1.

Достоинствами двухвальных КП являются: конструктивная простота и высокий механический КПД, так как при передаче мощности в зацеплении участвует только одна пара шестерен.

Недостатками двухвальных КП являются: невозможность получения более 5-6 передач переднего хода, вследствие повышенного прогиба валов, и малый диапазон передаточных чисел, ограниченный межосевым расстоянием валов. Вследствие этого они в настоящее время имеют ограниченное применение как самостоятельные КП, но часто используются как один из редукторов составной КП. При этом очень часто они выполняются с шестернями постоянного зацепления (см. рис. 6.1,б - г).

Простейшая схема трехвальной КП (рис. 6.2,б) с разрывом потока мощности при их переключении и продольным расположением валов состоит из соосно расположенных первичного 1 и вторичного

8 валов и промежуточного вала 14. Валы 1 и 14 соединены парой цилиндрических шестерен постоянного зацепления - ведущей 2 и ведомой 15, образующих передаточное число первой ступени КП. На конце вала 8 обычно установлена или выполнена за одно с ним ведущая коническая шестерня 9 центральной передачи трансмиссии.

На промежуточном валу 14 жестко закреплены ведущие шестерни 13 переднего хода. В зацепление с ними входят зубчатые венцы ведомых кареток вторичного вала 8, образуя тем самым передаточные числа второй ступени данной КП. На промежуточном валу 14 закреплена и ведущая шестерня 12 передачи заднего хода, находящаяся в постоянном зацеплении с одновенцовой "паразитной" шестерней 10.

На шлицах вторичного вала 8 установлены типовые одновенцовая 7 и двухвенцовая 6 каретки и комбинированная одновенцовая каретка 4 с зубчатой блокировочной полумуфтой 3. Последняя при перемещении каретки 4 влево входит в зацепление с зубчатой полумуфтой в торце первичного вала, образуя тем самым прямую передачу мощности от вала 1 к валу 8. Так как передаваемая мощность минует шестеренные передачи, то следовательно, КПД передачи наивысший. Их обычно называют КП автомобильного типа.

Передний подшипник 16 (обычно роликовый) вала 8 установлен в расточке торца вала 1 и нагружен только радиальными силами. Остальные опоры валов установлены в отверстиях стенок или специальных перегородок картера 5 аналогично креплению валов двухвальной КП. В некоторых конструкциях трехвальных КП с целью устранения консольного крепления шестерни 2 и облегчения работы переднего подшипника 16 вала 8 исключают прямую передачу и выполняют отдельные опоры конца вала 1 и начала вала 8, тем более что на тракторах прямая передача не относится к основному (рабочему) их диапазону.

В данной кинематической схеме трехвальной КП можно получить пять передач (включая прямую) переднего хода и одну заднего.

Смазывание деталей КП производится разбрызгиванием масла, залитого в ее картер, шестернями промежуточного вала 14, который всегда вращается при работающем двигателе и включенном сцеплении независимо от режима работы МТА. Шлицевой хвостовик 11 вала 14 может использоваться как привод зависимого ВОМ.

Простейшая схема трехвальной КП с поперечным расположением валов, полным реверсированием всех передач и конструктивной компоновкой в общем корпусе заднего моста трактора, представлена на рис. 6.2,в.

Наиболее интересным элементом схемы является механизм реверса передач, позволяющий промежуточному валу *б* вращаться в разные стороны при постоянном направлении вращения первичного вала *1*. Он состоит из ведущей конической шестерни *2*, находящейся в постоянном зацеплении с двумя одинаковыми ведомыми коническими шестернями *3* и *4*, свободно установленными на валу *б* и вращающимися в противоположные стороны. На ступицах этих шестерен имеются зубчатые венцы, аналогичные зубчатому венцу *17* вала *б*, на котором установлена подвижная зубчатая муфта *8*, блокирующая вал с любой из вышеуказанных шестерен. На схеме показано положение муфты *8* для движения трактора вперед. При замыкании вала *б* с шестерней *3* трактор будет двигаться назад. Перемещение муфты *8* производится отдельным рычагом управления реверсом.

Соединение одновенцовой *5* и двухвенцовой *18* кареток с ведомыми шестернями *16* вторичного вала *11* аналогично рассмотренному выше.

В аналогичных КП с полным реверсированием всех передач переднего хода иногда, как показано на схеме, выполняется одна отдельная передача заднего хода. Она осуществляется перемещением каретки *5* в зацепление с “паразитной” шестерней *9*, находящейся в постоянном зацеплении с ведомой шестерней *10* заднего хода на валу *11*. Применение данной передачи объясняется удобством управления КП одним рычагом для передач как переднего хода, так и заднего. При полностью реверсивной КП без дополнительной задней передачи для получения заднего хода трактористу приходится одновременно манипулировать двумя рычагами управления - реверса и КП, что вызывает определенное неудобство. Поэтому в приведенной схеме показаны три передачи: вперед и назад и одна противоположного направления.

Компоновка поперечно расположенных валов *б* и *11* в общем корпусе *7* трансмиссии облегчает выполнение центральной передачи цилиндрическими шестернями - ведущей *12* и ведомой *13*, установленной на корпусе дифференциала *14*. Шлицевый хвостовик *15* вала *11* может быть боковым приводом синхронного ВОМ.

Следует отметить также облегченные условия работы конической пары, образующей передаточное число первой ступени КП, это - более стабильный нагрузочный и скоростной режим, что позволяет в большинстве случаев отказаться от периодических регулировок зацепления шестерен до их окончательной выбраковки.

Смазывание деталей КП производится разбрызгиванием масла, находящегося в корпусе.

Подобного типа КП применяются на легких колесных универсальных тракторах, которые по характеру работы в МТА должны длительное время и при разных тяговых нагрузках двигаться задним ходом, при этом, как правило, сидение и рулевое управление также должны быть реверсивными.

Достоинствами трехвальных КП являются:

значительно больший, чем у двухвальных диапазон передаточных чисел, так как на основных рабочих передачах всегда участвуют две пары шестерен;

высокий КПД на прямой (транспортной) передаче;

отсутствие необходимости в маслоразбрызгивающей паре шестерен;

конструктивно более простое выполнение центральной передачи с цилиндрической парой шестерен в трехвальных КП с поперечными валами, чем у конической пары двухвальной КП.

Недостатками трехвальных КП являются:

более низкий КПД на рабочих передачах, так как в зацеплении находятся две пары шестерен, вместо одной у двухвальной;

невозможность получения более 5-6 передач переднего хода ввиду повышенного прогиба валов;

повышенный износ подшипника передней опоры вторичного вала, расположенного в расточке торца первичного вала при работе трактора на основных рабочих передачах. При включенной прямой передаче указанный подшипник не вращается, но на этой транспортной передаче трактор работает, как правило, не более 12...15% всего времени его эксплуатации.

Составные КП имеют структурные схемы, представленные на рис. 6.3. На схеме, показанной на рис. 6.3,а, впереди установлен редуктор P с двумя передачами ($n=2$) для выбора диапазонов работы трактора, а за ним - основная КП с четырьмя передачами переднего хода внутри выбранного их диапазона и одной заднего ($n_{zx}=1$). Общее число передач переднего и заднего хода определяется произведением чисел соответствующих видов передач в КП и P : восемь передач переднего хода ($n_{nx}=8$) и две передачи заднего ($n_{zx}=2$).

В зависимости от компоновки трансмиссии в составной КП впереди может быть установлена основная КП, а за ней - выходной редуктор P (рис. 6.3,б), но результат будет такой же, как и в первой схеме ($n_{nx}=8$; $n_{zx}=2$).

На схеме, представленной на рис. 6.3,в, редуктор P имеет $n_{nx}=3$ и $n_{zx}=1$. Общее число передач переднего хода $n_{nx}=12$, а заднего $n_{zx}=4$.

На схеме, представленной на рис. 6.3,2, показан пример применения одновременно двух редукторов P_1 ($n_{nx}=3$; $n_{zx}=1$) и P_2 ($n=2$), что дает возможность получить $n_{nx}=24$ и $n_{zx}=8$.

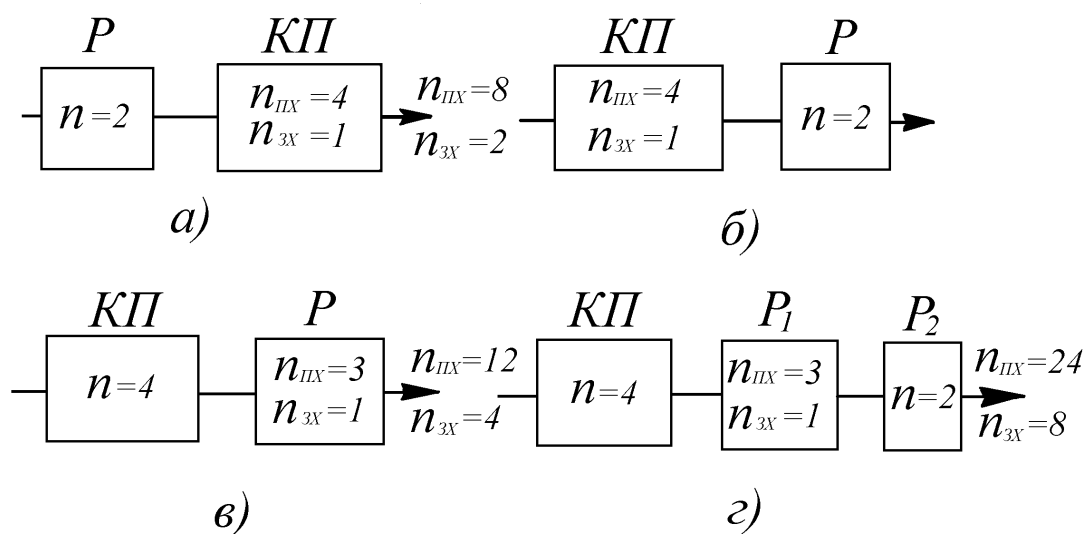


Рис. 6.3. Структурные схемы составных КП

Элементарные кинематические схемы составных КП и компоновки их основных узлов представлены на рис. 6.4. На рис. 6.4,а представлена схема составной КП, состоящая из входного двухступенчатого редуктора A , выполненного по трехваль-ной схеме, и основной коробки B , выполненной по двухвальной схеме с тремя передачами вперед и одной назад. В данной схеме вторичный вал 1 редуктора A , является передним концом первичного вала коробки B , а соответствующие вторичный вал 2 коробки B и промежуточный вал 3 редуктора A имеют опоры в стенках редукторов.

В данной схеме можно получить шесть передач вперед и две назад. Так как редуктор A выполнен с ускоряющей передачей, то основные рабочие передачи составной КП осуществляются при включении прямой передачи редуктора, чтобы в зацеплении участвовала только одна пара шестерен коробки B , чем и обеспечивается высокий КПД рабочих передач. Для получения передач с меньшей тягой на крюке трактора и транспортных в редукторе A передача осуществляется через две пары шестерен, что снижает КПД этих передач.

На рис. 6.4,б приведена схема составной КП, выполненной в одном общем корпусе 3 , с использованием трех параллельных валов: первичного 1 , промежуточного 6 и вторичного 8 . Валы 1 и 6 представляют собой входной двухвальный редуктор диапазонов передач с шестернями постоянного зацепления, блокируемых посредством зубчатых подвижных муфт 12 . Шестерни 2 и 11 обеспечивают получение трех передач переднего хода, а шестерни $4, 5$ и 7 - заднего. Валы 6 и 8

также представляют собой двухвальную четырехступенчатую КП с шестернями 9 постоянного зацепления, которые блокируются с валом 8 посредством многодисковых фрикционных муфт 10 с гидронажимным механизмом. Следовательно, в данной схеме составной КП можно получить двенадцать передач переднего хода и четыре заднего. При этом внутри установленного диапазона переключение передач осуществляется без остановки трактора.

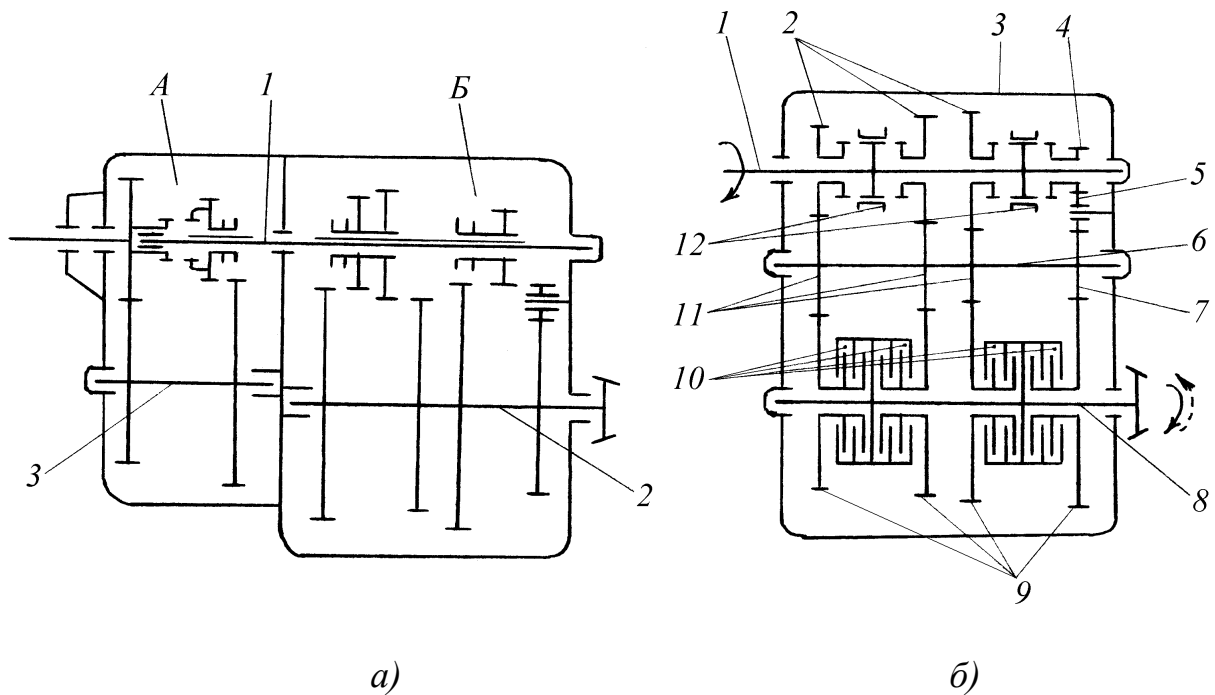


Рис. 6.4. Кинематические схемы составных КП

В качестве примера рассмотрим составную КП тракторов МТЗ-80/82 (рис. 6.5). Она включает двухступенчатый редуктор и основную КП, которые обеспечивают получение 18-ти передач вперед и четырех назад. Основная КП - девятискоростная, состоит из первичного 1, промежуточного 22 и вторичного 12 валов, а также вала 25 пониженных передач и передач заднего хода, расположенных в корпусе 11. На вторичном валу 12 установлена ведущая шестерня 13 центральной передачи. Внутри промежуточного вала 22 проходит вал 14 привода независимого ВОМ.

Редуктор состоит из двухвенцовой шестерни-каретки 16, которая может входить в зацепление с шестерней 7 вторичного вала или с внутренними зубьями шестерни 15, свободно установленной на промежуточном валу 22 и находящейся в постоянном зацеплении с неподвижной шестерней 10 вторичного вала. Зацепление шестерен 16 и 7 дает первую ступень редуктора, а шестерен 16, 15 и 10 - вторую.

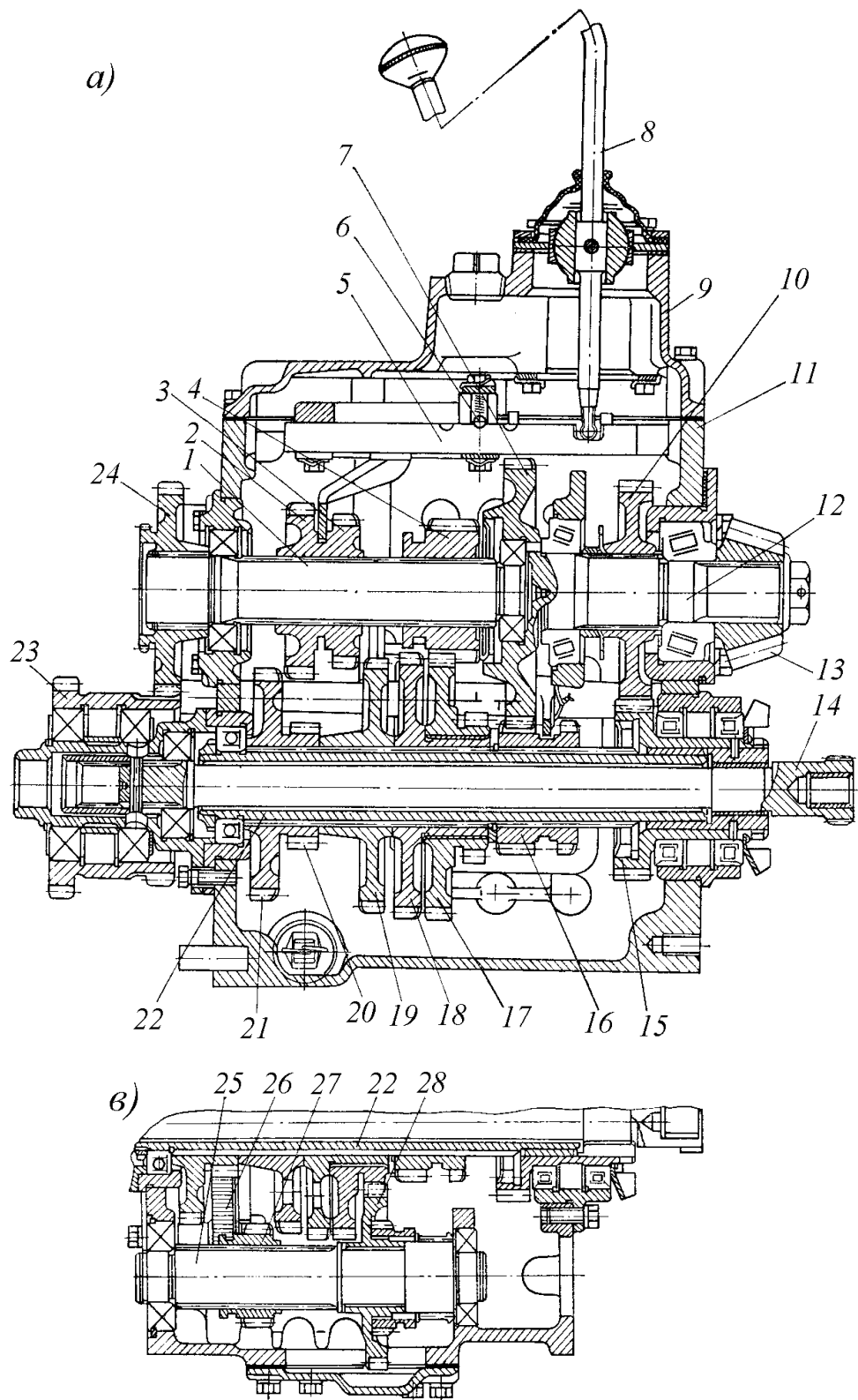
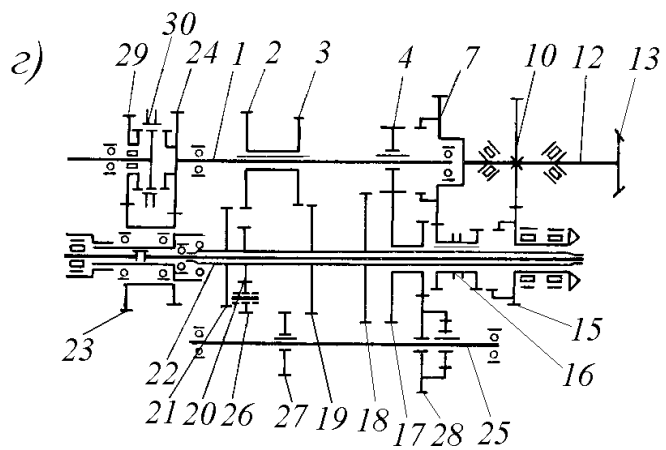
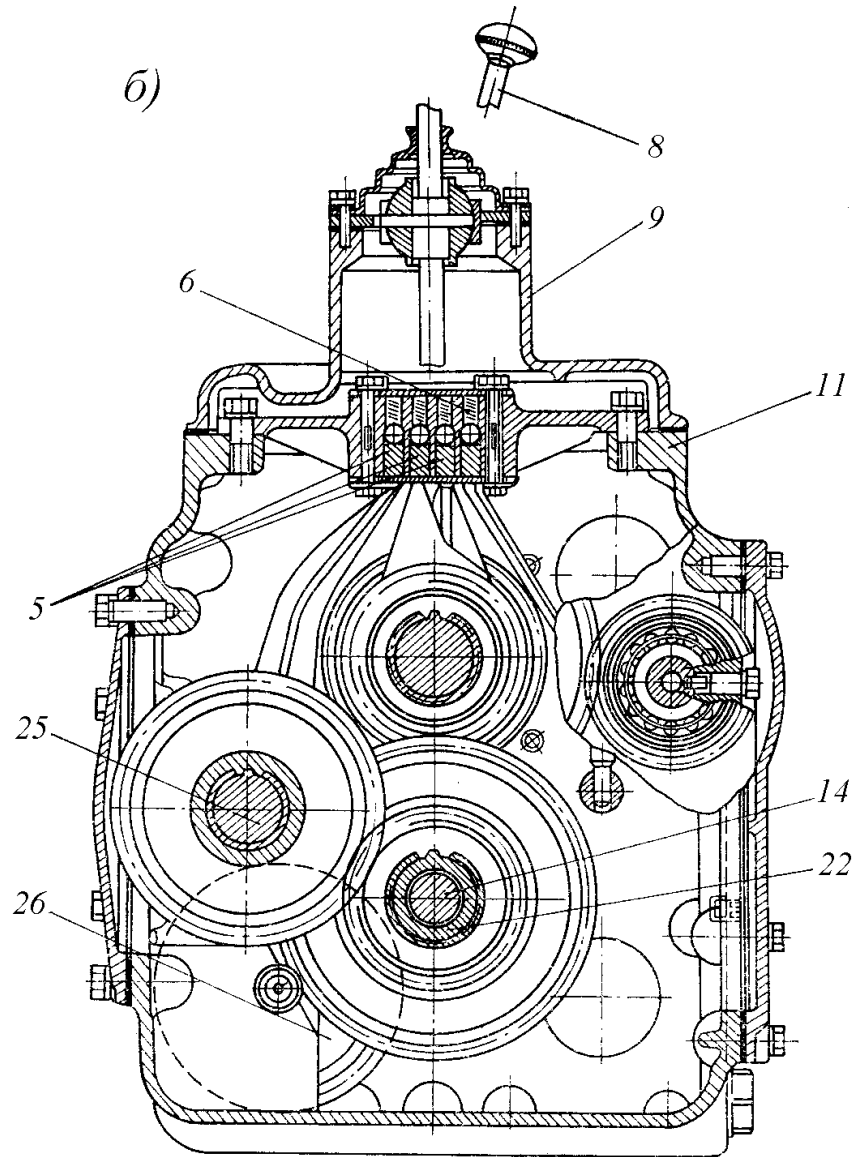


Рис. 6.5. Составная КП
a - продольный разрез; *б* - поперечный разрез; *в* - разрез
г - кинемати



тракторов МТЗ - 80/82:
 по валу пониженных передач и передач заднего хода;
 ская схема

На шлицах первичного вала *1* имеются подвижные шестерни-карейки *2*, *3* и *4*, которые могут входить в зацепление соответственно с шестернями *21*, *19* и *18*, неподвижно установленными на промежуточном валу *22*, и обеспечивать три передаточных числа. С промежуточного вала момент передается через первую или вторую ступень редуктора. В результате число передач удваивается. В рассматриваемой схеме КП (рис. 6.5,з) передачи с третьей по восьмую получаются по схеме трехвальной КП.

На первой и второй передачах и передачах заднего хода момент с первичного вала *1* на вторичный вал *12* передается через вал *25* пониженных передач. При этом момент с шестерни *4* через двухвенцовую шестерню *17*, свободно установленную на промежуточном валу *22*, передается на шестерню *28*, которая находится в постоянном зацеплении с малым венцом шестерни *17*. Далее с вала *25* момент передается на промежуточный вал *22* и через редуктор на вторичный вал *12*. Для получения первой и второй передач каретка *27* вводится в зацепление с шестерней *19*, а двух передач заднего хода - с промежуточной шестерней *26*. Последняя находится в постоянном зацеплении с шестерней *20*.

Девятая передача получается введением в зацепление шестерни *4* с внутренними зубьями шестерни *7* (прямая передача). Переключение передач производится рычагом *8*, перемещающим ползуны *5*, которые удерживаются от самопроизвольного передвижения фиксаторами *6* в крышке *9*.

Понижающий редуктор (см. рис. 6.5,з), установленный перед основной КП, удваивает число передач. Он состоит из двух пар шестерен *29*, *24* и *23* и зубчатой муфты *30*. Когда муфта вводится в зацепление с шестерней *24*, момент передается без изменения (прямая передача), при введении в зацепление с шестерней *29* получается пониженная передача.

На тракторах МТЗ-80/82 может быть также установлен двухступенчатый планетарный ходоуменьшитель, позволяющий получать дополнительно четыре пониженные передачи переднего и четыре заднего хода.

6.4. Планетарные коробки передач

Планетарной передачей называется шестеренный механизм, в котором хотя бы одна из шестерен (сателлит) имеет ось, вращающуюся вокруг центральной оси. Образующим элементом такой пере-

дачи является планетарный ряд, состоящий из двух соосных центральных шестерен разных диаметров, сателлитов, находящихся в постоянном зацеплении с ними и водила - держателя осей сателлитов, вращающегося соосно с центральной осью. В зависимости от вида центральных шестерен, планетарный ряд бывает с внутренним, внешним или смешанным их зацеплением. Центральную шестерню с внешним зацеплением обычно называют солнечной, а с внутренним - эпициклом.

Наиболее часто применяют смешанное зацепление, позволяющее при ограниченных геометрических размерах планетарного ряда получать большие передаточные числа.

Для того чтобы планетарный ряд мог передавать крутящий момент, трансформируя его, необходимо: затормозить один из трех его основных элементов - одну из шестерен (кроме сателлитов) или водило; к одному из оставшихся подвести энергию, а от последнего отводить ее. При этом в зависимости от компоновки ряда будем иметь ускоряющую или понижающую передачу и разные направления вращения выходного вала. Если же мы заблокируем между собой два любых элемента ряда, то он будет работать как редуктор с передаточным числом, равным единице.

Выбирая необходимые сочетания рядов, создают сложные схемы планетарных коробок передач (ПКП) с необходимым числом передач.

Управляются ПКП остановочными ленточными или многодисковыми фрикционными тормозами и блокировочными многодисковыми муфтами, как правило, с гидравлическим поджатием. Переключение передач в большинстве случаев производится без остановки трактора, что в ряде случаев, как указывалось, исключает необходимость применения в нем сцепления. Подобная система управления ПКП позволяет ее относительно легко автоматизировать. Однако для получения определенной передачи этот механизм должен обладать только одной степенью свободы. Все остальные должны быть сняты путем наложения определенных связей, включением необходимых тормозов и блокировочных муфт.

Число степеней свободы любой ПКП равняется числу необходимых связей, которые должны быть наложены для включения выбранной передачи, плюс единица. Вследствие этого одним из классификационных признаков ПКП является число степеней свободы, определяющее число необходимых ограничений для ее нормальной работы. Если для включения какой-либо передачи необходимо воздействовать на один элемент управления (включить один тормоз или

один фрикцион), то такая ПКП имеет две степени свободы. Для ПКП с тремя степенями свободы для включения передачи необходимо одновременно воздействовать на два элемента управления (два тормоза, два фрикциона или на тормоз и фрикцион).

Основные сведения о работе планетарного ряда. Для знакомства с основными свойствами наиболее распространенного планетарного ряда со смешанным зацеплением шестерен, рассмотрим его кинематическую схему, план скоростей при заторможенном эпицикле и схему сил (рис. 6.6).

Обозначим буквенными индексами названия элементов ряда, а цифровыми их назначение: a - солнечная шестерня; b - водило; c - эпицикл; $1, 2$ и 3 - соответственно ведущий, ведомый и тормозной элементы. Буквенные или цифровые обозначения при параметрах ряда, показывают, к какому элементу они относятся.

На рис. 6.6, a солнечная шестерня a_1 - ведущая, водило b_2 - ведомый элемент, а эпицикл c_3 - тормозной элемент. Кинематическая связь между элементами планетарного ряда лучше всего определяется графическим способом. Он наглядно показывает план окружных скоростей элементов ряда и дает приблизительные результаты при определении передаточных чисел системы. Для этого необходимо в произвольном масштабе вычертить схему ряда (рис. 6.6, a), а несколько сбоку ее, на горизонтали наметить центр ее оси - точка O (рис. 6.6, b) и восстановить из нее перпендикуляр, спроецировав на него полюса зацепления зубьев шестерен p_a и p_c , и центра оси сателлита - p_b . Тогда расстояния R_a , R_c , R_b и r_b - радиусы соответственно начальной окружности солнечной шестерни и эпицикла, окружности вращения оси сателлита вокруг центральной оси и его начальной окружности.

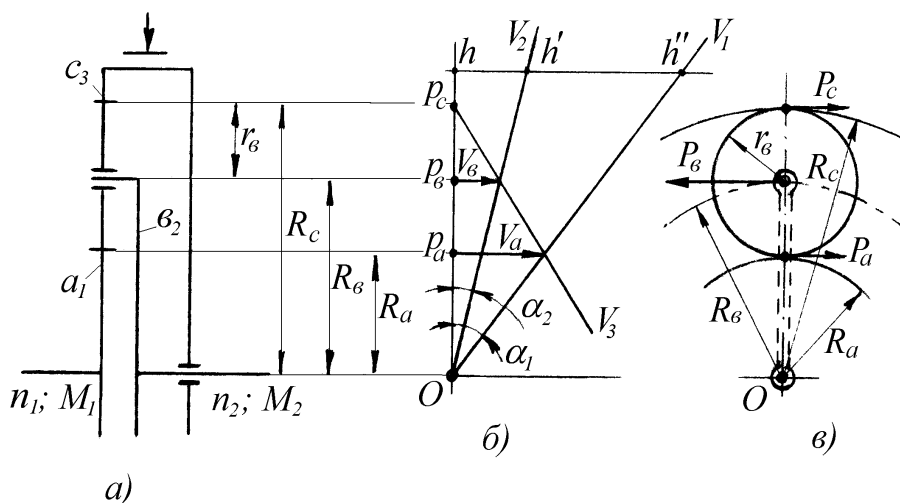


Рис. 6.6. Планетарный ряд со смешанным зацеплением шестерен:
 a - кинематическая схема; b - план скоростей; $в$ - схема сил, действующих на элементы ряда

Так как частота вращения n_1 ведущего вала обычно известна, то можно определить и окружную скорость V_a , вектор которой откладываем из полюса p_a . Такую же скорость имеет и спутник в полюсе p_a . Соединив прямой центр O с концом вектора V_a получаем луч V_1 , являющийся планом абсолютных скоростей точек солнечной шестерни. Согласно схеме эпицикл c_3 заторможен, тогда окружная скорость спутника в полюсе p_c равна нулю. При заторможенной эпициклической шестерне C_3 луч V_1 – план абсолютных скоростей точек солнечной шестерни; луч V_2 – план скоростей водила; луч V_3 – план скоростей спутника при его вращении вокруг полюса p_c . Проведя из полюса p_c прямую через конец вектора V_a получаем луч V_3 – план абсолютных скоростей точек спутника и вектор V_6 абсолютной скорости оси спутника, закрепленной на водиле. Соединив центр O с концом вектора V_6 получаем план скоростей водила – луч V_2 (при вращении его вокруг центральной оси).

Из плана скоростей видно, что при повороте солнечной шестерни на угол α_1 , водило повернется только на угол $\alpha_2 < \alpha_1$. Отсюда следует, что отрезки hh' и hh'' , отсекаемые на произвольной горизонтальной прямой лучами V_1 и V_2 , пропорциональны частотам вращения водила и солнечной шестерни. Тогда передаточное число данного планетарного ряда представится как $u = n_1/n_2 = hh''/hh' > 1$.

Следовательно, данная схема планетарного ряда представляет собой понижающий редуктор.

Спутник планетарного ряда участвует одновременно в двух движениях: относительном (вокруг оси водила) и переносном (совместно с водилом вокруг центральной оси). Абсолютная скорость его вращения известна, так как она равна окружной скорости солнечной шестерни в полюсе p_a , а его относительная скорость V_{60} пропорциональна отрезку $h'h''$. Разделив V_{60} спутника на его радиус r_6 , можно найти угловую скорость ω_{60} и частоту вращения n_{60} , которая лимитирует работоспособность подшипников качения спутников. Частота вращения спутника n_{60} не должна превышать при работе на режиме холостого хода 10000 мин^{-1} , а под нагрузкой – 6000 мин^{-1} . При больших значениях n_{60} происходит разрушение сепаратора подшипника.

Силы и моменты, действующие на элементы планетарного ряда при установившемся движении, определяются исходя из условия равновесия спутника (рис. 6.6,в):

$$P_c + P_a = P_6 \quad \text{и} \quad P_a r_6 = P_c r_6.$$

Тогда

$$P_6 = 2P_a = 2P_c.$$

Если крутящий момент M_1 - известен, то момент на водиле M_2 определяется как

$$M_2 = M_1 u,$$

где u - передаточное число ряда.

Определение передаточного числа планетарного ряда сложнее, чем для обычной шестеренной передачи с неподвижными осями валов. Это связано с тем, что оно зависит от режима работы элементов планетарного ряда. Но неизменным компонентом любой формулы для его определения является постоянная величина характеристики планетарного ряда

$$K = Z_c / Z_a,$$

где Z_c и Z_a - число зубьев соответственно эпицикла и солнечной шестерни.

Для рассматриваемого примера

$$u = 1 + K.$$

Для работы планетарного ряда, как редуктора с передаточным числом $u = 1$ необходимо заблокировать любые два его звена посредством блокировочного фрикциона. При этом необходимо учитывать, какую пару звеньев заблокировать, чтобы его момент трения был наименьшим. Для рассматриваемого ряда при прямом блокировании солнечной шестерни a_1 с водилом b_2 моменты на входном и выходном валах одинаковы. Тогда момент трения блокировочного фрикциона

$$M_\phi = M_1 = M_2.$$

Две другие схемы блокирования ряда представлены на рис. 6.7. При блокировке солнечной шестерни с эпициклом (рис. 6.7,а) фрикционом Φ его момент трения

$$M_\phi = M_1 K / (K + 1).$$

Здесь момент передаваемый через блокировочный фрикцион M_ϕ меньше ведущего момента M_1 .

Если заблокировать эпицикл и водило (рис. 6.7,б), то

$$M_\phi = M_1 K.$$

В данном случае момент M_ϕ , передаваемый через блокировочный фрикцион, больше ведущего момента M_1 и размеры его будут больше, чем в предыдущем примере.

При определении КПД планетарной передачи необходимо отметить, что передача в нем мощности осуществляется двумя потоками: при переносном движении (вращение всей системы с водилом) и относительном (вращение отдельных звеньев механизма внутри системы относительно водила). В первом случае потери происходят только в подшипниках центральной оси, которыми можно пренебречь, а во

втором - при вращении шестерен и в полюсах зацепления, которые значительно выше потерь в подшипниках. Поэтому при создании ПКП стремятся, чтобы больший поток энергии передавался при переносном движении и меньший - при относительном. В этом случае КПД передачи значительно больше.

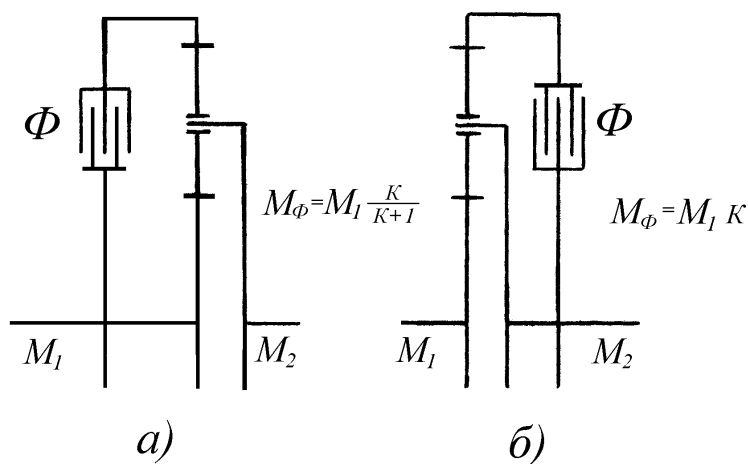
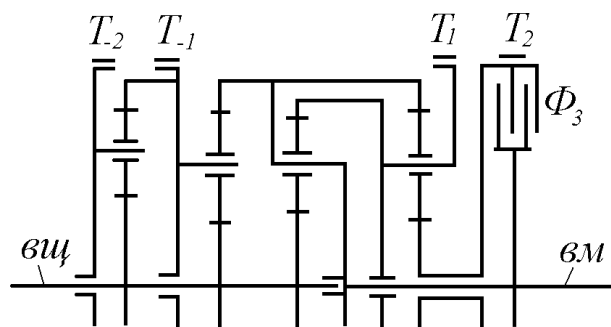


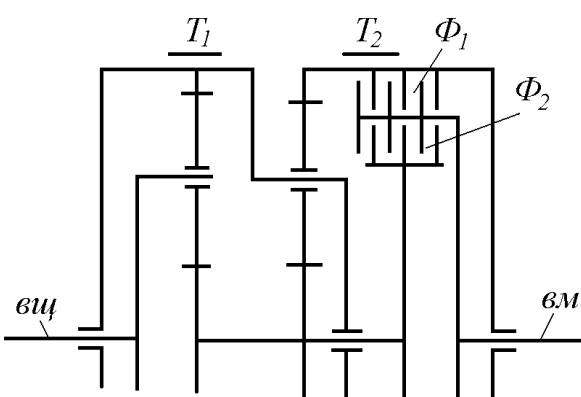
Рис. 6.7. Схемы блокирования планетарного ряда со смешанным зацеплением шестерен

Принципиальные схемы ПКП с двумя и с тремя степенями свободы. На рис. 6.8,*а* представлена схема ПКП с двумя степенями свободы. Для включения передачи необходимо воздействовать на один элемент управления (включить один тормоз T или один фрикцион Φ). Для включения первой или второй передачи переднего хода необходимо соответственно включить тормоз T_1 или T_2 . Третья (прямая) передача включается блокировочным фрикционом Φ_3 , который блокирует все звенья ПКП (звенья ПКП вращаются как одно целое). Первая и вторая передачи заднего хода получаются соответственно включением тормоза T_1 и T_2 . В данной схеме для получения пяти передач (трех переднего хода и двух заднего) используются четыре планетарных ряда и пять элементов управления (четыре тормоза и один фрикцион).

Рассмотрим схему ПКП с тремя степенями свободы (рис. 6.8,*б*). Такая схема содержит два планетарных ряда и четыре элемента управления (два тормоза T_1 и T_2 и два фрикциона Φ_1 и Φ_2) и обеспечивает получение трех передач переднего хода и одной заднего. Для включения какой - либо передачи необходимо воздействовать сразу на два элемента управления (табл. 6.1), указанные знаком “+”.



а)



б)

Рис. 6.8. Схемы планетарных КП:

а – с двумя степенями свободы; б - с тремя степенями свободы

6.1. Включение элементов управления в ПКП

Передача	Включаемые элементы			
	T_1	T_2	Φ_1	Φ_2
<i>I</i>	-	-	+	+
<i>II</i>	-	+	-	+
<i>III</i>	+	-	-	+
<i>ЗХ</i>	+	-	+	-

Вариант кинематической схемы составной ПКП, имеющей десять передач переднего хода и две заднего, показан на рис. 6.9. Схема включает четыре планетарных ряда со смешанным зацеплением шестерен. Планетарный ряд *I* с тормозом T_1 и блокировочным фрикционным Φ_1 представляет собой входной двухскоростной редуктор с прямой передачей (ПКП с двумя степенями свободы). Планетарные ряды *II*, *III* и *IV* составляют ПКП с тремя степенями свободы, обеспечи-

вающую получение пяти передач переднего хода и одной заднего. Включение любой передачи осуществляется одновременным включением трех управляющих механизмов - тормозов T и фрикционов Φ . В табл. 6.2 включаемые элементы управления указаны знаком "+".

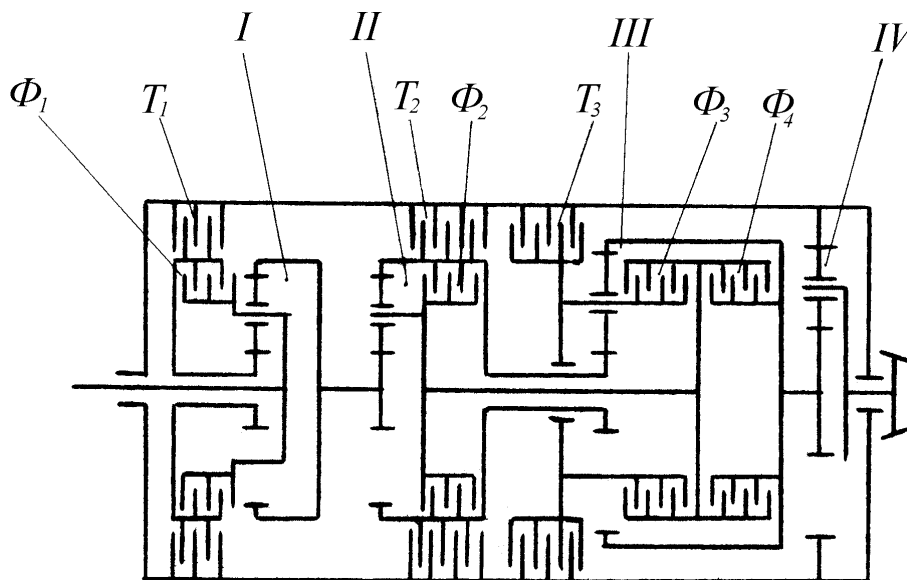


Рис. 6.9. Схема составной планетарной КП

6.2. Включение элементов управления в составной планетарной КП

Передача		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	3X ₁	3X ₂
Входной редуктор	T ₁			+	+			+	+		+		+
	Ф ₁	+	+			+	+			+		+	
Основная коробка передач	T ₂					+	+	+	+				
	Ф ₂									+	+	+	+
	T ₃	+	+	+	+							+	+
	Ф ₃		+		+		+		+	+	+		
	Ф ₄	+		+		+		+					

Встречаются конструкции ПКП, в которых число полых соосных валов, соединяющих последовательно расположенные ряды, может быть и большим. Такую компоновку соосных полых валов обычно называют "слоистостью" валов и предпочтение отдают схемам с меньшей "слоистостью".

ПКП по сравнению с КП с неподвижными осями валов отличаются более высоким КПД, благодаря передачи части энергии в переносном движении без потерь в зацеплении шестерен; подшипники

центральных звеньев разгружены от радиальных сил; меньшими габаритными размерами и массой; меньшей нагруженностью деталей планетарной КП, что повышает ее долговечность и снижает требования к качеству применяемых материалов.

Недостатками ПКП являются: повышенная требовательность к точности изготовления и сборки ее деталей и большее их число; большая конструктивная сложность; трудность обеспечения работы в условиях низких температур; склонность к возбуждению крутильных колебаний из-за больших вращающихся масс.

6.5. Механизмы управления коробками передач

Механизмы управления КП служат для включения передачи, ее переключения в зависимости от меняющихся условий работы трактора и ее выключения - перевода в режим нейтральной передачи. Их конструкция зависит от метода переключения передач - с остановкой трактора (с разрывом потока мощности) или без его остановки (без разрыва или с кратковременным разрывом потока мощности).

В первом случае *механизм управления КП служит:*

для установки шестерен - кареток или жестких блокировочных муфт (при наличии шестерен постоянного зацепления) в рабочее или нейтральное положение;

их фиксации от осевых перемещений;

предотвращения их самопроизвольного включения или выключения;

предотвращения одновременного включения двух передач.

В последнем случае в кинематической цепи КП получается внутренний замкнутый контур, при попытке вращения которого произойдет резкое возрастание напряжений на зубьях шестерен, в блокировочных муфтах и валах, приводящие их к поломке. Механизм управления представляет собой механическую рычажно-тяговую систему, управляемую мускульной силой тракториста.

Во втором случае в КП установлены только шестерни постоянного зацепления, а их блокировка может осуществляться тремя способами: с использованием синхронизаторов или фрикционных многодисковых муфт с гидроподжатием (для КП с неподвижными осями валов) или аналогичных фрикционных муфт и тормозов (для ПКП). В двух последних случаях гидравлическое управление КП состоит в подаче масла под давлением в бустер необходимой муфты или тормоза

и его отводе из них при их разблокировании, а также в предотвращении самопроизвольного их включения и выключения.

Механизмы управления ступенчатыми коробками передач.
 Принципиальные схемы механизмов управления КП рычажно-тяговой системы и отдельных ее элементов показаны на рис. 6.10. Осевое передвижение шестерен-кареток 16 или жестких блокировочных муфт и муфт синхронизаторов производится управляющими

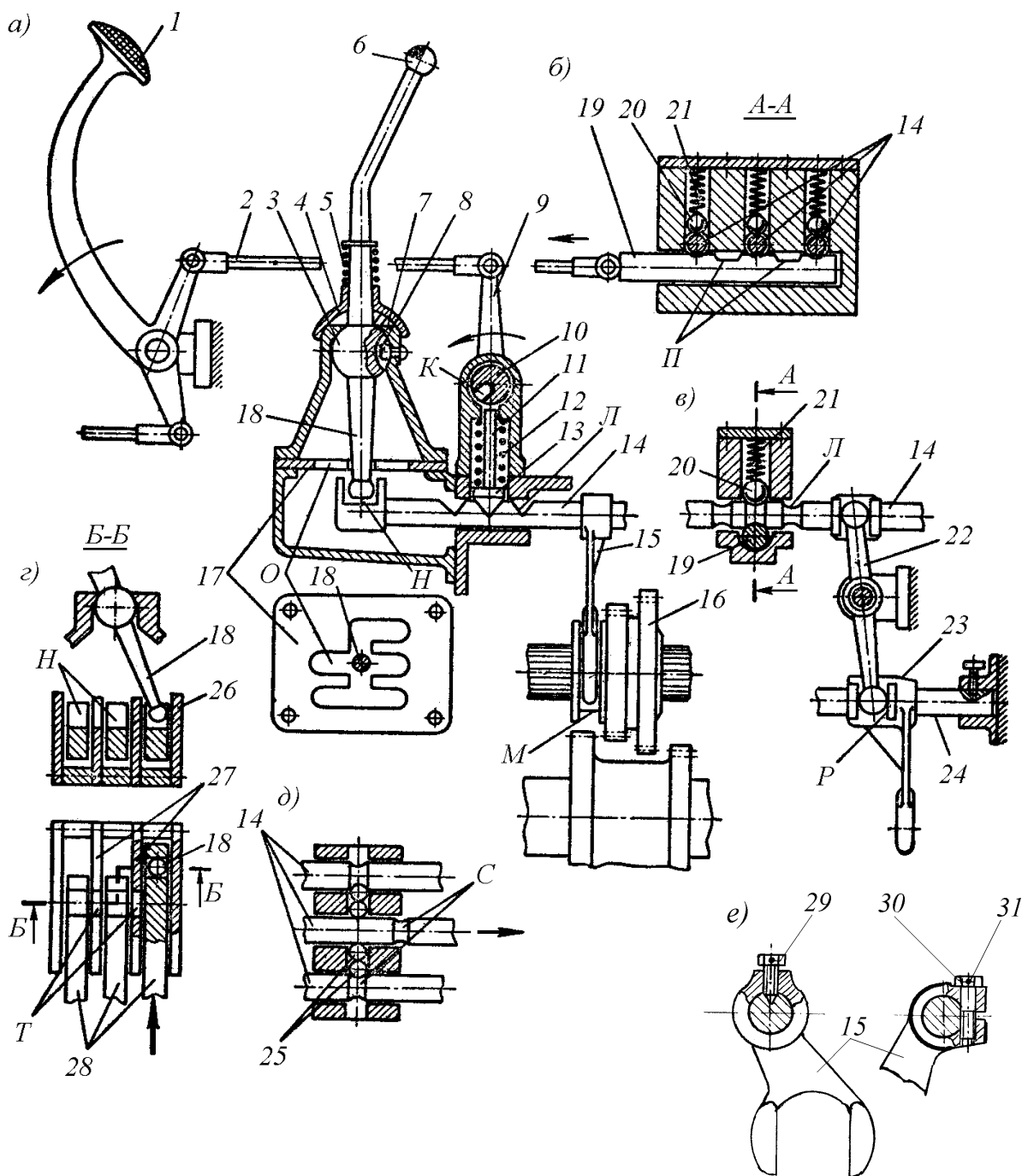


Рис. 6.10. Принципиальные схемы механизмов управления КП

вилками 15, которые вводятся в кинематическую связь с рычагом 18 управления КП. Концы вилки 15, как правило, входят в кольцевую проточку *M* на наружной поверхности каретки 16 (или блокировочной муфты), не мешая ее вращению, но ограничивая ее осевое перемещение по валу, фиксируя тем самым включенное или нейтральное ее положение. Вилки 15 в большинстве случаев жестко связаны с цилиндрическими 14 или прямоугольными 28 (рис. 6.10,з) ползунами. На ползунах имеются специальные прямоугольные пазы *H*, в которые вводится конец короткого плеча управляющего рычага 18. Внешний, более длинный и удобно расположенный к трактористу конец рычага обычно имеет пластмассовую головку *b* для удобства управления.

Встречаются конструкции (рис. 6.10,в), когда каретка находится в глубине КП и прямую ее связь с ползуном осуществить сложно. Тогда применяют промежуточный двухплечий рычаг 22. В этом случае обычно на головке вилки 23 делают фрезерованный боковой паз *P*, посредством которого рычаг 22 перемещает ее по неподвижной направляющей оси 24. Необходимо отметить, что подобное перемещение головки вилки по направляющей оси иногда применяется для непосредственного ее соединения с рычагом управления КП или с промежуточным прямоугольным ползуном.

Жесткое соединение управляющей вилки 15 с цилиндрическим ползуном (рис. 6.10,е) осуществляется чаще всего посредством фиксирующего болта 29 или стяжного фиксирующего болта 30. Болты обычно стопорятся проволокой 31. Управляющие вилки с прямоугольными ползунами обычно соединяются стыковой электросваркой.

Число внешних рычагов управления КП зависит от ее кинематической схемы, но обычно не превышает двух. В продольно расположенных двух- и трехвальных КП применяют только один рычаг, а в поперечно расположенных трехвальных КП с реверсированием передач, в составных и специальных - два рычага (один для переключения передач в диапазоне, а другой для установления диапазона передач в редукторе).

Наиболее распространен рычаг управления с шаровым шарниром (рис. 6.10,а), образованном шаровым утолщением 3 рычага 18 и сферическим гнездом 7 поддерживающей колонки. Штифт 8, входящий из колонки в вертикальный паз утолщения 3, предотвращает осевое вращение рычага 18, но позволяет устойчивое его продольное и поперечное качание для управления ползунами. Сферический колпак 4 и пружина 5 обеспечивают плотную защиту шарового шарнира от пыли и грязи. Иногда сверху колпака устанавливают защитный гофриро-

ванный резиновый чехол для лучшей защиты внутренней полости КП от проникновения внутрь абразива и влаги.

При нейтральной передаче пазы H ползунов 14 и 28 располагаются в одной поперечной плоскости, чтобы нижний конец рычага 18 мог свободно перемещаться из одного паза в другой при его поперечном качении. Поэтому, прежде чем завести двигатель трактора необходимо убедиться в том, что рычаг 18 управления имеет возможность свободного поперечного качания, что свидетельствует о нейтральной передаче. Для включения передачи необходимо боковым перемещением рычага 18 ввести его нижний конец в зацепление с необходимым ползуном. Затем, двигая рычаг 18 вперед или назад, переместить его с вилкой 15 до полного зацепления включаемой пары шестерен на полную ширину зубчатого венца или блокировочной муфты.

Чтобы исключить одновременное перемещение двух соседних ползунов перемещение рычага 18 часто происходит по направляющим прорезям O пластинчатых кулис 17 в пределах, необходимых для включения каждой передачи. Обычно кулиса 17 устанавливается под шаровой опорой, но встречается ее установка и сверху последней. Широко в качестве кулисы применяют и неподвижные разделительные планки 27 (рис. 6.10,з) с прямоугольным боковым пазом T , установленные между прямоугольными ползунами 28 вилок включения. При "нейтральной передаче" пазы H и T соответственно ползунов 28 и планок 27 совпадают и нижний конец рычага 18 имеет возможность свободного поперечного качания до упоров в боковые ограничительные планки 26 , не имеющие пазов.

При включении передачи нижний конец рычага 18 вместе с пазом ползуна смещается относительно пазов T на разделительных планках, как показано на схеме, что исключает одновременность перемещения двух ползунов. Иногда для этой цели применяют блокирующие замки (рис. 6.10,д), состоящие из двух шариков 25 , расположенных с небольшим зазором в боковых соосных отверстиях между каждой парой цилиндрических ползунов 14 . При нейтральной передаче они находятся против полукруглых проточек C ползунов 14 . При включении какой - либо передачи передвигающийся ползун сдвигает шарики 25 , зажимая последними кольцевые проточки C смежных ползунов, блокируя возможность их перемещения, как показано на схеме.

Для закрепления кареток 16 (или соответствующих блокировочных муфт) в рабочих положениях, а также для предотвращения их самопроизвольного выключения при работе трактора их ползуны 14 и

28 удерживаются пружинными фиксаторами. Для этого фиксаторы чаще всего выполняются в виде ступенчатого стержня 11 (рис. 6.10,а) с нижней конусной головкой 13, которая под действием пружины 12, постоянно прижата к ползуну. Иногда фиксатором служит шарик 20 (рис. 6.10,б), поджимаемый пружиной 21.

Когда при осевом перемещении ползуна конусная головка 13 фиксатора (или шарик 20) под действием пружины полностью войдет в соответствующую выточку L ползуна, этим зафиксируется определенное положение каретки 16 (или соответствующей блокировочной муфты) включенной или нейтральной передачи. Поэтому число выточек L равно двум или трем, причем одна средняя - для образования нейтральной передачи. Расстояние между выточками L равны или кратны необходимым ходам кареток (муфт) в зависимости от их кинематической связи с ползунами.

Для включения или переключения передач тракторист должен приложить усилие к рычагу 18 и сдвинуть ползун 14 или 28, выжимая при этом фиксатор из выточки L , и перемещать рычаг до тех пор, пока фиксатор вновь не опустится в смежную выточку, что будет соответствовать включенной или выключенной передаче. При этом обычно слышен щелчок фиксатора.

Однако наличие только пружинных фиксаторов не является еще полной гарантией предотвращения самопроизвольного выключения передачи, особенно при передаче повышенных моментов. С течением времени усилие пружин ослабевает, а в связи с неравномерностью износа зубьев шестерен возможно возникновение осевого усилия на вилках 15, которое далее передается на ползуны 14 и 28, стремясь сдвинуть последние, отжимая пружинный фиксатор. Кроме того, пружинный фиксатор не может предотвратить выкрашивание зубьев шестерен при попытках переключения передач с неполностью выключенным сцеплением. Вследствие этого в ряде механизмов управления КП применяются блокировочные устройства, связанные с управлением сцепления.

Наиболее часто этот механизм (рис. 6.10,а) состоит из блокировочного валика 10, располагаемого над концами стержней 11 фиксаторов, управляемого системой рычагов 9 и тяг 2 от педали 1 сцепления. На валике 10 имеется продольный паз K или местные сверления, лежащие в поперечных плоскостях, проходящих через ось фиксаторов. При включенном сцеплении, как показано на схеме, концы стержней 11 упираются в цилиндрическую поверхность валика 10, что исключает возможность их подъема, а следовательно, и переключения передач.

При полностью выключенном сцеплении валик *10* повернут в положение, когда продольная плоскость паза *K* совпадает с продольной плоскостью осей фиксаторов и последние могут подниматься при переключении передач. Иногда (рис. 6.10,б) блокировочный валик *19* имеет не вращательное движение, а осевое. В этом случае ползуны *14* блокируются непосредственно цилиндрической частью валика *19*, как показано на схеме. При выключении сцепления последний сместится в положение, когда его фрезерованные участки *П* не будут препятствовать перемещению ползуну *14*, то есть переключению передач.

Гидравлические механизмы переключения передач без остановки трактора. При переключении передач без остановки трактора, как указывалось выше, чаще всего применяют многодисковые фрикционные муфты с гидроподжатием. На рис. 6.11,а показана наиболее распространенная двухбарабанная фрикционная муфта с гидроподжатием для управления двумя передачами.

Две гидроподжимные фрикционные муфты установлены в кольцевых расточках ведущего барабана *10*, закрепленного на шлицах ведущего вала *A*. С двух сторон каждого барабана расточены соосные кольцевые полости - цилиндры и направляющие ступицы, на которых установлены поршни - нажимные диски *8*. Сопряжение поршень - цилиндр уплотнено внутренним резиновым кольцом *15* и наружным разрезным обычно чугунным кольцом *9*. В торцах барабана *10* прорезан ряд продольных пазов (обычно восемь), в которые входят наружные шлицы ведущих стальных дисков *12*. Такие же шлицы выполнены на внешней кромке поршня *8*, предотвращающие его проворачивание в цилиндре.

В промежутках между ведущими дисками установлены ведомые диски *13* с накладками из порошкового фрикционного материала и внутренними шлицами. Диски *13* устанавливаются на шлицах ступиц соответствующих шестерен *4* и *17* постоянного зацепления, свободно вращающихся на двух шарикоподшипниках *2*. Последние установлены на промежуточных шлицевых втулках *1* вала *A*, разделены дистанционным кольцом *18* и фиксированы относительно шестерен стопорными кольцом *3*. Сквозные сверления *B* между шлицами служат для лучшей смазки поверхностей трения муфт.

Внутренняя кольцевая полость цилиндра, в которую подается масло для включения передачи, называется бустером *Д*. Включение муфты происходит под давлением масла, поступающего в бустер из распределительного устройства (на схеме не показано) по продольным *B* и радиальным *Г* сверлениям вала *A*. Под давлением масла про-

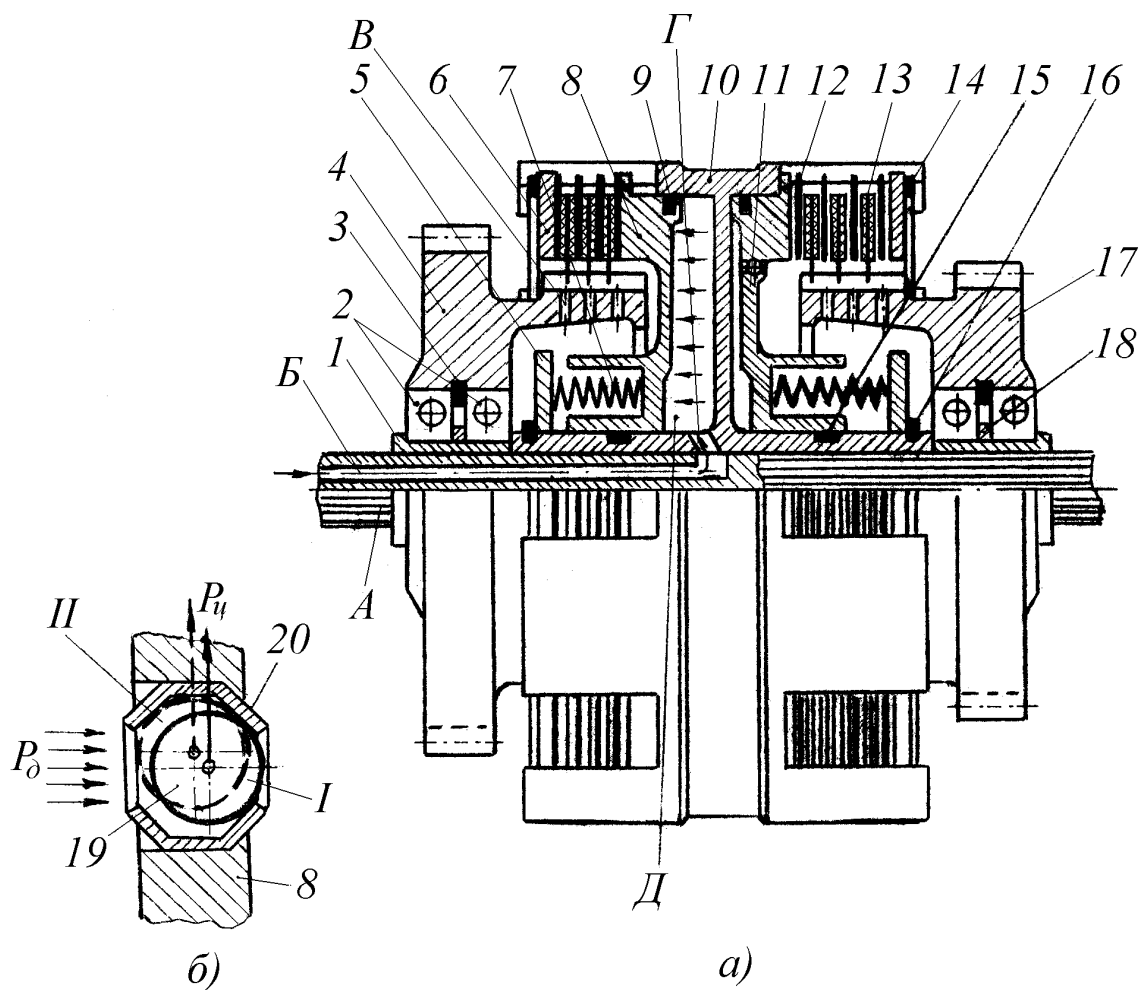
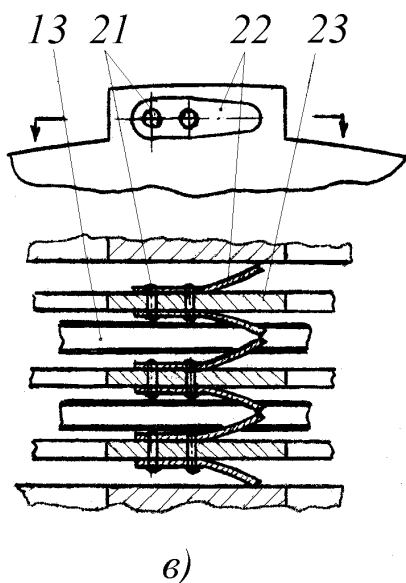


Рис. 6.11. Фрикционная муфта с гидроподжатием



исходит перемещение (условно показанное стрелками) поршня 8, сжимается пакет дисков 12 и 13 и поджимается к упорному диску 6. Последний фиксирован стопорным кольцом 14, установленном в кольцевой проточке барабана 10. При этом происходит сжатие возвратных пружин 7, установленных в сверлениях ступицы поршня 8 и поджимаемых к опорному диску 5, фиксированному стопорным кольцом 16.

При этом происходит сжатие возвратных пружин 7, установленных в сверлениях ступицы поршня 8 и поджимаемых к опорному диску 5, фиксированному стопорным кольцом 16.

Для более быстрого удаления масла из бустера при выключении передачи в поршне 8 установлен сливной клапан 11 (иногда его называют клапаном сброса давления). Наибольшее распространение имеет шариковый клапан, схема работы которого показана на рис. 6.11,б. Пока давление масла P_0 в бустере, действующее и на шарик 19, не дает центробежной силе $P_{ц}$ открыть отверстие клапана, то он находится в положении I, препятствуя вытеканию масла из бустера. Шарик 19 установлен в защитной обойме 20, запрессованной в днище поршня 8. При выключении передачи давление масла в бустере снижается и тогда под действием центробежной силы $P_{ц}$ шарик займет положение II, открывая отверстие для быстрого вытекания масла. Масло под действием центробежной силы выбрызгивается внутрь полости муфты, смазывая ее поверхности трения.

Для улучшения размыкания дисков фрикционной муфты при ее выключении иногда ее металлические диски без фрикционных покрытий или накладок делают слегка вогнутыми. В других случаях (рис. 6.11,в) на шлицевых выступах 23 этих дисков 12 посредством заклепок 21 устанавливают специальные разжимные пластинчатые пружины - лапки 22.

Гидравлическая система КП кроме подачи масла в определенном порядке к бустерам фрикционных муфт предназначена также для смазки ее деталей, фильтрации и охлаждения масла. Основными агрегатами гидравлической системы управления КП являются: насос, фильтр, редукционный клапан, регулирующий давление в системе, маслораспределитель для подачи масла к бустерам и другие устройства, способствующие переключению передач без остановки движения трактора. Процесс совершенствования методов переключения передач способствует сокращению или полному устранению разрыва потока мощности в момент переключения передач, повышению плавности нарастания давления масла в бустере, снижению максимального значения момента трения включаемой муфты и т.п.

На рис. 6.12 представлена принципиальная схема гидравлического переключения передач в КП без разрыва потока мощности, разработанная НАТИ. Один гидроаккумулятор 4 поочередно подключается к маслопроводу 3 работающей фрикционной муфты M_1 , M_2 , M_3 и M_4 . Помимо него в схеме имеются три перекидных клапана: 5 - подключения гидроаккумулятора и два клапана 6 - подключения блоков фрикционных муфт. Давление масла в системе поддерживается редукционным клапаном 11.

На схеме условно показана работа трактора на первой передаче. Масло из бака 8 гидросистемы подается гидронасосом 7 в кран управ-

ления 9, установленный в позиции I подачи масла к бустеру муфты M_1 . При включенной муфте M_1 поток мощности от вала 1 передается к ведущей шестерне 2 постоянного зацепления. По-лость бустера смежной муфты M_2 , как и остальных неработающих муфт M_3 и M_4 соединена в это время со сливной полостью управляющего крана 9.

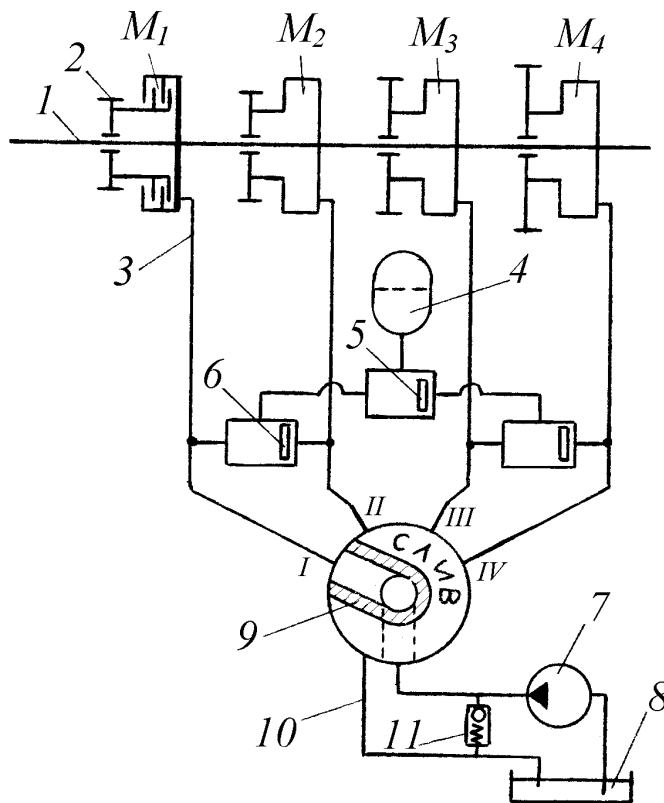


Рис. 6.12. Схема гидравлического переключения передач в КП

лены пружины, сжимающиеся под давлением нагнетаемого в него масла, так что при полностью заряженном гидроаккумуляторе давление пружин на поршень равно давлению масла в гидросистеме.

При переключении передачи, например на вторую, управляемую муфтой M_2 , управляющий кран 9 поворачивают в положение II. При этом маслопровод 3 из первой муфты M_1 будет соединен со сливной полостью крана и масло из ее бустера начнет сливаться через дроссельное отверстие крана в сливной маслопровод 10 обратно в бак 8 гидросистемы. Однако подключенный к этой муфте M_1 гидроаккумулятор задерживает резкое падение давления в ней и не дает ей выключиться сразу. При этом какое-то время муфта M_1 продолжает работать без пробуксовки, но с меньшим моментом трения.

В то же время масло от насоса 7 направляется в бустер муфты M_2 и начинает заполнять его маслом, удаляя воздух через сливной

Масло подаваемое в бустер муфты M_1 одновременно воздействует на перекидные клапаны 6 и 5. Клапан 6 запирает подачу масла к бустеру муфты M_2 , а клапан 5 подключает гидроаккумулятор 4 только к блоку муфт M_1 и M_2 . Таким образом, в зависимости от положения клапана 5 гидроаккумулятор обслуживает одновременно только один блок муфт - M_1 и M_2 или M_3 и M_4 . В данном случае он обслуживает только первый блок муфт (M_1 и M_2).

Гидроаккумулятор 4 представляет собой цилиндр с поршнем, под днище которого установ-

клапан. В результате давление масла в бустере муфты M_2 резко повышается. Таким образом в муфте M_1 давление медленно падает, а в муфте M_2 резко возрастает и в какой-то момент оно станет больше, чем в муфте M_1 . Под действием теперь большего давления масла в бустере муфты M_2 перекидной клапан b передвинется влево (на схеме) и отключит гидроаккумулятор 4 от маслопровода к муфте M_1 . В результате этого давление в муфте M_1 резко упадет, а в муфте M_2 будет плавно нарастать, что связано с периодом дозарядки гидроаккумулятора. После чего в муфте M_2 произойдет еще один резкий подъем давления до заданного значения.

При переключении передачи обратно на первую или на любую другую процессы работы системы управления фрикционными муфтами будут протекать аналогично.

Синхронизаторы. Синхронизатором называют агрегат механизма управления КП, служащий для их бесшумного и безударного включения передач. Их устанавливают обычно в КП с шестернями постоянного зацепления и неподвижными осями валов. В основу действия синхронизатора положен принцип использования сил трения для выравнивания (синхронизации) угловых скоростей соединяемых деталей, образующих передачу.

Встречаются КП, в которых каждая из передач переднего хода включается посредством синхронизатора. Однако в большинстве случаев синхронизаторы применяются для включения высших передач, а низшие и передачи заднего хода включаются обычными зубчатыми или кулачковыми муфтами и шестернями – каретками. В составных КП синхронизаторы, как правило, применяются только в основной диапазонной коробке, а в редукторах переключения диапазонов – муфты или каретки.

Синхронизаторы обычно устанавливают на наиболее часто используемые передачи. На тракторах МТЗ - 100(102) синхронизаторы установлены в диапазонной КП.

К синхронизаторам предъявляются следующие требования:

- высокая эффективность действия, обеспечивающая малое время синхронизации;
- высокая износостойкость трущихся поверхностей и достаточная прочность деталей, воспринимающих нагрузки;
- малые габариты конструкции.

Синхронизаторы классифицируются: по принципу действия - на простые и инерционные; по конструктивному исполнению - на конусные и дисковые; по принципу обслуживания передач - на индивидуальные и центральные.

Простые синхронизаторы не препятствуют включению передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей КП, что обычно сопровождается появлением ударных нагрузок и шума.

Инерционные синхронизаторы получили наибольшее распространение в КП тракторов и автомобилей, так как имеют устройство блокировки для безударного и бесшумного включения передачи.

Конусные и дисковые синхронизаторы отличаются друг от друга исполнением фрикционного элемента. В современных КП наибольшее распространение получили конусные синхронизаторы.

Индивидуальный синхронизатор служит для включения только одной передачи, если он одностороннего действия, и двух передач, когда он двухстороннего действия. В современных КП тракторов они получили самое широкое распространение.

Центральный синхронизатор КП один обслуживает все передачи. Его применяют в КП с разрезными валами, где включение какой-либо передачи сопровождается включением одновременно нескольких зубчатых муфт. Такие КП не получили применения на современных тракторах. Центральный синхронизатор более сложен по конструкции, дорог и имеет большие габаритные размеры.

Простые синхронизаторы. *Простой синхронизатор состоит из двух основных элементов:*

- *выравнивающего* - фрикционного устройства, поглощающего энергию касательных сил инерции вращающихся масс;

- *включающего* - зубчатой муфты, включающей передачу.

В простом синхронизаторе в отличие от инерционного нет блокирующего элемента. Его устанавливают, как правило, на низших передачах. Применение простого синхронизатора на этих передачах вызвано тем, что именно на них реализуются большие передаточные числа. При этом приведенные к конусам синхронизатора инерционный и крутящий моменты сцепления (в случае его неполного выключения) достигают относительно больших значений, что существенно удлиняет процесс переключения передач из-за длительного буксования конусов. В этих условиях простой синхронизатор позволяет включить передачу за короткий промежуток времени с неполным выравниванием угловых скоростей соединяемых деталей.

Рассмотрим конструкцию простого синхронизатора (рис. 6.13). Муфта 3 включения установлена на зубчатом венце подвижной ступицы 4 синхронизатора и в нейтральном положении относительно него удерживается шариковыми фиксаторами. Шарики 2 фиксаторов находятся во внутренней проточке муфты 3 и нагружены пружинами

9. Внутренняя поверхность ободов зубчатого венца ступицы 4 выполнена в виде конусов. Конусы 5 крепятся к шестерням 7 с помощью кулачков (на чертеже не показаны) и стопорных колец 6. Для включения передачи муфта 3 при помощи вилки 1 перемещается из нейтрального положения в сторону соответствующей шестерни 7 и с помощью фиксаторов увлекает за собой ступицу 4.

Конусные поверхности ступицы 4 и конуса 5, представляющие собой выравнивающий элемент синхронизатора, сжимаются и за счет трения между ними происходит выравнивание угловых скоростей вала 10 и шестерни 7. При дальнейшем перемещении муфты 3 шарики 2 фиксаторов утапливаются в радиальные отверстия ступицы 4 и муфта 3 входит в зацепление с зубчатым венцом 8 шестерни 7, соединяя ее с валом 10.

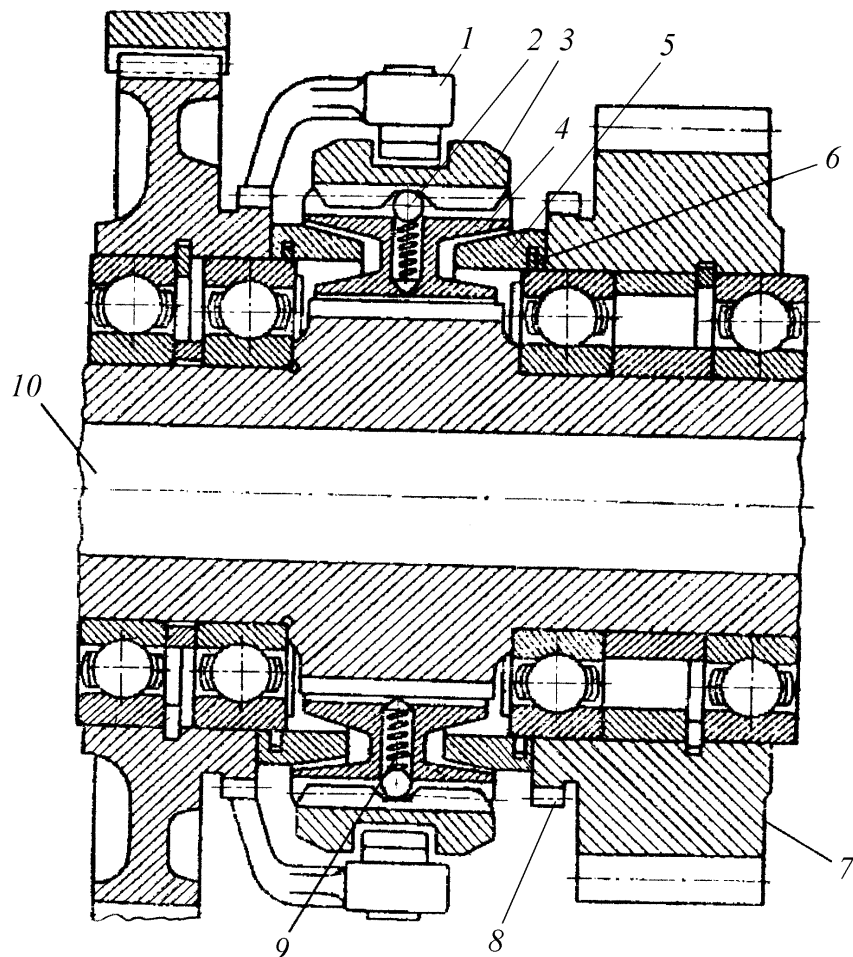


Рис. 6.13. Простой синхронизатор:

1 - вилка; 2 - шарик фиксатора; 3 - муфта; 4 - ступица; 5 - конус; 6 - стопорное кольцо; 7 - шестерня; 8 - зубчатый венец шестерни; 9 - пружина; 10 - ведущий вал

Если к муфте 3 при включении передачи приложить усилие, сразу превышающее сопротивление шариков фиксаторов, то она подой-

дет к зубчатому венцу шестерни до выравнивания их угловых скоростей и произойдет включение передачи с ударом зубьев.

Необходимо отметить, что в простом синхронизаторе фиксаторы являются основным элементом конструкции, так как задают усилие на конусных поверхностях трения.

Инерционные синхронизаторы. Инерционный синхронизатор состоит из трех основных элементов:

- выравнивающего и включающего, как у простого синхронизатора;

- блокирующего - устройства, препятствующего включению зубчатой муфты до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, чем обеспечивается безударное и бесшумное включение передачи.

Рассмотрим некоторые конструкции синхронизаторов, применяемые в КП современных тракторов и автомобилей.

На рис. 6.14 представлен инерционный синхронизатор, получивший широкое распространение в КП тракторов и автомобилей. На шлицах переднего конца вторичного вала 10 неподвижно закреплена ступица 8 синхронизатора, на зубчатом венце которой установлена муфта 3 включения, управляемаявилкой 4. Зубчатый венец прорезан тремя продольными пазами 9, в которые установлены ползуны 7. Последние имеют в средней наружной части выступы, а на внутренней стороне - проточки в виде паза.

Ползуны 7 своими выступами прижаты к кольцевой проточке внутренней поверхности муфты 3 двумя пружинными кольцами 5, отогнутые концы которых заведены в паз одного из ползунов. Тем самым осуществляется упругая фиксация ползунов 7 в средней части муфты 3 при нейтральном ее положении.

С обеих сторон ступицы 8 синхронизатора установлены латунные блокирующие кольца 2 с зубчатыми венцами и торцами с тремя продольными пазами 11. Ширина последних больше, чем пазов 9 ступицы 8 на 1/2 шага зубьев. В пазы колец 2 входят концы ползунов 7, чем обеспечивается их совместное вращение.

На внутренней конической поверхности блокирующих колец 2 нарезана резьба с мелким шагом, которая служит для разрушения масляной пленки и увеличения коэффициента трения между конусами блокирующих колец и наружной конической поверхностью ступиц зубьев шестерен 1 и 6. На ступицах шестерен 1 и 6 нарезаны зубья, такие же, как и на зубчатых венцах ступицы 8 и колец 2. Торцы зубьев шестерен и блокирующих колец, обращенные к ступице 8,

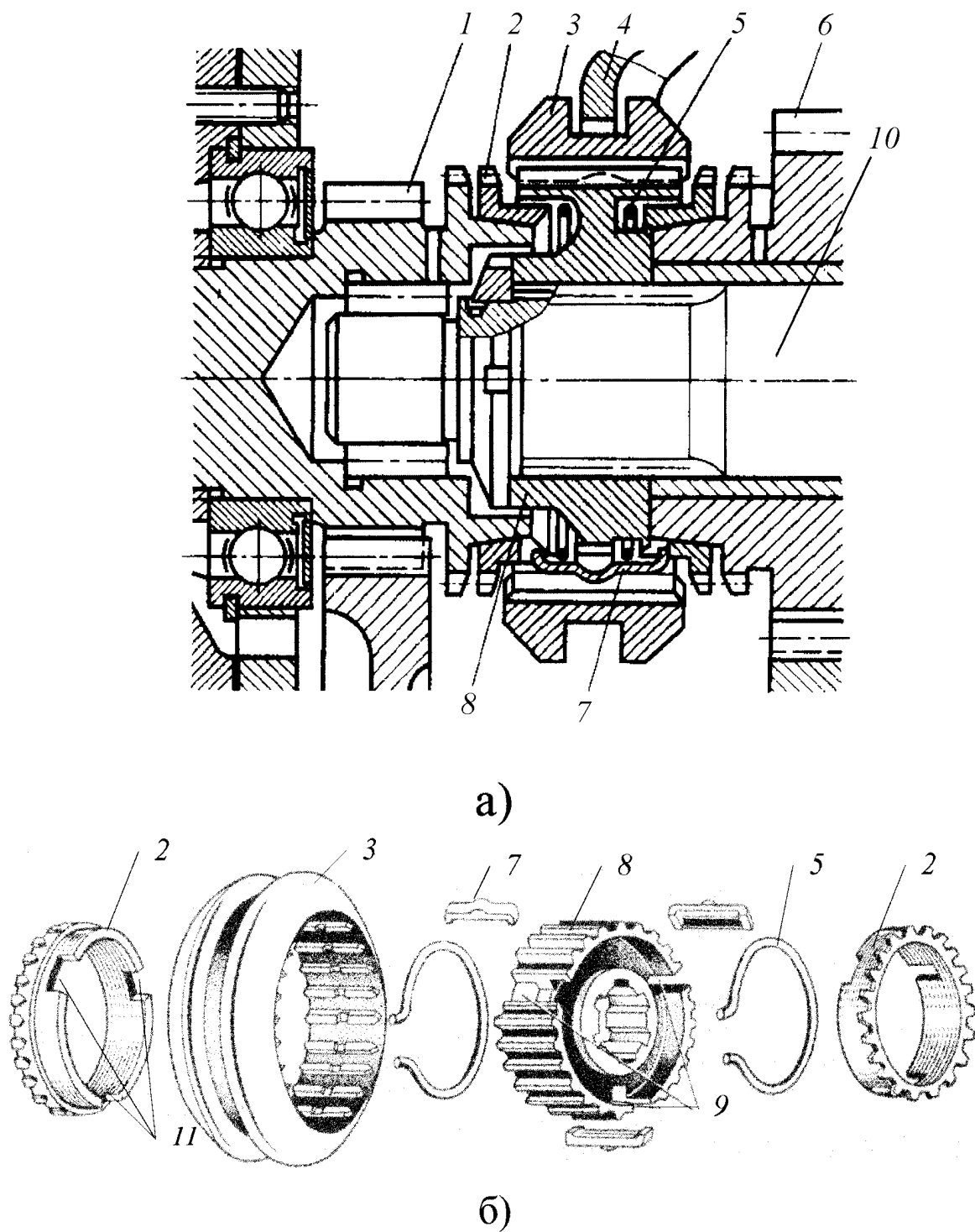


Рис. 6.14. Инерционный синхронизатор:

а - конструкция; *б* - детали; 1 - шестерня ведущего вала; 2 - конусное блокирующее кольцо; 3 - муфта; 4 - вилка; 5 - пружинное кольцо; 6 - шестерня передачи; 7 - ползун; 8 - ступица; 9 - продольные пазы в ступице; 10 - вторичный вал КП; 11 - пазы в торце блокирующего кольца

имеют скосы, что облегчает введение их в зацепление с муфтой 3, торцы зубьев которой также имеют скосы.

Для включения передачи муфта 3, перемещаемаявилкой 4, движется вместе с ползунами 7, которые, упираясь в одно из блокирующих колец 2, перемещают его к конусу шестерни 1, если включается прямая передача, или к конусу шестерни 6, если включается пониженная передача. Под действием возникшей силы трения между конусами кольцо 2 поворачивается на некоторый угол относительно ступицы 8, так как между ползунами 7 и пазами 11 есть зазор. При этом торцовые скосы зубьев кольца 2 не позволяют муфте 3 войти в зацепление с зубчатым венцом на ступицах шестерен 1 или 6 и прижимают соответствующее блокирующее кольцо 2 к конусу шестерни. Так как угловые скорости вала 10 и шестерен 1 или 6 разные, на торцовых скосах зубьев кольца 2 и муфты 3 возникает осевая сила, препятствующая ее дальнейшему перемещению. При этом углы скосов зубьев выбраны так, что до выравнивания угловых скоростей вала 10 и шестерен 1 или 6, поворот муфты 3 относительно блокирующего кольца 2 для дальнейшего ее перемещения невозможен независимо от приложенной к ней осевой силы.

Так как при переключении передачи ФС выключено и вал 10 с шестерней 1 или 6 вращается только по инерции, то угловая скорость последнего уменьшается за счет сил трения конусов синхронизатора до значения, равного совместной угловой скорости вала 10 и муфты 3. При этом на скосах зубьев кольца 2 и муфты 3 уменьшается осевая сила сопротивления ее перемещению. Для дальнейшего передвижения муфты 3 необходимо преодолеть сопротивление центральных выступов ползунов 7, подпираемых пружинными кольцами 5. Тогда, продолжая давить муфтой 3 на скосы зубьев кольца 2, она поворачивается вместе с валом 10 на необходимый угол, обеспечивающий дальнейшее перемещение муфты 3 и ее последовательное соединение с зубьями кольца 2 и зубьями ступицы шестерни 1 или 6.

Таким образом, первичный и вторичный валы КП жестко соединяются между собой, что соответствует включению соответствующей передачи.

На рис. 6.15,а представлена другая конструкция инерционного синхронизатора. Он состоит из подвижной включающей муфты 1 с зубчатыми венцами 6, которая устанавливается на шлицах ведомого вала КП. Диск муфты 1 имеет по три отверстия для полуцилиндров 5 фиксаторов, соединяющих его с двумя конусными кольцами 2, и по три отверстия с фасками для блокирующих пальцев 3, жестко связы-

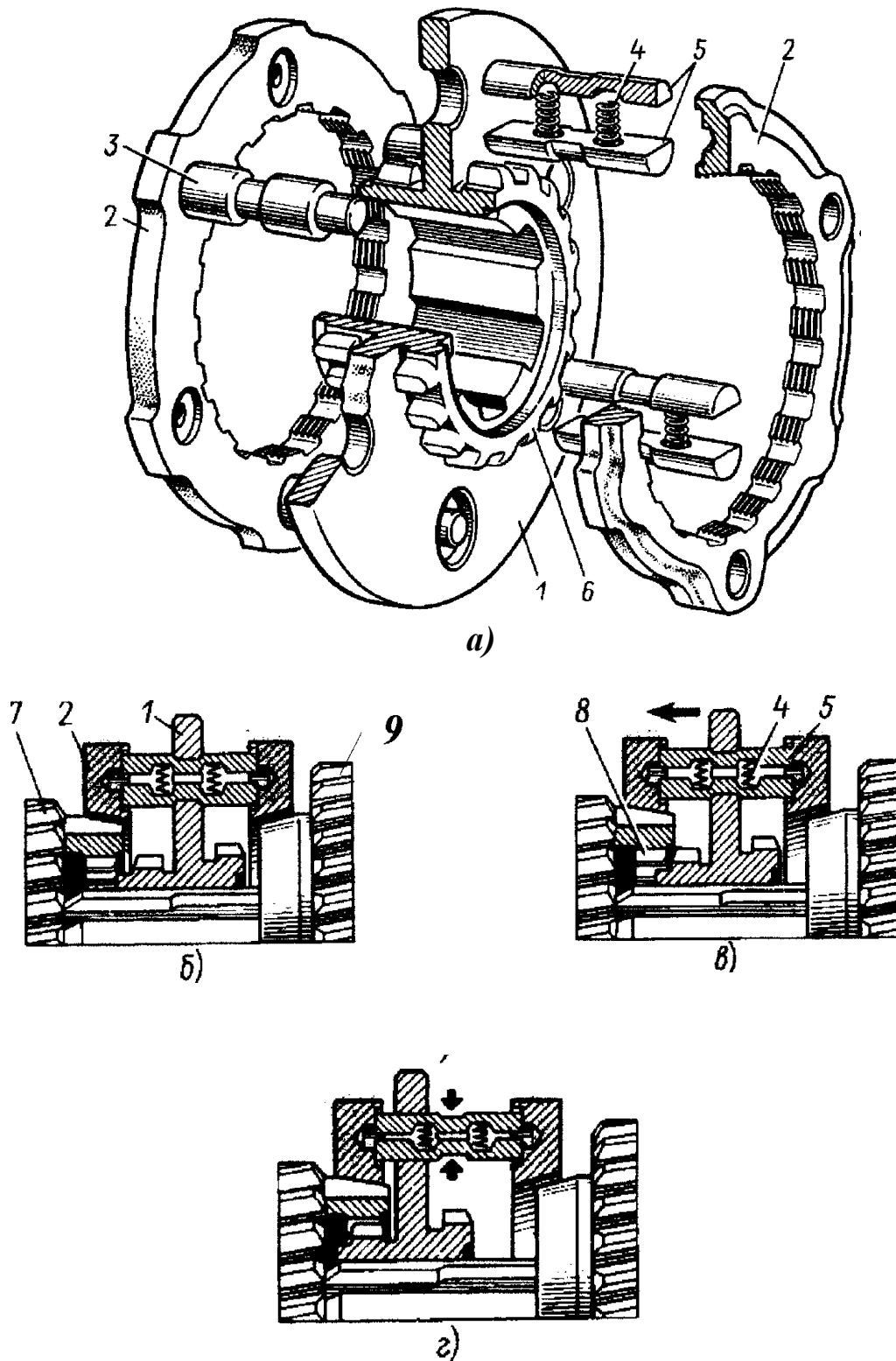


Рис. 6.15. Инерционный синхронизатор:

1 - муфта синхронизатора; 2 - конусное кольцо; 3 - блокирующий палец; 4 - пружина; 5 - полуцилиндры; 6 - зубчатый венец муфты; 7 и 9 - шестерни; 8 - внутренний зубчатый венец шестерни

вающих конусные кольца. Между двумя полуцилиндрами 5 фиксатора расположены две пружины 4.

В нейтральном положении (рис. 6.15,б) муфта 1 расположена посередине между шестернями 7 и 9. При включении передачи муфта 1, перемещая полуцилиндры 5 фиксаторов, прижимает конусное кольцо 2 к конусу шестерни 7 (рис. 6.15,в). Муфта 1, соединенная с ведомым валом, и шестерня 7, связанная с промежуточным валом КП, вращаются с разными угловыми скоростями. За счет трения между коническими поверхностями кольцо 2 проворачивается относительно диска муфты 1 до соприкосновения блокирующих конусных фасок отверстий диска с блокирующими пальцами 3. В результате происходит блокировка муфты 1. При выравнивании угловых скоростей шестерни 7 и муфты 1 последняя перемещается дальше, сжимая при этом пружины 4 полуцилиндров 5 фиксаторов, а ее зубья входят в зацепление с внутренним зубчатым венцом 8 шестерни 7 (рис. 6.15,г).

Аналогичные конструкции синхронизаторов (рис. 6.16) применяются в КП трактора МТЗ - 100(102) и ЯМЗ. Как и в рассмотренной выше конструкции в качестве элементов блокировки используются конический пояс в отверстиях 7 диска подвижной включающей муфты 1 и блокирующие пальцы 4, входящие в указанные отверстия. Пальцы 4 жестко связаны с конусными кольцами 2. Здесь применена другая конструкция фиксатора, который состоит из пальцев 6 с центральной кольцевой проточкой, связывающих с помощью подпружиненных шариков 5 муфту 1 и кольца 2. Работа синхронизатора аналогична рассмотренной выше.

В конструкции, представленной на рис. 6.17, элементы трения выполнены в виде конических поверхностей на подвижной включающей зубчатой муфте 1 и блокирующем кольце 2. В качестве элементов блокировки используются внутренние зубья блокирующего кольца 2 и торцевые участки зубьев, нарезанные на ступице шестерни 3. Шестерня 3 и блокирующее кольцо 2 упруго связаны между собой в осевом направлении с помощью сжатой пружины 4, удерживаемой стопорным разрезным кольцом 5. Это способствует установке деталей конструкции в исходное нейтральное положение и, одновременно, не препятствует блокировке кольца 2, его разблокировке и включению передачи.

Синхронизатор работает в такой последовательности:

сближаются конусные поверхности трения муфты 1 и блокирующего кольца 2;

блокируется кольцо 2 и, следовательно, муфта 1;

выравниваются угловые скорости муфты 1 и шестерни 3;

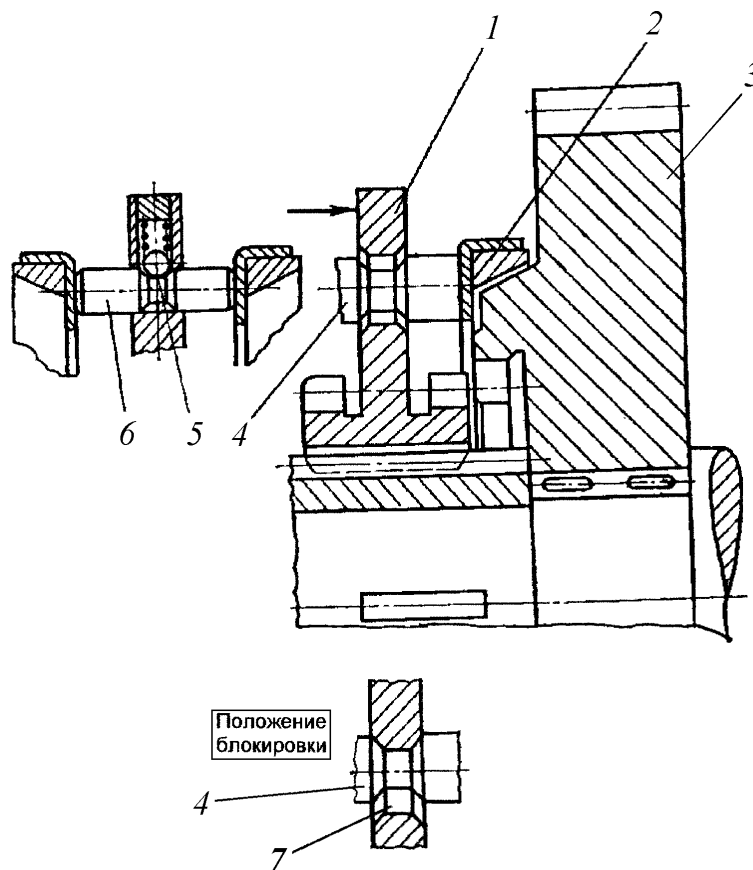


Рис. 6.16. Синхронизатор КП трактора МТЗ-100 (102) и ЯМЗ:
 1 - муфта; 2 - кольцо; 3 - шестерня; 4 - блокирующий палец; 5 - шарик; 6 - палец фикса-
 тора; 7 - отверстия в диске муфты

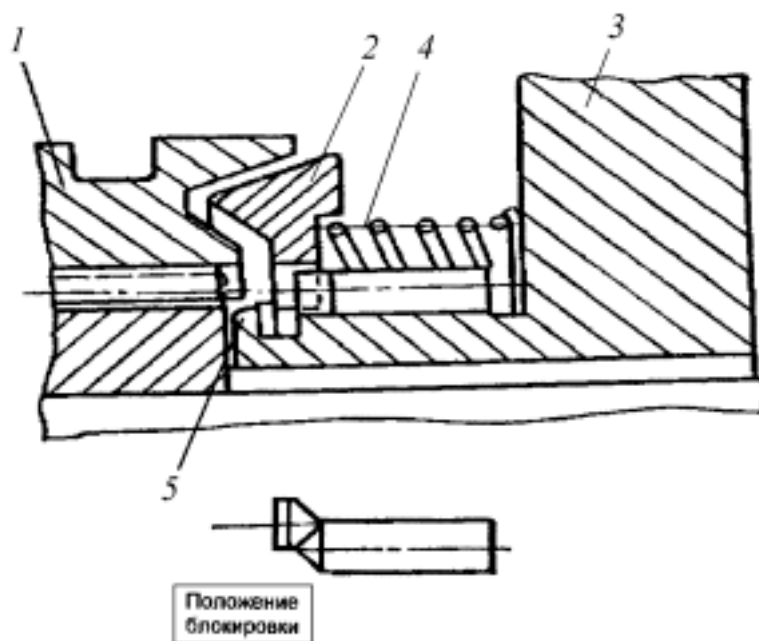


Рис. 6.17. Синхронизатор ВАЗ:
 1 - муфта; 2 - блокирующее кольцо; 3 - шестерня; 4 - пружина; 5 - стопорное кольцо

разблокируется кольцо 2 и муфта 1, перемещаясь в осевом направлении, включается на полную длину зубьев.

Конструкция синхронизатора на рис. 6.18 отличается от ранее рассмотренных в основном устройством блокирующего элемента. Корпус 2 синхронизатора выполнен в виде цилиндра с внутренними конусами на торцах, смонтирован на диске включающей муфты 1 и удерживается на нем конусными фиксаторами 3, размещенными в радиальных отверстиях диска. Муфта 1 установлена на зубчатой втулке 6 вала 7 и перемещается с помощью кольца 4 и пальцев 5.

В начальный момент включения передачи муфта 1 перемещает корпус 2 синхронизатора с помощью фиксаторов 3. При соприкосновении соответствующих конусных поверхностей ступиц шестерен 8 и 9 и корпуса 2, последний повернется относительно муфты 1 и пальцы 5 попадут во впадины фигурных направляющих вырезов на боковой поверхности цилиндра. При этом корпус 2 будет прижиматься к пальцам, не давая последним перемещаться в осевом направлении. С этого момента сила нажима будет передаваться на корпус 2 и конусные пары трения. При выравнивании угловых скоростей соединяемых деталей сила сопротивления перемещению муфты 1 уменьшается, пальцы 5, выходя из впадин направляющих вырезов, повернут корпус 2 и муфта 1 войдет в зацепление с одним из внутренних зубчатых венцов на ступицах соответствующих шестерен.

На рис. 6.19 представлена конструкция дискового инерционного синхронизатора с блокирующими пальцами. Принцип работы этой конструкции аналогичен, рассмотренной на рис. 6.16. Здесь выравнивающий элемент синхронизатора выполнен не в виде конусной, а в виде многодисковой фрикционной муфты. Такие синхронизаторы не получили широкого распространения. Их иногда применяют в КП на тракторах большой мощности и большегрузных автомобилях для включения низших передач.

Необходимо отметить, что фиксаторы в инерционных синхронизаторах выполняют вспомогательную роль и их пружины должны лишь обеспечивать центровку корпуса и задание начального момента трения в выравнивающем элементе для обеспечения поворота корпуса и включения блокирующего устройства синхронизатора.

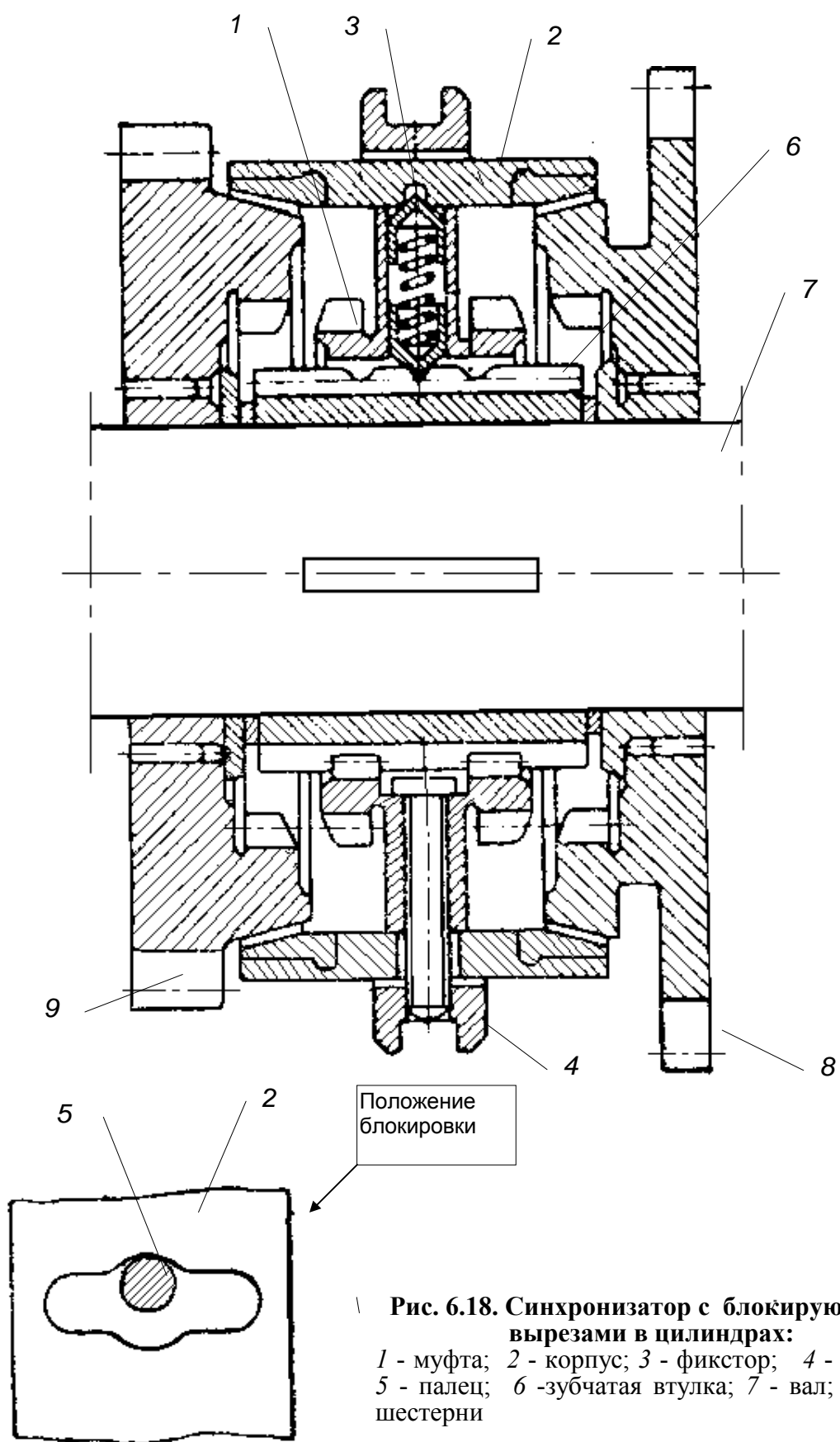


Рис. 6.18. Синхронизатор с блокирующими вырезами в цилиндрах:
1 - муфта; 2 - корпус; 3 - фикстор; 4 - кольцо;
5 - палец; 6 - зубчатая втулка; 7 - вал; 8 и 9 - шестерни

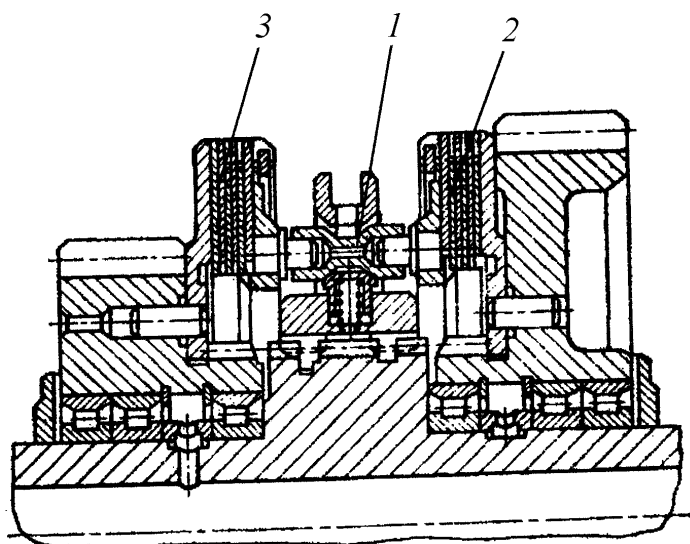


Рис. 6.19. Дисковый инерционный синхронизатор с блокирующими пальцами:
 1 - блокирующий палец; 2 и 3 - многодисковые фрикционные муфты

6.6. Валы коробок передач и их крепление

Размеры и материал валов КП во многом определяют работоспособность шестерен, подшипников их крепления в опорах картера. Главным требованием, предъявляемым к валам, является их жесткость, так как при ее недостаточности возникает повышенный их изгиб, нарушающий правильность зацепления шестерен, и быстрый износ последних, а также разрушение подшипников.

В большинстве случаев в КП применяют подшипники качения и только иногда, в передачах заднего хода и шестернях постоянного зацепления, - подшипники скольжения. В основном в КП устанавливают однорядные шарикоподшипники. Если в заданных габаритах опоры они не проходят по грузоподъемности, то применяют цилиндрические роликоподшипники, предпочтительно с короткими роликами, менее чувствительными к перекосам и деформациям валов. Конические роликоподшипники, воспринимающие большие радиальные и осевые усилия, используют относительно редко ввиду сложности выполнения их опор и необходимости периодических регулировок.

Ввиду относительной незначительности габаритов картеров КП их валы, как правило, имеют двухопорное крепление. Причем в большинстве случаев одна опора фиксирует вал от осевых смещений, а другая нагружена в основном только радиальными усилиями. При этом последняя не мешает осевому расширению вала под действием тепловых напряжений, возникающих при работе КП.

При размещении пар шестерен по длине вала в их рабочем положении (при передаче крутящего момента) следует руководствоваться правилом: наиболее часто употребляемые нагруженные передачи располагают ближе к опорам вала, а менее нагруженные - на средней части вала. При такой компоновке передач уменьшаются прогибы валов, что благотворно сказывается на работе подшипников КП и зубьев шестерен.

На рис. 6.20 показаны опоры первичного и промежуточного валов, на которые, в основном, действуют только радиальные силы. В этом случае фиксирующим шарикоподшипником 5 называют такой, который своим внутренним кольцом жестко закреплен на валу 6, а наружным - жестко закреплен в расточке передней стенки 4 (вариант А) картера КП, или в промежуточном установочном стакане 9 (вариант Б).

Внутреннее кольцо подшипника 5, как правило, поджато к торцам шлиц вала 6 посредством ступицы поводкового фланца 1 и закрепительной гайки 11. На промежуточных валах внутреннее кольцо подшипника закрепляется обычно гайкой или стопорным разрезным кольцом (на рисунке не указаны).

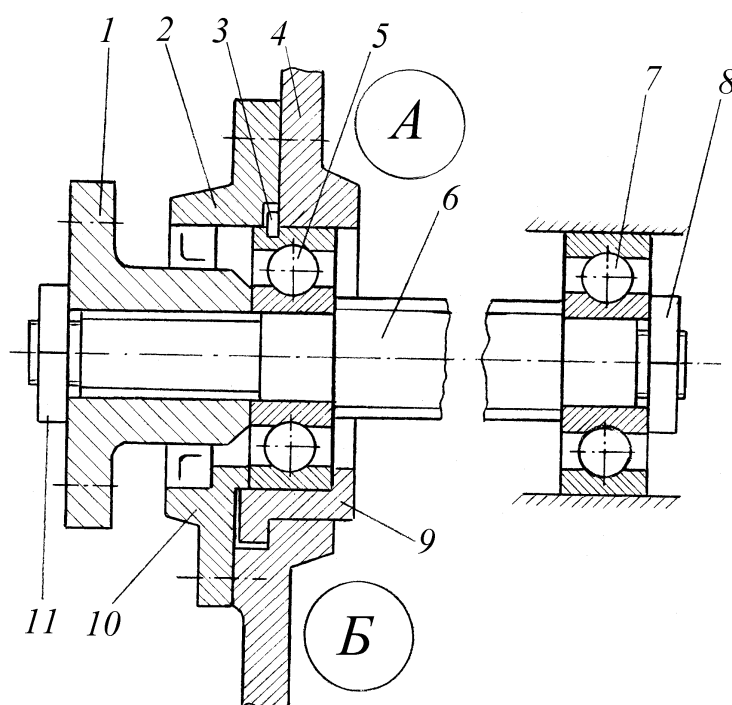


Рис. 6.20. Опоры первичного и промежуточного валов КП

Фиксация подшипника 5 в расточке стенки картера чаще всего производится стопорным кольцом 3, установленным в проточке его наружного кольца, которое поджато выточкой закрепительной крыш-

ки 2. Иногда стопорное кольцо 3 устанавливается непосредственно в расточке стенки картера и тогда подшипник 5 поджимается к нему буртиком крышки 10, как в случае с установкой подшипника в промежуточном стакане 9.

Следует отметить, что фиксирующая опора этих валов может быть на переднем или заднем их концах.

Второй опорный шарикоподшипник 7 внутренним кольцом жестко закреплен на валу 6 посредством гайки 8. Наружное кольцо подшипника 7 свободно установлено в расточке задней стенки картера КП.

Если вторая опора вала выполнена с цилиндрическим роликоподшипником, то его внутренне кольцо с ограничительными буртиками обычно крепится аналогично рассмотренному. Наружное кольцо без ограничительных буртиков обычно устанавливается по схемам, представленным на рис. 6.21. В варианте исполнения *А* показано его крепление в расточке задней стенки 7 картера КП посредством стопорного штифта 8. В варианте *Б* подшипник 9 установлен в стакане 12 и закреплен стопорным кольцом 11. Встречаются конструкции, когда внутреннее кольцо роликоподшипника устанавливается в опоре без ограничительных буртиков, а наружное - с ними.

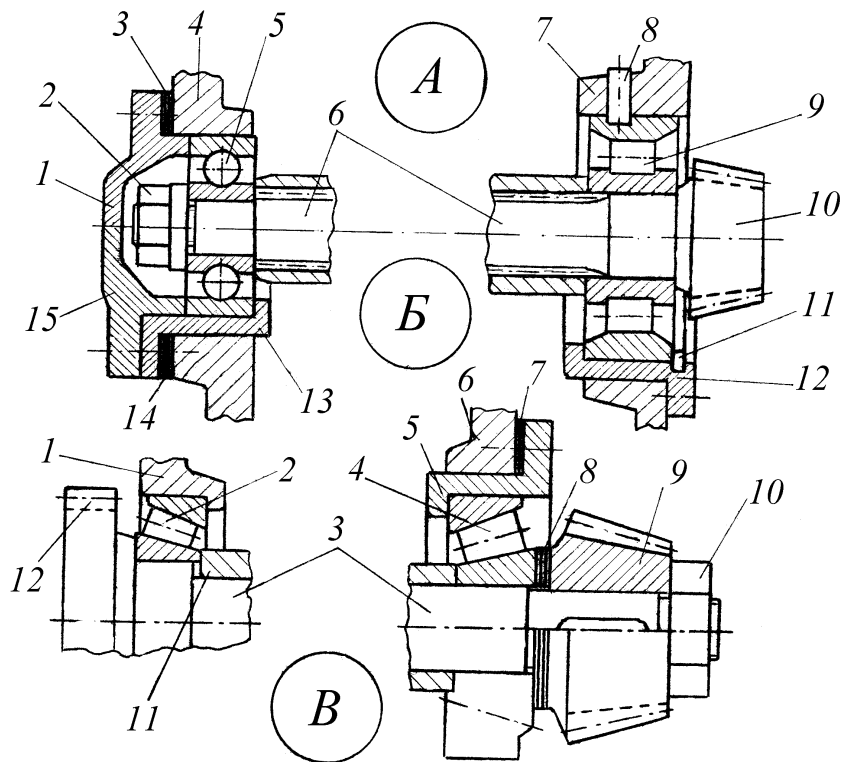


Рис. 6.21. Варианты установки вторичного вала КП

Конструкции вторичных валов и их опоры во многом зависят от отсутствия или наличия на них значительных осевых усилий, возникающих при работе КП. Так, вторичный вал поперечно расположенной КП нагружается в основном только радиальными усилиями, так как центральная передача выполняется обычными цилиндрическими шестернями. Незначительные осевые усилия на валу и в КП с продольными валами, если на его выходном хвостовике крепится карданная передача к отдельной центральной передаче. В этом случае вторичный вал имеет опоры, аналогичные рассмотренным выше.

Однако в большинстве случаев в тракторах вторичный вал КП является ведущим валом конической центральной передачи. Причем, ведущая коническая шестерня выполняется совместно с валом или устанавливается отдельно на его хвостовике. Эти обстоятельства усложняют конструкции опор вторичных валов, так как они помимо радиальных сил должны воспринимать значительную осевую силу и предусматривать возможность регулирования осевого перемещения вала или шестерни для правильного зацепления конических шестерен центральной передачи.

В вариантах исполнения *A* и *B* вторичных валов КП и их опор вторичный вал *б*, выполнен за одно целое с ведущей конической шестерней *10*. В большинстве случаев шестерня *10* имеет консольное крепление и только в редких случаях, при наличии больших радиальных усилий на ней, устанавливается дополнительная опора, превращающая вторичный вал в трехопорный.

Опора вала, расположенная около шестерни *10*, работает в тяжелых условиях, так как воспринимает большие радиальные нагрузки со стороны КП и центральной передачи. При этом со стороны центральной передачи на опору действует осевая сила. Вследствие этого эту опору чаще всего выполняют с цилиндрическим радиальным роликоподшипником *9*, хорошо воспринимающим радиальные нагрузки и пропускающим осевую нагрузку на передний - фиксирующий, обычно радиально-упорный шарикоподшипник *5*. Варианты крепления роликоподшипника *9* рассмотрены выше.

Крепление переднего фиксирующего шарикоподшипника *5* на валу *б* осуществляется гайкой *2*. Крепление его наружного кольца аналогично ранее рассмотренному - в расточке передней стенки *4* картера КП или в промежуточном стакане *13*.

Регулировка зацепления конических шестерен производится осевым перемещением вала *б*, путем замены регулировочных прокладок *3* под фланец промежуточного стакана *13*, поджимаемого крышкой *15* крепления подшипника *5*.

В случае повышенных осевых и радиальных усилий в фиксируемой опоре используются сферические двухрядные шариковые или роликовые подшипники.

В некоторых конструкциях тракторных трехвальных КП с прямой передачей в задней опоре вторичного вала применяется мощный радиально - упорный шарикоподшипник, одновременно являющийся и фиксирующим. Он обычно крепится в промежуточном стакане, под фланец которого устанавливаются регулировочные прокладки.

Более сложным является установка вторичного вала 3 (вариант В) со съемной конической шестерней 9 на опоры с коническими радиально-упорными подшипниками 2 и 4. Как правило, подобная схема крепления вторичного вала характерна для выходного редуктора составной КП, соосного с первичным валом основной коробки. Здесь вторичный вал 3 выполнен совместно с консольно устанавливаемой ведомой шестерней 12, а на выходном его конце установлена (условно на шпонке) ведущая коническая шестерня 9, удерживаемая гайкой 10.

Подшипник 2 передней опоры вала 3 внутренним кольцом установлен на кольцевой проточке вблизи шестерни 12 и поджат дистанционной втулкой 11 с комплектом ступиц ведомых шестерен (не показаны). Наружное его кольцо установлено в расточке внутренней стенки 1 картера до упора во внутренний буртик отверстия.

Подшипник 4 наружным кольцом закреплен в промежуточном стакане 5, установленном в расточке задней стенки 6 картера. Внутреннее кольцо подшипника установлено на вал до упора в торец ступицы шестерни и зажато гайкой 10 вместе с конической шестерней и комплектом прокладок для регулировки ее зацепления с ведомой конической шестерней.

Комплект прокладок 7 служит для регулировки осевого люфта, соответствующего необходимому зазору в конических подшипниках. Регулировка зацепления конических шестерен центральной передачи осуществляется набором прокладок 8.

В заключение необходимо отметить, что фиксация соответствующего крепежа внутри картера КП производится чаще всего стопорными пластинами, шплинтами, проволокой и другими средствами надежной фиксации, не требующими проверки в период эксплуатации. Фиксация крепежа пружинными шайбами внутри картера КП не применяется.

6.7. Увеличители крутящего момента

При работе МТА с КП без переключения передач на ходу возникающие периодические повышения сопротивления его движения приводят к необходимости остановки трактора для включения передачи с большей силой тяги. Все это усложняет работу МТА и снижает его производительность. Поэтому на ряде подобных тракторов перед КП устанавливают отдельный агрегат трансмиссии - увеличитель крутящего момента (УКМ).

Применение УКМ позволяет:

не останавливая трактор, увеличить его силу тяги, но несколько при этом понизить скорость его движения, как бы переходя на более низкую передачу;

облегчить разгон МТА с места для последующего его движения на более высокой передаче, так как начало движения происходит при избытке силы тяги и меньшей скорости.

УКМ находят применение и на транспортных работах трактора, когда требуется снижение скорости движения МТА при переездах через железнодорожные пути или другие эпизодические препятствия, а также при более крутых поворотах пути.

Как правило, УКМ представляет собой двухступенчатый понижающий редуктор с прямой передачей, которая является основной при нормальной работе МТА. Включение понижающей передачи обычно производится на относительно короткое время работы МТА, необходимое только для преодоления непредвиденных сопротивлений, возникающих при движении.

Иногда УКМ используют в качестве понижающего редуктора для получения дополнительного ряда пониженных скоростей движения трактора.

В большинстве случаев передаточное число УКМ равно 1,2...1,35 и обеспечивает преодоление большинства возникающих сопротивлений движению МТА.

УКМ классифицируются: по способу образования передачи - на шестеренные с неподвижными продольными осями валов и планетарные; по типу механизмов их включения - с блокировочными фрикционными муфтами (Ф); с блокировочной муфтой и муфтой свободного хода (МСХ); с блокировочной муфтой и тормозом (Т).

Основные варианты схем УКМ с неподвижными осями валов представлены на рис. 6.22. На всех схемах редуктор УКМ состоит из трех валов: двух соосных - ведущего 1 и ведомого 3; параллельного промежуточного 5. Первая пара шестерен 6 постоянного зацепления

выполняется с передаточным числом УKM, а передаточное число второй пары аналогичных шестерен 4 равно единице.

На схемах, представленных на рис. 6.22,а и рис. 6.22,б, управление УKM осуществляется фрикционными муфтами: $\Phi_{ПР}$ прямой передачи и $\Phi_{УKM}$ включения УKM. Отличительной особенностью этих муфт является наличие общего наружного барабана 2 с внутренними шлицами для комплектов их фрикционных дисков с наружными шлицами и отдельных внутренних барабанов с наружными шлицами для дисков с внутренними шлицами. Их установка зависит от назначения и управления УKM.

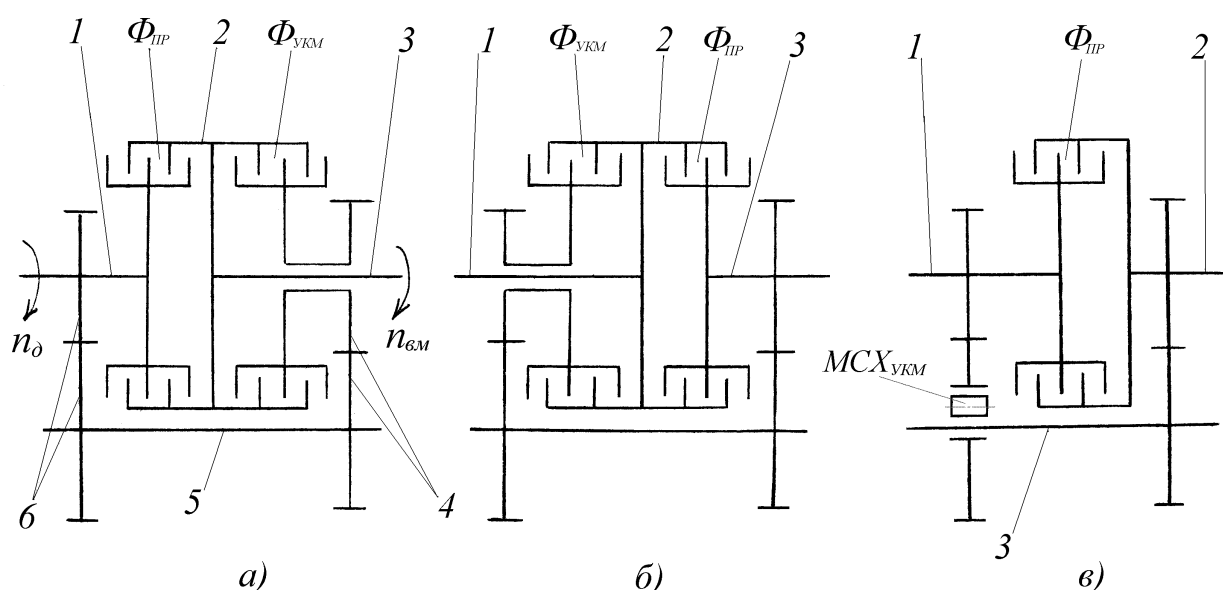


Рис. 6.22. Схемы УKM с неподвижными осями валов

Так, на рис. 6.22,а муфта $\Phi_{ПР}$ установлена на валу 1, барабан 2 закреплен на валу 3, а внутренний барабан $\Phi_{УKM}$ закреплен на ступице задней свободно вращающейся шестерни постоянного зацепления. Поэтому, когда трактор работает на обычной необходимой передаче, муфта $\Phi_{УKM}$ выключена и передача энергии в КП происходит через включенную муфту $\Phi_{ПР}$. При возникшем повышенном сопротивлении движению МТА необходимо включить муфту $\Phi_{УKM}$ и выключить муфту $\Phi_{ПР}$. Для безостановочного движения необходимо некоторое время перекрытия передач путем взаимного пробуксовывания обеих муфт УKM. Необходимо отметить, что в данной схеме муфта $\Phi_{УKM}$ нагружена моментом, большим в передаточное число раз УKM по сравнению с муфтой $\Phi_{ПР}$.

На рис. 6.22,б муфта $\Phi_{ПР}$ установлена на валу 3, барабан 2 закреплен на валу 1, а внутренний барабан $\Phi_{УKM}$ закреплен на ступице

передней свободно вращающейся шестерни постоянного зацепления. Здесь при включении муфты $\Phi_{УКМ}$ она будет нагружена меньшим крутящим моментом, чем в ранее рассмотренной схеме, так как она установлена перед шестеренным перебором, создающим передаточное число УКМ. Поэтому данная схема УКМ более предпочтительна.

На рис. 6.22,в роль $\Phi_{УКМ}$ выполняет $МСХ_{УКМ}$, установленная в ступице ведомой шестерни первой пары шестерен постоянного зацепления. При включении муфты $\Phi_{ПР}$ валы 1 и 2 блокируются напрямую и вал 3 свободно проворачивается в $МСХ_{УКМ}$. Для включения УКМ необходимо выключить муфту $\Phi_{ПР}$ и тогда под действием реактивного момента произойдет заклинивание $МСХ_{УКМ}$. В результате передача мощности от вала 1 к валу 2 будет происходить через промежуточный вал 3 с передаточным числом УКМ.

Более компактными являются *УКМ планетарного типа*, получившие в настоящее время преимущественное распространение на тракторах (рис. 6.23). Они представляют собой трехзвенные планетарные механизмы в основном внешнего и смешанного зацепления, управляемые как и в предыдущих схемах, муфтами Φ , тормозами T и $МСХ$.

На рис. 6.23,а представлена схема УКМ, выполненная в виде планетарного редуктора смешанного зацепления с блокировочной муфтой $\Phi_{ПР}$ для получения прямой передачи и ленточного тормоза $T_{УКМ}$ для включения УКМ. Ведущим элементом планетарного ряда является эпициклическая шестерня 3, установленная на конце ведущего вала 1 УКМ. Ведомым элементом ряда является водило 2, соединенное с выходным валом 5 УКМ. Тормозным элементом ряда является солнечная шестерня 4, удерживаемая от вращения ленточным тормозом $T_{УКМ}$. При отпущенном тормозе $T_{УКМ}$ муфта $\Phi_{ПР}$ блокирует водило 2 и полый вал 7 солнечной шестерни 4, осуществляя тем самым прямую передачу УКМ с передаточным числом равным единице. Для включения УКМ необходимо включить тормоз $T_{УКМ}$ при одновременном размыкании дисков муфты $\Phi_{ПР}$. При полностью затянутом тормозе $T_{УКМ}$ и выключенной муфте $\Phi_{ПР}$ шестерня 3, вращая сателлиты 6 по неподвижной шестерне 4, увлекает за собой водило 2, передавая крутящий момент на вал 5 в соответствии с передаточным числом УКМ.

На рис. 6.23,б показана схема УКМ, выполненного в виде двухступенчатого планетарного редуктора внешнего зацепления с блокировочной муфтой $\Phi_{ПР}$ и дисковым тормозом $T_{УКМ}$. Ведущим элементом ряда является солнечная шестерня 6, установленная на конце ведущего вала 1, а ведомым элементом - солнечная шестерня 5, уста-

новленная на ведомом валу 4 УКМ. Муфта $\Phi_{ПР}$, блокируя водило 2 и шестерню 6, осуществляет прямую передачу. При включенном тормозе $T_{УКМ}$ и выключенной муфте $\Phi_{ПР}$ водило 2 становится неподвижным и вращающиеся на его пальцах двухвенцовые сателлиты 3 передают крутящий момент с шестерни 6 на шестерню 5 с передаточным числом обычной шестеренной передачи УКМ.

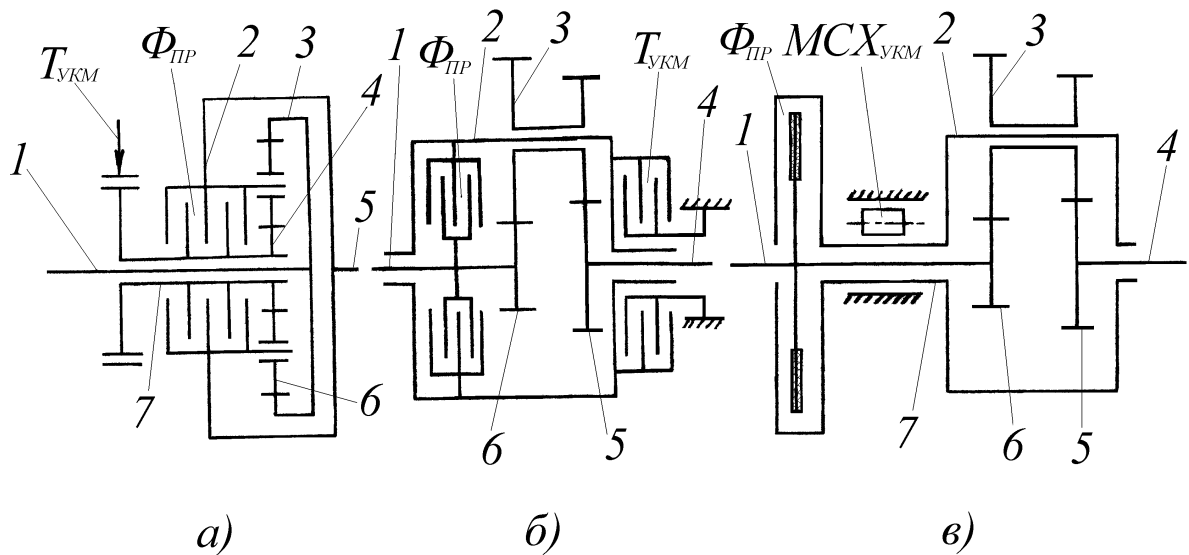


Рис. 6.23. Схемы УКМ планетарного типа

На рис. 6.23,в показана схема наиболее часто применяемого планетарного УКМ внешнего зацепления с блокировочной муфтой $\Phi_{ПР}$ прямой передачи и механизмом свободного хода $МСХ_{УКМ}$. В данной схеме, как правило, вместо блокировочной многодисковой муфты $\Phi_{ПР}$ обычно устанавливают однодисковое сцепление с механическим приводом, блокирующее водило 2 и ведущую солнечную шестерню 6. При выключении сцепления $\Phi_{ПР}$ водило 2 вращается в сторону, противоположную вращению ведущего вала 1. В результате полый вал 7, соединенный с водилом 2, заклинивается роликовым механизмом свободного хода $МСХ_{УКМ}$. Планетарный ряд преобразуется в редуктор с неподвижными осями валов, передающий крутящий момент с ведущего вала 1 на ведомый вал 4 через шестерни 6, 3 и 5 с передаточным числом УКМ.

Принцип работы роликовой $МСХ$ показан схемами на рис. 6.24. Муфта состоит из неподвижного корпуса 1 и размещенных в его гнездах роликов 7. При включенном блокировочном сцеплении $\Phi_{ПР}$ ведущий вал 3 УКМ и полый вал 2 привода водила вращаются в одну сторону, как показано стрелками в позиции II. Наклон гнезд роликов 7 сделан таким, что в этом случае последние не мешают вращению

вала 2 относительно корпуса 1. При размыкании сцепления $\Phi_{ПР}$ вал 2 под действием возникающего реактивного момента стремится вращаться в противоположную сторону (по штриховой стрелке в позиции I). Однако этому вращению препятствует обкатывание вращающихся роликов 7 по наклонной поверхности гнезда и их заклинивание между последней и валом 2, останавливая тем самым вращение валика УКМ. Пружины 5 толкателя 6 способствуют более надежному и быстрому заклиниванию роликов 7. Пружины в корпусе удерживаются резьбовыми пробками 4.

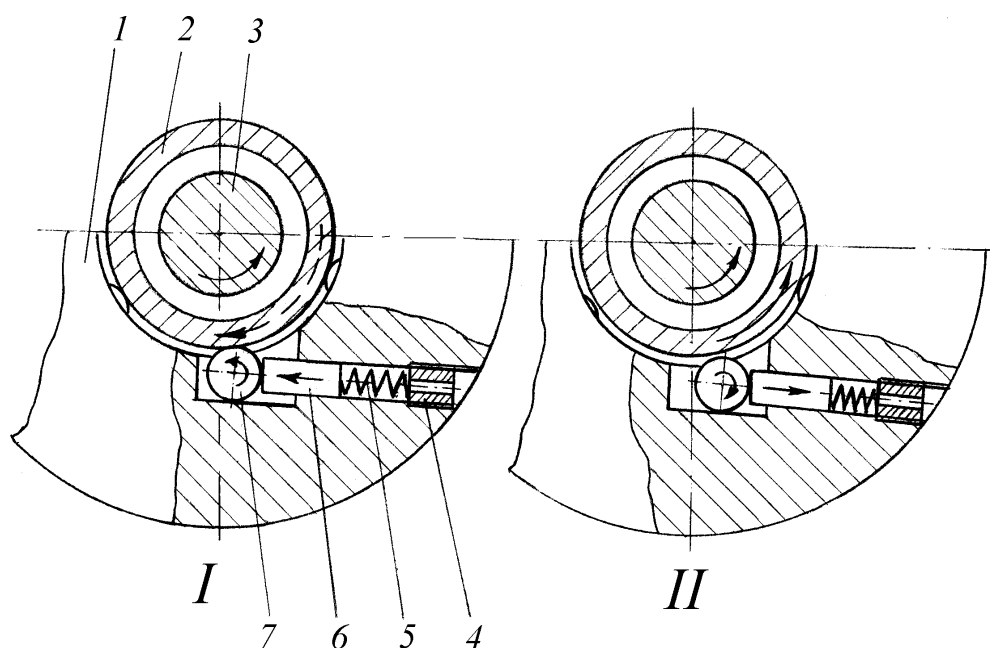


Рис. 6.24. Схема работы МСХ

6.8. Ходоуменьшители

Многие технологии сельскохозяйственного, промышленного и другого производства требуют пониженных скоростей МТА, которые должны укладываться, как отмечалось ранее, в технологический диапазон скоростей трактора. Однако обычная КП часто не в состоянии реализовывать наиболее низкие требуемые технологические скорости. Так, требуемые скорости рассадопосадочных машин и разбрасывателей удобрений лежат в пределах 0,027...0,189 м/с, дождевальных установок, машин для уборки овощей - 0,177...0,42 м/с, роторных канавокопателей - 0,027...0,054 м/с.

Для реализации подобных скоростей в трансмиссию трактора часто устанавливают дополнительный агрегат - ходоуменьшитель (редуктор, позволяющий получать большие передаточные числа). Хо-

доуменьшитель может быть неотъемлемым агрегатом трансмиссии трактора или дополнительным его съемным рабочим оборудованием, устанавливаемым по требованию потребителя.

Классифицировать ходоуменьшители можно по тем же признакам, что и КП: по способу изменения передаточного числа - ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные; по способу преобразования крутящего момента - механические, гидравлические и комбинированные.

Не зависимо от общих требований, предъявляемых к узлам и агрегатам трансмиссии трактора, все ходоуменьшители должны отвечать двум основным эксплуатационным требованиям:

1) иметь диапазон передаточных чисел, позволяющий трактору (соответствующего назначения) иметь необходимые пониженные скорости движения;

2) иметь возможность его монтажа на тракторе без дополнительных доработок или пригонок на месте эксплуатации.

Наибольшее распространение на тракторах получили механические шестеренные ходоуменьшители. Их достоинствами являются: высокий КПД, относительная простота конструкции, легкость управления и обслуживания, а недостатком - ограниченность пределов изменения замедленных скоростей.

Механические ходоуменьшители можно классифицировать по способу образования шестеренной передачи. Они бывают с неподвижными осями валов, планетарные и комбинированные.

Кинематическая схема универсального двухдиапазонного ходоуменьшителя с неподвижными осями валов и шестернями постоянного зацепления, применяемого на отечественных промышленных тракторах, приведена на рис. 6.25.

Такой ходоуменьшитель представляет собой редуктор, состоящий из ведущего 1, промежуточного 6 и ведомого 9 валов, на которых установлены шестерни постоянного зацепления и блоки шестерен, посредством которых обеспечивается получение двух передаточных чисел с большим понижением скоростей движения трактора.

Первый диапазон понижения частоты вращения вала 9 (примерно в 9 раз) осуществляется перемещением блокировочной зубчатой муфты 8 в левое положение. Тогда крутящий момент от вала 1 через пару шестерен 12 постоянного зацепления передается на вал 6 и далее через пару шестерен постоянного зацепления 10 на вал 9.

Второй диапазон понижения частоты вращения вала 9 (примерно в 28 раз) осуществляется при передвижении муфты 8 в правое положение. В этом случае крутящий момент последовательно передается через шестерни постоянного зацепления 12 и 11, блок шестерен 2, свободно установленный на валу 1, шестерни постоянного зацепления 4, блок шестерен 5, свободно установленный на валу 6, и шестерни постоянного зацепления 7 на вал 9.

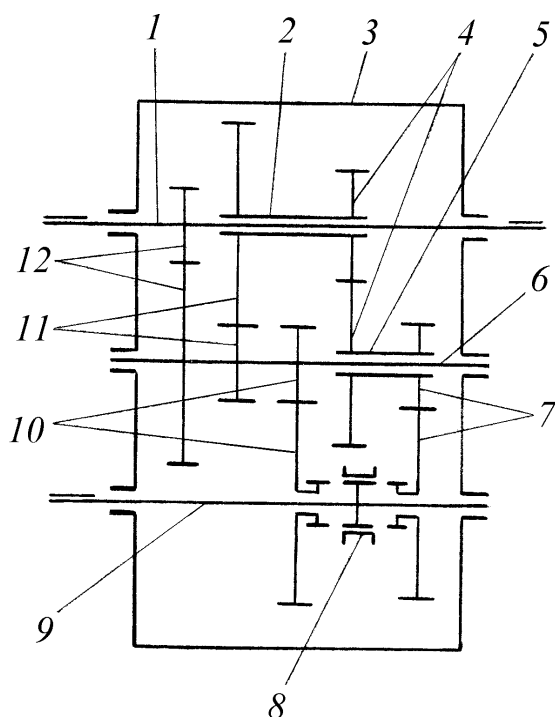


Рис. 6.25. Схема двухдиапазонного ходоуменьшителя с неподвижными осями валов

Кинематически подобные ходоуменьшители устанавливаются перед КП или за ней. При этом валы 9 и 1 ходоуменьшителя соответственно соединяются с первичным и каким-либо последовательным валом КП с использованием соединительных элементов. Задний шлицевый хвостовик вала 1 является приводом зависимого ВОМ.

Валом 1 является приводом зависимого ВОМ.

Кинематическая схема планетарного ходоуменьшителя, применяемого на колесных тракторах с поперечно расположенной КП и механизмом реверса показана на рис. 6.26.

Ходоуменьшитель представляет собой редуктор, состоящий из планетарного ряда смешанного зацепления с передаточным числом $u = -k$, установленного в механизм реверса. Здесь k - характеристика планетарного ряда.

Механизм реверса состоит из ведущей конической шестерни 1, закрепленной на конце первичного вала КП, и находящейся в постоянном зацеплении с двумя ведомыми коническими шестернями 2 и 5. Последние посредством блокировочной зубчатой муфты 4 могут замыкаться на промежуточный вал 3 КП, изменяя направление его вращения, меняя тем самым направление движения трактора вперед или назад.

Ведущая солнечная шестерня *a* ходоуменьшителя соединена с шестерней 5 заднего хода, а его ведомый вал 6, посредством зубчатой муфты 4 соединяется с промежуточным валом 3 КП.

На схеме показано включенное положение ходоуменьшителя. Крутящий момент от шестерни 1 передается на шестерню 5 заднего хода КП, солнечной шестерне *a*, сателлитам 7 на тормозном водиле *b*

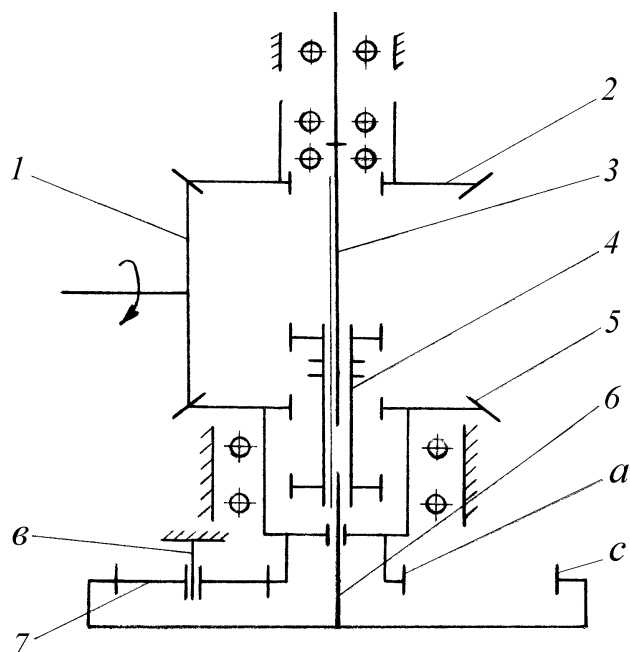


Рис. 6.26. Схема планетарного ходоуменьшителя, встроенного в КП с поперечными валами

и далее на эпицикл *c* и выходной вал 6. Так как сателлиты 7 заставляют вал 6 вращаться в сторону противоположную входному валу ходоуменьшителя, то тем самым он вращает вал 3 КП в сторону передней пониженной скорости движения трактора.

При включении муфты 4 для движения трактора передним или задним ходом на обычных передачах ходоуменьшитель выключен.

Кинематическая схема механического комбинированного ходоуменьшителя

представлена на рис. 6.27.

Ходоуменьшитель смонтирован в отдельном картере 9, соединенным фланцем к боковому отверстию в корпусе 5 КП. Планетарный редуктор выполнен рядом смешанного зацепления с передаточным числом $u = 1 + k$. Помимо планетарного ряда ходоуменьшитель имеет две шестеренные передачи с неподвижными осями валов, поэтому его можно считать комбинированным.

В картере 9 размещены промежуточная шестерня 4, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней 6, установленной на валу 7 водила, и планетарный редуктор, состоящий из ведущей солнечной шестерни *a*, ведомого водила *b* с сателлитами 10 и тормозного эпицикла *c*. Солнечная шестерня *a* выполнена как одно целое с приводной шестерней 8, которая при установке ходоуменьшителя на КП находится в постоянном зацеплении с шестерней 2 обычно первой передачи или передачи заднего хода.

На схеме ходоуменьшитель показан в выключенном состоянии. Для его включения имеется рычажно-тяговая система, аналогичная управлению кареток КП, поводковая вилка которой передвигает блокировочную муфту-кадетку 3 вправо до полного зацепления с шестерней 4. При этом вал 1 КП передает крутящий момент от ходоуменьшителя через шестерню 2 в последующую трансмиссию трактора.

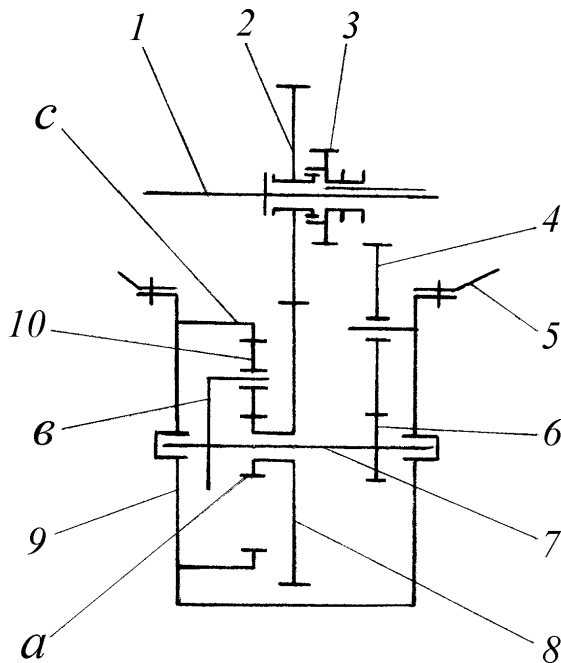


Рис. 6.27. Схема механического комбинированного ходоуменьшителя

При пользовании механическим ходоуменьшителем следует иметь в виду, что значительное увеличение передаточного числа трансмиссии в некоторых случаях может привести к поломкам в ее узлах. Поэтому необходимо следить, чтобы при любых условиях работы МТА, тяговое усилие, развиваемое трактором, не вызвало превышения допустимых напряжений в деталях трансмиссии.

В свете изложенного более предпочтительны *комбинированные гидрообъемные ходоуменьшители*, которые обеспечивают более широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости МТА, достаточно просто komponуются с существующими трансмиссиями и имеют возможность надежно защитить их от перегрузок.

Принципиальная схема подобного гидрообъемного ходоуменьшителя показана на рис. 6.28. Гидравлический насос 9 посредством дополнительной шестеренной передачи 10 получает вращение от коленчатого вала двигателя 1. От насоса 9 масло под давлением подается по соответствующему маслопроводу 8 в тихоходный гидромотор 7, на выходном валу которого установлена приводная шестерня 6.

На схеме показано выключенное положение ходоуменьшителя. Для его включения необходимо шестерню 5 включения, установленную на хвостовике промежуточного вала КП 3, ввести в полное зацепление с шестерней 6 гидромотора. Тогда крутящий момент от гидромотора 7 через любую передачу в КП будет передан в последующую трансмиссию 4 для движения трактора с замедленными скоростями.

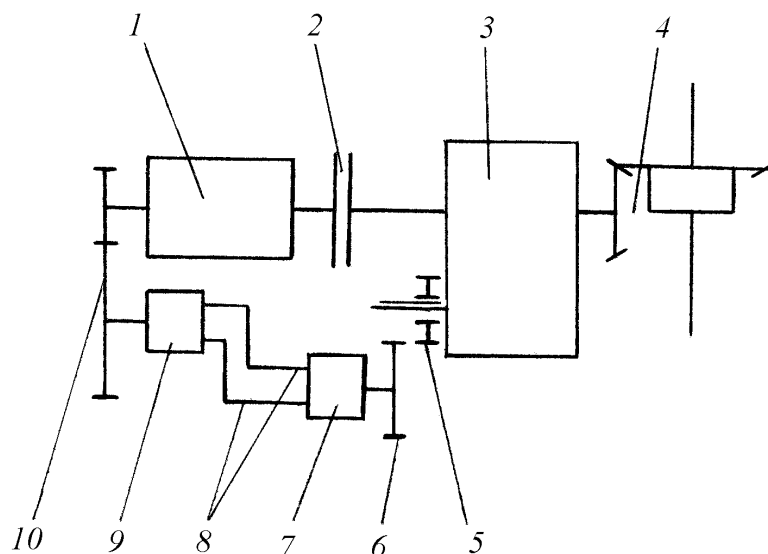


Рис. 6.28. Схема комбинированного гидрообъемного ходоуменьшителя

При включении ходоуменьшителя сцепление 2 трансмиссии должно автоматически выключаться. КПД гидравлической передачи сравнительно низкий (обычно порядка 0,6...0,7), но так как на передвижение МТА тратится относительно небольшой процент мощности двигателя, то общие потери мощности при применении подобного ходоуменьшителя вполне приемлемы.

Второй тип комбинированного гидравлического ходоуменьшителя основан на принципе использования гидронасоса как гидротормоза для бесступенчатого регулирования передаточного числа планетарного редуктора его механической части.

Принципиальная гидромеханическая схема подобного ходоуменьшителя показана на рис. 6.29.

Гидравлическая часть ходоуменьшителя состоит из шестеренного гидронасоса 1, всасывающего маслопровода 2, маслозаборника 3, установленного в корпусе КП, нагнетательного маслопровода 4, фильтра тонкой очистки 5, предохранительного клапана 6, дросселя с регулятором 7, стержня 9 с регулировочной рукояткой 8, сливного патрубка 10 и резинового шланга 11 для слива масла в картер 15 ходоуменьшителя, имеющего общую масляную ванну с КП.

Механическая часть ходоуменьшителя во многом аналогична ранее представленной на рис. 6.26. Основным узлом ходоуменьшителя является планетарный ряд, состоящий из солнечной шестерни *a*, водила *b* с сателлитами 16 и валом 17 с шестерней и эпициклом *c*. Крутящий момент к солнечной шестерне *a*, подводится, как указывалось ранее, от спаренной шестерни 13, находящейся в постоянном

зацеплении с промежуточной шестерней КП. Передача крутящего момента с ходоуменьшителя на КП обеспечивается выходной шестерней 14. Включение ходоуменьшителя в трансмиссию трактора рассмотрено ранее.

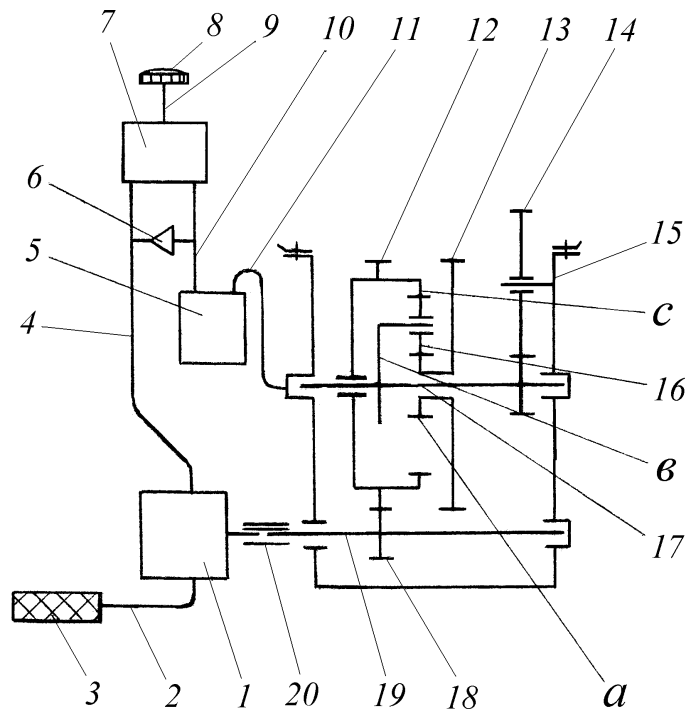


Рис. 6.29. Схема комбинированного гидрообъемного ходоуменьшителя

Насос 1 шлицевой втулкой 20 соединен с приводным валом 19 и шестерней 18, находящейся в постоянном зацеплении с наружным зубчатым венцом 12 эпицикла с.

Данный тип ходоуменьшителя выполняет два назначения:

- 1) обеспечивает пониженные диапазоны скоростей;
- 2) создает возможность бесступенчатого изменения скоростей трактора в заданном их диапазоне.

Первое назначение выполняется механической частью ходоуменьшителя, рассмотренное выше, а второе - совместно гидравлической и механической частями ходоуменьшителя. Гидронасос 1 используется как гидротормоз, создающий препятствие вращению эпицикла с за счет дросселирования потока масла в дросселе 7. При полной затяжке рукояткой 8 стержня 9 дросселя гидравлическая система ходоуменьшителя оказывается запертой и насос 1 проворачиваться не может. Следовательно, эпицикл с становится неподвижным, а планетарный ряд обеспечивает постоянную пониженную скорость движения трактора. По мере появления дросселирования потока масла возникает возможность вращения гидронасоса 1, а следовательно, эпицикла с. Это ведет к использованию свойства подобного планетарного редуктора увеличивать его передаточное число пропорционально частоте вращения эпицикла с, что обуславливает бесступенчатое уменьшение поступательной скорости трактора. При полностью открытом дросселе 7 планетарный ряд преобразуется в дифференци-

альный механизм. В результате крутящий момент не передается на выходную шестерню 14, связанную с КП, а скорость трактора равна нулю.

Таким образом, тракторист, поворачивая рукоятку 8, бесступенчато устанавливает величину пониженной скорости трактора.

Увеличение нагрузок в трансмиссии при работе МТА повышает давление нагнетания в гидросистеме ходоуменьшителя. В случае же возникновения перегрузок срабатывает предохранительный клапан 6, перепуская масло непосредственно в картер ходоуменьшителя и предотвращая тем самым поломки деталей трансмиссии.

В гидросистеме ходоуменьшителя используется трансмиссионное масло, которое обычно около 10 л добавляется сверх нормы в корпус КП.

6.9. Раздаточные коробки

Раздаточная коробка устанавливается на тракторах со всеми ведущими колесами для распределения крутящего момента от КП к их ведущим мостам. Как правило, она устанавливается сзади или рядом с КП, в отдельном или общем корпусе с последней. В некоторых случаях она является последним выходным редуктором составной КП.

Классификация раздаточных коробок. Тракторные *раздаточные коробки можно классифицировать* по следующим основным признакам:

- по характеру деления крутящего момента;*
- по числу отводимых потоков мощности;*
- по числу ступеней передаточного числа;*
- по способу включения выходных валов.*

По характеру деления крутящего момента раздаточные коробки бывают с *дифференциальным* или *постоянным приводом выходных валов*. В первом случае каждый ведущий мост реализует свою долю крутящего момента в зависимости от сцепления движителей с почвой, что исключает возникновение циркуляции паразитной мощности в работающих мостах. Во втором случае - возможна циркуляция паразитной мощности при движении по дорогам с твердым покрытием при возникающих различиях в радиусах качения ведущих колес. В отечественных тракторах в основном применяют раздаточные коробки без межосевых дифференциалов.

По числу отводимых потоков мощности они бывают *одинарные* или *двойные*: первые устанавливаются на тракторах 4К4а классиче-

ской компоновки с передними ведущими колесами малого диаметра, а вторые - на тракторах 4К4б с ведущими колесами одинакового диаметра.

По числу ступеней передаточного числа раздаточные коробки бывают *одно* или *двухступенчатые*. Двухступенчатые коробки применяются в тех случаях, когда раздаточная коробка выполняется вместе с диапазонным выходным редуктором составной КП.

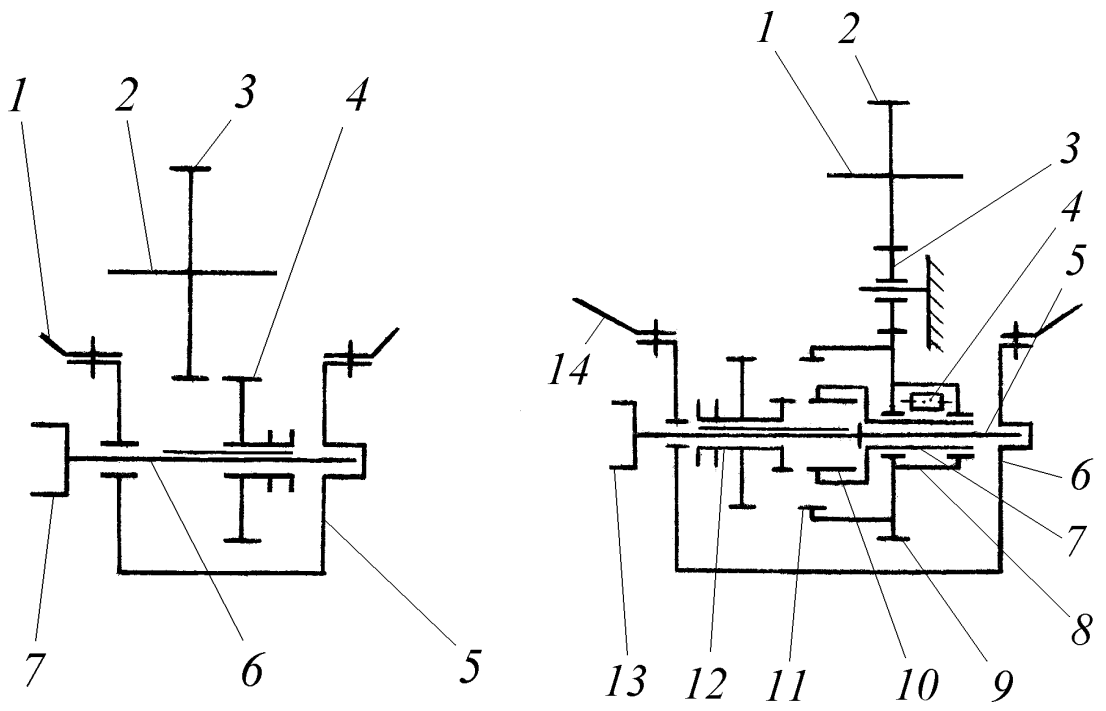
По способу включения выходных валов различают раздаточные коробки *постоянного включения, автоматически включаемые* и *комбинированные*. Первые, как правило, применяются на тракторах 4К4б. Причем, постоянно ведущим может быть передний или задний мост, а другой подключается трактористом в зависимости от условий работы МТА.

Автоматическое включение производится в приводе к переднему ведущему мосту трактора 4К4а в зависимости от степени буксования задних постоянно ведущих колес. В этом случае в приводе используются разнообразные МСХ или другие автоматизированные системы. Автоматическое включение переднего ведущего моста обычно производится при увеличении буксования трактора более 4...6%.

Комбинированное подключение ведущего моста в зависимости от положения органов управления может быть автоматическим и с принудительной блокировкой (подключение осуществляется по усмотрению тракториста).

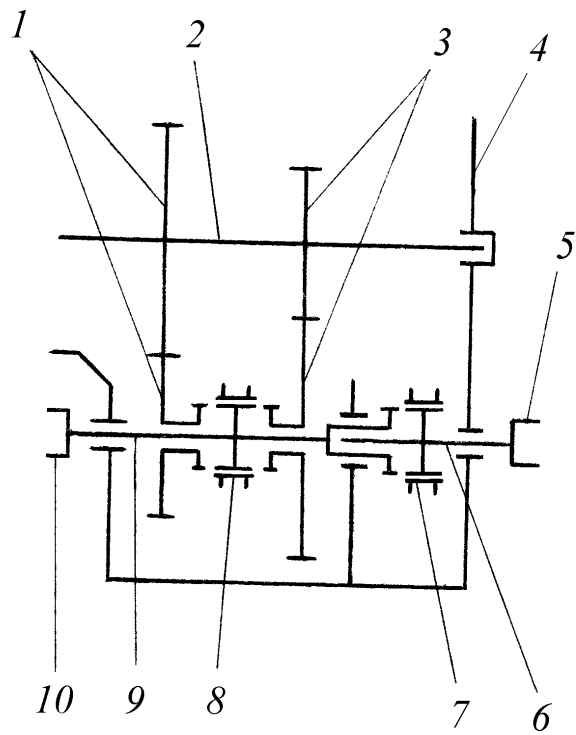
Схемы раздаточных коробок. Кинематическая схема простейшей одинарной раздаточной коробки постоянного включения представлена на рис. 6.30,а. К корпусу 1 КП крепится картер 5 раздаточной коробки с выходным шлицевым валом 6. На валу 6 установлена шестерня-кадетка 4, вводимая в зацепление с приводной шестерней 3 выходного вала 2 КП. К фланцу 7 крепится карданный вал привода переднего ведущего моста трактора 4К4а.

Более сложная кинематическая схема одинарной комбинированной раздаточной коробки представлена на рис. 6.30,б. Все узлы и агрегаты раздаточной коробки установлены в картере 6, который присоединен фланцем сбоку корпуса 14 КП. Ведущая шестерня 9 раздаточной коробки приводится в движение от промежуточной шестерни 3, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней 2 выходного вала 1 КП. Шестерня 9 установлена на наружной обойме 8 роликовой МСХ, а ее внутренняя обойма 7 свободно установлена на правом (по чертежу) конце выходного вала 5 раздаточной коробки.



a)

b)



в)

Рис. 6.30. Схемы раздаточных коробок

С левой стороны шестерни 9 и обоймы 7 выполнены внутренние зубчатые венцы соответственно 11 и 10. На левой шлицованной части вала 5 установлена двухвенцовая блокировочная муфта 12, показанная в выключенном положении. Она служит для включения и выключения МСХ и принудительного включения переднего ведущего моста.

При ее перемещении вправо вначале входит в зацепление ее малый зубчатый венец с зубчатым внутренним венцом 10, устанавливая автоматический режим включения переднего моста посредством МСХ. При дальнейшем перемещении муфты 12 вправо ее большой зубчатый венец соединит шестерню 9 с валом 5, блокируя работу МСХ. На конце вала 5 установлен фланец 13 карданного вала к переднему мосту.

Принцип автоматического включения переднего ведущего моста основан на искусственном рассогласовании передаточных чисел трансмиссии при подводе мощности к ведущим колесам трактора. Передаточные числа подобраны так, что при отсутствии буксования задних ведущих колес трактора внутренняя обойма 7 МСХ, получающая вращение от свободно катящихся передних колес, вращается быстрее наружной обоймы 8, к которой подводится мощность от двигателя. Вследствие этого ролики 4 МСХ свободно проворачиваются, не заклинивая обоймы и не передавая мощность от двигателя на передний мост.

В результате увеличения тягового усилия трактора повышается буксование задних колес, снижаются скорость движения и частота вращения обоймы 7. При буксовании 4...6% задних ведущих колес частоты вращения обойм 7 и 8 выравниваются. При большем буксовании колес наружная обойма 8 вращается быстрее внутренней обоймы 7, ролики 4 заклиниваются и МСХ вращается как одно целое, передавая мощность от двигателя на передний ведущий мост. При снижении буксования ниже указанных пределов передний мост автоматически отключается, вновь становясь ведомым.

При работе трактора на рыхлых и влажных почвах, когда буксование ведущих колес значительно рекомендуется работать с заблокированной МСХ, чтобы уменьшить износ последней.

В некоторых конструкциях подобных раздаточных коробок, вместо зубчатых блокировочных муфт применяют многодисковые фрикционные муфты с гидроподжатием.

На рис. 6.30,в представлена принципиальная кинематическая схема двухступенчатой двойной раздаточной коробки постоянного включения, установленной в отдельном отсеке общего корпуса 4 КП.

Такая схема раздаточной коробки применяется на тракторах 4К4б, у которых постоянно включенным является передний ведущий мост. Двухступенчатый редуктор состоит из двух пар шестерен 1 и 3 постоянного зацепления, соединяющих вал 2 КП с валом 9 привода переднего ведущего моста.

Зубчатая блокировочная муфта 8 обеспечивает получение повышающего (мощность передается через шестерни 1) или понижающего (мощность передается через шестерни 3) скоростного режима работы трактора. В задней расточке вала 9 установлен подшипник передней опоры вала 6 привода заднего ведущего моста. Включение заднего ведущего моста производится зубчатой блокировочной муфтой 7 при ее перемещении влево (по чертежу), замыкая валы 9 и 6 в один общий ведущий вал. К их фланцам 10 и 5 крепятся карданные валы ведущих мостов.

Задний ведущий мост включается и выключается трактористом в зависимости от условий работы МТА. При движении по дорогам с твердым покрытием рекомендуется работать без заднего ведущего моста во избежание циркуляции “паразитной” мощности. Существуют тракторы 4К4б, у которых постоянно включенным является задний ведущий мост.

6.10. Смазывание механизмов коробки передач

Для снижения потерь на трение и повышения долговечности КП и кинематически связанных с нею агрегатов трансмиссии должны смазываться все их подшипниковые узлы, зубья сопрягаемых шестерен и другие взаимно перемещающиеся контактирующие поверхности деталей. Смазывание снижает температуру поверхностей трения, способствует уносу с них продуктов износа и защищает поверхности деталей от коррозии.

Для подвода масла к поверхностям трения механизмов группы КП в зависимости от сложности их конструкций применяют *смазочные системы разбрызгивания, под давлением и комбинированные.*

Система разбрызгивания применяется в КП более простых конструкций, как правило, на тракторах малых классов тяги и без переключения передач фрикционными муфтами с гидроподжатаем. В системе разбрызгивания смазывание поверхностей трения осуществляется масляным туманом. Он образуется в корпусе КП при захвате и разбрызгивании залитого в него масла вращающимися зубьями шестерен. Масло обычно заливается несколько ниже оси самого нижнего

в корпусе вала с шестернями, которые всегда должны вращаться независимо от того движется трактор или стоит на месте, работая на стационаре. Если вал вращается только при движении трактора, то в этом случае в КП должна быть отдельная маслоразбрызгивающая шестерня, кинематически связанная с ее входным валом.

Маслозаливная горловина располагается наверху или сбоку корпуса КП, если она выполнена в виде отдельного агрегата, или сзади корпуса заднего моста трактора, если их механизмы имеют общую масляную емкость. Для контроля уровня масла обычно применяют масломерные линейки, контрольные пробки, фиксирующие допустимые пределы расхода масла, или указатели уровня (стекло масломерного окошка).

Для предотвращения температурного повышения масляного тумана внутри корпуса КП (при длительной работе трактора) в его верхней части обычно устанавливают сапун. Это устройство поддерживает атмосферное давление воздуха внутри полости КП и тем самым предотвращает выброс масла наружу.

Пробка для спуска отработанного масла, как правило, имеет магнит для более надежного удаления металлических продуктов износа, находящихся в масле.

В системе смазывания под давлением обязательным элементом является масляный насос, как правило, шестеренного типа и система маслопроводов для подачи масла в наиболее труднодоступные и нагруженные подшипниковые узлы КП и других агрегатов трансмиссии. Подобные системы применяются в более сложных конструкциях КП с шестернями постоянного зацепления, фрикционными муфтами с гидropоджатием и в планетарных КП. Иногда в них применяют фильтры для очистки масла, масляные радиаторы для его охлаждения и манометры для контроля его давления. Масло под давлением в первую очередь подается для смазывания подшипников шестерен постоянного зацепления, которым обычная смазка масляным туманом иногда недостаточна.

На рис. 6.31 показан фрагмент принципиальной конструктивной схемы смазывания игольчатых подшипников 4 шестерни 5 постоянного зацепления, установленной на ведущей ступице 8 зубчатой блокировочной муфты 7. Масло от нагнетательного насоса (отдельного или от гидравлической системы фрикционных блокировочных муфт с гидropоджатием) под давлением (обычно $0,2 \pm 0,05$ МПа) поступает по нагнетательному маслопроводу 2 в маслопроводящую муфту 16. Масло поступает во внутреннюю кольцевую проточку 1 и далее по радиальным сверлениям 15 в центральный распределительный канал

13 вала 9. Резьбовая заглушка 14 и уплотнение 12 предотвращают вытекание масла наружу. Из канала 13 масло по радиальным сверлениям 6 поступает во внутреннюю кольцевую проточку 10 ступицы 8 и далее через радиальные сверления 11 к подшипникам 4.

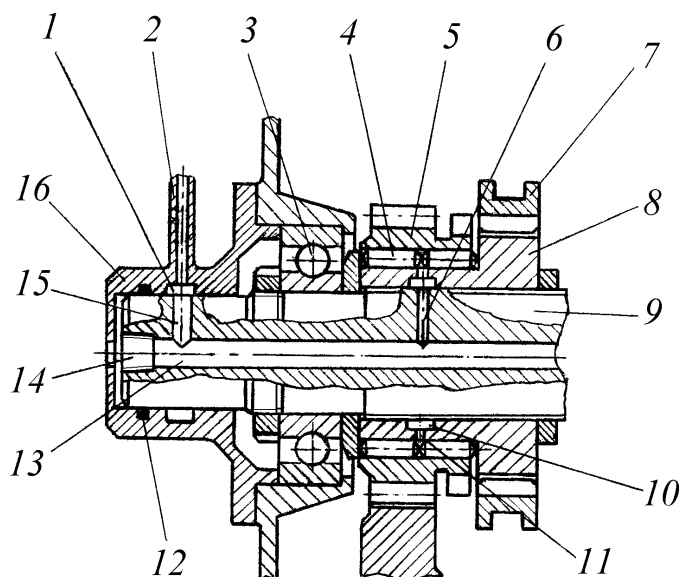


Рис. 6.31. Смазывание игольчатых подшипников шестерни в КП

Подшипник 3 крепления вала 9 смазывается маслом, которое проникает к нему в зазорах между цапфой вала и расточкой муфты 16.

Комбинированная система смазывания фактически является разновидностью смазывания под давлением, когда часть масла выбрызгивается специально на вращающиеся шестерни для создания масляного тумана. Помимо этого часть вращающихся шестерен, контактируя с масляной емкостью внутри КП, также создает дополнительный масляный туман. В большинстве современных КП и планетарных КП применяют комбинированную систему смазывания, особенно на мощных промышленных тракторах.

Для смазывания механизмов группы КП используются трансмиссионные масла.

6.11. Уход за коробкой передач.

Основные неисправности и их устранение

Уход за КП, планетарной КП и группой сопутствующих агрегатов состоит в следующем: в систематической проверке и подтяжке

всех резьбовых соединений; проверке уровня масла в корпусах и картерах, его доливки или полной замене; проверке работы систем их управления; проведении различных необходимых регулировок. При внешнем осмотре КП следует обращать внимание на состояние выходных уплотнений валов и уплотнительных прокладок с целью предупреждения течи масла.

Перед проведением операций по уходу необходимо тщательно очистить места осмотра от грязи и влаги, чтобы исключить возможность попадания внутрь корпусов и картеров абразива и посторонних жидкостей.

При уходе за гидравлической системой управления фрикционными муфтами и тормозами с гидроподжатием особое внимание необходимо обратить на состояние фильтров всасывающей и нагнетательной системы маслопроводов и приборов контроля.

При замене масла из корпусов рассматриваемых агрегатов группы КП слив отработанного масла следует производить непосредственно после окончания работы трактора, так как с нагретым маслом удаляется значительная часть продуктов износа. Время слива должно быть достаточно долгим, чтобы могло стечь все масло, находящееся в различных каналах системы смазывания деталей трансмиссии и гидросистемы управления КП. После слива масла корпуса и картеры промывают дизельным топливом и, как правило, только после этого заливают свежее масло.

Внешними признаками *неисправностей* наиболее часто являются:

- утечка масла и сильный нагрев корпусов агрегатов;
- повышенный уровень шума во время работы;
- затруднения в переключении передач;
- самопроизвольные их выключения;
- низкое или повышенное давление в гидравлической системе управления КП.

Причиной утечки масла, а следовательно, нагрева корпусов агрегатов, является ослабление их крепежных деталей и протечка масла в уплотнениях выходных валов и уплотнительных прокладках. Для устранения этих дефектов необходима подтяжка всех резьбовых соединений корпусов и картеров и возможная замена уплотнений.

Шум является следствием износа зубьев шестерен, износа подшипников и шлиц валов. Для устранения дефектов необходима замена изношенных деталей.

Затруднения в переключении передач в основном связаны с износом шлиц валов, забоинами на них и на зубьях шестерен (если переключение производится шестернями-каретками), а также с износом шлиц и забоинами на зубчатых блокировочных муфтах (при переключении с шестернями постоянного зацепления). Нарушения при переключении передач возможны также при нарушении регулировок в блокировочных устройствах КП и неисправностях в гидравлической системе управления КП.

Самопроизвольное выключение передач возможно при сильном износе вилок переключения, кольцевых проточек на шестернях-каретках и блокировочных зубчатых муфтах, ослаблении пружин фиксаторов и их износе. Эти дефекты могут быть устранены соответствующими регулировками и заменой изношенных деталей.

Низкое давление масла в гидросистеме КП с фрикционными муфтами с гидроподжатием может быть следствием недостаточного количества масла в их корпусах, сильным загрязнением в фильтре системы забора масла, залегания редукционного клапана, нарушений в герметизации маслопроводов и повреждений в гидронасосе. Устранение этих дефектов состоит в доливке масла до необходимого контрольного уровня, промывке фильтра и клапана или их замене, в герметизации маслопроводов и ремонте или замене насоса.

Высокое давление масла обычно является причиной неправильной регулировки редукционного клапана. Для устранения этого дефекта клапан нужно промыть и отрегулировать на необходимое давление.

Все операции по определению и устранению выявленных неисправностей следует проводить в строгом соответствии с указаниями инструкции завода - изготовителя по эксплуатации трактора.

6.12. Тенденции развития механических коробок передач

Рост производительности труда в сельскохозяйственном производстве связан с ростом скоростей и энергонасыщенности перспективных тракторов. Поэтому все большее применение на тракторах будут получать бесступенчатые трансмиссии - гидромеханические и гидрообъемные, обладающие высокой степенью автоматизации и хо-

рошими защитными свойствами, обеспечивающими высокую степень загрузки двигателя и его экономичность. Особенно перспективны такие трансмиссии на тракторах промышленного назначения, работающих в большом диапазоне изменения тяговых нагрузок.

Вместе с тем имеются еще большие резервы для совершенствования конструкций механических КП, которые будут широко применяться и в будущем.

Можно проследить две *основные тенденции конструктивного совершенствования механических КП*:

повышение надежности КП, выполняемых по обычным кинематическим схемам шестеренных коробок;

использование новых кинематических схем КП, которые при высокой надежности позволят значительно повысить эксплуатационные качества трактора и его производительность, обеспечат переключение передач без остановки трактора, облегчат разгон тракторного агрегата, работающего на повышенных скоростях, расширят диапазон необходимых скоростей.

Повышение износостойкости и долговечности шестеренных зацеплений КП достигается следующим образом:

применением более совершенных видов коррекций зубьев шестерен;

уменьшением перекосов в их зацеплении;

совершенствованием технологического процесса изготовления шестерен и валов (особенно шлицевых);

применением новых сортов стали, более удобных в механической и химико-термической обработке;

повышением общей жесткости картеров КП, точности центрирования валов, надежности подшипниковых узлов;

повышением твердости посадочных поверхностей и установкой более плотных посадок.

В современных конструкциях КП широкое применение получили шестерни постоянного зацепления, не имеющие торцового износа. При этом более перспективными являются цилиндрические косозубые шестерни, так как при одинаковых размерах с прямозубыми они обладают большей несущей способностью и существенно снижают уровень шума в КП.

Большое влияние на надежность КП оказывает совершенство конструкции ее механизма управления. Предпочтение имеют конструкции, в которых управляющие вилки штампуются как одно с управляющими ползунами.

В современных конструкциях КП для переключения передач

широко используются синхронизаторы (на колесных тракторах) и фрикционные муфты с гидроподжатием. При этом последние обеспечивают переключение передач с разрывом и без разрыва потока мощности.

Существенное влияние на долговечность КП оказывает улучшение герметизации ее картера и повышение надежности смазывания ее деталей. Это достигается применением более совершенных сальников, уплотнительных прокладок, защитных эластичных маслостойких чехлов и маслоотражательных устройств, облегчающих работу сальниковых уплотнений. Перспективным является применение герметиков в местах установки крышек и соединении корпусных деталей КП. Это приводит к снижению вероятности попадания частиц абразива в КП и существенному повышению долговечности ее шестерен и подшипников.

Для лучшего смазывания наиболее напряженных подшипниковых узлов и шестеренных зацеплений применяют специальные масло-сборные лотки, сверления в осях и валах или специальные трубки. Часто применяется смазывание подшипниковых узлов и шестерен под давлением от отдельного масляного насоса.

КП с переключением на ходу могут выполняться по различным кинематическим схемам, в которых или все передачи переключаются без остановки трактора, или только передачи в заданной диапазонной группе, а сами диапазоны переключаются шестернями-каретками или зубчатыми муфтами с остановкой трактора.

В современных конструкциях мощных колесных и гусеничных тракторов широкое распространение получили планетарные КП с двумя и тремя степенями свободы. При этом часто встречаются конструкции комбинированных КП.

В связи с тем, что в сельском хозяйстве трактор часто должен работать в диапазоне пониженных скоростей, в пределах 0,027...0,42 м/с, нужны ходоуменьшители, обеспечивающие необходимый диапазон скоростей. Все чаще начинают применять бесступенчатые комбинированные ходоуменьшители, преимущественно гидрообъемного типа для получения и бесступенчатого регулирования “ползучих” скоростей.

Гидродинамические, гидрообъемные и электрические передачи

7.1. Гидродинамические передачи

Выше в гл. 4 рассматривалось два типа гидродинамических передач, применяемых на тракторах: гидродинамические муфты (гидромуфты) и гидродинамические трансформаторы (гидротрансформаторы).

Гидромуфты получили ограниченное распространение на универсальных сельскохозяйственных тракторах средней и высокой мощности, используемых на энергоемких операциях, на транспорте, на пересеченной местности, на легких лесозаготовительных работах, т.е. там, где приходится часто менять направление движения или сильно меняется сопротивление движению МТА.

Гидротрансформаторы получили широкое распространение на тракторах промышленного назначения, для которых характерна высокая динамичность тяговой нагрузки и работа в зоне максимальных тяговых усилий.

Гидродинамические муфты. Недостатки, присущие гидромуфтам - плохая чистота выключения из-за "остаточного" момента на турбинном колесе, что затрудняет процесс переключения передач, так как муфта "ведет", и работа со скольжением, что сопряжено со снижением КПД передачи и перерасходом топлива.

Наиболее радикальным способом устранения остаточного момента после выключения гидромуфты является установка непосредственно за ней фрикционного сцепления (ФС) (рис. 7.1,*а*). При переключении передач предварительно выключают ФС 4 и разъединяют ведомый вал 5 гидропередачи и первичный вал 6 КП.

Такое конструктивное решение обычно применяют в трансмиссиях с КП с неподвижными валами. Однако введение дополнительного ФС усложняет конструкцию гидропередачи и делает ее более материалоемкой.

При установке на тракторе планетарной КП или КП с переключением на ходу роль ФС выполняют фрикционные узлы КП.

Для повышения чистоты выключения гидромуфты используют также менее радикальные конструктивные решения, например, в круге циркуляции гидромуфты устанавливают пороговое устройство - кольцевую перегородку 7 в месте выхода потока жидкости из турбинного колеса (рис. 7.1,*б*). При высокой частоте вращения насосного колеса 2 центробежные силы отбрасывают поток жидкости ближе к пе-

риферии круга циркуляции и перегородка 7 не мешает движению потока.

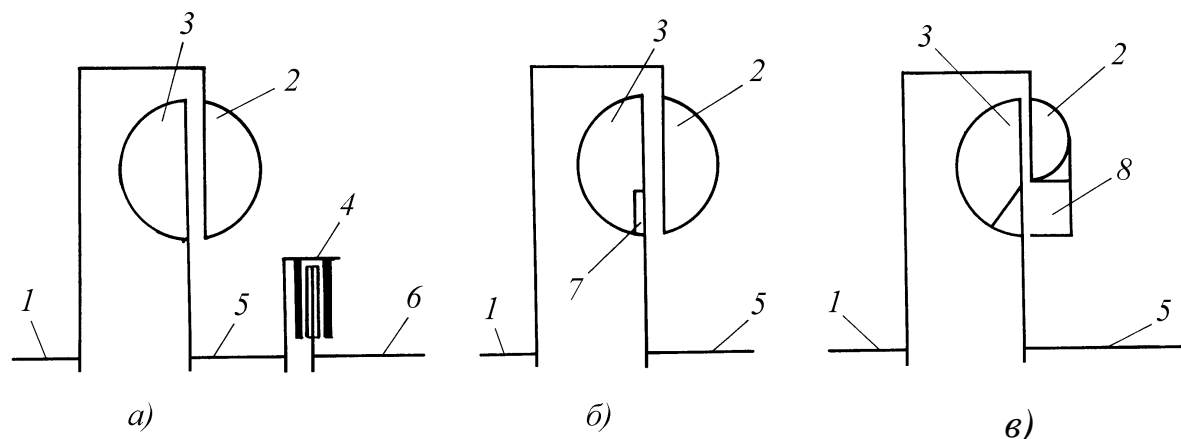


Рис. 7.1. Схемы гидромуфт:

а – с фрикционным сцеплением; *б* – с кольцевой перегородкой; *в* – с камерой опорожнения; 1 – ведущий вал; 2 – насосное колесо; 3 – турбинное колесо; 4 – фрикционное сцепление; 5 – ведомый вал; 6 – первичный вал КП; 7 – кольцевая перегородка; 8 – камера опорожнения

При снижении частоты вращения насосного колеса центробежные силы уменьшаются и поток жидкости приближается к центру гидромуфты. Кольцевая перегородка 7 при этом препятствует циркуляции жидкости, что уменьшает остаточный момент на турбинном колесе 3.

С этой же целью лопатки насосного 2 и турбинного 3 колес делают разной длины и под лопатками насосного колеса выполняют полость 8 - камеру опорожнения (рис. 7.1,в). При снижении частоты вращения турбинного колеса камера заполняется, количество циркулирующей жидкости и, соответственно, остаточный момент уменьшаются.

Гидромуфты с кольцевой перегородкой (рис. 7.1,б) обеспечивают машине высокую динамику разгона и поэтому применяются на автомобилях и на тракторных погрузчиках, рабочий цикл которых отличается высокой динамичностью.

Гидромуфты с камерой опорожнения (рис. 7.1,в) обладают хорошими защитными свойствами и обеспечивают плавный разгон МТА.

Для уменьшения потерь в трансмиссии, связанных с проскальзыванием гидромуфты, а следовательно, снижением перерасхода топлива, прибегают к блокировке ведущего и ведомого валов гидромуфты, обычно при завершении разгона трактора и выходе МТА на требуемый режим работы. Блокирование может быть принудительным

или автоматическим. В качестве блокировочных устройств используют фрикционные элементы различных конструкций.

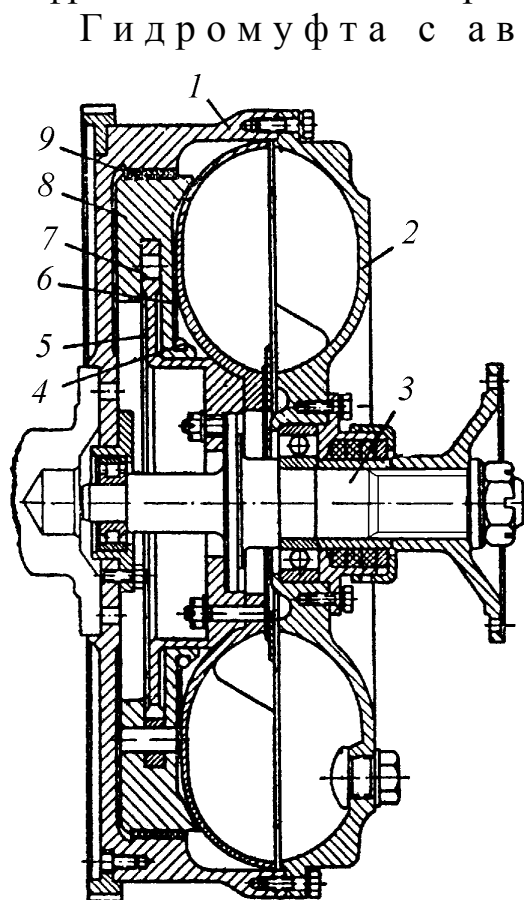


Рис. 7.2. Гидродинамическая муфта с автоматической блокировкой

Гидромуфта с автоматическим блокировочным устройством показана на рис. 7.2. Насосное колесо 2 закреплено на маховике 1 двигателя. На ведомом валу 3 гидромуфты установлены турбинное колесо 6 и крестовина 5, которая входит во внутренние пазы 7 колодок 8 с фрикционными накладками 9. При вращении вала 3 с частотой, не превышающей расчетную, муфта работает как обычная гидродинамическая. При достижении валом 3 расчетной частоты вращения центробежные силы, действующие на колодки 8, преодолеют силы сопротивления стяжных пружин 4 и колодки прижимаются к маховику 1. В результате за счет сил трения между колодками 8, связанными с турбинным колесом 6, и маховиком 1, связанным с насосным колесом 2, турбинное и насосное колеса гидромуфты блокируются.

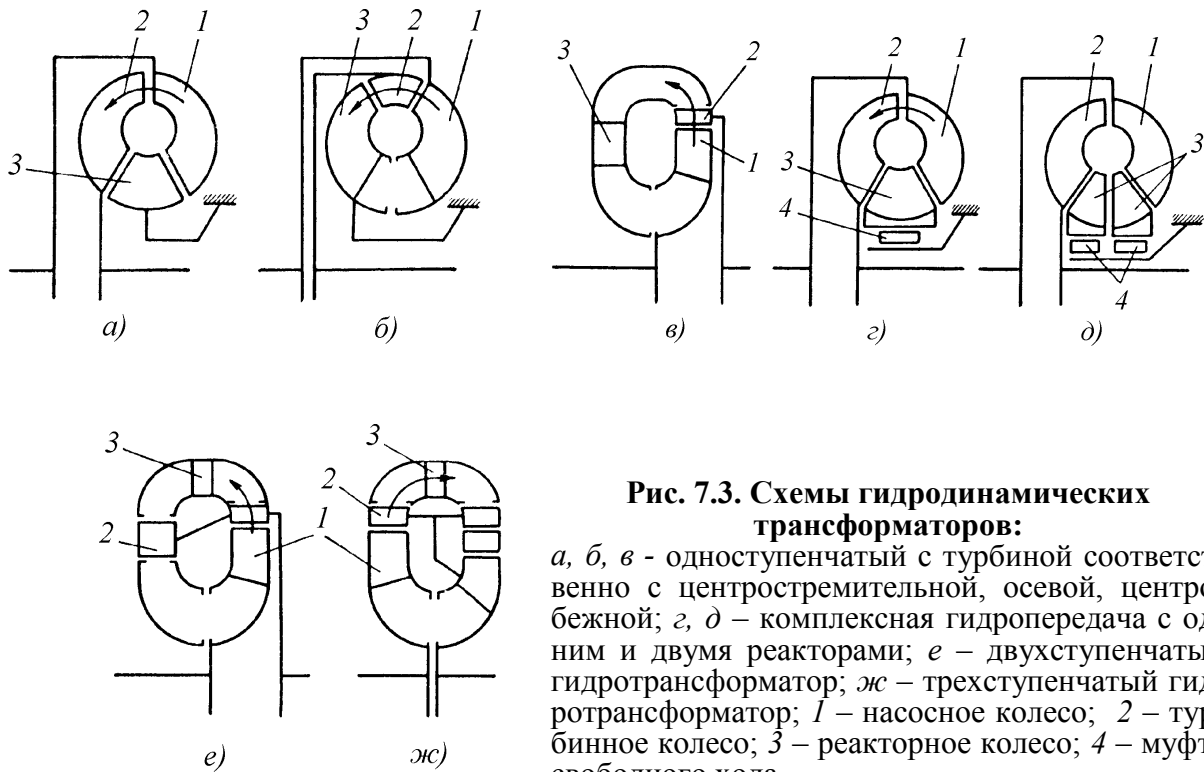
Гидродинамические трансформаторы. По числу турбинных колес гидротрансформаторы классифицируют на одно-, двух- и трехступенчатые соответственно с одним турбинным колесом (рис. 7.3,а,б и в), с двумя (рис. 7.3,е) и тремя (рис. 7.3,ж).

Одноступенчатые гидротрансформаторы просты и экономичны и их применяют почти на всех типах тракторов. Однако, как было отмечено выше, максимальное КПД гидротрансформатора не превышает 0,92. При этом область работы передачи по частоте вращения турбинного колеса с высоким КПД очень узкая.

Поэтому с целью расширения области работы передачи с высоким КПД реакторное колесо устанавливают на муфту свободного хода (рис. 7.3,з). При этом передача может работать в режиме гидротрансформатора при неподвижном реакторном колесе и переходит в режим гидромуфты при его вращении.

С целью расширения зоны высокого КПД комплексные гидротрансформаторы иногда выполняют с двумя реакторами (рис. 7.3,д). Харак-

характеристика такого гидротрансформатора состоит из трех характеристик: гидротрансформатора с высокими преобразующими свойствами, гидротрансформатора с низкими преобразующими свойствами и гидромуфты.



В случае, когда при применении одного турбинного колеса не удается получить необходимых свойств гидродинамической передачи, применяют двух- и трехступенчатые гидротрансформаторы.

В зависимости от направления потока жидкости при ее относительном движении вдоль лопаток турбины различают гидротрансформаторы с центростремительной, осевой и центробежной турбинами.

У гидротрансформаторов с центростремительной турбиной поток рабочей жидкости вдоль лопаток турбинного колеса направлен от периферии к центру. Центростремительная турбина расположена в рабочей полости гидротрансформатора строго напротив насосного колеса (рис. 7.3,а).

Осевые турбинные колеса (рис. 7.3,б) располагаются по периферии рабочей полости так, что поток рабочей жидкости в них направлен примерно параллельно оси вращения ведомого и ведущего валов гидротрансформатора.

Центробежные турбинные колеса (рис. 7.3,в) расположены над насосными и поток жидкости движется по ним, как и в насосных колесах, от центра к периферии.

С изменением типа турбинного колеса меняется положение колеса реактора.

На современных тракторах применяются только гидротрансформаторы с центростремительной турбиной.

В двухступенчатых (рис. 7.3,е) и трехступенчатых (рис. 7.3,ж) гидротрансформаторах различные ступени турбинных колес выполняют центробежными и центростремительными.

По влиянию нагрузки на валу турбины на режим работы насоса различают гидротрансформаторы с непрозрачной и прозрачной характеристиками, с прямой и обратной прозрачностью.

У гидротрансформаторов с непрозрачной характеристикой при изменении крутящего момента на турбинном колесе не изменяется крутящий момент на насосном колесе, которое связано с валом двигателя (рис. 4.7). В результате двигатель работает в постоянном нагрузочном режиме.

У гидротрансформатора с прозрачной характеристикой при изменении крутящего момента на турбинном колесе меняется крутящий момент на насосном колесе. Следовательно, при установке на трактор гидротрансформатора с прозрачной характеристикой режим работы двигателя меняется с изменением нагрузки на валу турбины. Это является положительным свойством прозрачного гидротрансформатора, так как он позволяет использовать преобразующие свойства двигателя (изменять крутящий момент при изменении нагрузки на его валу).

Таким образом, при установленной подаче топлива с возрастанием внешней нагрузки двигатель переходит в режим повышенного момента и наоборот. Это улучшает динамические качества трактора, имеющего необходимый запас крутящего момента двигателя.

Если у гидротрансформатора с прозрачной характеристикой при увеличении момента на валу турбины увеличивается и момент на валу насосного колеса, то его называют гидротрансформатором с прямой прозрачностью, а если момент уменьшается - то гидротрансформатором с обратной прозрачностью.

Степень прозрачности гидротрансформатора оценивают коэффициентом прозрачности Π , равным отношению крутящего момента M_H на валу насосного колеса при $n_T = 0$ к крутящему моменту на валу насосного колеса при $M_H = M_T$ (точка А на рис. 4.7).

При коэффициенте $\Pi = 1$ трансформатор называют непрозрачным, при $\Pi > 1$ - прозрачным. На рис. 4.7 представлена внешняя характеристика непрозрачного гидротрансформатора.

Гидротрансформаторы, применяемые на тракторах, обычно имеют коэффициент прозрачности $\Pi = 1,2...2,0$.

С двигателями постоянной мощности (ДПМ) необходимо использовать только прозрачные гидротрансформаторы, так как они позволяют наиболее полно использовать его преобразующие свойства. Максимальный КПД у прозрачных гидротрансформаторов несколько выше, чем у непрозрачных, что объясняется относительно большими величинами напора. Кроме того, увеличение внешней нагрузки преодолевается в прозрачном гидротрансформаторе ДПМ, поэтому трансформатор может работать при меньших значениях коэффициента трансформации, т.е. ближе к режиму максимального КПД.

В гидромеханических передачах современных промышленных тракторов общего назначения наибольшее распространение получили одноступенчатые комплексные гидропередачи с одним или двумя реакторными колесами (рис. 7.3,з,д).

Комплексные гидродинамические передачи обычно принято называть гидротрансформаторами, несмотря на то, что они могут работать как в режиме гидротрансформатора, так и в режиме гидромуфты.

На рис. 7.4 приведена конструкция гидротрансформатора ГТР-3900 (НАТИ), предназначенного для установки на отечественные промышленные тракторы классов 3 и 4 и трелевочные тракторы. Гидротрансформатор укомплектован однодисковой блокировочной муфтой 6, муфтой свободного хода 12 и независимым ВОМ 1. Рабочие колеса изготовлены из алюминиевого сплава как одно целое с профилированными лопатками.

К вращающемуся корпусу, оборудованному насосным колесом 10 и крышкой 7, прикреплен внутренний венец 4 зубчатой муфты, через которую момент от коленчатого вала двигателя передается насосному колесу. Корпус гидротрансформатора передним выступом зубчатой муфты центрируется в расточке маховика двигателя. Второй опорой вращающегося корпуса является подшипник 13, внутренняя обойма которого напрессована на ось реактора 15.

Турбинное колесо 9 приклепано к ступице 19, соединенной с валом турбины 18 при помощи шлиц, и центрируется на валу с помощью центрирующих поясков. Вал турбины вращается в двух подшипниках качения 3 и 14, первый из которых кроме радиальных воспринимает и осевые силы, действующие на насосное и турбинное колеса, и фиксирует корпус от осевых перемещений относительно вала турбины.

Второй подшипник 14 фиксирует от осевых перемещений вал турбины. Колесо реактора 11 установлено на двухрядной муфте свободного хода 12, которая является одновременно радиальным подшипником колеса реактора. Торцовыми опорами реактора являются подшипники скольжения 17.

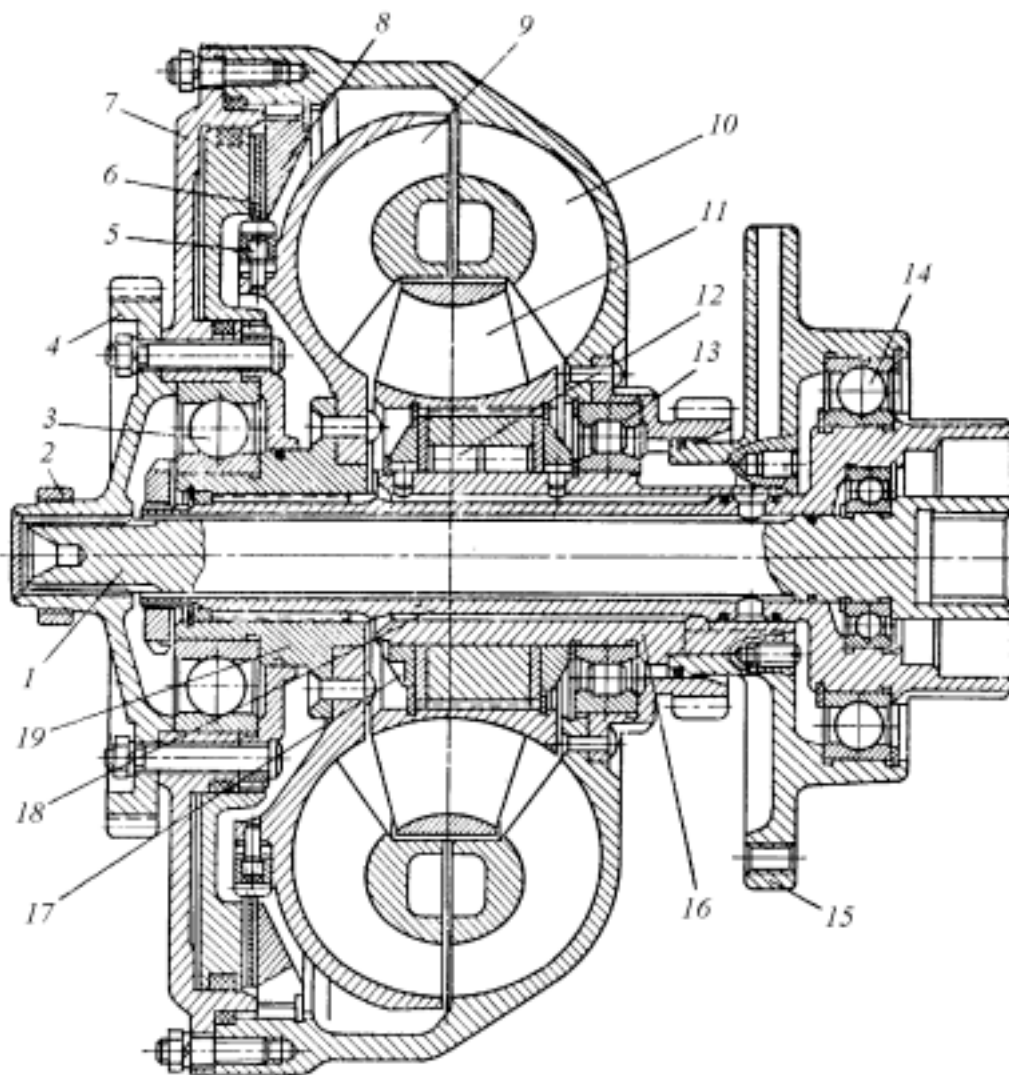


Рис. 7.4. Конструкция гидротрансформатора ГТР-3900 (НАТИ):

1 – независимый вал отбора мощности; 2 – сменная втулка; 3 – передний шарикоподшипник; 4 – венец зубчатой муфты; 5 – зубчатый венец; 6 – однодисковая блокировочная муфта; 7 – крышка насосного колеса; 8 – опорный диск; 9 – турбинное колесо; 10 – насосное колесо; 11 – колесо реактора; 12 – муфта свободного хода; 13 – роликовый подшипник; 14 – задний шарикоподшипник; 15 – ось реактора; 16 – трубчатая часть оси реактора; 17 – упорный подшипник скольжения; 18 – вал турбины; 19 – ступица турбинного колеса

Рабочий процесс в гидротрансформаторе сопровождается изменением скорости движения жидкости и давления в различных местах системы. При этом могут возникнуть нежелательные явления, как, например, кавитация, вибрация и др. Чтобы избежать кавитации и связанного с ней изнашивания и поломки рабочих поверхностей колес, рабочая жидкость в системе питания гидротрансформатора поддерживается под избыточным давлением, значение которого зависит от места подвода рабочей жидкости, типа гидротрансформатора и режима его работы. Давление рабочей жидкости для большинства гидротрансформаторов составляет 0,15...0,7 МПа.

Для обеспечения необходимых условий работы и контроля за работой гидротрансформатора систему питания оснащают дополнительными агрегатами: питающим насосом, радиаторами охлаждения жидкости, фильтрами, манометрами и другими устройствами. Существуют много конструктивных схем систем питания гидротрансформаторов. Однако все они содержат основные элементы, которые показаны на рис. 7.5.

Емкость масляного бака 1 у существующих тракторов составляет обычно не менее полуминутной производительности насоса 4. Уменьшение емкости бака возможно при применении специальных антипенных присадок и проведения конструктивных мероприятий, ограничивающих контакты рабочей жидкости с атмосферой. Насос 4 засасывает из бака 1 масло и через фильтр 5 подает его на главный редукционный клапан 6. На выходе насоса устанавливают ограничительный клапан 12, а параллельно фильтру 5 - перепускной клапан, позволяющий в случае засорения фильтра подавать рабочую жидкость, минуя фильтр.

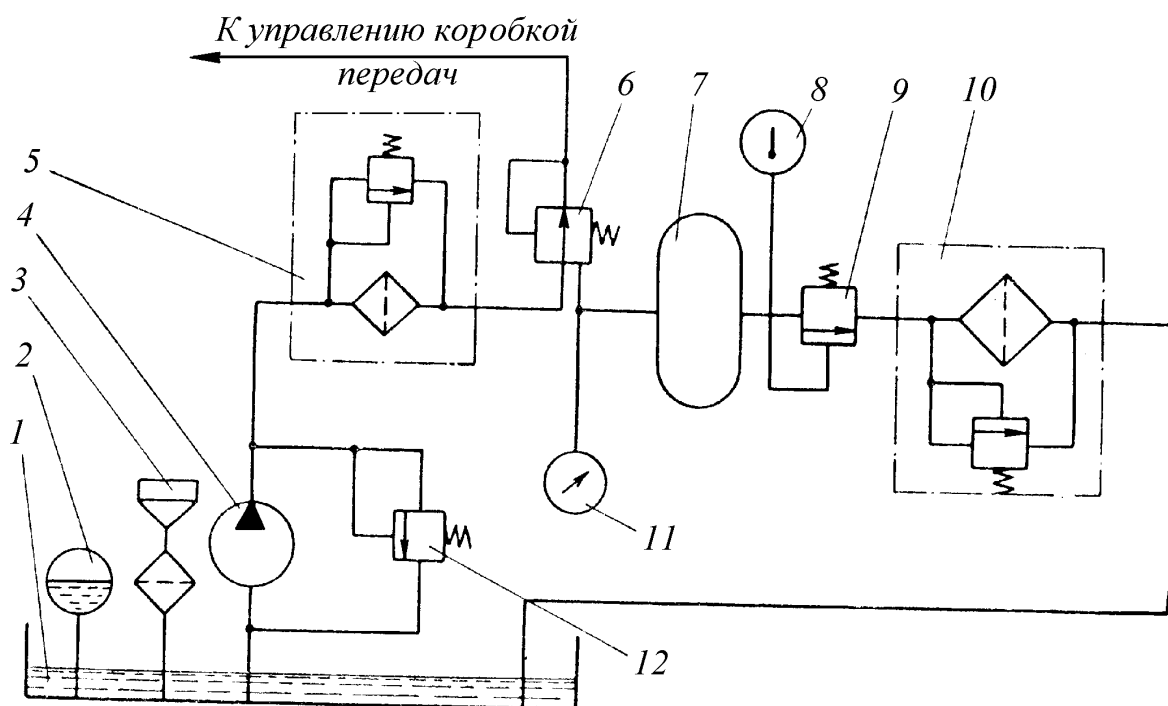


Рис. 7.5. Принципиальная схема системы питания гидротрансформатора:
 1 – масляный бак; 2 – указатель уровня масла; 3 – заливная горловина с фильтром; 4 – насос; 5 – фильтр с перепускным клапаном; 6 – редукционный клапан; 7 – гидротрансформатор; 8 – термометр; 9 – подпорный клапан; 10 – маслоохладитель с перепускным клапаном; 11 – манометр; 12 – ограничительный клапан

Редукционный клапан 6 ограничивает давление в главной магистрали гидравлической системы управления гидромеханической трансмиссии. Его часто устанавливают таким образом, чтобы питание

гидротрансформатора 7 осуществлялось через его сливную магистраль. В этом случае при переключении передач гидротрансформатор отключается от питающей магистрали, что способствует уменьшению времени переключения передач фрикционными муфтами с гидроподжатием и сокращению времени их буксования.

Из редуционного клапана 6 рабочая жидкость подается в гидротрансформатор 7, на выходе которого установлен подпорный клапан 9. Этот клапан отрегулирован на давление питания гидротрансформатора. При прекращении питания гидротрансформатора он перекрывает сливную магистраль и в течение некоторого времени поддерживает в гидротрансформаторе избыточное давление. После подпорного клапана 9 рабочая жидкость попадает в охладитель 10. Параллельно ему установлен перепускной клапан, предохраняющий охладитель от разрушения при повышении давления рабочей жидкости. Повышение давления может быть вызвано забиванием охладителя или понижением вязкости рабочей жидкости при низкой температуре.

Гидромеханические передачи. Диапазон силового регулирования гидротрансформатора лежит в пределах 2,5-3,5, что очень мало для трансмиссии трактора. Поэтому для расширения диапазона регулирования гидродинамические трансформаторы используют в тракторных трансмиссиях только в сочетании с механическими ступенчатыми КП, с которыми они образуют гидромеханические передачи (ГМП).

ГМП в зависимости от способа компоновки гидравлического и механического элементов подразделяют на полнопоточные (однопоточные) и двухпоточные (дифференциальные).

Полнопоточные ГМП подразумевают последовательное расположение гидротрансформатора и КП, когда крутящий момент с ведомого вала одного агрегата передается на ведущий другого.

В двухпоточных ГМП крутящий момент от двигателя передается на вал трансмиссии двумя независимыми (параллельными) потоками через механические и гидравлические звенья.

Полнопоточные ГМП имеют высокий силовой и кинематический диапазоны регулирования при сравнительно низком КПД. При этом $\eta_{ГМП} < \eta_{ГТ}$, где $\eta_{ГМП}$ и $\eta_{ГТ}$ – КПД соответственно ГМП и гидротрансформатора.

Несмотря на низкий КПД полнопоточные ГМП получили распространение на тракторах.

Двухпоточная ГМП включает гидротрансформатор и КП, последовательно связанные между собой через дифференциальное звено в виде планетарного механизма со смешанным или внешним зацеплением шестерен. При этом дифференциальный механизм может распо-

лагаться как на входе в гидротрансформатор, так и на выходе из его. Возможно большое разнообразие схем соединения гидротрансформатора с дифференциальным звеном. Более широкое распространение получили двухпоточные ГМП с дифференциальным звеном на выходе.

Рассмотрим наиболее часто применяемую схему двухпоточной ГМП с дифференциальным звеном на выходе, выполненным в виде планетарного механизма со смешанным зацеплением шестерен (рис. 7.6).

Здесь мощность с ведущего вала 1 на ведомый вал 5 передается двумя потоками. Первый поток мощности передается механическим путем через солнечную шестерню 6, сателлиты 3 и водило 4. Вторым потоком мощность передается через насосное колесо H на турбину T комплексной гидropередачи и далее через эпициклическую шестерню 2, сателлиты 3 и водило 4. Таким образом на водиле 4 суммируются два потока мощности.

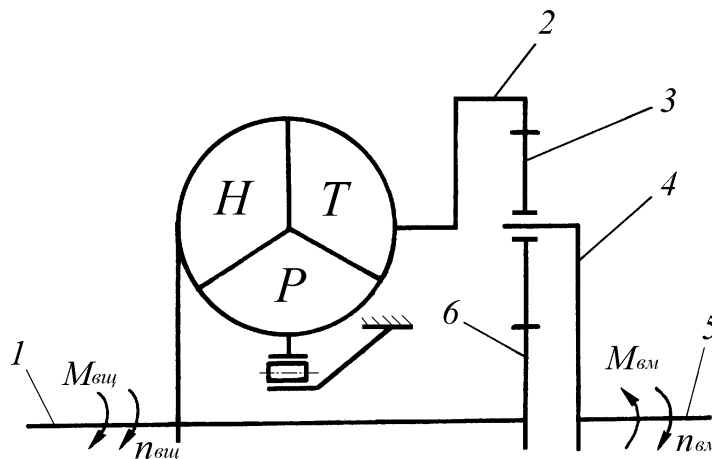


Рис. 7.6. Схема двухпоточной ГМП с дифференциальным звеном на выходе:
 1 – ведущий вал; 2 – эпициклическая шестерня; 3 – сателлит; 4 – водило; 5 – ведомый вал; 6 – солнечная шестерня; H – насосное колесо; T – турбинное колесо; P – реактор

Поскольку в двухпоточной ГМП только часть мощности двигателя передается через комплексную гидropередачу, то общий КПД такой передачи выше, чем КПД полнопоточной ГМП и КПД отдельной комплексной гидropередачи. Таким образом, в данной схеме двухпоточной ГМП $\eta_{ГМП} > \eta_{ГТ}$.

Необходимо отметить, что существуют схемы двухпоточных ГМП, где $\eta_{ГМП} < \eta_{ГТ}$. Это возможно в случае возникновения циркулирующей мощности в силовом контуре ГМП. Однако, зная принципы конструирования двухпоточных ГМП, всегда можно выбрать их схе-

мы, в которых $\eta_{ГМП} > \eta_{ГТ}$.

Двухпоточные ГМП начинают получать все большее применение в трансмиссиях мощных и сверхмощных тракторов. Очевидно, что в перспективе их начнут применять и на тракторах средней мощности.

Очень часто на базе трактора делают различные погрузчики, по условиям работы которых значительная часть мощности двигателя расходуется на гидравлический привод рабочего оборудования. Причем доля расходуемой на гидропривод мощности в процессе работы может меняться от минимального значения до максимального. В последнем случае это может привести к рассогласованию характеристик двигателя и гидротрансформатора, поскольку привод гидронасоса от двигателя осуществляется независимо от ГМП трактора.

Для предотвращения этого рассогласования на колесных погрузчиках иногда используют гидротрансформатор с двумя насосными колесами, одно из которых приводится от коленчатого вала двигателя непосредственно, а второе - через многодисковое фрикционное сцепление, работающее в масле.

Нажимной диск сцепления является одновременно поршнем гидравлического бустера. Тракторист с помощью педали может регулировать давление рабочей жидкости в полости над бустером и, тем самым, изменять мощность, передаваемую вторым насосным колесом, от максимального значения до нуля.

Эту же задачу некоторые фирмы решают путем использования одноступенчатого гидротрансформатора с регулируемым углом наклона лопаток турбины при помощи педали, нажатием на которую можно менять передаваемую ГМП мощность и, соответственно, регулировать тяговое усилие трактора от максимального значения до нуля.

Регулирование угла наклона лопаток турбины можно также использовать для регулирования нагрузки в ГМП и обеспечения плавности движения МТА при переключении передач в трансмиссии и реверсировании хода трактора. Поворот лопаток турбины осуществляется с помощью автоматической системы управления в процессе переключения передач.

Перспективным является применение гидротрансформаторов с опорожнением и заполнением рабочей полости при переключении передач в КП. Это позволяет существенно снизить динамические нагрузки в трансмиссии трактора при переключении передач и обеспечить его более плавное трогание с места и разгон.

7.2. Гидрообъемные передачи

Основными агрегатами ГОП являются объемные гидравлические насос и мотор. Первый служит источником поступательного силового гидравлического потока рабочей жидкости, а второй - преобразователем энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, в крутящий момент.

Классификация объемных насосов и моторов. По характеру движения ведомого звена объемные насосы и моторы подразделяют на гидромашины с возвратно-поступательным и вращательным движением ведомого звена.

По возможности регулирования гидромашины подразделяют на нерегулируемые и регулируемые, которые могут различаться по способу регулирования.

По характеру процесса вытеснения жидкости из рабочих камер гидромашины делят на поршневые и роторные.

Поршневыми называют объемные гидромашины, в которых вытеснение жидкости из рабочих камер производится при возвратно-поступательном (или возвратно-вращательном) движении рабочих органов, совершающих работу вытеснения или всасывания жидкости из рабочих камер.

Роторными называют гидромашины, в которых вытеснение или всасывание жидкости из рабочих камер происходит в процессе вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей.

Особенностью объемных гидромашин является то, что большинство из них обратимы, т.е. одни и те же гидромашины могут использоваться в качестве насосов и моторов.

Конструкции гидронасосов и гидромоторов. В тракторных ГОП наибольшее распространение получили аксиально-поршневые гидромашины с торцовым распределителем и высокой частотой вращения ведущего вала ($1500 \dots 2500 \text{ мин}^{-1}$). В аксиально-поршневом насосе или моторе (рис. 7.7) цилиндры небольшого диаметра (до 25 мм), объединенные в блок, размещают по окружности параллельно или под малым углом к оси вращения блока 1. Поршни 2 цилиндров могут перемещаться в них под действием шайбы 3 (рис. 7.7,а), или блока 1 (рис. 7.7,б).

Регулирование подачи осуществляется изменением хода поршней в цилиндрах наклоном шайбы или блока на угол α до 30° относительно нейтрального (среднего) положения. Каждый агрегат имеет семь - девять цилиндров. Поршни ввиду малости размеров, можно выполнить в виде плунжеров, уплотнение которых обеспечивается

точным подбором размеров сопрягаемых поверхностей. Аксиальное расположение поршней и относительно высокая частота вращения ведущего вала обеспечивают преимущества аксиально-поршневых машин по массе, габаритным размерам и стоимости относительно насосов других видов. Аксиально-поршневые насосы имеют высокий КПД в диапазоне регулирования 2,5...3, максимальное значение которого достигает у лучших образцов 0,95.

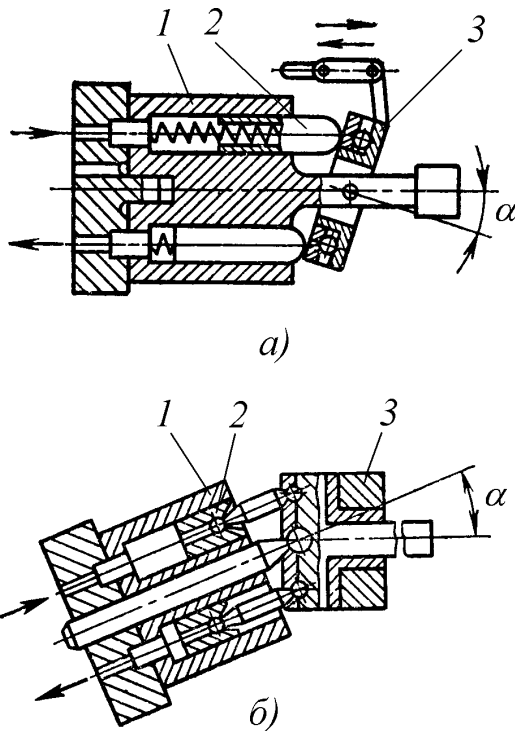


Рис. 7.7. Схемы аксиально-поршневых гидромашин:

a – с наклонной шайбой; *б* – с наклонным блоком; 1 – блок цилиндров; 2 – цилиндр (плунжер); 3 – шайба

Аксиально-поршневые насосы с наклонной шайбой и наклонным блоком цилиндров получили примерно одинаковое распространение. Каждый из этих конструктивных типов имеет свои достоинства и недостатки.

К достоинствам насосов с наклонной шайбой следует отнести более простую систему подвода

и отвода рабочей жидкости к распределителю насоса, так как ось вращения блока относительно остова машины не меняет своего положения. В насосах с наклонным блоком цилиндров ось вращения блока изменяет свое положение относительно остова машины, что усложняет конструкцию системы подвода рабочей жидкости к распределителю. Магистрали в насосах этого типа, как правило, расположены в цапфах, служащих опорами блока цилиндров.

Недостатком конструкции насосов с наклонным блоком цилиндров является необходимость силовой связи ведущего вала насоса с блоком цилиндров через карданную передачу, что увеличивает габаритные размеры и металлоемкость насоса. В насосах с наклонной шайбой карданные передачи или вообще отсутствуют или применяются меньших размеров, так как они не передают крутящий момент от ведущего вала к блоку цилиндров.

На рис. 7.8 показан аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой. Корпус 5 гидронасоса закрыт с двух сторон фланцами 2 и 11, которые центрируются относительно корпуса штифтами 4 и 10. В расточках фланцев на конических роликоподшипниках 3 и 12 уста-

новлен вал *1*, связанный через шлицевое соединение с блоком цилиндров *9* и насосом подпитки *13*. В гильзах *17* цилиндрических отверстий блока цилиндров размещены аксиальные поршни *16*, соединенные шаровыми опорами с башмаками. Последние скользят по рабочей поверхности шайбы *7*, помещенной внутрь люльки *8*. Люлька может поворачиваться на роликовых подшипниках *6* относительно полуосей *18*, размещенных в корпусе *5*.

Величина и направление подачи насоса регулируется поворотом люльки *8* и наклоном шайбы *7*.

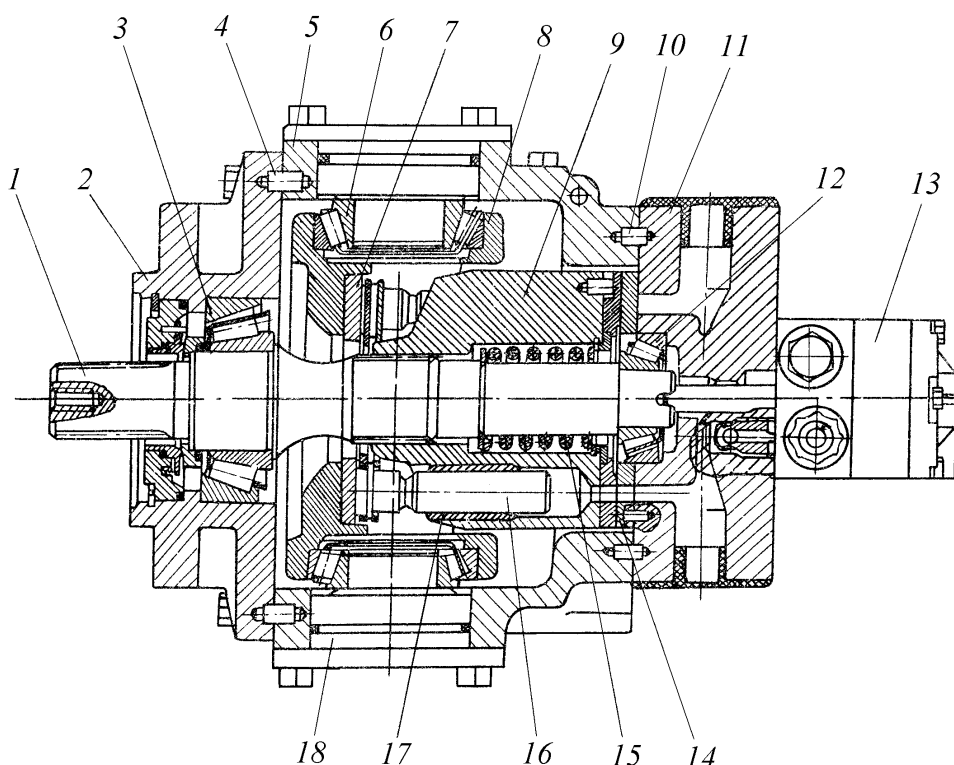


Рис. 7.8. Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой

Пружина *15* служит для начального поджатия блока цилиндров к торцовому распределителю *14*.

При вращении вала *1* и блока цилиндров поршни *16*, скользя по рабочей поверхности шайбы *7*, совершают возвратно-поступательное движение с амплитудой, зависящей от угла наклона рабочей поверхности шайбы к оси вала. Изменение направления подачи насоса производится изменением направления наклона шайбы, т.е. угла α (рис. 7.7,*a*). При повороте диска против часовой стрелки на угол α вверх относительно нейтрального положения, отмеченного на рис. 7.7,*a* осевой линией, полости всасывания и нагнетания насоса меняются местами. В результате изменяется направление потока рабочей жидкости.

Подпоршневые объемы через отверстия на торце блока цилиндров соединяются с соответствующими каналами на торцовом распределителе, чем обеспечивается чередование циклов всасывания и нагнетания. Всасывающие магистрали основного насоса соединены с нагнетательной магистралью насоса подпитки.

Данная конструкция аксиально-поршневого насоса обладает рядом с реверсивностью свойством обратимости. Это свойство используется при создании на базе насоса гидромотора.

При подаче рабочей жидкости под давлением в одну из полостей гидромотора подпоршневые полости через отверстия на торце блока цилиндров и соответствующие каналы торцового распределителя соединяются с магистралью высокого давления, которое, воздействуя на цилиндры, создает тангенциальные составляющие силы на поверхности контакта башмаков с наклонной плоскостью диска. За счет этих составляющих создается крутящий момент на валу гидромотора.

Регулируемый гидронасос рассмотренной выше конструкции в агрегате с нерегулируемым или регулируемым гидромотором образует ГОП.

Радиально-поршневые гидромашины используют для передачи больших крутящих моментов при небольшой частоте вращения валов. Поэтому в ГОП тракторов радиально-поршневые гидромоторы устанавливают непосредственно в ведущих колесах трактора (мотор-колеса).

На рис. 7.9 показан гидромотор, установленный на одном из первых образцов колесного трактора с ГОП. Он представляет собой радиально-поршневую гидромашину эксцентрикового типа с пятью цилиндрами, прикрепленными кронштейнами к ободу ведущего колеса трактора. Внутри цилиндров 2 размещены поршни 6, шатуны 5 которых нижними головками дугообразной формы опираются на подвижную обойму, надетую на эксцентрик 4 неподвижной оси 3. Рабочая жидкость от насоса по напорной линии, по одному из трубопроводов 7, каналу в неподвижной оси 3 через распределитель 8 поступает в поршневую полость и перемещает поршни. Нижние головки шатунов, скользя по неподвижному эксцентрику оси, приводят во вращение блок цилиндров, а вместе с ним ведущее колесо трактора.

Существенным недостатком эксцентриковых радиально-поршневых гидромоторов является высокая степень неравномерности крутящего момента. Для сельскохозяйственных тракторов этот недостаток особенно сказывается при работе МТА на пониженных технологических скоростях (до 1 км/ч), когда пульсация крутящего момента приводит к тому, что трактор движется рывками. Этот недостаток может быть устранен при применении многоходовых высокомомент-

ных гидромоторов, у которых поршни совершают несколько ходов за один оборот ротора. Однако такие гидромоторы сложнее и дороже одноходовых.

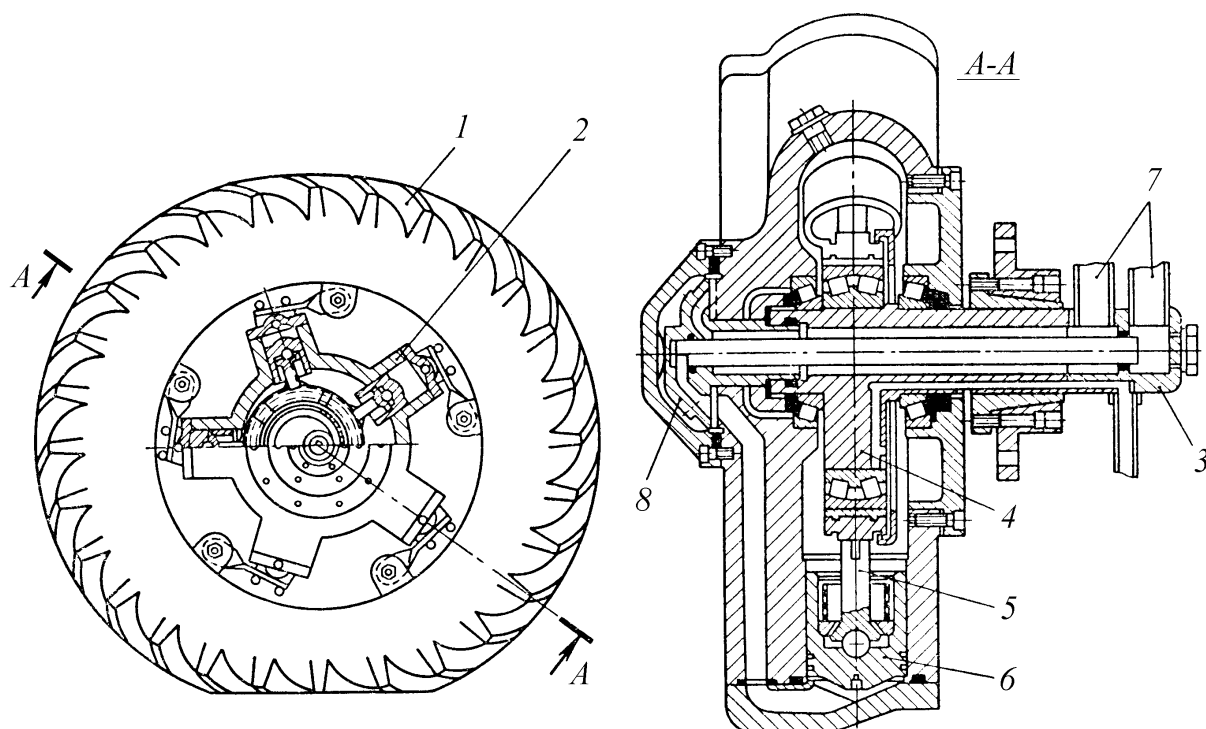


Рис. 7.9. Мотор-колесо с радиально-поршневым гидромотором

Радиально-поршневые гидромоторы, как одноходовые, так и многоходовые не получили широкого распространения в ГОП тракторов и самоходных машин.

Значительные размеры и масса радиально-поршневого гидромотора создают значительные динамические нагрузки на детали трансмиссии, что ограничивает повышение рабочих скоростей трактора. Для уменьшения влияния скорости на динамические нагрузки используют гидромоторы, у которых блок цилиндров неподвижен и укреплен на кожухе оси трактора. В этом случае вращается только вал с установленным на нем ведущим колесом.

Ограниченное использование радиально-поршневых гидромоторов в ГОП тракторов объясняется также их недостаточной надежностью, малой универсальностью и высокой стоимостью.

Полнопоточные гидрообъемные передачи. Полнопоточные ГОП получили распространение в трансмиссиях малогабаритных садово-огородных тракторов, тракторов для коммунального хозяйства, вспомогательных дорожных и строительных работ, т.е. там, где абсолютные потери мощности на передвижение машины невелики и ком-

пенсируются высокой ее маневренностью, легкостью управления и простотой компоновки.

Другая сфера применения полнопоточных ГОП - трансмиссии специализированных тракторов, где ее недостатки компенсируются гибкостью компоновки, расширением возможностей агрегатирования и упрощением передачи энергии потребителям.

Еще одна область использования полнопоточных ГОП - самоходные несущие шасси, оборудованные уборочными машинами (зерноуборочные, кормоуборочные, свекло- и картофелеуборочные комбайны), для которых важнейшим технологическим требованием является согласование скорости движения с урожайностью убираемой культуры, обуславливающей внешнюю нагрузку.

Полнопоточные ГОП ограниченно используются в трансмиссиях гусеничных тракторов промышленного и сельскохозяйственного назначения.

В качестве примера рассмотрим схему полнопоточной ГОП малогабаритного трактора МТЗ-082 с двигателем мощностью 9,2 кВт (рис. 7.10). Регулируемый аксиально-поршневой насос 1 и нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор 2 образуют закрытую систему, в которой роль насоса подпитки и одновременно радиатора-охлаждителя выполняет бак-аккумулятор 5. В гидросистему включены предохранительные клапаны 3, обратные клапаны 4 и фильтр 6.

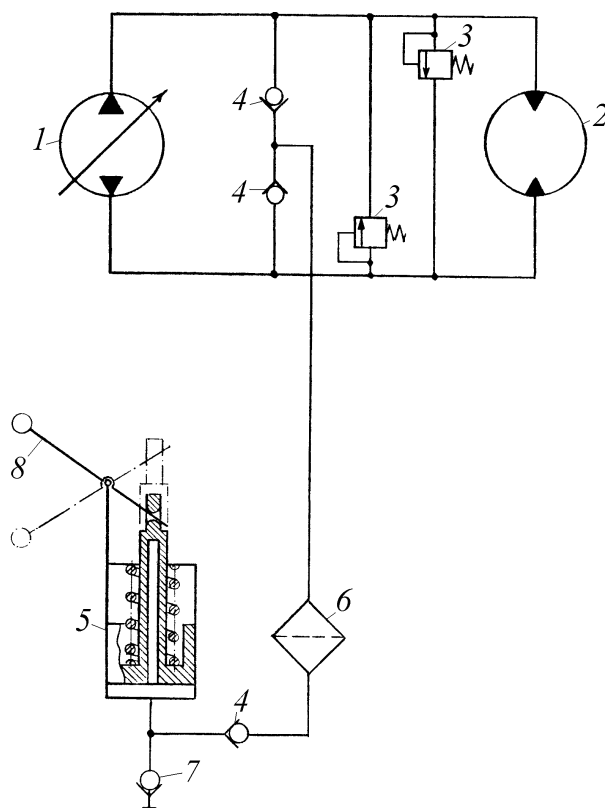


Рис. 7.10. Схема ГОП малогабаритного трактора МТЗ-082

Бак-аккумулятор периодически через клапан 4 и фильтр 6 подает объем жидкости, компенсирующий утечки в системе между насосом 1 и гидромотором 2.

Утечки, обусловленные негерметичностью уплотнений в системе, компенсируются дозправкой из внешней емкости (на схеме не показано) через клапан 7 при перемещении рукоятки 8 бака-аккумулятора 5 в нижнее положение (на рис. 7.10 показано штрих - пунктиром).

На рис. 7.11 приведена моноблочная полнопоточная ГОП, которая может устанавливаться на трактор по заказу вместо ФС и ступенчатой КП. ГОП состоит

из двух аксиально-поршневых гидромашин. Рабочий объем регулируемого насоса 4 несколько меньше объема регулируемого мотора 3. Угол наклона шайб 2 и 5 изменяется при помощи гидроцилиндров 8 и 7. Вал 6 насоса связан с двигателем трактора, а вал 1 мотора – с центральной передачей.

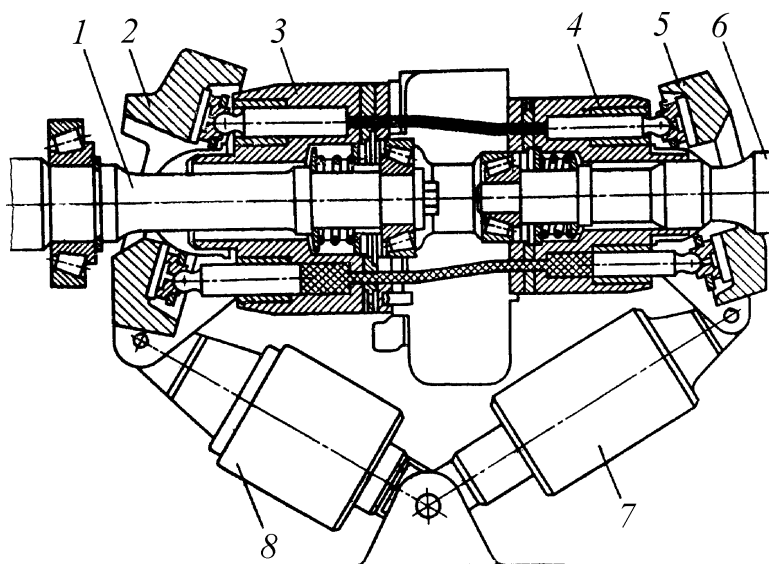


Рис. 7.11. Схема моноблочной полнопоточной ГОП

Необходимо отметить, что все преимущества ГОП проявляются только при наличии системы их автоматического регулирования. Применение ГОП в приводе к ведущим колесам трактора сдерживается их более низким КПД (не более 0,75...0,85) по сравнению с механическими передачами.

Двухпоточные гидрообъемные передачи. В двухпоточных ГОП происходит разделение потока мощности на две параллельные ветви - гидравлическую и механическую, которые затем объединяются в единый поток.

Применение двухпоточной ГОП на тракторе позволяет получить прирост производительности при сохранении КПД передачи на уровне ступенчатой КП с переключением передач на ходу.

Фирма Фендт с 1997 г. устанавливает двухпоточную трансмиссию "Варио" на универсальный колесный трактор "Фаворит 926" мощностью 191 кВт (260 л.с.). Бесступенчатое регулирование скорости трактора от 0,2 до 50 км/ч осуществляется с помощью ГОП и двух диапазонов КП.

Схема двухпоточной передачи "Варио" с дифференциальным звеном на входе показана на рис. 7.12. Силовой поток от коленчатого вала 1 двигателя через маховик 2 и полый вал 14 направляется на во-

дило 12 планетарного ряда, где он разветвляется на две части. Одна часть силового потока передается чисто механическим путем через сателлиты 11, солнечную шестерню 13 и цилиндрическую пару шестерен 6 и 7 на суммирующий вал 15.

Другая часть силового потока через эпицикл 10 и цилиндрическую пару шестерен 8 и 9 передается на вал 15, пройдя преобразование в ГОП, состоящей из регулируемого насоса 3 и двух регулируемых гидромоторов 4 и 5.

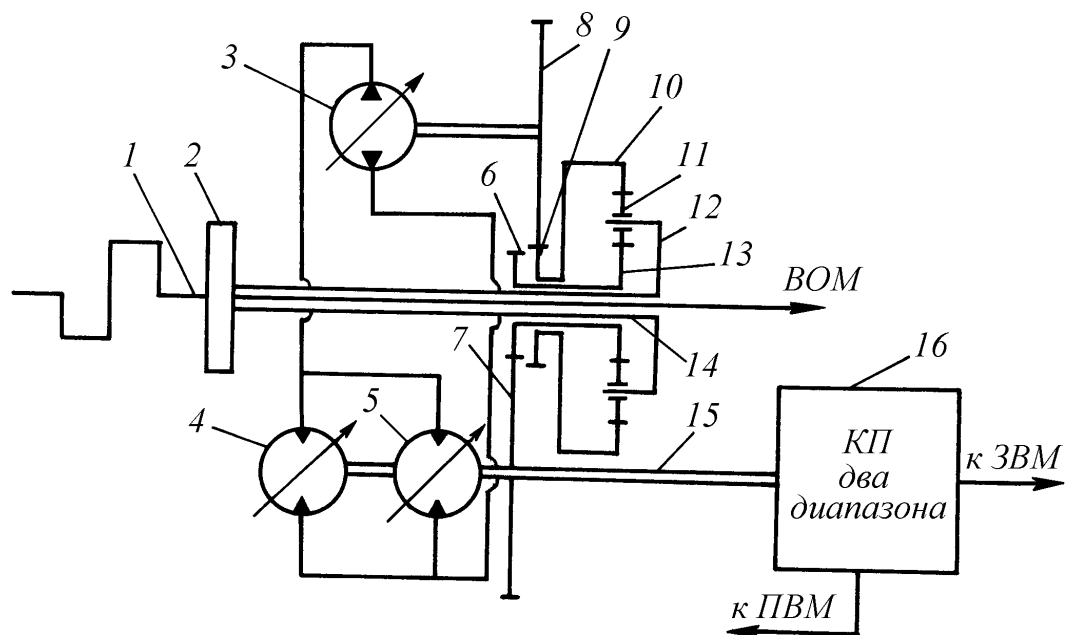


Рис. 7.12. Схема двухпоточной передачи "Варио" трактора Фендт

На валу 15 обе части силового потока суммируются и направляются в двухдиапазонную КП 16 и от нее - к переднему (ПВМ) и заднему (ЗВМ) ведущим мостам.

Гидронасос 3 и гидромоторы 4 и 5 управляются совместно. Максимальная подача насоса и расход гидромоторов осуществляются при наклоне блоков на угол 45° . Остановка трактора производится при установке блоков насоса 3 и моторов 4 и 5 в положение нулевой подачи. Для разгона трактора необходимо при постоянной производительности гидромоторов 4 и 5 постепенно увеличивать подачу насоса 3 до максимальной. Для реверсирования хода трактора следует изменить направление потока рабочей жидкости от насоса наклоном блока в противоположную сторону, при этом максимальный угол наклона ограничивается 30° .

На пахоте со скоростью 8 км/ч гидравлическая составляющая крутящего момента достигает 75%, механическая - 25%.

Управление ГОП производится автоматически установленной

на тракторе электронной системой, включающей устройства регулирования скорости и предельной нагрузки.

При трогании трактора основной поток мощности от двигателя на суммирующий вал 15 передается через ГОП. Затем с увеличением скорости возрастает поток мощности, передаваемый механическим путем через шестерни 6 и 7 на вал 15 и далее в КП 16.

При скорости движения трактора, близкой к 50 км/ч, гидромоторы 4 и 5 устанавливаются в положение нулевого расхода при заданной производительности насоса 3. В результате вал насоса останавливается и блокирует через шестерни 8 и 9 эпицикл 10. Крутящий момент от двигателя к КП 16 передается только механическим путем с высоким КПД.

7.3. Электрические передачи

Электрические передачи (ЭП) могут выполняться по двум принципиальным схемам.

В первой из них источник электрической энергии находится на тракторе и представляет собой аккумуляторную батарею или генератор. В последнем случае ЭП преобразует механическую энергию двигателя внутреннего сгорания в электрическую энергию электрогенератора, а затем, обратно, в механическую энергию электродвигателя.

По второй схеме источник электрической энергии находится вне трактора и ЭП преобразует электрическую энергию, поступающую извне, в механическую электродвигателя.

Практическое применение на тракторах получила первая схема с ДВС и генератором, приводимым от него, по характеру работы аналогичная полнопоточной ГОП. Эта передача реализуется в двух вариантах: в виде электрической трансмиссии, когда электродвигатели устанавливаются в ведущих колесах трактора (мотор-колеса), это исключает необходимость в применении механических передач, и в виде полнопоточной ЭП, выполняющей роль КП и не исключающей применение других агрегатов механической трансмиссии. Такие трансмиссии называют электромеханическими.

Схема ЭП с источником энергии вне трактора не получила развития ввиду сложности передачи электрической энергии от внешнего источника питания (трансформаторной подстанции), хотя такие попытки предпринимались в нашей стране.

Так, например, в 1949-1956 г. были разработаны, изготовлены опытные образцы и прошли испытания электротракторы ХТЗ-15 мощностью 44 кВт на базе гусеничного трактора ДТ-54 и ЭТ-36 мощ-

ностью 28 кВт на базе колесного трактора МТЗ-2. На электротракторах были установлены трехфазные асинхронные двигатели с питанием от трансформаторной подстанции с помощью кабеля длиной до 800 м, наматываемого или сматываемого с барабана, установленного на трактор на месте двигателя, с помощью специального кабелеприемного устройства. Работы выполнялись тракторными заводами, НАТИ, Всесоюзным научно-исследовательским институтом электрификации сельского хозяйства (ВИЭСХ), Институтом автоматики и телемеханики АН СССР, Московской сельскохозяйственной академией (ТСХА).

Широкая эксплуатационная проверка выявила ряд принципиальных недостатков таких систем, которые делают их нецелесообразными для применения на тракторах общего назначения: низкая универсальность, невозможность работы на транспорте, необходимость их буксирования из загона к загону; большие затраты дефицитной меди для изготовления кабеля, электродвигателей, трансформаторных подстанций, большие капитальные затраты на развитие сети высоковольтных линий; низкий срок службы кабеля; сложность эксплуатации в полевых условиях. В 1956 г. было принято решение о прекращении этих работ.

Первая схема с источником энергии в виде генератора, расположенного на тракторе, получила развитие при создании отечественных дизельных электротракторов промышленного назначения типа ДЭТ-250.

В ЭП могут применяться машины переменного и постоянного тока. Первые имеют меньшую массу и более простую конструкцию, чем машины постоянного тока. В тяговых и транспортных машинах передачи на переменном токе не применяются, так как пока не найдены рациональные способы регулирования асинхронных двигателей.

У тягово-транспортных машин с ЭП на постоянном токе автоматически в широком диапазоне поддерживается обратная зависимость между тяговым усилием и скоростью движения, т.е. обеспечивается гиперболическая тяговая характеристика, являющаяся идеальной для трактора. В этом состоит основное преимущество ЭП.

На гусеничном тракторе промышленного назначения отечественного производства ДЭТ-250М и последующих поколениях этой модели ДЭТ-250М2 и ДЭТ-350Б1Р1 применена электромеханическая трансмиссия, включающая ЭП с машинами постоянного тока, двухступенчатый планетарный механизм поворота, конечные передачи.

Схема электромеханической трансмиссии трактора приведена на рис. 7.13.

Силовой генератор 3 постоянного тока, с тремя обмотками воз-

буждения питает тяговый двигатель *16* специального возбуждения. Обмотка параллельного возбуждения *4* силового генератора включена в главную цепь через предохранитель *7* и добавочное сопротивление *8*. Обмотка независимого возбуждения *22* питается от бортовой сети трактора напряжением 24 В через контактор *20* и сопротивление *19*. Последнее изменяет режим работы генератора в зависимости от мощности, развиваемой дизелем *1*. Обмотка последовательного возбуждения *5* силового генератора включается в главную цепь так, чтобы магнитный поток, создаваемый ею, был направлен навстречу магнитному потоку двух других обмоток возбуждения генератора.

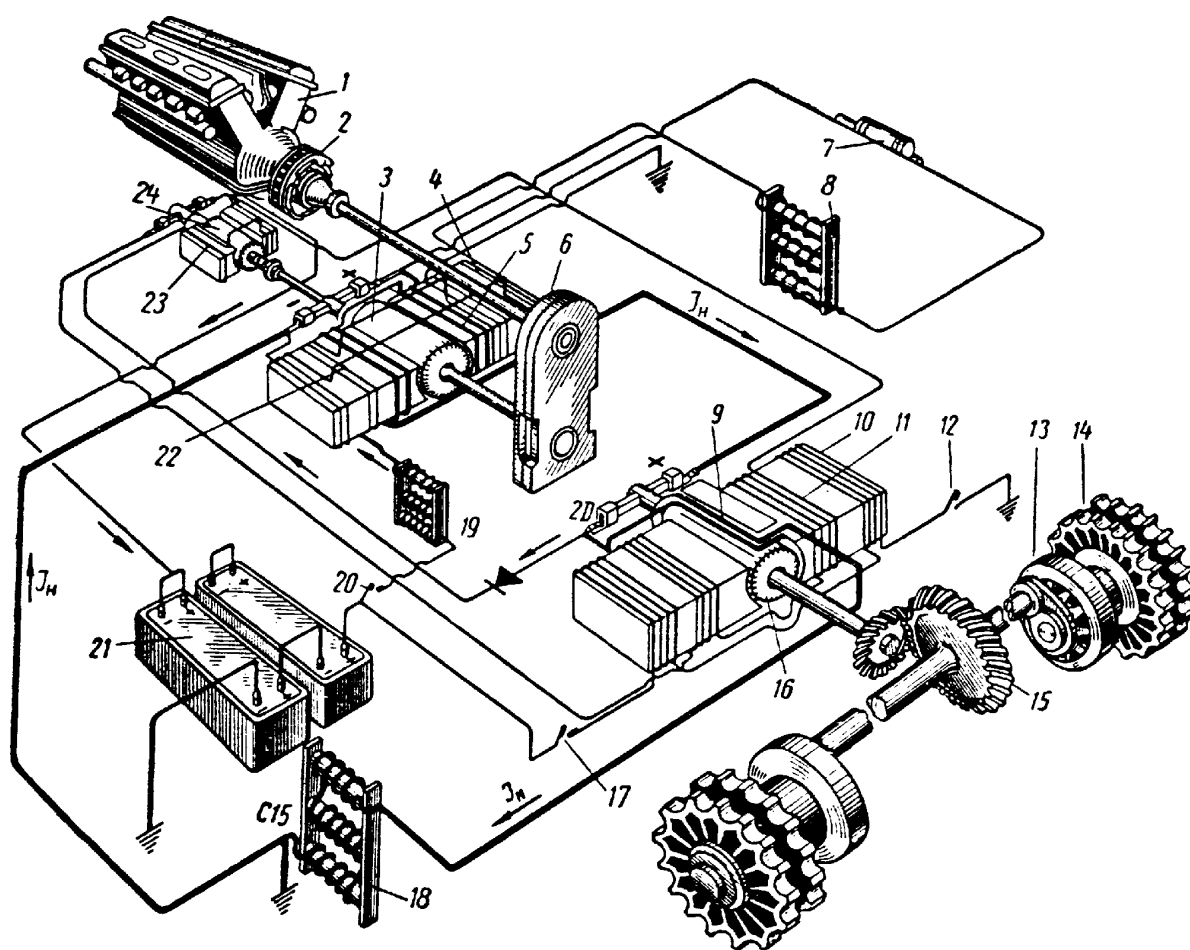


Рис. 7.13. Упрощенная схема электромеханической трансмиссии трактора:
1 – дизель; *2* – фрикционное сцепление; *3* – силовой генератор; *4* – обмотка параллельного возбуждения; *5* – обмотка последовательного возбуждения; *6* – привод генератора; *7* – предохранитель; *8*, *18*, *19* – сопротивления; *9* – обмотка дополнительных полюсов; *10*, *22* – обмотка независимого возбуждения; *11* – обмотка специального возбуждения; *12*, *17*, *20* – контакторы; *13* – двухступенчатый планетарный механизм поворота; *14* – ведущее колесо; *15* – центральная передача; *16* – тяговый электродвигатель; *21* – аккумуляторная батарея; *23* – обмотка возбуждения возбуждителя; *24* – возбуждитель

Тяговый электродвигатель *16* имеет обмотку независимого возбуждения *10*, питающуюся через контакторы *12* и *17* от бортовой сети

трактора, и обмотку специального возбуждения 11, питающуюся от якоря возбудителя 24. В силовую цепь тягового электродвигателя включено добавочное сопротивление 18, которое вместе с обмоткой 9 дополнительных полюсов тягового электродвигателя 16 служит для обеспечения падения напряжения и питания обмоток возбуждения возбудителя 23 при прохождении тока нагрузки J_n по участку 2D - C15 главной цепи.

Основными элементами электрической части трансмиссии трактора являются: силовой генератор 3 постоянного тока; тяговый электродвигатель 16 постоянного тока, возбудитель 24, комплект аппаратуры управления, в который входит контактная панель, панели сопротивлений, контроллер управления, ящик сопротивлений и переключатели.

При рабочем режиме скорость переднего и заднего хода трактора ДЭТ-250М2 меняется в пределах 1,2...15 км/ч, тяговое усилие на крюке - от 270 кН до нуля. При транспортном режиме скорости переднего и заднего хода трактора изменяются в диапазоне от 2 до 19 км/ч, тяговое усилие на крюке от 185 кН до нуля.

Силовой генератор. Он предназначен получения электрической энергии, которая используется затем в приводе тягового электродвигателя центральной передачи и ведущих колес трактора. Задачей силового генератора является полное использование мощности двигателя и передача этой мощности тяговому электродвигателю.

В конструкции ДЭТ-250М мощность двигателя хорошо используется при силе тока нагрузки 400...700 А, что соответствует всему рабочему диапазону трактора под нагрузкой.

Нормальным режимом работы дизель-генераторной установки считается режим, при котором дизель работает в зоне максимальной мощности, и генератор развивает максимальную мощность. При необходимости тракторист может уменьшить мощность дизель-генераторной установки путем уменьшения подачи топлива в цилиндры двигателя. При этом последний переходит на одну из частичных характеристик. Одновременно контроллер управления, связанный с педалью подачи топлива, включает в цепь обмотки параллельного возбуждения 4 генератора 3 добавочное сопротивление 8 (см. рис. 7.13). При этом уменьшаются магнитный поток генератора, напряжение, индуктируемое генератором и скорость движения трактора.

Тяговый электродвигатель. Основное требование к электро-механической трансмиссии трактора типа ДЭТ-250М - полное использование максимальной мощности двигателя при всех режимах работы трактора и обеспечение автоматического изменения его тягового усилия и скорости в зависимости от внешних сопротивлений.

Сила тяги и скорость трактора связаны с моментом тягового электродвигателя и частотой его вращения. Зависимость момента электродвигателя от частоты вращения якоря называется внешней скоростной характеристикой электродвигателя.

Из характеристик электродвигателей постоянного тока с различными способами возбуждения видно (рис. 7.14), что наиболее близка к требуемой характеристике 4 внешняя скоростная характеристика 3 электродвигателя с последовательным возбуждением, у которой сила тока возбуждения и магнитный поток прямо пропорциональны силе тока нагрузки.

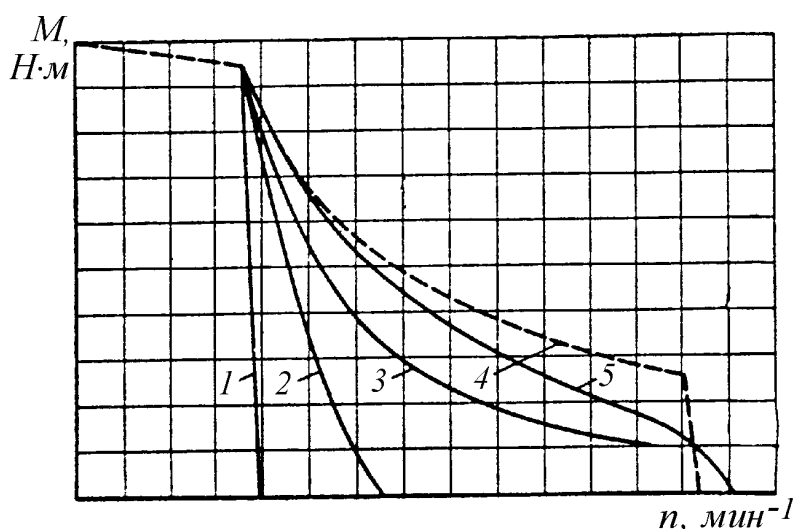


Рис. 7.14. Внешняя скоростная характеристика электродвигателя постоянного тока с различными способами возбуждения:

1 — параллельное возбуждение; 2 — смешанное возбуждение; 3 — последовательное возбуждение; 4 — требуемая внешняя скоростная характеристика; 5 — характеристика электродвигателя ЭДТ-166А

Для электродвигателя с последовательным возбуждением необходимо применять специальную защиту от разноса якоря при малых нагрузках (например, при движении трактора под гору), устанавливать в главной цепи аппараты для изменения направления движения трактора (реверсоры), которые требуют тщательного ухода, применять специальную систему торможения трактора на уклонах при помощи электромашин. На тракторе ДЭТ-250М стали устанавливать электродвигатель с двумя параллельными обмотками возбуждения (см. рис. 7.13): независимой 10, питающейся от бортовой сети трактора напряжением 24 В и специальной 11, питающейся от возбуждителя. Внешняя скоростная характеристика 5 электродвигателя ЭДТ-166А близка к требуемой 4 (см. рис. 7.14).

Возбудитель. Система возбуждения автоматически поддерживает заданный режим работы генератора и двигателя, независимо от изменения силы тока нагрузки, причем на тракторе такая система выполняется так, что двигатель и генератор работают в режиме постоянной мощности.

Возбудитель предназначен для питания обмотки специального возбуждения тягового электродвигателя при наличии переменной на-

грузки на крюке трактора.

При увеличении внешнего сопротивления увеличивается сила тока нагрузки, что вызывает увеличение магнитного потока, а следовательно, суммарного потока электродвигателя.

При этом частота вращения якоря тягового электродвигателя уменьшается, а крутящий момент, развиваемый им, увеличивается, скорость движения трактора уменьшается, а сила тяги увеличивается.

Аппараты управления электропередачей трактора. Они служат для включения и выключения тока в цепях возбуждения силового генератора, тягового электродвигателя и возбуждителя, а также для защиты цепей электросхемы от перегрузок и замыкания.

Они включают: контакторы, реле, селеновые выпрямители, предохранители, панели сопротивлений, переключатели.

7.4. Уход за гидродинамическими, гидрообъемными и электрическими передачами

Техническое обслуживание гидродинамического трансформатора состоит в контроле уровня масла, его доливке в рабочие полости, в промывке масляного фильтра и в замене масла с промывкой сапуна.

В гидротрансформаторах отечественных тракторов применяется веретенное масло АУ или индустриальное И-12А зимой; моторные масла М-8В2 и М-8Г2 летом.

При контроле уровня масла в гидротрансформаторе запускают двигатель и на малой частоте вращения включают сцепление (если таковое предусмотрено конструкцией трактора), поставив рычаг переключения передач в нейтральное положение.

Контроль и при необходимости долив масла производят при подготовке трактора к эксплуатационной обкатке, а также в сроки, предусмотренные инструкцией по эксплуатации.

Уровень масла измеряют через 3...5 мин работы двигателя и при необходимости масло доливают до верхней метки щупа.

Промывку фильтра гидротрансформатора следует проводить неэтилированным бензином, растворителем нитроэмали или ацетоном после обкатки трактора, а также для отечественных тракторов через 500 и 1000 ч работы. Через 1000 ч работы производят замену масла, а два раза в год - сезонную замену.

Среди *возможных неисправностей гидротрансформатора* отметим следующие.

Высокая температура рабочей жидкости обусловлена: недопустимо высокой тяговой нагрузкой; высоким или, наоборот, низким

уровнем рабочей жидкости в гидротрансформаторе.

Причинами повышенного шума в гидротрансформаторе могут быть: выход из строя подшипника; разрегулировка клапана круга циркуляции или блокировки гидротрансформатора; неисправность насоса подпитки. Утечка масла через манжету фланца карданной передачи может происходить из-за износа или повреждения манжеты уплотнения.

Причин перегрева масла ГОП может быть несколько: низкий уровень масла, течь масла через предохранительный клапан маслоохладителя из-за повреждения или засорения канала. Перегрев масла ГОП может произойти при засорении элемента всасывающего фильтра, а также засорении или сплющивании всасывающего трубопровода.

Причинами возникновения шума в ГОП могут быть: наличие воздуха в гидроприводе, что устраняется дозаправкой и исключением подсоса воздуха из атмосферы; недостаточная изоляция трубопроводов от несущих элементов конструкций, что устраняется изоляцией эластичными прокладками.

Медленный разгон и низкая скорость трактора с ГОП могут происходить вследствие попадания воздуха в ГОП, что устраняется описанными выше способами, либо износа или повреждения деталей насоса или мотора, что устраняется их заменой.

В процессе многолетней эксплуатации тракторов типа ДЭТ-250М в нашей стране накоплен большой опыт эксплуатации, ухода и устранения неисправностей электромеханической передачи. В результате сформировались правила эксплуатации, которые являются универсальными для электрических передач тракторов подобного типа.

В процессе эксплуатации трактора электрические машины, приборы и провода работают в неблагоприятных условиях (запыленность, влага, грязь, повышенные температуры). Попадание в машины, приборы и на провода масла, воды и дизельного топлива ухудшает изоляционные свойства материалов и может явиться причиной короткого замыкания цепей. Поэтому все машины, приборы, провода и контакты должны быть всегда чистыми и сухими.

При работающем тракторе или только двигателе отдельные цепи высоковольтного оборудования находятся под напряжением до 600 В, а нормальное рабочее напряжение составляет 400...450 В, что опасно для обслуживающего персонала. Поэтому техобслуживание и ремонт разрешается проводить только при неработающем двигателе и выключенной аккумуляторной батарее.

Все электрические аппараты должны быть защищены ограж-

дениями кожухами. В исключительных случаях разрешается осмотр машин, находящихся под высоким напряжением. При этом на тракторе должно быть не менее двух человек, знающих электрическую схему и умеющих оказать первую помощь при поражении током.

Техническое обслуживание электрических машин (силового генератора, возбuditеля, тягового электродвигателя) проводится с целью проверки и поддержания чистоты и плотности контактных соединений, состояния обмоток, щеток, подшипников щеткодержателей и коллекторов, а также смазки подшипников и подтягивания крепежных резьбовых соединений.

Возможные неисправности электрооборудования и способы их устранения приведены в инструкции по эксплуатации соответствующего трактора с электрической передачей.

7.5. Тенденции развития

Гидродинамические передачи. В связи с тенденциями расширения универсальности и повышения транспортных скоростей сельскохозяйственных тракторов в перспективе можно ожидать более широкого применения гидродинамических муфт и трансформаторов на тракторах интегрального типа и других тракторах нетрадиционной компоновки и на универсальных сельскохозяйственных колесных тракторах высокой мощности, используемых на транспорте, на лесозаготовительных работах, работах на пересеченной местности.

Однако применение гидродинамических передач на сельскохозяйственных тракторах в обозримой перспективе по-прежнему будет ограниченным и вряд ли они составят серьезную конкуренцию механическим КП прогрессивного типа (диапазонным многоступенчатым с переключением на ходу).

Сохраняется тенденция применения на гусеничных и колесных промышленных тракторах средней и высокой мощности гидродинамических передач в сочетании с планетарными КП.

Сохранится тенденция применения на промышленных тракторах малой и средней мощности взаимозаменяемых трансмиссий (гидротрансформатор с КП на механическую ступенчатую КП).

В обозримой перспективе механические КП на промышленных тракторах не смогут серьезно конкурировать с гидродинамическими передачами.

Перспективным следует считать применение в тракторных трансмиссиях блокируемых гидродинамических муфт и комплексных

гидротрансформаторов.

Гидрообъемные передачи. В настоящее время область применения полнопоточных ГОП в трансмиссиях тракторов определилась: малогабаритные садово-огородные тракторы, тракторы для коммунального хозяйства; вспомогательные - для различных видов строительных работ, индивидуальные транспортные средства высокой проходимости - колесные и гусеничные; специализированные тракторы для сельского хозяйства, характеризующиеся гибкой нетрадиционной компоновкой; несущие самоходные шасси многоцелевого назначения, агрегируемые с различными самоходными уборочными машинами.

В перспективе эти традиционные сферы применения в трансмиссиях тракторов ГОП сохранятся. Расширяться сфера применения ГОП в трансмиссиях самоходных несущих шасси применительно к различным уровням их специализации и универсализации.

Перспективным направлением следует признать применение двухпоточных ГОП, которые позволяют обеспечить бесступенчатое регулирование скорости трактора в сочетании с высокими значениями КПД.

Применение полнопоточных ГОП в трансмиссиях тракторов сельскохозяйственного и промышленного назначения (отдельные примеры уже известны) может оказаться конкурентноспособным с другими видами передач только при условии создания эффективной и достаточно дешевой системы автоматического регулирования ГОП с целью поддержания режима максимальной мощности и оптимальной экономичности двигателя такого трактора.

Электрические передачи. Из рассматриваемых видов передач ЭП получили наименьшее применение на тракторах, что объясняется техническими и экономическими трудностями передачи электрической энергии от стационарного источника к мобильному энергетическому средству, каковым является трактор, с одной стороны, и недостатками электрических систем локального питания, установленных на самом тракторе, с другой стороны.

Пример применения ЭП в трансмиссии промышленного трактора типа ДЭТ-250М является уникальным не только в отечественном, но и в зарубежном тракторостроении. Известны примеры применения электрических трансмиссий в многоосных тягачах с двигателями мощностью 736 кВт (1000 л.с.) и более.

В настоящее время известны единичные случаи применения ЭП в тракторах и тягачах высокой и сверхвысокой мощности. В перспективе возможно некоторое расширение этой сферы применения ЭП.

В связи с требованиями экологии и охраны окружающей среды перспективным следует считать использование электромобилей и

электротракторов с питанием от специально созданных аккумуляторных батарей высокой емкости и приемлемой массы и габаритов для коммунального обслуживания мегаполисов, заводов, фабрик и других предприятий.

Тракторы с электротрансмиссией перспективны для механизации локальных объектов (теплиц, птицефабрик, животноводческих ферм, а также мастерских, цехов и т.д.) с использованием локальных источников питания и кабельной подводкой электроэнергии на ограниченное расстояние.

В будущем целесообразно использовать экологически "чистый" трактор с электрической трансмиссией и питанием от аккумуляторных батарей или стационарного источника на рытье тоннелей, канав или котлованов с плохой проветриваемостью.

Ведущие мосты тракторов

Ведущие мосты колесных и гусеничных тракторов представляют собой комплекс механизмов, посредством которых крутящий момент от коробки передач передается к ведущим колесам трактора. Кроме того, в них размещаются тормозные и другие вспомогательные механизмы в зависимости от типа и назначения трактора.

Основными механизмами ведущих мостов являются:

- 1) центральная (главная) передача;
- 2) конечные передачи;
- 3) тормоза;
- 4) дифференциалы (у колесных тракторов) или механизмы поворота (у гусеничных тракторов).

У колесного трактора ведущим может быть задний или передний мост или оба одновременно. У гусеничного трактора, как правило, ведущим является задний мост. На быстроходных гусеничных тракторах иногда ведущий мост устанавливают спереди.

В большинстве случаев корпуса задних мостов являются частью трактора, воспринимающей значительные нагрузки со стороны движителя и от сил в зацеплении шестерен внутри самого моста.

Поэтому одним из существенных требований, предъявляемых к задним мостам, является высокая жесткость корпусных деталей. Учитывая это, КП и конечную передачу часто выполняют в виде моноблочной отливки или нескольких узлов, жестко соединяемых корпусами. Требования высокой жесткости корпусных деталей распространяются и на передние ведущие мосты колесных тракторов.

8.1. Центральная (главная) передача

Назначение, предъявляемые требования и классификация центральных передач. *Центральной передачей называется агрегат трансмиссии, связывающий КП с механизмами поворота (для гусеничного трактора) или с дифференциалом (для колесного трактора).* На тракторах с четырьмя ведущими колесами центральные передачи располагаются в картерах ведущих мостов.

Центральная передача, имеющая передаточное число порядка 3-12, служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и передачи крутящих моментов на валы, расположенные перпендикулярно главной оси трактора.

Помимо общих требований, предъявляемых к агрегатам транс-

миссии, *центральная передача должна:*

1) *иметь рациональное передаточное число* для обеспечения достаточной жесткости передачи при одновременной компактности и малой металлоемкости;

2) *иметь достаточную жесткость опор передачи*, обеспечивающую долговечность ее работы.

Центральные передачи классифицируются по числу и виду зубчатых колес и числу ступеней.

По числу зубчатых колес центральные передачи подразделяются на *одинарные* - с одной парой зубчатых колес и *двойные* - с двумя парами зубчатых колес. Двойные центральные передачи на отечественных тракторах не применяются.

Одинарные центральные передачи *по виду зубчатых колес* подразделяются на *конические* - с коническими зубчатыми колесами, *цилиндрические* - с цилиндрическими зубчатыми колесами, *червячные* - с червяком и червячным колесом и *гипоидные* - с гипоидным зацеплением конических зубчатых колес.

Центральная передача, выполненная в виде червячного редуктора, на отечественных тракторах не применяется.

Центральные передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами применяются при наличии на тракторе КП с поперечными валами.

Наибольшее распространение имеют центральные передачи с коническими зубчатыми колесами, которые могут быть выполнены с прямым, тангенциальным и спиральным (в большинстве случаев круговым) зубом.

На современных тракторах широкое распространение получили конические центральные передачи с круговым зубом со средним нулевым углом наклона зубьев.

Если в конической передаче со спиральным зубом оси зубчатых колес не пересекаются, а перекрещиваются, то мы имеем гипоидную передачу. Такие передачи в качестве центральных получили широкое распространение на автомобилях.

По числу ступеней центральной передачи различают *одноступенчатые* - центральные передачи с одним передаточным числом, и *двухступенчатые* - центральные передачи, имеющие две переключаемые передачи с разными передаточными числами.

Конструкция центральной передачи определяется общей компоновкой трактора с учетом его назначения, номинального тягового усилия и типа двигателя.

Одинарные центральные передачи. *Одинарная центральная передача* (рис. 8.1) компактна, имеет малую массу и невысокую стоимость. Она проста в производстве и эксплуатации. Ее применение ограничено передаточным числом $u_{\text{ц}} \leq 7$. При увеличении передаточ-

ного числа u_c увеличиваются размеры зубчатых колес, что приводит к уменьшению дорожного просвета.

Одинарная коническая центральная передача (рис. 8.1,а), состоящая из ведущей шестерни 1 и ведомого колеса 2, получила самое широкое распространение на тракторах. Из всех типов конических центральных передач наиболее распространена передача со спиральным, а в большинстве случаев - круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой определяется диаметром резцовой головки. Размеры центральной передачи с круговым зубом меньше чем с прямым. При этом минимальное число зубьев шестерни может быть доведено до $Z_1 = 5 \dots 6$. С целью улучшения прирабатываемости зубьев число зубьев колеса Z_2 и шестерни Z_1 не кратно. Поэтому передаточное число всех типов центральных передач с коническими зубчатыми колесами выражается не целым числом.

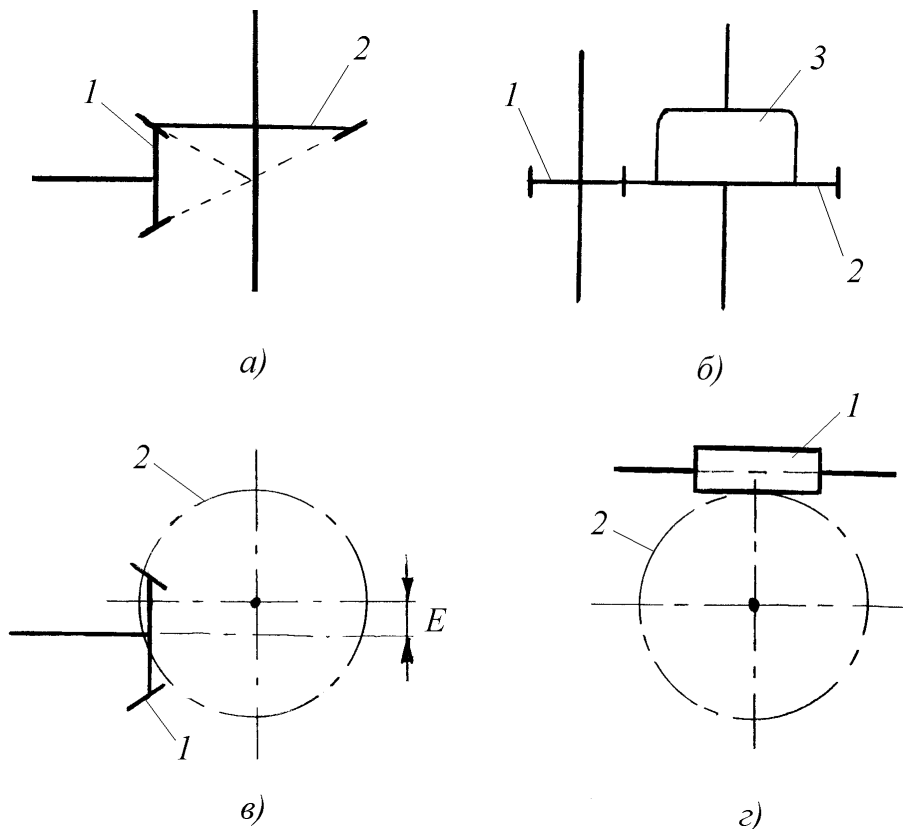


Рис. 8.1. Схемы одинарных центральных передач

Зубья шестерни всегда имеют левое направление спирали, хотя при этом складываются осевые силы от углов конуса шестерни и спирали зуба (большая осевая сила на подшипник). Это делается для того, чтобы не было ввинчивания шестерни на передачах переднего хода, что может быть причиной заклинивания передачи. В эксплуатации

при неправильной регулировке подшипников иногда происходит заклинивание передачи при заднем ходе.

В конической передаче с круговым зубом для уменьшения влияния точности зацепления на работу передачи радиус кривизны зуба шестерни иногда выполняется несколько меньшим радиуса кривизны зуба колеса. В результате обеспечивается локальный контакт зубьев шестерни и колеса.

КПД конической передачи с круговым зубом находится в пределах 0,97...0,98.

Одинарная цилиндрическая центральная передача (рис. 8.1,б) применяется на тракторах при наличии КП с поперечными валами. Передача состоит из ведущей шестерни 1 и ведомого колеса 2, закрепленного на корпусе дифференциала 3. При этом зубчатые колеса могут выполняться как прямозубыми, так и косозубыми. На отечественных тракторах применяются только прямозубые цилиндрические зубчатые колеса. Более предпочтительно использование косозубых цилиндрических зубчатых колес, так как они обладают большей несущей способностью и бесшумностью в работе. Однако при этом необходимо учитывать, что опоры подшипников дополнительно нагружаются осевой силой. КПД цилиндрической центральной передачи высокий - не менее 0,98.

Перспективным для тракторов является применение *одинарных центральных гипоидных передач* (рис. 8.1,в). *Гипоидная передача* представляет собой зацепление ведущего 1 и ведомого 2 конических зубчатых колес со спиральным зубом, оси которых не пересекаются, а перекрещиваются. При этом ось шестерни 1 смещена относительно оси колеса 2 на величину гипоидного смещения E . В зависимости от требований компоновки ось шестерни может быть смещена относительно оси колеса вверх и вниз. Обычно передаточное число гипоидных передач $u_{ГП} = 3,5...7$. В существующих конструкциях величина гипоидного смещения $E = 30...45$ мм.

Основными достоинствами гипоидных передач (по сравнению с коническими с круговым зубом) являются большая прочность и бесшумность в работе.

КПД гипоидной передачи несколько ниже, чем у конической и составляет 0,96...0,97, что связано с наличием в ней наряду с поперечным продольного скольжения зубьев. Однако наличие скольжения определяет весьма высокое сопротивление усталости зубьев гипоидной передачи, так как усталостное выкрашивание (питтинг) конических колес наблюдается в зоне чистого качения у полюса зацепления. В гипоидных передачах чистое качение отсутствует. Для них характерно скольжение зубьев при высоком давлении. Поэтому для обес-

печения нормальной работы гипоидной передачи необходимо применять специальное гипоидное масло, наличие специальных присадок в котором препятствует разрушению масляной пленки в контакте зубьев.

На отечественных тракторах центральные гипоидные передачи не применяются. Однако они получили широкое распространение на автомобилях и зарубежных тракторах.

Одинарная центральная червячная передача (рис. 8.1,з) состоит из червяка 1 и червячного колеса 2. При этом в зависимости от требований компоновки передача может быть выполнена с верхним расположением червяка и с нижним. По сравнению с центральными передачами других типов червячная передача наиболее бесшумна, обеспечивает большую плавность зацепления и, как следствие, минимальные динамические нагрузки. Однако в связи с низким КПД (порядка 0,9...0,92), более высокой трудоемкостью изготовления и необходимостью применения для изготовления червячного колеса дорогих материалов (оловянистой бронзы) центральная червячная передача не получила распространения на тракторах.

В зависимости от степени загруженности центральной передачи ее опорами служат шарикоподшипники, цилиндрические или конические роликоподшипники. При применении последних, помимо регулировки зацепления конических шестерен, необходима и их регулировка.

На рис. 8.2 представлена центральная передача ведущего моста трактора Т-150К. Центральная передача выполнена одинарной конической с круговым зубом. Вал-шестерня 17 центральной передачи установлен на два конических радиально-упорных подшипника 6 и 9. Ведомое колесо 18 установлено на корпусе 3 дифференциала, а он в свою очередь - на два конических радиально-упорных подшипника 22.

Поскольку радиально-упорные подшипники при сборке узла требуют обязательной регулировки, то в конструкции для этой цели предусмотрены регулировочные прокладки 15 и регулировочные гайки 20. В связи с тем, что в зависимости от направления вращения вала-шестерни 17 может меняться направление действующей на него осевой силы, подшипники 6 и 9 устанавливаются с предварительным натягом.

Предварительный натяг подшипников влияет на долговечность центральной передачи. С увеличением натяга повышается стабильность зацепления зубчатых колес. Однако чрезмерный натяг ухудшает условия работы подшипников, снижает КПД центральной передачи и приводит к ускоренному ее изнашиванию. Величина предваритель-

ного натяга подшипников в рассматриваемой конструкции зависит от толщины регулировочных прокладок 15. С уменьшением толщины прокладок при затягивании гайки 11 происходит сближение внутренних колец подшипников 6 и 9 и увеличивается их натяг. Для уменьшения натяга подшипников следует увеличивать толщину регулировочных прокладок 15.

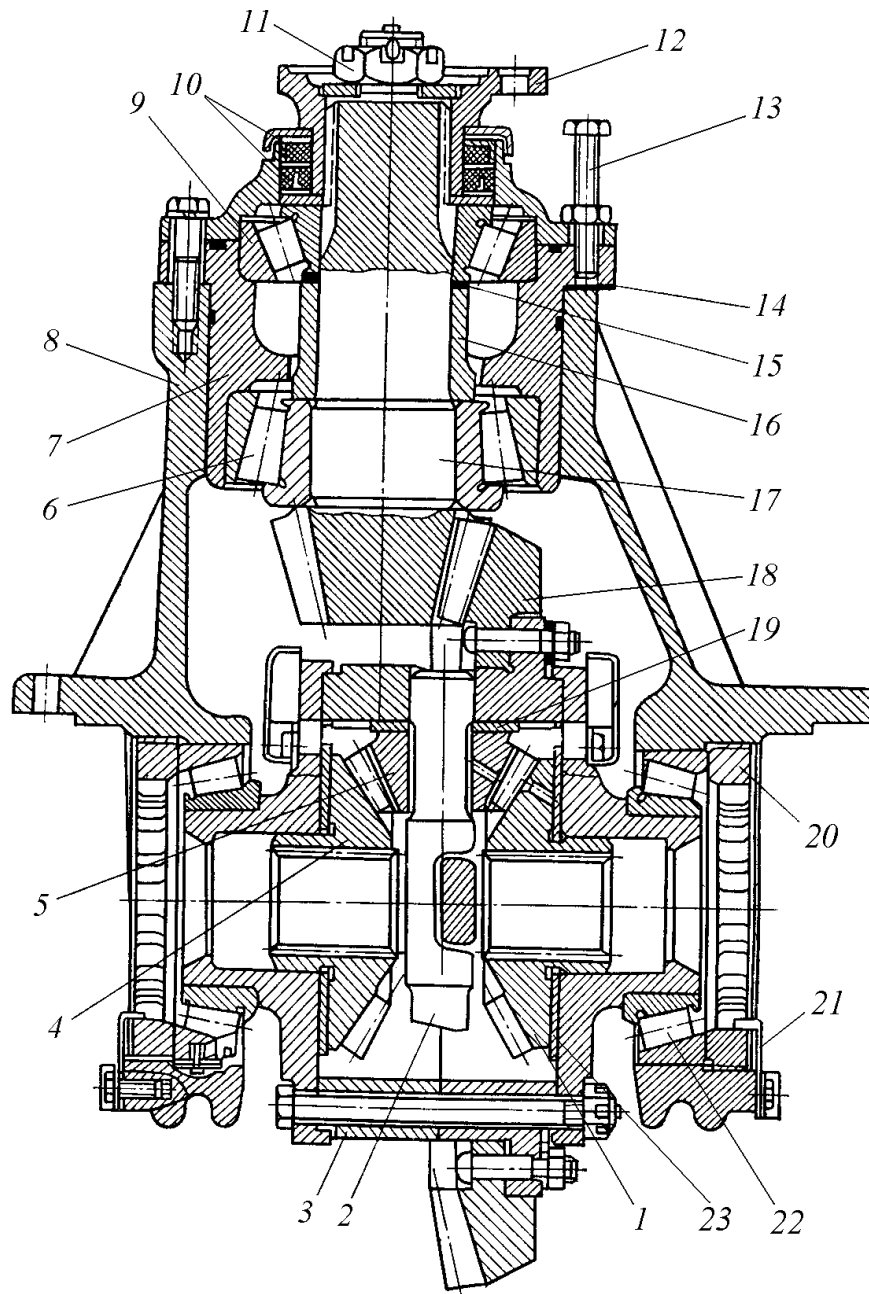


Рис. 8.2. Редуктор ведущего моста трактора Т-150К:

1, 4 - полуосевые шестерни; 2 - ось сателлитов; 3 - корпус дифференциала; 5 - сателлит; 6, 9 и 22 - конические роликовые радиально-упорные подшипники; 7 - стакан; 8 - корпус редуктора; 10 - манжетные уплотнения; 11 - гайка; 12 - фланец; 13 - болт; 14, 15 - регулировочные прокладки; 16 - распорная втулка; 17 - вал-шестерня центральной передачи; 18 - колесо центральной передачи; 19 - опорная шайба сателлита; 20 - регулировочная гайка; 21 - стопорная пластина; 23 - опорная шайба полуосевой шестерни

Обычно на практике натяг подшипников контролируется по моменту, необходимому для проворачивания вала-шестерни 17 на подшипниках, устанавливаемых в стакане 7. Для этого стакан в сборе с валом-шестерней вытаскивают из корпуса 8 редуктора. Величина момента сопротивления проворачиванию вала-шестерни принимается равной 1,0...4,0 Н·м, зависит от размеров центральной передачи и задается заводом - изготовителем. Необходимый осевой зазор в подшипниках 22 обеспечивается регулировочными гайками 20, которые стопорятся пластинами 21.

Для демонтажа вала-шестерни 17 в сборе со стаканом 7 и подшипниками 6 и 9 из корпуса 8 редуктора в данной конструкции предусмотрен болт 13, при заворачивании которого осуществляется выход стакана из корпуса.

Регулировка конической зубчатой пары осуществляется путем взаимного перемещения вала-шестерни 17, изменением толщины комплекта регулировочных прокладок 14, и колеса 18 с помощью регулировочных гаек 20. Регулировка зацепления конической пары осуществляется только после регулировки предварительного натяга подшипников 6, 9 и осевого зазора в подшипниках 22. Перемещение колеса 18, не нарушая регулировку подшипников 22, осуществляется вращением регулировочных гаек 20 со стороны противоположных подшипников в разные стороны, но на одинаковые углы.

Правильность зацепления конической зубчатой пары проверяют по расположению пятна контакта на зубьях. Для этого на зубья шестерни наносят слой краски и шестерню проворачивают. При правильно отрегулированном зацеплении конической зубчатой пары пятно контакта должно находиться в средней части зуба.

Осевая сила, возникающая в зацеплении конической зубчатой пары, воздействует на колесо и вызывает его деформацию. В результате нарушается точность зацепления зубчатых колес, что ведет к увеличению шума при работе передачи и снижению ее долговечности. Поэтому в тяжело нагруженных конических центральных передачах для уменьшения деформации зубчатого колеса устанавливают специальный упор, расположенный напротив места зацепления зубчатых колес (рис. 8.3).

Наиболее широкое распространение получил регулируемый упор (рис. 8.3,а), выполненный в виде регулировочного болта 1 с бронзовым напрессованным наконечником 3 и контргайкой 2 для стопорения болта.

Реже встречаются конструкции с нерегулируемым упором (рис. 8.3,б), выполненным в виде вращающегося ролика 1, установленного на неподвижной оси 2.

Зазор между торцом зубчатого колеса и упором устанавливается в пределах 0,15...0,20 мм. В нормальных условиях эксплуатации трактора между торцом колеса и упором есть зазор. При работе трактора с перегрузкой зазор выбирается и часть осевой силы воспринимается упором. В результате ограничивается деформация зубчатого колеса.

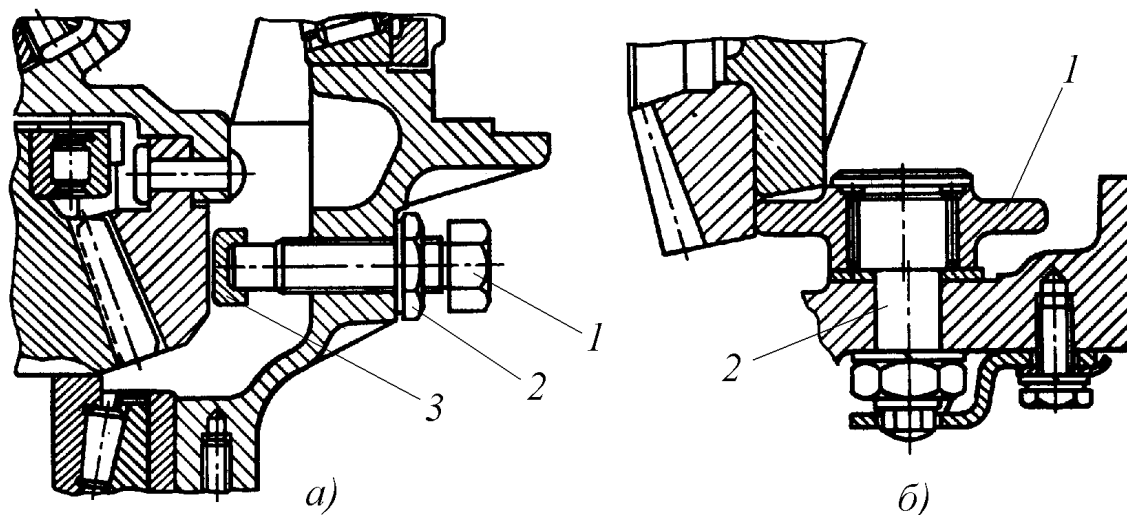


Рис. 8.3. Установка упора конического колеса центральной передачи

В современных конструкциях тракторов ведущая коническая шестерня центральной передачи часто выполняется как одно целое со вторичным валом КП или крепится на хвостовике этого вала.

Двойные центральные передачи. Двойная центральная передача имеет большую массу, размеры и стоимость по сравнению с одинарной. Она применяется только на колесных тракторах при необходимости получения больших передаточных чисел ($u_{\text{ц}} \leq 12$) без изменения дорожного просвета под картером центральной передачи.

Схемы компоновки двойных центральных передач могут быть различны. При этом ее валы могут располагаться как в одной плоскости, так и в разных плоскостях. На рис. 8.4,а представлена наиболее распространенная схема двойной центральной передачи, в которой первая пара зубчатых колес коническая или гипоидная, а вторая – цилиндрическая. На рис. 8.4,б первая пара цилиндрическая, а вторая – коническая или гипоидная.

Двойная центральная передача с валами, расположенными в одной плоскости, выполненная по первой схеме (рис. 8.4,а), представлена на рис. 8.5. Коническая шестерня 1 с круговым зубом выполнена как одно целое с валом и установлена консольно. Коническое колесо 2 смонтировано на одном валу с косозубой цилиндрической

шестерней 4, выполненной как одно с валом. Цилиндрическое зубчатое колесо 5 закреплено на корпусе 7 дифференциала, который установлен на два конических радиально-упорных подшипника 9. Подшипники закреплены крышками 10 на шпильках, а с наружной стороны фиксируются регулировочными гайками 8 со стопорами.

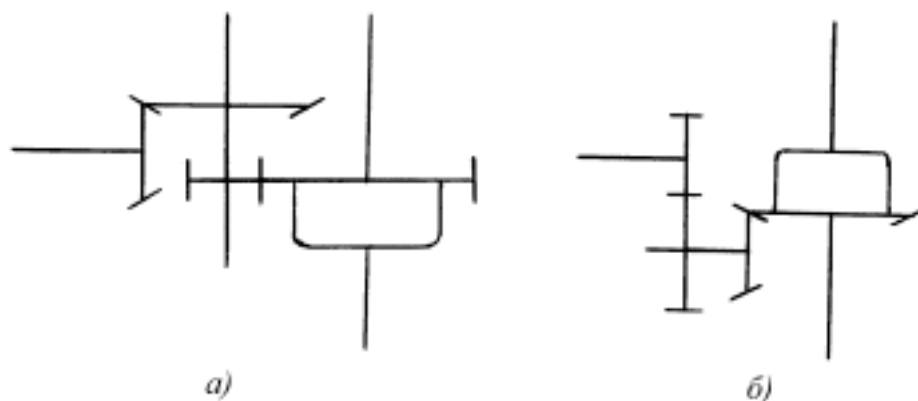


Рис. 8.4. Схемы двойных центральных передач

Регулировка подшипников 15 и 17 вала-шестерни 1 осуществляется прокладками и гайкой 14, как описано выше (см. рис. 8.2).

Подшипники 11 вала-шестерни 4 регулируют подбором толщины комплекта регулировочных прокладок 6. Зацепление конической зубчатой пары регулируют с помощью регулировочных прокладок 18 и 6. При этом, перемещение конического зубчатого колеса 2 осуществляется перестановкой прокладок 6 из под фланцев гнезд 3 подшипников левой и правой опоры.

Двухступенчатые центральные передачи. *Двухступенчатые центральные передачи* применяются на колесных тракторах и грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Они позволяют увеличить диапазон передаточных чисел трансмиссии в 1,5-2 раза и удвоить число передач при заданном количестве передач в КП.

По кинематической схеме двухступенчатая центральная передача может быть одинарной и двойной (рис. 8.6). На рис. 8.6,а представлена схема двойной двухступенчатой передачи. Первая пара зацепления всегда участвует в передаче крутящего момента и образована шестерней 2 и колесом 1, которые могут быть выполнены коническими с круговым зубом или гипоидными. Вторая пара зацепления образована цилиндрическими шестернями 3 и 4, свободно установленными на валу 5 и колесами 7 и 9, закрепленными на корпусе дифференциала 8. Подвижная зубчатая муфта 6 установлена на шлицах вала 5. При соединении зубчатой муфты 6 с большой шестерней 4 обеспечивается получение высшей ступени центральной передачи, а при соединении ее с малой шестерней 3 – низшей ступени.

Двухступенчатая центральная передача (рис. 8.6,б) может быть получена установкой блокируемого планетарного ряда между колесом 2 и дифференциалом 8. Колесо 2 по наружному диаметру выполнено коническим, а по внутреннему - цилиндрическим с внутренним расположением зубьев, одновременно является эпициклической шестерней планетарного ряда.

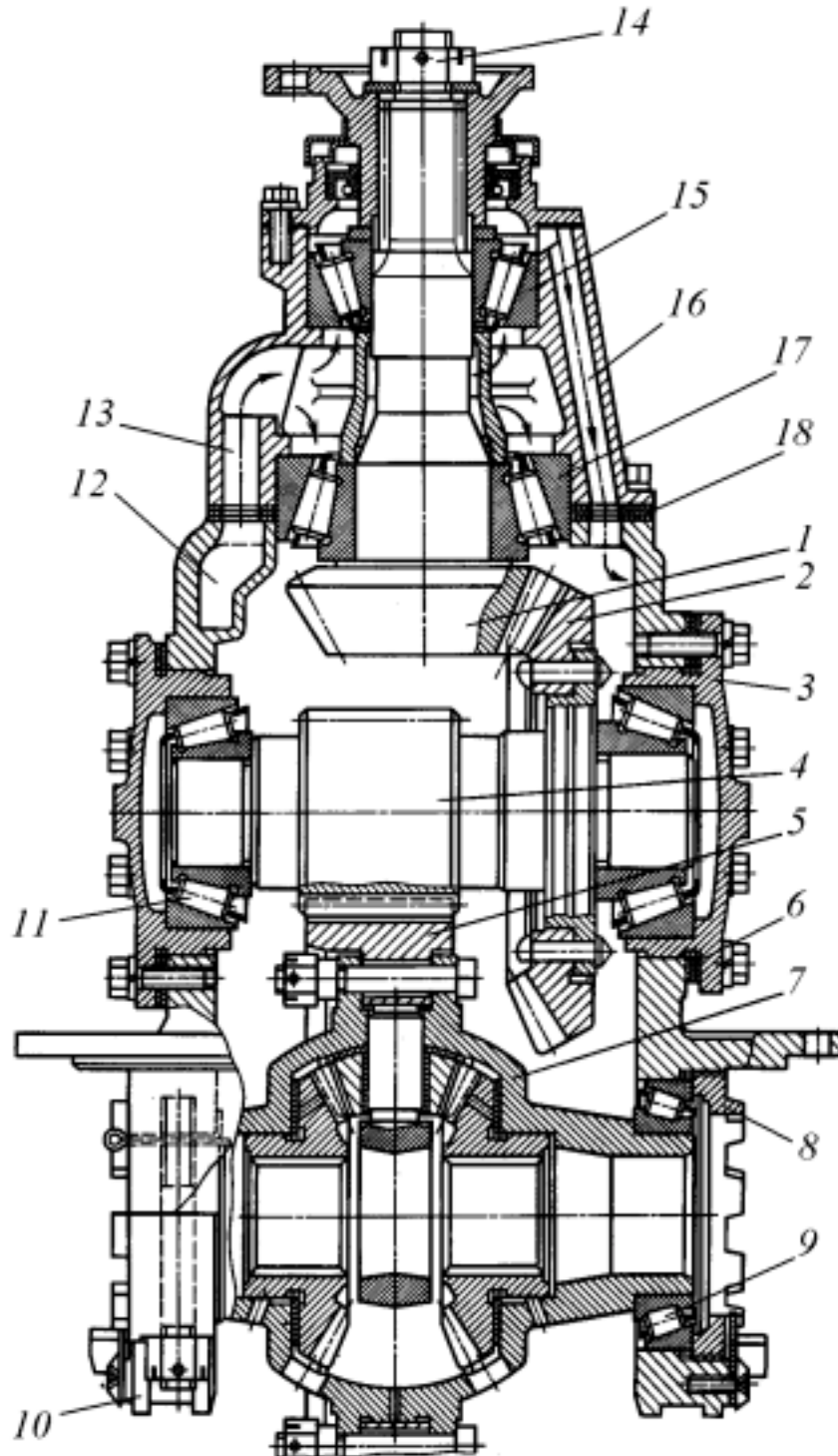


Рис. 8.5. Двойная центральная передача с валами, расположенными в одной плоскости

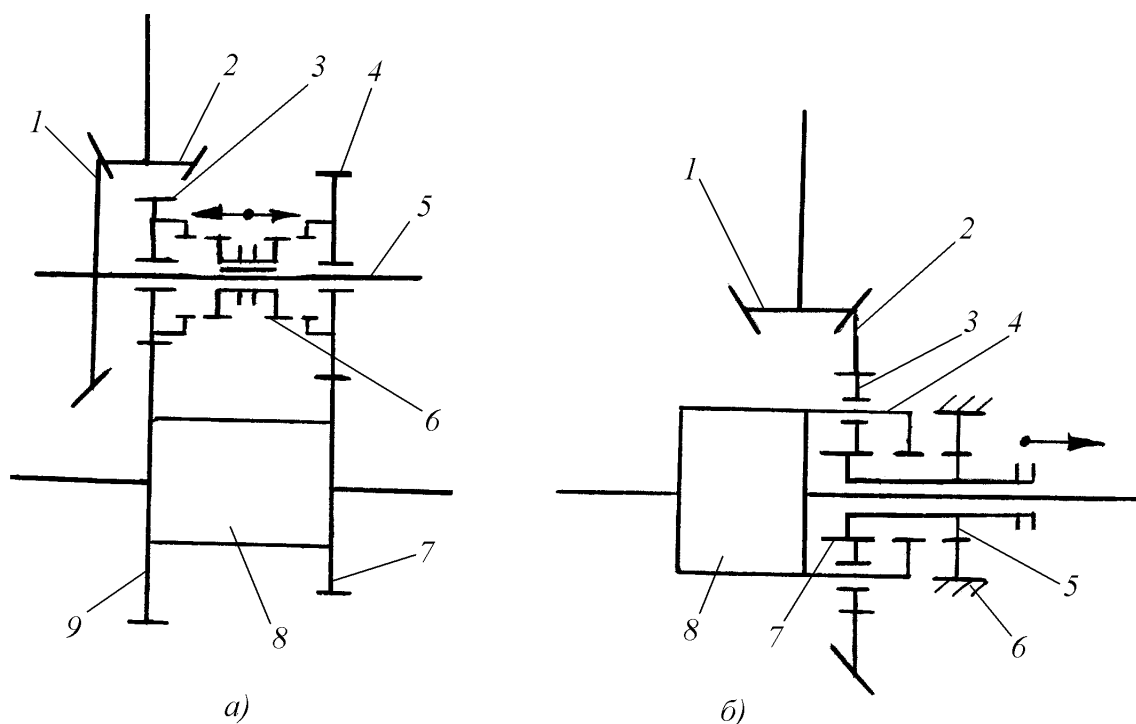


Рис. 8.6. Схемы двухступенчатых центральных передач

Переключение ступеней осуществляется с помощью зубчатой муфты 5, связанной с солнечной шестерней 7 планетарного ряда.

На схеме показано положение зубчатой муфты 5 при включенной нижней ступени центральной передачи. Солнечная шестерня 7 планетарного ряда через зубчатую муфту 5 связана с неподвижным корпусом 6 ведущего моста. В результате крутящий момент передается от шестерни 1 на колесо 2, а далее - через сателлиты 3 на водило 4, связанное с корпусом дифференциала 8. Частота вращения корпуса дифференциала 8 меньше частоты вращения ведомого колеса 2. В данном случае центральная передача работает как двойная, так как передача крутящего момента осуществляется последовательно соединенными коническими зубчатыми колесами и планетарным рядом.

Высшая ступень центральной передачи получается перемещением зубчатой муфты вправо (на схеме показано стрелкой). В результате широкий зубчатый венец солнечной шестерни 7 соединяет сателлиты 3 с водилом 4 и блокирует планетарный ряд, а зубчатая муфта 5 выходит из зацепления с неподвижным корпусом 6 ведущего моста. Колесо 2 и корпус дифференциала 8 вращаются с одинаковой угловой скоростью. Центральная передача работает как одинарная, так как преобразование крутящего момента осуществляется одной конической зубчатой парой.

Двухступенчатая центральная передача с блокируемым планетарным рядом перспективна для применения на тракторах большой

мощности, так как более компактна по сравнению с традиционными схемами, выполненными с неподвижными осями валов (см. рис. 8.6,*a*).

Выполненная по этой схеме двухступенчатая центральная передача показана на рис. 8.7. На высшей ступени солнечная шестерня 9 блокируется с водилом 10 планетарного ряда (корпусом дифференциала) и вращается как единое целое со скоростью ведомого конического колеса. На низшей ступени солнечная шестерня 9 зубчатым венцом 6 через гайку 5 блокируется с корпусом 4 центральной передачи. В результате эпициклическая шестерня 8, выполненная за одно целое с коническим колесом 1, вращает через сателлиты 2 и оси 3 водило 10 планетарного ряда (корпус дифференциала).

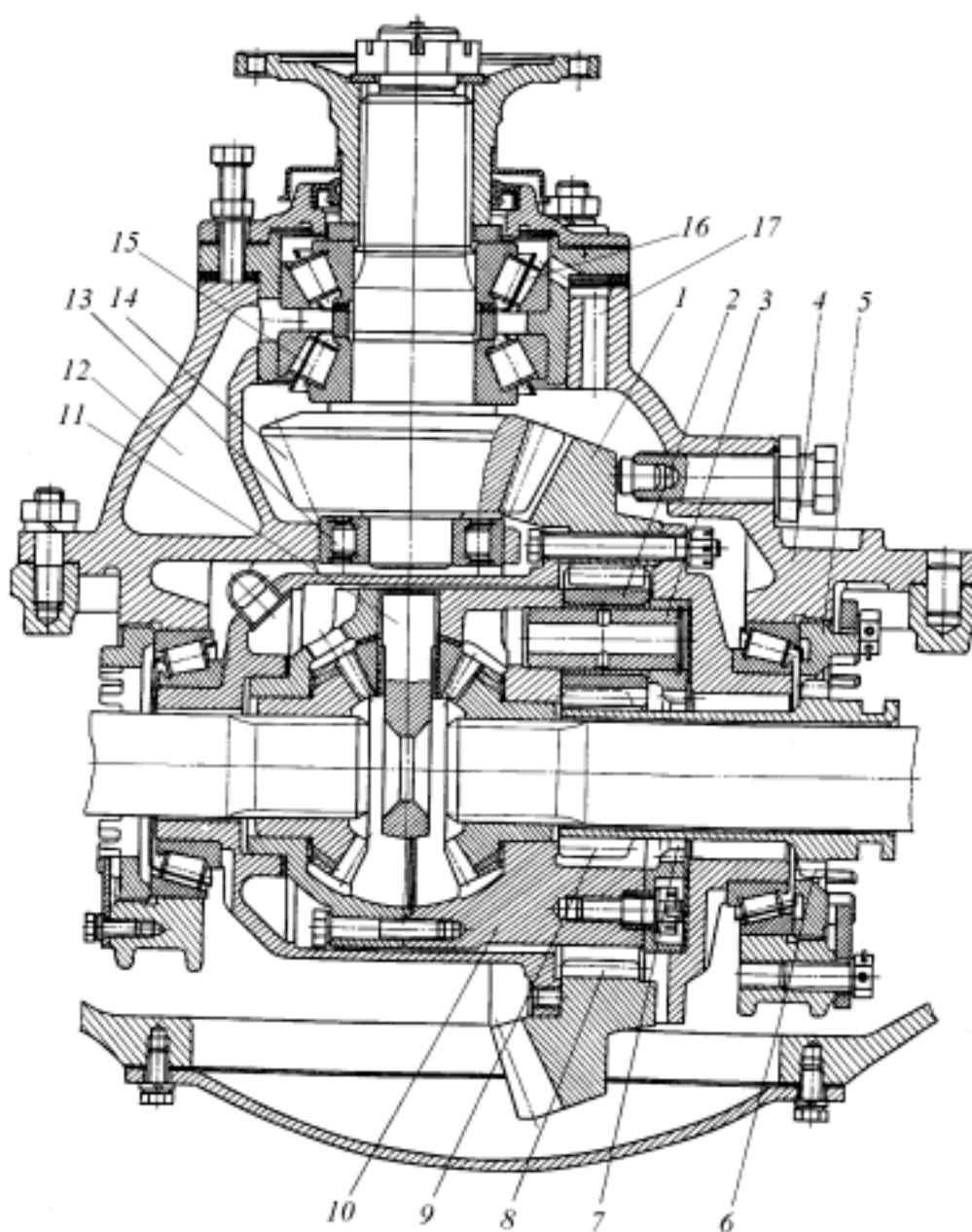


Рис. 8.7. Двухступенчатая центральная передача с блокируемым планетарным рядом

Переключение ступеней центральной передачи осуществляется перемещением солнечной шестерни 9 и выполненного как одно целое с ней зубчатого венца 6 в осевом направлении. Для включения повышающей ступени центральной передачи необходимо солнечную шестерню 9 ввести в зацепление одновременно с сателлитами 2 и зубчатым венцом 7, связанным с водилом 10 (корпусом дифференциала). Для включения пониженной ступени солнечная шестерня 9 входит в зацепление только с сателлитами 2, а выполненный за одно целое с ней зубчатый венец 6 – с зубьями гайки 5, соединенной с неподвижным корпусом 4.

Поскольку центральные передачи такого типа рассчитаны на применение на мощных колесных тракторах, то с целью повышения долговечности конических зубчатых колес вал-шестерню 14 часто устанавливают на три подшипника: 13 радиальный роликовый и 15 и 16 конические радиально-упорные. В результате под действием сил в зацеплении зубчатых колес происходит их меньшая деформация (не нарушается их зацепление).

К недостаткам двухступенчатых центральных передач следует отнести сложность конструкции и невозможность осуществления переключения ступеней при движении трактора без усложнения системы управления.

В связи с этим двухступенчатые центральные передачи получили очень ограниченное распространение на тракторах.

Смазывание центральной передачи. Смазывание зубчатых колес и подшипников центральной передачи осуществляется трансмиссионным маслом, залитым в катер, разбрызгиванием его вращающимися шестернями.

В современных конструкциях конической и гипоидной центральных передачах предусматривают принудительное смазывание зубьев конической пары в зоне зацепления и циркуляционное смазывание подшипников (см. рис. 8.5). Конические роликовые подшипники 15 и 17 представляют собой своеобразные центробежные насосы, в которых под действием центробежных сил масло перекачивается со стороны меньшего диаметра роликов на сторону большего их диаметра.

Поэтому масло к подшипникам вала-шестерни 1 должно подаваться в полость между подшипниками, куда обращены меньшие диаметры роликов.

Для этого в картере центральной передачи предусмотрен специальный широкий карман 12, из которого масло по каналу 13 попадает в полость между подшипниками. Масло, циркулируя через подшипник 17, установленный непосредственно у шестерни 1, попутно

обильно смазывает зубья в зоне зацепления дополнительно к тому маслу, которое захватывается колесом 2 из масляного резервуара центральной передачи.

Для циркуляционного смазывания подшипника 15 в картере выполнен отводной канал 16, который берет начало в полости за этим подшипником. В случае засорения этого канала в полости за подшипником создается повышенное давление, что может привести к течи масла через уплотнения. В любом механизме, в котором применяются уплотнительные сальники, предусматривается сохранение в картере давления на уровне атмосферного. Для этой цели в картере центральной передачи имеется сапун.

В центральных передачах (рис. 8.7), где вал-шестерня 14 устанавливается на три подшипника (13 – роликовом радиальном; 15 и 16 - роликовых радиально-упорных) для обеспечения принудительной смазывания конических зубчатых колес и циркуляционного смазывания подшипников в картере 4 предусматривают специальный широкий карман 12 для забора масла и подачи его в полость между подшипниками 15 и 16 и отводной канал 17 для удаления масла из полости за подшипником 16.

Уход за центральной передачей. Техническое обслуживание центральной передачи состоит в периодической проверке и поддержании необходимого уровня масла в ее картере, в проверке и регулировке зацепления конической зубчатой пары и регулировке радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников.

8.2. Дифференциалы колесных тракторов

Назначение, предъявляемые требования и классификация дифференциалов. *Дифференциал – механизм трансмиссии, выполняющий функцию распределения подводимого к нему крутящего момента между колесами или мостами и позволяющий вращаться ведомым валам, как с одинаковыми, так и с разными угловыми скоростями, кинематически связанными между собой.*

Чаще всего дифференциал устанавливают между центральной передачей и ведущими колесами конечных передач. Дополнительно дифференциал могут устанавливать между ведущими мостами трактора.

Дифференциал не влияет на общее передаточное число трансмиссии трактора. Он обеспечивает качение ведущих колес трактора без проскальзывания на поворотах и при движении по неровному пути.

При отсутствии дифференциала и жесткой кинематической связи ведущих колес их вращение сопровождалось бы взаимным скольжением или буксованием относительно почвы или дорожного полотна. Возникающая при этом паразитная мощность увеличивала бы износ деталей трансмиссии, протекторов шин и расход топлива на преодоление дополнительных сопротивлений движению трактора.

К дифференциалам предъявляются следующие требования:

распределение крутящих моментов между колесами и мостами в пропорции, обеспечивающей наилучшие эксплуатационные свойства трактора (максимальную силу тяги, устойчивость и управляемость);

минимальная масса и габариты, низкий уровень шума и достаточная надежность.

Классифицировать дифференциалы можно по следующим основным признакам:

по конструктивному выполнению - шестеренные, червячные, кулачковые и обгонные;

по месту расположения в трансмиссии - межколесные и межосевые;

по соотношению крутящих моментов на ведомых валах - с постоянным соотношением моментов (простой симметричный и простой несимметричный), с непостоянным соотношением моментов (с принудительной блокировкой и самоблокирующиеся);

по форме корпуса дифференциала - закрытые и открытые.

Червячные и кулачковые дифференциалы не получили распространения на отечественных тракторах. Шестеренные дифференциалы выполняются с цилиндрическими или коническими прямозубыми шестернями. На отечественных тракторах применяются в основном дифференциалы с коническими шестернями. На некоторых новых моделях тракторов стали применять дифференциалы с цилиндрическими шестернями.

Рассмотрим принципиальные кинематические схемы некоторых простых шестеренных дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах (рис. 8.8).

Дифференциал, распределяющий крутящий момент между выходными валами поровну, называют *симметричным*. Дифференциал, распределяющий крутящий момент между выходными валами не поровну, называют *несимметричным*.

В межколесном приводе трактора применяют только симметричные дифференциалы – конические (рис. 8.8,*а*) и цилиндрические (рис. 8.8,*б*). На тракторах самое широкое распространение получили простые симметричные конические дифференциалы. Хотя на некоторых новых моделях тракторов стали применять и цилиндрические

дифференциалы.

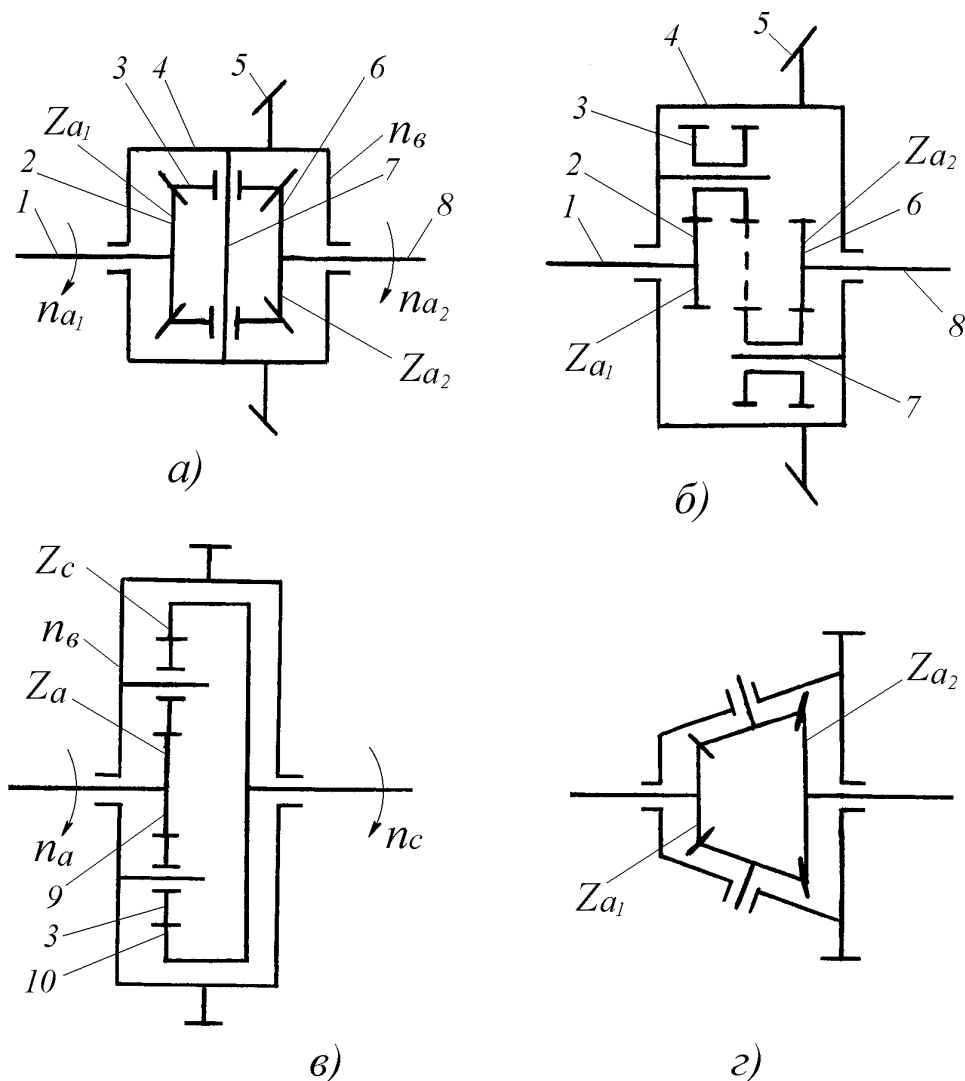


Рис. 8.8. Схемы простых дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах:

a – симметричного конического; *б* – симметричного цилиндрического; *в* – несимметричного цилиндрического; *г* – несимметричного конического;

1, 8 – левая и правая полуоси дифференциала; *2, 6* – левая и правая полуосевые шестерни; *3* – сателлит; *4* – корпус дифференциала; *5* – ведомое колесо центральной передачи; *7* – ось вращения сателлитов (водило); *9* – солнечная шестерня; *10* – эпициклическая шестерня

Несимметричные простые дифференциалы (рис. 8.8,в и г) применяют только в межосевом приводе, когда вертикальная нагрузка на ведущие мосты трактора различна. Более широкое распространение получили несимметричные цилиндрические дифференциалы (рис. 8.8,в). На отечественных тракторах межосевые дифференциалы не применяют.

Силовые и кинематические связи в дифференциалах и их конструкция. Силовые связи в дифференциале определяют соотношение моментов между центральными звеньями.

Рассмотрим принцип действия дифференциала на примере про-

стого симметричного конического (рис. 8.9). При передаче крутящего момента от двигателя на корпус дифференциала в месте контакта сателлитов с осью их вращения возникает сила F . Так как сателлит можно представить в виде рычага с равными плечами, то сила F делится пополам между полуосевыми шестернями.

Тогда момент, подводимый к корпусу дифференциала,

$$M_6 = FB,$$

а момент, подводимый к левой и правой полуосевым шестерням,

$$M_{a1} = M_{a2} = 0,5 FB = 0,5 M_6.$$

Это равенство выражает *первое свойство простого симметричного дифференциала* (без учета потерь на трение) - равное распределение моментов между полуосевыми шестернями.

Таким образом, для любых схем простых симметричных дифференциалов (рис. 8.8,а и б), пренебрегая внутренними потерями на трение, моменты на полуосях распределяются поровну:

$$M_{a1} = M_{a2} = M_6 / 2 \quad \text{и} \quad M_6 = M_{a1} + M_{a2},$$

где M_6 , M_{a1} и M_{a2} - крутящий момент, подводимый соответственно к корпусу 4 дифференциала (водилу), левой 2 и правой 6 полуосевым (солнечным) шестерням.

Для простого несимметричного цилиндрического дифференциала (см. рис. 8.8,в) крутящий момент M_c , подводимый к эпициклической шестерне, больше чем к солнечной M_a . При этом

$$M_c = M_a \kappa,$$

где $\kappa = Z_c / Z_a$ - характеристика трехзвенного дифференциального механизма (передаточное число при остановленном корпусе дифференциала); Z_c и Z_a - число зубьев соответственно эпициклической и солнечной шестерен дифференциала.

В существующих конструкциях несимметричных дифференциалов $\kappa = 1,5 \dots 4,5$.

Момент, подводимый к корпусу дифференциала,

$$M_6 = M_a + M_c,$$

где $M_a = M_6 / (1 + \kappa)$, а $M_c = M_6 \kappa / (1 + \kappa)$.

В простом несимметричном коническом дифференциале (см. рис. 8.8,г)

$$M_{a2} = M_{a1} \kappa,$$

где $\kappa = Z_{a2} / Z_{a1}$ - характеристика трехзвенного дифференциального механизма (передаточное число при остановленном корпусе дифференциала); Z_{a2} и Z_{a1} - число зубьев соответственно большей и меньшей полуосевых (солнечных) шестерен.

При этом

$$M_6 = M_{a1} + M_{a2},$$

где $M_{a1} = M_6 / (1 + \kappa)$, а $M_{a2} = M_6 \kappa / (1 + \kappa)$.

Кинематические связи в дифференциале представляются уравнением кинематики трехзвенного дифференциального механизма, связывающим между собой частоты вращения всех центральных звеньев. Для дифференциалов с внешним зацеплением шестерен (рис. 8.8, а, б и г) это уравнение выражает второе свойство дифференциала (кинематическое) и имеет вид:

$$n_{a1} + \kappa n_{a2} - (1 + \kappa) n_g = 0, \quad (8.1)$$

где n_{a1} и n_{a2} – частоты вращения полуосевых (солнечных) шестерен дифференциала; n_g – частота вращения корпуса дифференциала (водила).

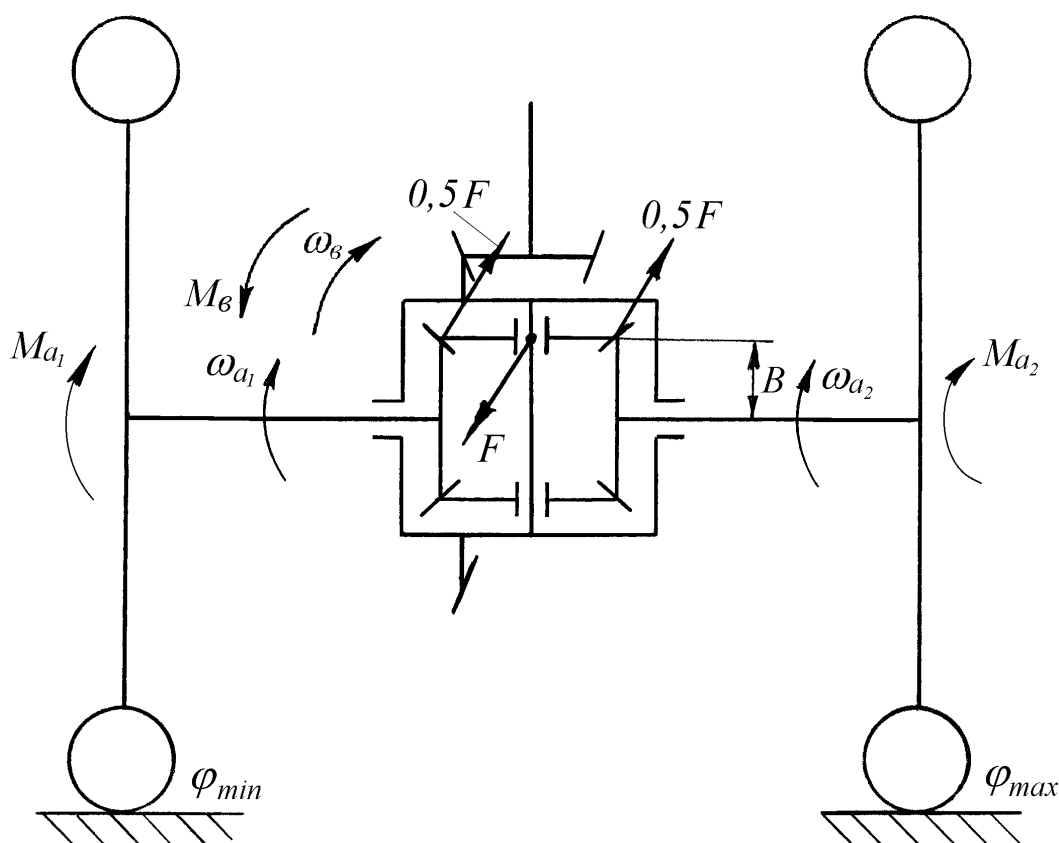


Рис. 8.9. Схема, поясняющая работу простого симметричного конического дифференциала

У симметричных дифференциалов (см. рис. 8.8, а и б) $\kappa=1$, так как $Z_{a2}=Z_{a1}$. Тогда уравнение кинематики для них примет вид:

$$n_{a1} + n_{a2} = 2 n_g \quad \text{и} \quad (n_{a1} + n_{a2}) / 2 = n_g .$$

Из полученного выражения следует, что при изменении частоты вращения n_{a1} левой полуосевой шестерни автоматически изменяется частота вращения n_{a2} правой полуосевой шестерни (см. рис. 8.8, а).

При притормаживании одной из полуосевых шестерен начнет проворачиваться сателлит и увеличиваться частота вращения второй полуосевой шестерни. При остановке одной из полуосевых шестерен

частота вращения другой полуосевой шестерни увеличится в 2 раза. Так, $n_{a2} = 2 n_6$ при $n_{a1} = 0$.

Таким образом, *второе свойство дифференциала (кинематическое)* позволяет левым и правым колесам трактора вращаться с разными угловыми скоростями при движении на поворотах и по неровностям пути. Однако при этом частоты вращения левого и правого колес трактора кинематически связаны между собой.

Уравнение кинематики для несимметричного цилиндрического дифференциала с комбинированным зацеплением шестерен (рис. 8.8,в) имеет вид:

$$n_a + k n_c - (1+k) n_6 = 0, \quad (8.2)$$

где n_a и n_c – частота вращения соответственно солнечной и эпициклической шестерни дифференциала.

Простой симметричный конический дифференциал (см. рис. 8.2), состоит из корпуса 3, сателлитов 5, осей 2 вращения сателлитов, полуосевых шестерен 1 и 4. Ведущим звеном дифференциала является корпус 3, ведомыми – полуосевые шестерни 1 и 4. У простого симметричного дифференциала полуосевые шестерни 1 и 4 имеют одинаковое число зубьев.

При прямолинейном движении трактора полуосевые шестерни вращаются вместе с корпусом дифференциала. Сателлиты 5 при этом неподвижны относительно оси 2. При движении трактора по криволинейной траектории или по неровностям пути скорость вращения одной из полуосевых шестерен уменьшается, а другой пропорционально возрастает вследствие вращения сателлитов 5 относительно оси 2. В этой конструкции четыре сателлита, каждая пара которых устанавливается на свою ось вращения 2. Для смазывания оси 2 в месте посадки сателлитов имеют лыски или спиральные канавки, удерживающие масло.

В ряде конструкций простых симметричных дифференциалов (см. рис. 8.7) сателлиты устанавливают на шипы крестовины 11. При этом число шипов крестовины (три или четыре) равно числу сателлитов. На рис. 8.7 дифференциал имеет три сателлита.

Свойством дифференциала делить подводимый к его корпусу крутящий момент в определенной пропорции между ведомыми валами обусловлена *потеря проходимости трактора* в ряде случаев.

Рассмотрим это на примере простого симметричного межколесного конического дифференциала. Предположим, что левое колесо трактора находится на поверхности с плохим коэффициентом сцепления φ_{min} (грязь, мокрая глина, лед и т. п.) и пробуксовывает с моментом (см. рис. 8.9)

$$M_{a1} = M\varphi_{min},$$

где $M\varphi_{min}$ – предельный момент по сцеплению левого колеса трактора с опорной поверхностью.

Правое колесо находится на поверхности с хорошим коэффициентом сцепления φ_{max} и могло бы реализовать момент

$$M_{a2} = M\varphi_{max},$$

где $M\varphi_{max}$ – предельный момент по сцеплению правого колеса трактора с опорной поверхностью

Однако к нему подводится только момент $M\varphi_{min}$, согласно первому свойству дифференциала.

Таким образом, суммарный крутящий момент на ведущих колесах трактора для данного случая

$$M_k = M_\epsilon = 2 M\varphi_{min}.$$

Величины этого момента может оказаться недостаточно для преодоления сопротивления движению трактора. В результате трактор будет стоять на месте, а левое колесо будет вращаться при неподвижном правом колесе.

Если заблокировать дифференциал, то каждое колесо сможет реализовать свои возможности по сцеплению с почвой.

В этом случае суммарный крутящий момент, подводимый к колесам,

$$M_k^* = M\varphi_{min} + M\varphi_{max} > 2 M\varphi_{min}.$$

Для осуществления принудительной блокировки дифференциала необходимо соединить между собой любые два центральных звена (корпус дифференциала, полуосевые шестерни). Возможные варианты блокировки простых симметричных дифференциалов показаны на рис. 8.10.

На схеме, представленной на рис. 8.10,*а*, блокировка дифференциала осуществляется с помощью зубчатой муфты 4, соединяющей между собой корпус 2 дифференциала и полуосевую шестерню 3. Такой способ блокировки дифференциала получил широкое распространение на тракторах и автомобилях повышенной проходимости. Однако он не позволяет блокировать дифференциал при движении трактора.

Более перспективна блокировка дифференциала с помощью фрикционного сцепления 6 (рис. 8.10,*б*), которое при включении соединяет между собой ось 5 вращения сателлитов и полуосевую шестерню 3. Такой способ в отличие от предыдущего позволяет блокировать дифференциал при движении трактора. В результате существенно повышается его проходимость.

Блокировка дифференциала возможна также с помощью специ-

ального блокировочного валика *10* (рис. 8.10,в), дополнительно устанавливаемого в трансмиссию трактора. Блокировка дифференциала *8* осуществляется с помощью блокировочной шестерни-каретки *11*, соединяющей левую и правую полуоси дифференциала через шестерни *7* конечной передачи.

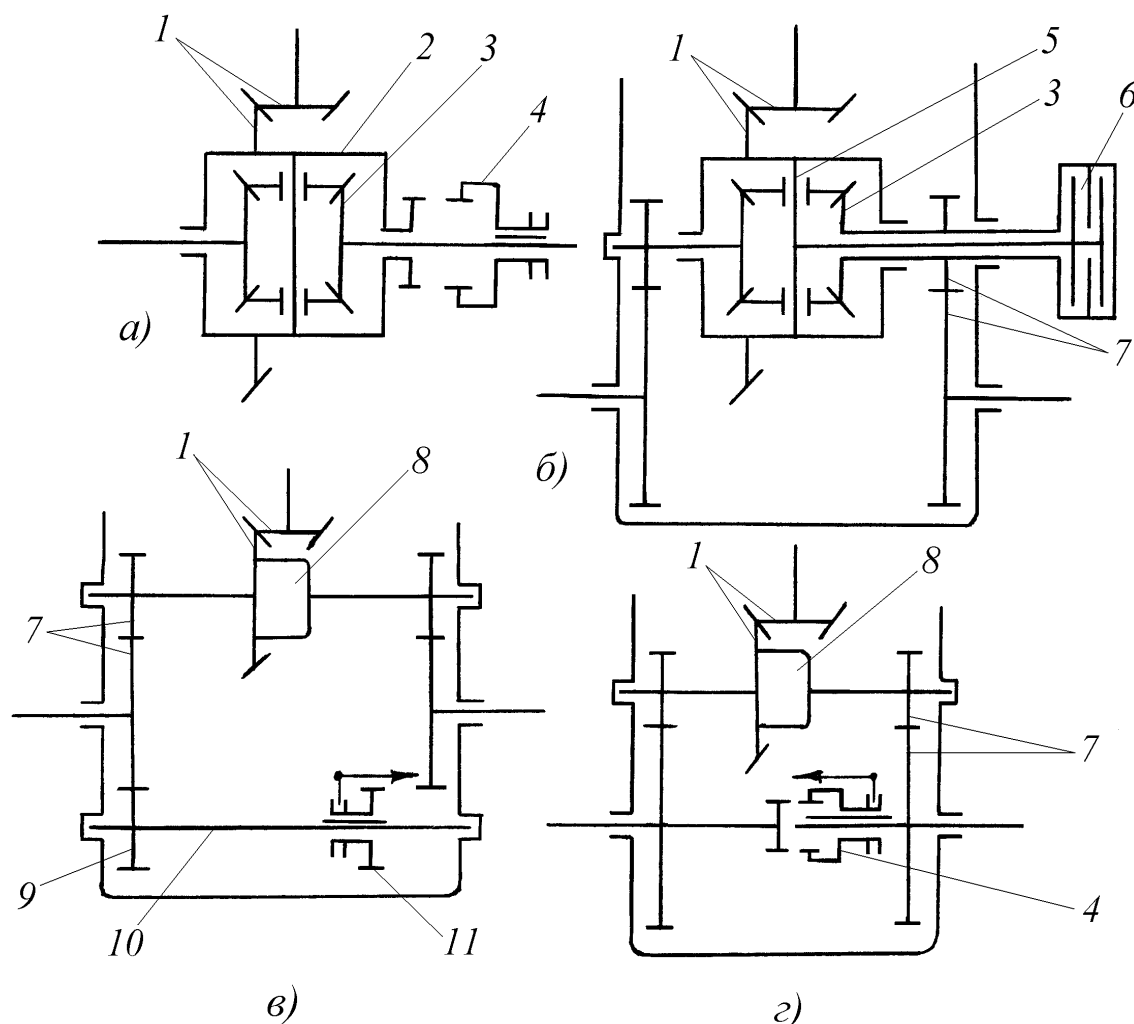


Рис. 8.10. Способы блокировки межколесного дифференциала:

1 – центральная передача; *2* – корпус дифференциала; *3* – полуосевая шестерня; *4* – зубчатая муфта; *5* – ось вращения сателлитов; *6* – блокировочное фрикционное сцепление; *7* – шестерни конечной передачи; *8* – дифференциал; *9* – шестерня привода блокировочного валика; *10* – блокировочный валик; *11* – блокировочная шестерня-каретка

В случае блокировки дифференциала с помощью зубчатой муфты *4* (рис. 8.10,г) при включении зубчатой муфты *4* блокируются левое и правое зубчатое колесо конечной передачи *7*, а следовательно, и полуоси дифференциала *8*.

Следует отметить, что способы блокировки дифференциала, представленные на рис. 8.10,в и рис. 8.10,г не позволяют блокировать дифференциал при движении трактора. Кроме того, принудительной блокировкой дифференциала необходимо пользоваться только крат-

ковременно для преодоления возникших дорожных препятствий и для обеспечения требуемой маневренности трактора при выполнении полевых и транспортных работ. Принудительная блокировка дифференциала в нормальных условиях эксплуатации приводит к интенсивному изнашиванию шин и, в ряде случаев, к потере управляемости трактора. Особенно опасна принудительная блокировка дифференциала при выполнении трактором транспортных работ в условиях гололеда. Здесь возможна полная потеря управляемости трактора, что может привести к серьезной аварийной ситуации.

Дифференциалы повышенного трения (самоблокирующиеся) позволяют к ведущему колесу, находящемуся в лучших условиях по сцеплению с опорной поверхностью, подводить больший крутящий момент.

Рассмотрим схему (рис. 8.11), поясняющую работу дифференциала повышенного трения. Левая 1 и правая 2 полуоси дифференциала связаны между собой пакетом сжатых фрикционных дисков. При разных угловых скоростях левой 1 и правой 2 полуосей дифференциала диски, проворачиваясь, создают момент трения M_T .

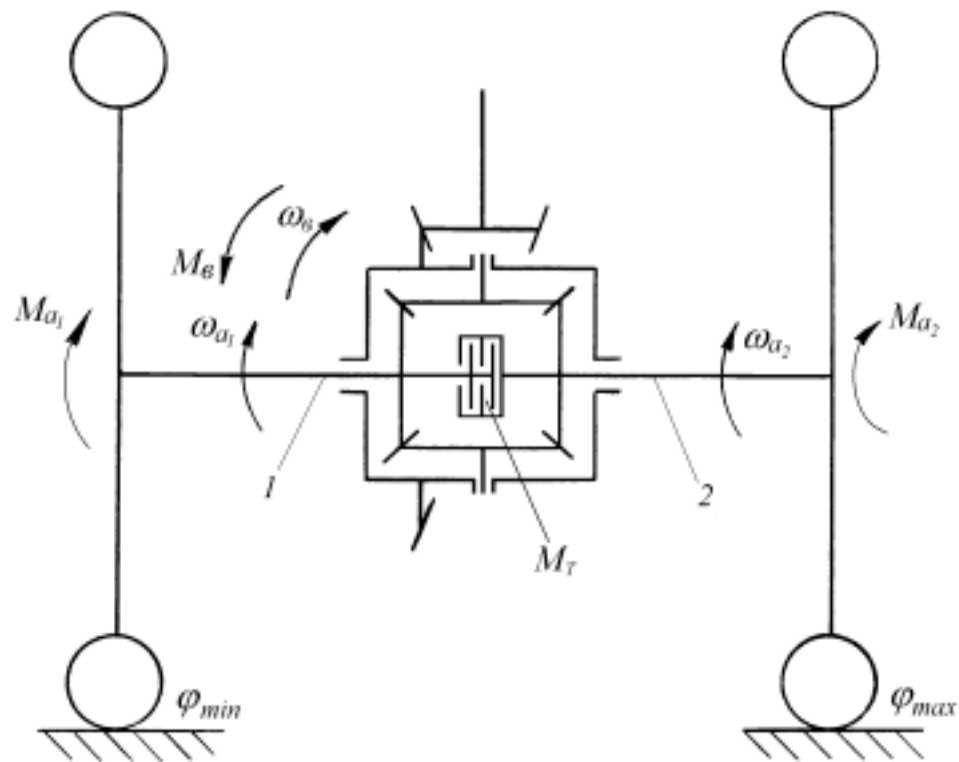


Рис. 8.11. Схема, поясняющая работу дифференциала повышенного трения

Левое колесо трактора находится на поверхности с плохим коэффициентом сцепления φ_{min} (грязь, мокрая глина, лед и т. п.), а правое - на поверхности с хорошим коэффициентом сцепления φ_{max} . К корпусу дифференциала подводится момент $M_в$, который распределя-

ется между левой 1 и правой 2 полуосями. Предположим, что из-за плохих сцепных свойств произошел срыв в контакте левого колеса с опорной поверхностью. Это колесо начинает пробуксовывать и левая полуось 1 проворачивается относительно правой полуоси 2. Таким образом, левая полуось 1 дифференциала вращается с угловой скоростью ω_{a1} , большей, чем угловая скорость ω_{a2} правой полуоси 2. Возникающий при этом момент трения M_T в дифференциале уменьшает крутящий момент на забегающей полуоси 1 и увеличивает на отстающей полуоси 2:

$$M_{a1} = 0,5 M_6 - M_T; \quad M_{a2} = 0,5 M_6 + M_T.$$

При повышении момента трения M_T в дифференциале увеличивается момент M_{a2} на отстающей полуоси 2, который может быть реализован на небуксующем колесе трактора.

Таким образом, для повышения тяговых показателей трактора необходимо увеличивать момент трения M_T в дифференциале. Однако при этом необходимо помнить, что при движении трактора по криволинейной траектории по твердой опорной поверхности (асфальт, бетон) с увеличением момента трения M_T в дифференциале возрастает интенсивность изнашивания шин.

Распределение крутящего момента между ведущими колесами трактора оценивается коэффициентом блокировки K_B дифференциала.

В отечественной и зарубежной литературе по тракторам и автомобилям используются две трактовки коэффициента блокировки дифференциала.

1. Под коэффициентом блокировки K_B дифференциала понимают отношение момента трения M_T в дифференциале к моменту M_6 , подводимому к корпусу дифференциала:

$$K_B = \frac{M_{a2} - M_{a1}}{M_6} = \frac{M_T}{M_6}, \quad (8.3)$$

где $K_B = 0 \dots 1$; $K_B = 0$ при $M_T = 0$; $K_B = 1$ при $M_T = M_6$ (полная блокировка дифференциала).

У применяемых на тракторах и автомобилях дифференциалах повышенного трения $K_B = 0,25 \dots 0,4$.

2. Под коэффициентом блокировки дифференциала K_B^* понимают отношение момента M_{a2} , подводимого к отстающей полуоси дифференциала, к моменту M_{a1} , подводимому к забегающей полуоси дифференциала:

$$K_B^* = \frac{M_{a2}}{M_{a1}}. \quad (8.4)$$

В существующих конструкциях дифференциалов повышенного трения $K_B^* = 3...4$.

Можно пользоваться любой и приведенных трактовок коэффициента блокировки дифференциала, так как всегда из выражения (8.3) можно получить выражение (8.4) и наоборот. Однако, для конструктора более удобно выражение (8.3), так как оно сразу позволяет определить необходимое значение момента трения M_T дифференциала.

На современных тракторах широкое распространение получили шестеренные дифференциалы повышенного трения. Причем эти дифференциалы, как правило, устанавливаются в переднем ведущем мосту трактора.

На рис. 8.12 представлена схема шестеренного дифференциала повышенного трения переднего ведущего моста тракторов МТЗ. Дифференциал является самоблокирующимся, так как его момент трения M_T пропорционален моменту, подводимому к корпусу 2 дифференциала. Это достигается следующим образом. При работе дифференциала крутящий момент от корпуса 2 передается на оси 3 и 9 вращения сателлитов, сателлиты 4, полуосевые шестерни 5 и далее на полуоси 8. На концах осей 3 и 9 вращения сателлитов под углом 120° выполнены скосы, соответственно которым в корпусе 2 дифференциала выполнены гнезда – пазы.

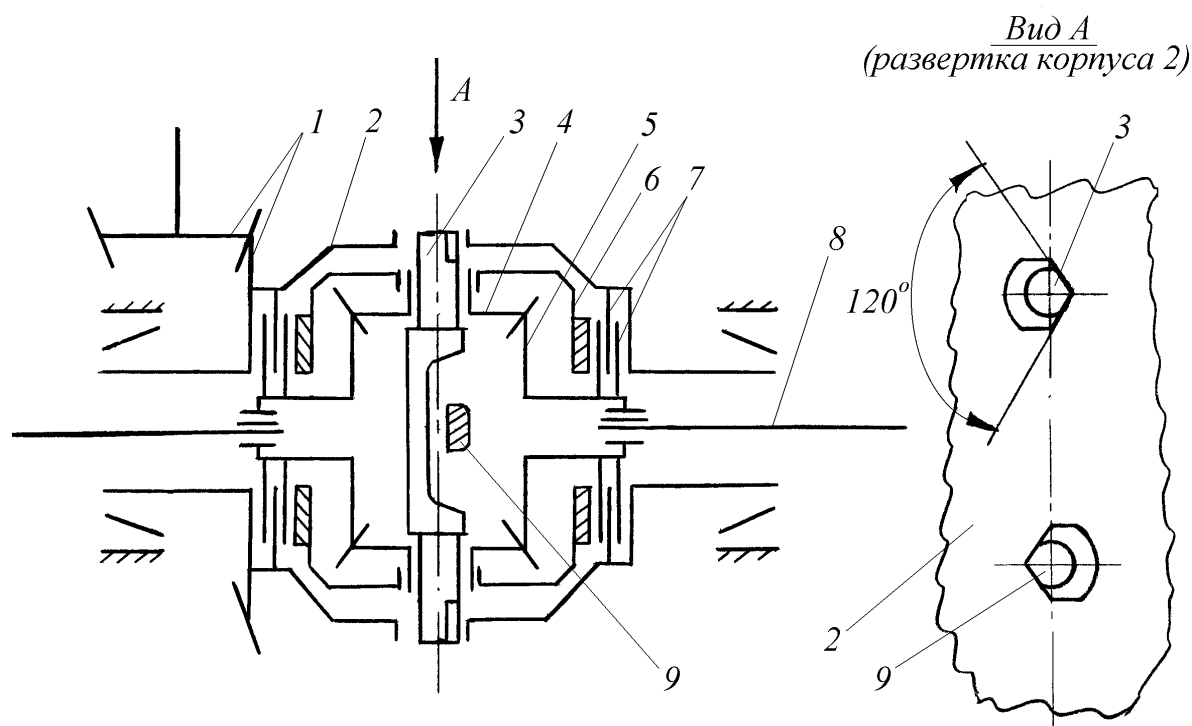


Рис. 8.12. Схема дифференциала повышенного трения тракторов МТЗ:
 1 – центральная передача; 2 – корпус дифференциала; 3 и 9 – оси вращения сателлитов; 4 – сателлит; 5 – полуосевая шестерня; 6 – нажимной стакан; 7 – комплект блокировочных фрикционных дисков; 8 – полуось дифференциала

Возникающие при передаче крутящего момента на скосах корпуса 2 и осей вращения сателлитов осевые силы перемещают ось 3 влево, а ось 9 вправо. В результате сателлиты 4 перемещают нажимные стаканы 6 и сжимают комплекты блокировочных фрикционных дисков 7. Крутящий момент от корпуса дифференциала на полуосевые шестерни передается двумя потоками: первый поток - через оси вращения сателлитов 3 и 9, сателлиты 4 на полуосевые шестерни 5; второй поток – через корпус 2, комплект блокировочных фрикционных дисков 7 на полуосевые шестерни 5. У данного дифференциала коэффициент блокировки $K_B = \text{Const}$ (см. выражение 8.3).

Это существенное положительное свойство дифференциала, так как при малых сопротивлениях движению тракторного агрегата (движение по хорошей дороге) в дифференциале создается малый момент трения M_T . При увеличении сопротивления движению пропорционально возрастает момент M_T .

Таким образом, дифференциал автоматически приспособливается к фону опорной поверхности, по которому движется трактор. При этом в случае эксплуатации трактора на твердой опорной поверхности (асфальт, бетон) ввиду малого момента трения в дифференциале M_T сопротивление относительно проворачиванию его полуосей 8 незначительное. Следовательно, дифференциал оказывает очень малое влияние на интенсивность изнашивания шин.

Отличительной особенностью различных схем шестеренных дифференциалов повышенного трения является способ создания сил, сжимающих комплекты блокировочных фрикционных дисков. В рассмотренной схеме силы создаются на скосах, выполненных на концах осей 3 и 9 вращения сателлитов под углом 120° .

На рис. 8.13 показан дифференциал, в котором сжатие комплектов блокировочных фрикционных дисков 1 осуществляется за счет осевых сил в зацеплении полуосевых шестерен 2 с сателлитами 3. Полуосевые шестерни 2 под действием осевых сил перемещаются и сжимают комплекты блокировочных фрикционных дисков. При этом сила сжатия дисков пропорциональна подводимому к корпусу дифференциала крутящему моменту.

На рис. 8.14 сжатие комплектов блокировочных дисков осуществляется кулачковым нажимным устройством. Для этого на торцовых поверхностях полуосевых шестерен 3 и нажимных дисков 4 выполнены трапецеидальные кулачки. Нажимные диски 4 с помощью шлиц связаны с полуосями дифференциала.

При передаче крутящего момента через сателлиты 2 на полуосевые шестерни 3 и далее на нажимные диски 4 в контакте кулачков действует окружная сила F_t , которая раскладывается на нормальную

F_n и осевую F_x силы. Осевая сила F_x , сжимая комплекты блокировочных фрикционных дисков, создает момент трения M_T в дифференциале. Здесь, как и в рассмотренных конструкциях дифференциалов повышенного трения, момент трения в дифференциале пропорционален моменту, подводимому к его корпусу.

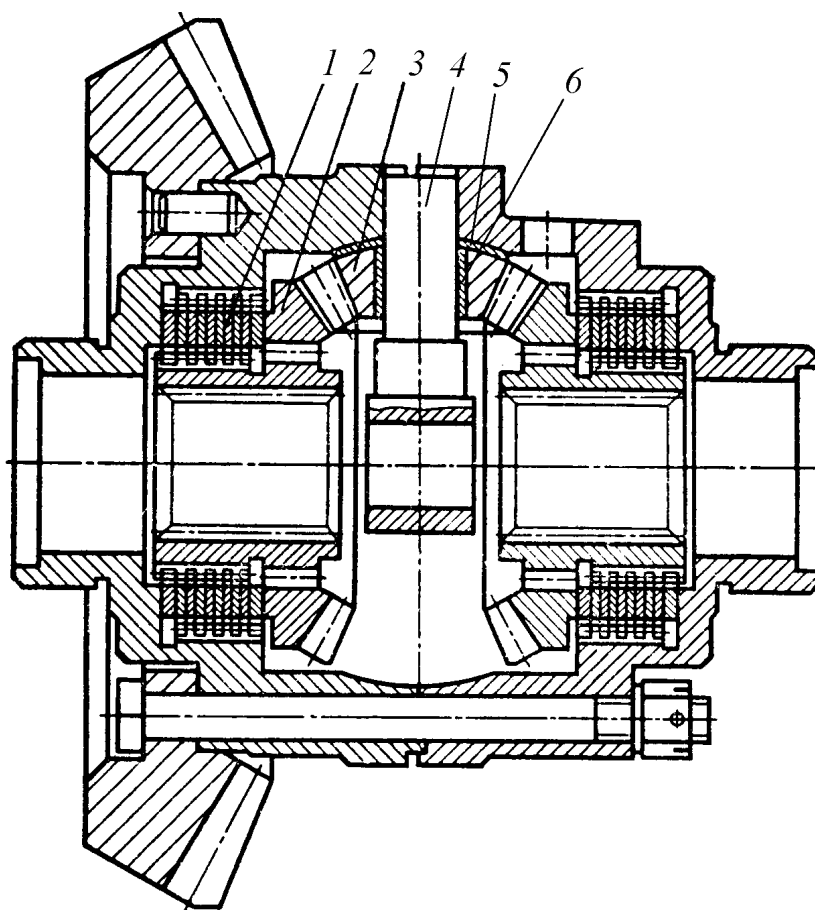


Рис. 8.13. Шестеренный дифференциал повышенного трения:

1 – комплект блокировочных фрикционных дисков; 2 – полуосевая шестерня; 3 – сателлит; 4 – крестовина дифференциала; 5 – опорная шайба сателлита; 6 – втулка сателлита

Червячные и кулачковые дифференциалы не получили распространения на тракторах из-за высокого момента трения M_T и связанного с ним большого износа шин, низкой надежности и высокой стоимости. Поэтому их конструкции не рассматриваются.

Обгонные дифференциалы иногда применяют на современных тракторах. Эти механизмы не имеют никакого отношения к дифференциалам, так как связь между частотами вращения их звеньев не описывается уравнением кинематики трехзвенного дифференциального механизма. Однако в настоящее время их ошибочно называют

дифференциалами. Эти механизмы позволяют левой и правой полуосям вращаться вместе с одинаковой угловой скоростью и отключать одну полуось, передавая весь крутящий момент от корпуса на другую.

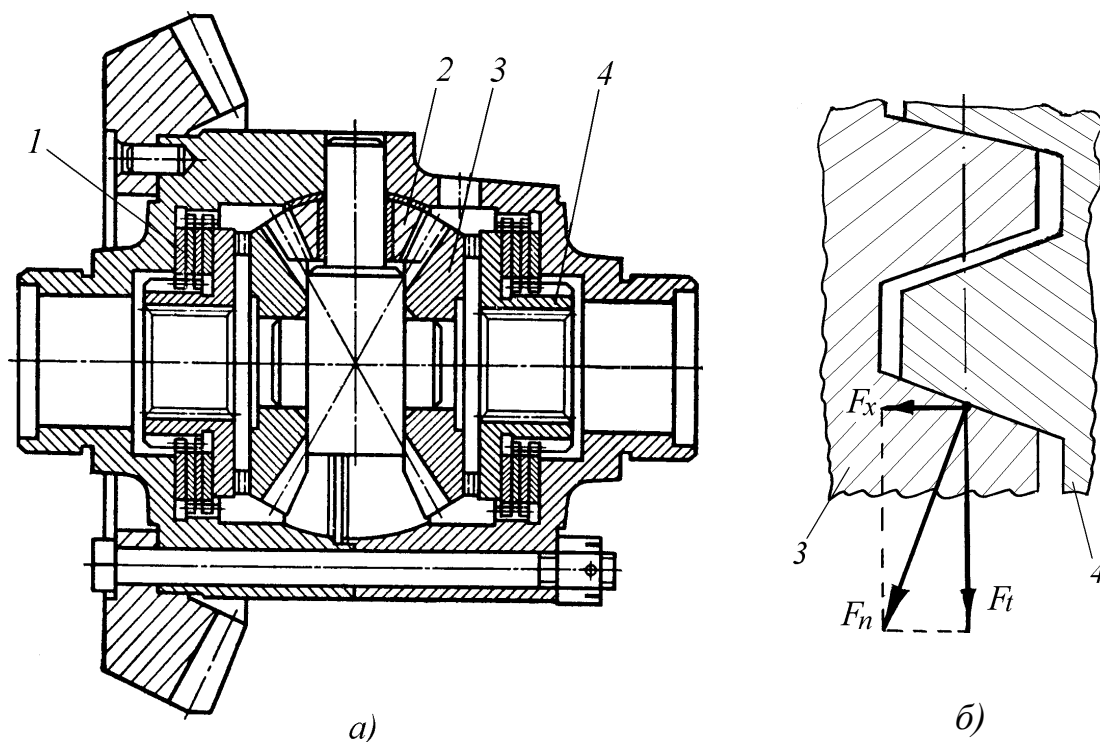


Рис. 8.14. Шестеренный дифференциал повышенного трения с кулачковым нажимным устройством:

а – конструкция; *б* – схема сил, действующих в зацеплении трапецеидальных кулачков

Такой механизм применяется в переднем и заднем ведущих мостах тракторов К-701/703 (рис. 8.15, *а*). Он состоит из корпуса, образованного двумя чашками 1 и 4, ведущей муфты 2, кольца 7 ведущей муфты, двух ведомых полумуфт 5 с разрезными кольцами 6, двух ступиц 10 и пружин 9 со стаканами. Ведомые полумуфты 5 пружинами 9 постоянно поджимаются к ведущей муфте 2.

На торцовых поверхностях ведущей муфты 2 нарезаны радиально расположенные зубья прямоугольного сечения. В ее отверстие вставлено кольцо 7, удерживаемое от осевого смещения пружинным кольцом 8, а от проворачивания шпонкой 3. На торцовых поверхностях кольца 7 ведущей муфты нарезаны зубья трапецеидального профиля. В зацеплении с ведущей муфтой 2 находятся две ведомые полумуфты 5, прижимаемые к ней пружинами 9 и имеющие на торцовых поверхностях, обращенных к ведущей муфте, по два ряда концентрически расположенных зубьев.

Верхний ряд зубьев имеет прямоугольное сечение профиля и входит в зацепление с зубьями ведущей муфты 2 (рис. 8.15, *б*). Ниж-

ний ряд с зубьями трапецеидальной формы входит в зацепление с зубьями кольца 7 ведущей муфты. На каждой ведомой полумуфте 5 посажено разрезное пружинное кольцо 6 с торцовыми зубьями трапецеидальной формы и входящими в зацепление с зубьями кольца 7 ведущей полумуфты. Для ограничения угла поворота кольца 6 относительно ведущей муфты 2 служит шпонка 3, находящаяся в прорези кольца. Ступицы 10 связывают ведомые полумуфты с полуосями.

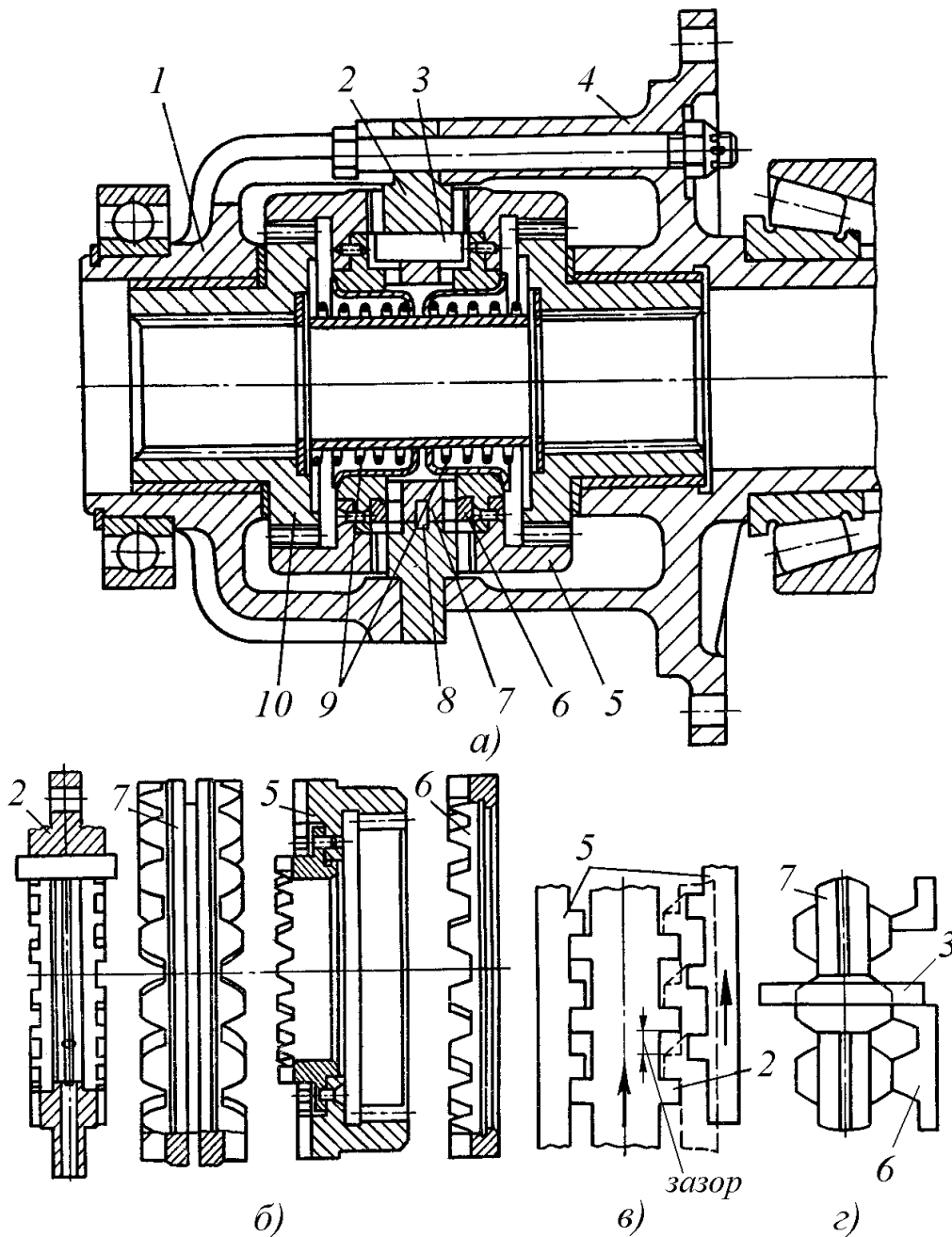


Рис. 8.15. Обгонный дифференциал ведущих мостов тракторов К – 701/703:
а – конструкция; *б* – основные детали; *в* – положение ведущей муфты и ведомых полумуфт при повороте трактора; *г* – положение разрезного кольца и кольца ведущей муфты при повороте трактора

При прямолинейном движении трактора ступицы 10 полностью заблокированы и вращаются со скоростью ведомого колеса центральной передачи. При этом крутящий момент передается зубьями ведущей муфты 2 на верхний ряд зубьев прямоугольного сечения ведомых полумуфт 5 и далее на ступицы 10 и полуоси, связанные с ведущими колесами трактора через конечные передачи.

Аналогично положение ведущей муфты 2 и ведомых полумуфт 5 при движении трактора накатом вперед и назад, а также назад под действием тягового усилия (здесь меняется только рабочая сторона контакта зубьев).

При движении трактора на повороте наружная относительно центра поворота полумуфта 5 стремится вращаться быстрее, чем внутренняя и корпус механизма (рис. 8.15,в). В результате она в начале разгружается от передаваемого усилия и далее проворачивается вперед относительно ведущей муфты 2 в пределах зазора между зубьями прямоугольного сечения.

Но так как нижний ряд зубьев ведомой полумуфты 5 находится в зацеплении с зубьями кольца 7, то поворот полумуфты вперед сопровождается выходом ее из зацепления с кольцом: происходит перемещение зубьев наружной полумуфты 5 относительно зубьев кольца 7 вследствие их трапецеидальной формы. При этом наружная полумуфта 5 перемещается в осевом направлении относительно ведущей муфты 2, сжимая пружину 9. В результате верхний ряд зубьев прямоугольного профиля ведомой полумуфты 5 выходит из зацепления с зубьями ведущей муфты 2.

Одновременно с отключением ведомой полумуфты выходит из зацепления и расположенное на ней разрезное кольцо 6 (см. рис. 8.15,з), которое, повернувшись вместе с полумуфтой в пределах ширины прорези (на половину шага зубьев), будет остановлено шпонкой 3 в тот момент, когда вершины его зубьев расположатся строго напротив вершин зубьев кольца 7. Такое положение кольца 6 удерживает от включения наружную полумуфту 5, которая свободно вращается с угловой скоростью, определяемой скоростью вращения забегающего колеса трактора при повороте. При выходе из поворота угловая скорость вращения наружной полумуфты 5 уменьшается и она за счет сил трения поворачивает разрезное кольцо 6, которое при этом сходит с вершин зубьев кольца 7 и вместе с ней под действием пружины 9 входит в зацепление с зубьями ведущей муфты 2 и ее кольца 7.

Таким образом, на протяжении всего поворота крутящий момент на полуось забегающего колеса не передается. При движении накатом на повороте происходит отключение полуоси отстающего колеса аналогично предыдущему случаю.

Работа механизма на поворотах при движении трактора назад не отличается от работы на поворотах при движении вперед.

Уход за дифференциалами. Техническое обслуживание дифференциалов неразрывно связано с техническим обслуживанием центральной передачи трактора.

В зависимости от конструкции дифференциалов и их блокировочных механизмов может производиться периодическая регулировка зацепления конических шестерен и их блокировочных устройств.

Внешним признаком ненормальной работы дифференциала является повышенный уровень шума его шестерен при повороте трактора, что указывает на нарушение их зацепления, вследствие износа зубьев как, так и опорных шайб 19 под торцами сателлитов (см. рис. 8.2).

В так называемых обгонных дифференциалах возможно смятие и изнашивание торцовых зубьев силопередающих и управляющих звеньев или поломки храповиков. При подобных дефектах необходима замена соответствующих деталей.

8.3. Конечные передачи

Назначение, предъявляемые требования и классификация конечных передач. *Конечной передачей* называется агрегат трансмиссии, размещенный между ведущим колесом и дифференциалом колесного трактора или механизмом поворота гусеничного трактора. Число конечных передач трактора зависит от количества его ведущих колес.

Конечные передачи служат для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и в ряде случаев для обеспечения нужного дорожного просвета трактора.

Помимо общих требований к агрегатам трансмиссии к конечным передачам предъявляют *ряд специальных требований*:

они должны обладать повышенной жесткостью картеров. Это связано с тем, что конечные передачи нагружены как внутренними силами от передачи крутящих моментов, так и внешними от веса трактора, силы тяги и боковых реакций грунта, передаваемых через ведущие колеса;

должны иметь надежные уплотнения выходного вала конечной передачи ввиду близости почвы и возможности ее проникновения внутрь картера.

Конечные передачи классифицируются:

по типу передачи - шестеренные и цепные. Цепные конечные

передачи имеют ограниченное применение, как правило, в специальных тракторах для работы с высокостебельными культурами и в порталных тракторах;

по виду шестеренной передачи - шестеренные с неподвижными осями валов, планетарные и комбинированные;

по кинематической схеме - одинарные и двойные;

по размещению передачи - размещенные внутри корпуса ведущего моста трактора, в отдельных картерах, жестко или шарнирно соединенных с ведущими мостами, с комбинированным размещением, когда одна ступень передачи размещена в корпусе ведущего моста, а другая - в отдельном картере. На гусеничных тракторах конечные передачи всегда размещаются в отдельных картерах:

по кинематической схеме - одинарные и двойные.

При этом используются передачи с неподвижными осями валов, планетарные и комбинированные.

Конструкции конечных передач. Конструкция конечных передач определяется назначением трактора, номинальным тяговым усилием и типом движителя. Принципиальные кинематические схемы конечных передач представлены на рис. 8.16.

Наиболее распространенными являются одинарные конечные передачи с неподвижными осями валов и цилиндрическими шестернями с внешним зацеплением (рис. 8.16,*а*) с передаточным числом $u_{кон} = 4 \dots 7$. При необходимости получения большого передаточного числа ($u_{кон} \leq 12$) или большого дорожного просвета применяют двойные конечные передачи с неподвижными осями валов (рис. 8.16,*б*).

Конические шестерни чаще всего используют в конечных передачах ведущих управляемых колес.

Одинарные планетарные конечные передачи (рис. 8.16,*в* и *г*) и комбинированные (рис. 8.16,*е*) применяются только в особо мощных колесных и гусеничных тракторах. Это связано с тем, что при одинаковых передаточных числах с конечными передачами с неподвижными осями валов (рис. 8.16,*а* и *б*) у них меньше габаритные размеры, выше КПД из-за передачи части мощности в переносном движении без потерь (рис. 8.16,*в* и *е*) и полностью разгружены подшипники центральных звеньев планетарных рядов.

Двойные планетарные конечные передачи (рис. 8.16,*д*) не получили распространения на отечественных тракторах. Однако их применение в перспективе возможно на сверхмощных гусеничных промышленных тракторах.

Изменение дорожного просвета с помощью конечной передачи показано на рис. 8.17. При нижнем положении зубчатого колеса 4 конечной передачи относительно шестерни 3 под трактором обеспечи-

вается максимальный дорожный просвет H (см. рис. 8.17,а). При повороте картера 2 конечной передачи относительно корпуса 1 ведущего моста на угол γ колесо 4 обкатывается относительно шестерни 3

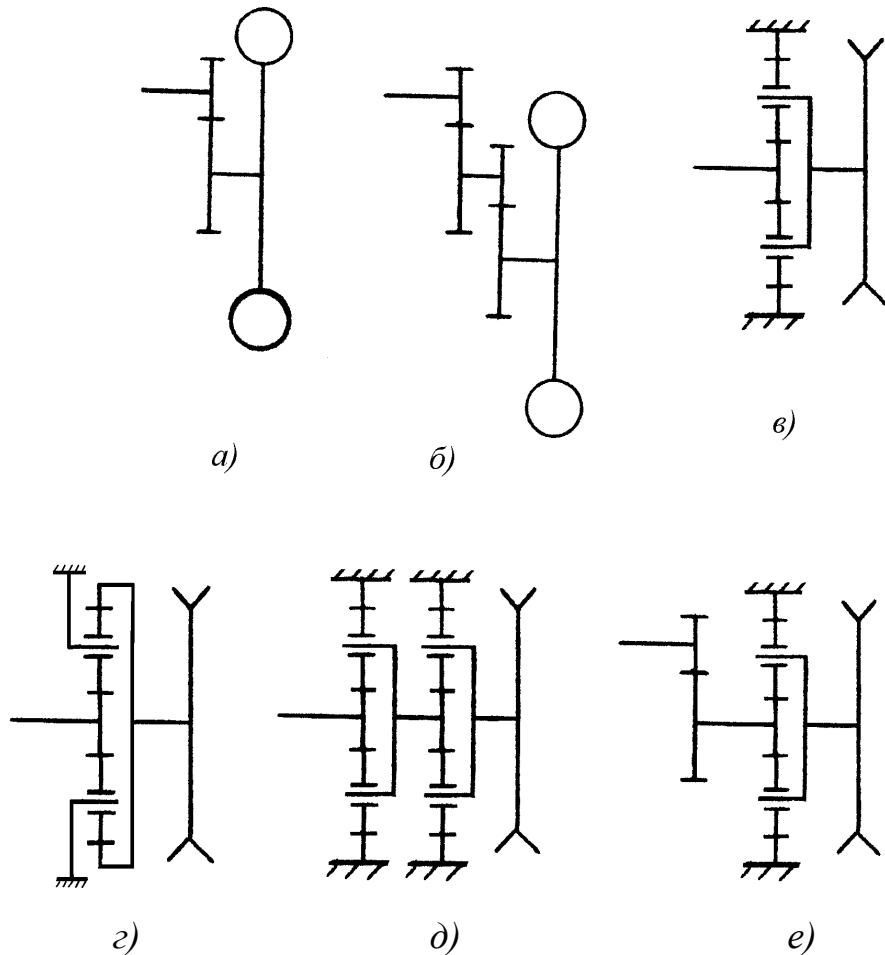


Рис. 8.16. Кинематические схемы конечных передач:

а - одинарная с неподвижными осями валов; *б* - двойная с неподвижными осями валов; *в, г* - одинарная планетарная; *д* - двойная планетарная; *е* - двойная комбинированная

(рис. 8.17,б). В результате дорожный просвет под трактором уменьшается на величину Δh . Таким образом, изменяя положение картера конечной передачи относительно корпуса ведущего моста, можно изменять дорожный просвет под трактором.

Смазывание деталей конечной передачи осуществляется разбрызгиванием масла, залитого в ее картер. Конечные передачи, установленные в корпусе заднего моста трактора (см. рис. 8.10,б, в и г), имеют общую масляную ванну с механизмом центральной передачи.

Выходной вал конечной передачи располагается близко относительно опорной поверхности, по которой движется трактор. В резуль-

тате возрастает вероятность попадания пыли и грязи в картер, где находится конечная передача. Это приводит к снижению долговечности зубчатых колес и подшипников в результате абразивного изнашивания. Поэтому при проектировании конечных передач предъявляются жесткие требования к качеству уплотнения выходных валов.

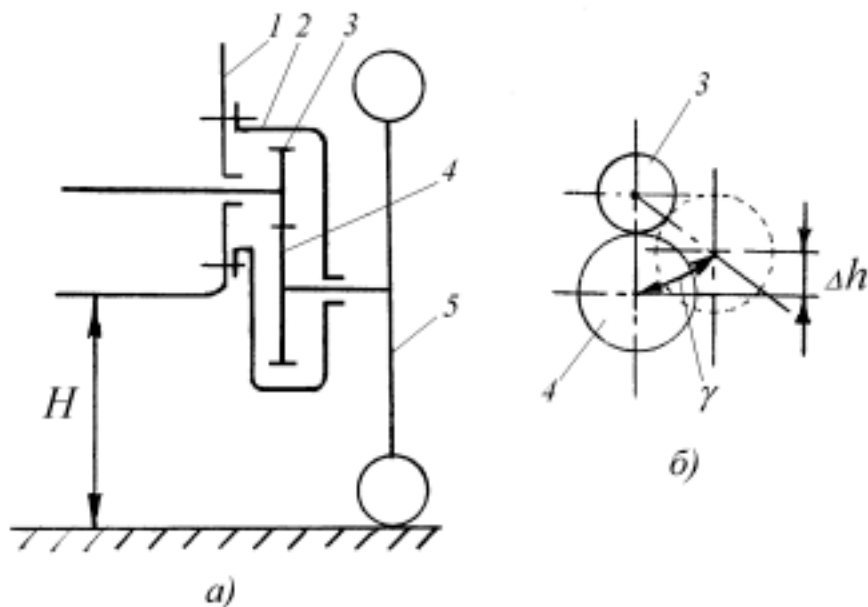


Рис. 8.17. Изменение дорожного просвета с помощью конечной передачи:
a – схема установки конечной передачи на трактор; *б* – положение зубчатых колес при изменении дорожного просвета; 1 – корпус ведущего моста; 2 – картер конечной передачи; 3 и 4 – соответственно шестерня и колесо конечной передачи; 5 – ведущее колесо трактора

В настоящее время в конечных передачах применяют самоподжимные радиальные и торцовые уплотнения с лабиринтной, пыльниковой или смешанной защитой от прямого попадания к ним абразивной среды. Основные схемы установки уплотнений выходного вала конечной передачи представлены на рис. 8.18. Радиальные уплотнения каркасного типа (рис. 8.18,*а*), состоящие из резиновой манжеты 1 с пружинным кольцом 4, охватывающей поверхность вала 5, и завулканизированного металлического кольца 2, обеспечивающего плотность их посадки в гнездо 3, устанавливаются чаще всего в колесных тракторах с высоко поднятыми полуосями ведущих колес и на гусеничных тракторах средней мощности.

Количество радиальных манжетных уплотнений выходного вала конечной передачи зависит от вида смазочного материала, их высоты от уровня почвы и стоимости трактора (рис. 8.18,*г* и *д*). Для защиты их от внешней абразивной среды перед манжетными уплотнениями часто устанавливают войлочные или фетровые пыльники 6 и защитные крышки 7 и 8, создающие задерживающий лабиринт (рис. 8.18,*б* и *в*).

Контактирующая пара торцового уплотнения обычно состоит из плоского металлического кольца *10* и колец *9* из фетра (рис. 8.18,*е*), пробки *13* (рис. 8.18,*ж*) или двух плоских стальных термически обработанных колец *15* и *16* (рис. 8.18,*з*).

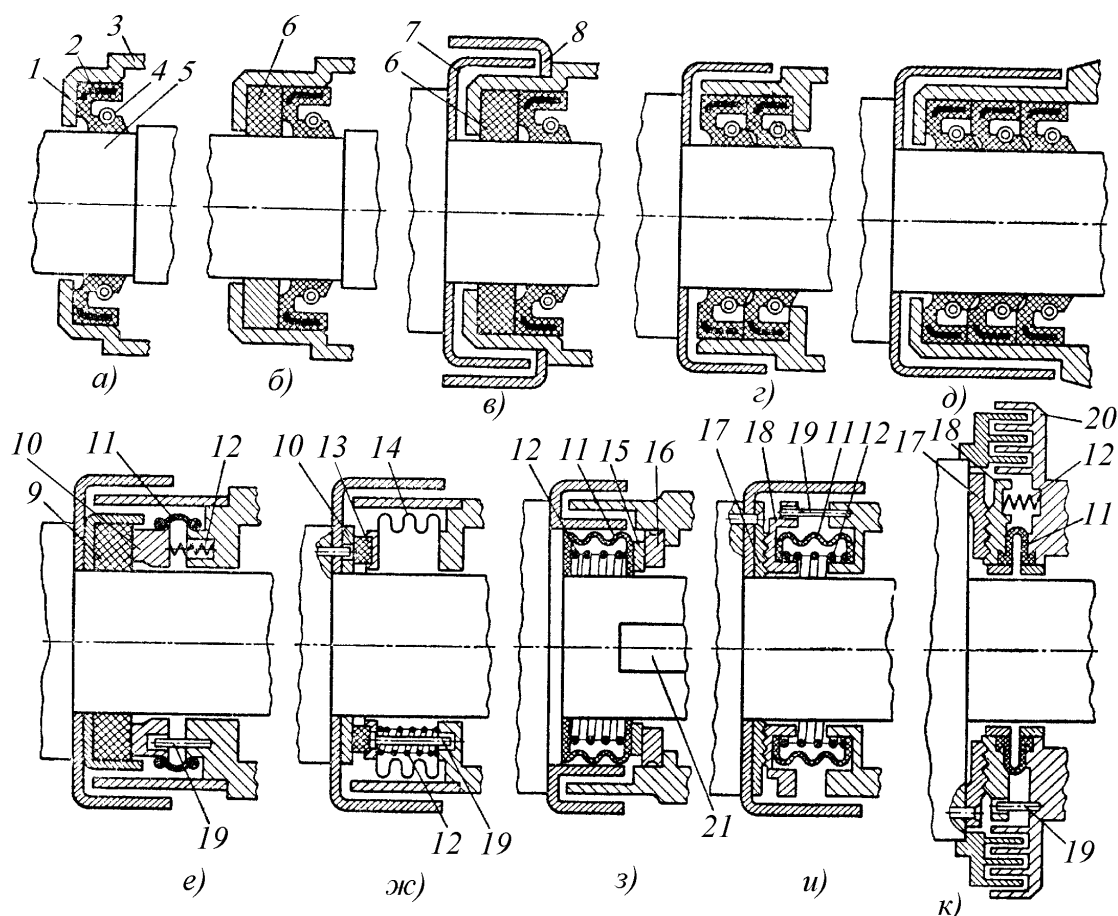


Рис. 8.18. Схемы уплотнений выходного вала конечной передачи трактора:
а - д – радиальные; *е - к* – торцовые

Контакт колец и их защита осуществляются системой нажимных пружин *12*, защитных манжет *11* из маслостойкой резины или металлическим гофрированным цилиндром *14* и защитными лабиринтными крышками.

Нажимное кольцо торцового уплотнения удерживается от проворачивания направляющими поводками *19* или лысками *21* на шейке вала.

В особо мощных гусеничных промышленных тракторах для более надежной защиты дорогостоящих конечных передач применяют торцовые металлические уплотнительные кольца *17* и *18* с притертыми концентрическими канавками (рис. 8.18,*и*) и дополнительный многоканальный лабиринт *20* (рис. 8.18,*к*).

На рис. 8.19 представлена конструкция одинарной конечной передачи с неподвижными осями валов трактора ДТ-75М. Ведущий вал-

шестерня 5 установлен на двух роликоподшипниках 4 и 6. На шлицевом хвостовике вала-шестерни 5 закреплен барабан 7 остановочного тормоза. Ведомое колесо 8 представляет собой зубчатый венец, закрепленный на ступице 10, которая установлена на шлицах конуса ведомого вала 1. Вал 1 установлен на шариковый 9 и роликовый 2 подшипники. К фланцу вала 1 болтами прикреплено ведущее колесо 3.

Смазывание зубчатых колес и подшипников конечной передачи осуществляется разбрызгиванием масла, заливаемого в картер 11 конечной передачи через горловину, закрываемую пробкой и сапуном. В нижней части картера находятся контрольное и сливное отверстия, закрываемые пробками.

Уплотнение выходного вала 1 конечной передачи торцовое. Его конструкция представлена на рис. 8.18,з.

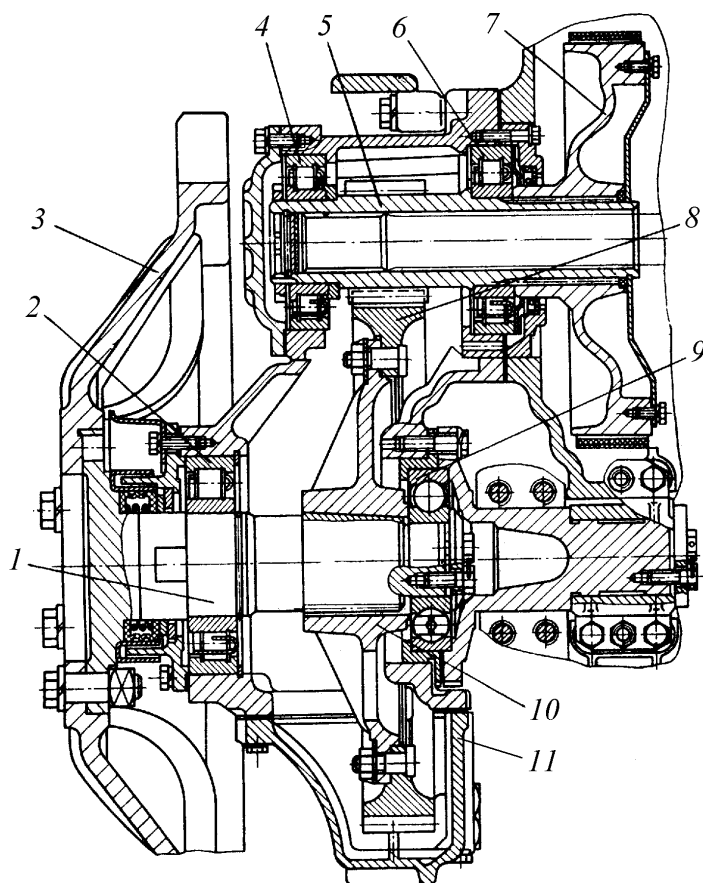


Рис. 8.19. Конечная передача трактора ДТ-75М

Ведущее колесо трактора шпильками 8 крепится к водилу 9, являющемуся одновременно картером конечной передачи. Водило крепится к ступице 11, вращающейся на роликовом 10 и двух шариковых 15 подшипниках. К ступице 11 крепится тормозной барабан 12.

Конечные передачи колесных тракторов с одинаковыми ведущими колесами обычно выполняют унифицированными.

В качестве примера на рис. 8.20 представлен ведущий мост тракторов К-701/703 с одинарными конечными передачами. Конечная передача представляет собой планетарный ряд, в котором эциклическая шестерня 2 неподвижна. С помощью шлицевой ступицы она закреплена на трубе 16, запрессованной в кожух 27 полуоси дифференциала. Ведущая солнечная шестерня 4 плавающего типа закреплена на полуоси 17 дифференциала.

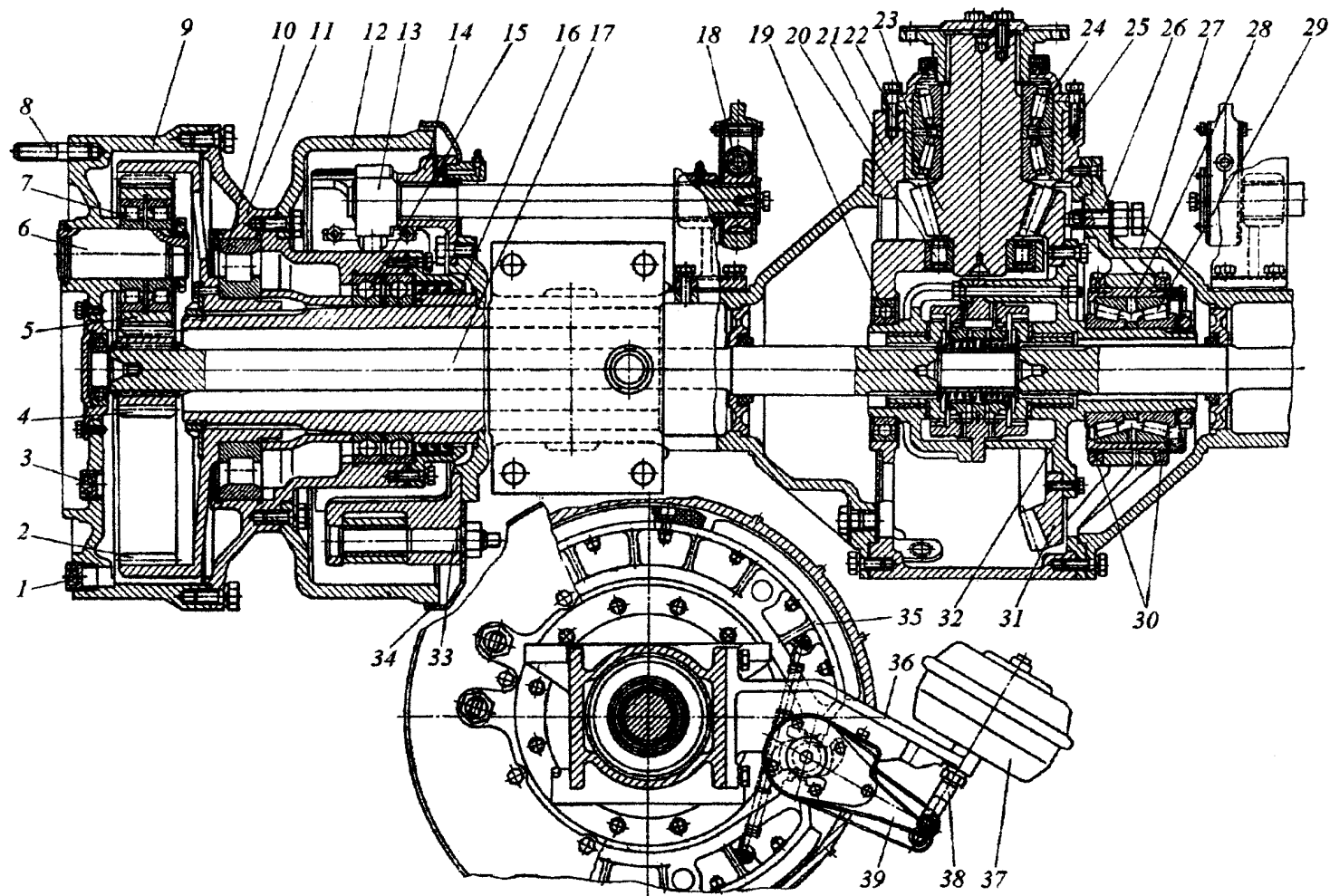


Рис. 8.20. Ведущий мост тракторов К-701/703:

1 - сливная пробка; 2 - эпициклическая шестерня; 3 - заливная пробка; 4 - солнечная шестерня; 5 - сателлит; 6 - ось сателлита; 7, 10, 20 - роликовые подшипники; 8 - шпилька; 9 - водило; 11 - ступица; 12 - тормозной барабан; 13 - разжимной кулак; 14 - суппорт тормоза; 15, 19 - шариковые подшипники; 16 - труба; 17 - полуось; 18 - червяк; 21 - корпус ведущего моста; 22 - вал-шестерня центральной передачи; 23 - стакан; 24, 29 - двойные конические роликоподшипники; 25 - регулировочные прокладки; 26 - регулируемый упор; 27 - кожух полуоси; 28 - стакан; 30 - регулировочные гайки; 31 - ведомое колесо центральной передачи; 32 - корпус обгонного дифференциала; 33 - эксцентриковый палец; 34 - крышка; 35 - колодка тормоза; 36 - кронштейн; 37 - тормозная пневмокамера; 38 - шток; 39 - рычаг тормозного кулака

Сателлиты 5 с роликоподшипниками 7 консольно установлены на осях 6, запрессованных в картере конечной передачи.

Смазывание конечной передачи осуществляется маслом, заливаемым в картер через отверстие, закрываемое пробкой 3. Контроль за уровнем масла в картере осуществляется при нижнем положении пробки 3. При замене масла его слив из картера осуществляется через отверстие, закрываемое пробкой 1.

Конечная передача не требует регулировок при сборке и в эксплуатации.

Уход за конечными передачами. Уход за передачей сводится к повседневному контролю за уровнем масла в их картерах, периодической смене его в сроки, указанные в инструкции, к предотвращению вытекания масла через уплотнения, подтяжке креплений картеров к корпусу заднего моста и регулировке радиально-упорных шариковых или роликовых подшипников, если они применяются.

8.4. Особенности конструкции передних ведущих мостов колесных тракторов

Наиболее эффективным способом повышения тягово-сцепных качеств колесных тракторов является обеспечение привода ко всем колесам. При этом все колеса трактора становятся ведущими. Анализ тенденций развития мирового тракторостроения показывает, что такие тракторы являются более перспективными и быстрее находят своего потребителя.

На тракторах с одинаковыми ведущими колесами с шарнирной рамой передний и задний ведущие мосты, как правило, полностью унифицированы.

Конструкция такого моста тракторов К-701/703 представлена на рис. 8.20. Ведущий мост включает в себя центральную передачу, обгонный дифференциал, тормоза и конечную передачу.

Центральная передача состоит из конических зубчатых колес с круговым зубом со средним нулевым углом наклона зубьев. Ведущий вал-шестерня 22 вращается в двойном коническом роликоподшипнике 24 и роликоподшипнике 20.

Положение вала-шестерни 22 регулируется комплектом прокладок 25, устанавливаемых под фланец стакана 23. Ведомое колесо 31 закреплено на корпусе 32 обгонного дифференциала, вращающегося в двойном коническом роликоподшипнике 29 и шарикоподшипнике 19.

Регулировка бокового зазора конической зубчатой пары осуществляется перемещением стакана 28 с закрепленным в нем подшипником 29 посредством поворота регулировочных гаек 30 в разные стороны, но на одинаковые углы. Регулировка предварительного натяга двойного конического роликоподшипника 24 и осевого зазора в подшипнике 29 выполняется аналогично, как и в конструкциях центральных передач с разнесенными коническими радиально-упорными подшипниками.

На тракторах, где передние ведущие колеса управляемые, корпуса конечных передач делаются поворотными вместе с колесами. В этом случае для привода передних ведущих и управляемых колес применяют карданную передачу или двойные конические конечные передачи.

На тракторах классической компоновки для обеспечения необходимого дорожного и агротехнического просветов при малых размерах передних колес мосты выполняются порталной конструкции. Передний ведущий мост трактора МТЗ-82 (рис. 8.21), включает центральную передачу 2, представляющую пару конических шестерен с круговым зубом, шестеренный симметричный самоблокирующийся дифференциал 3 повышенного трения и две двойные конечные передачи с коническими шестернями. Регулировка конических радиально-упорных подшипников центральной передачи осуществляется гайкой 1 и комплектом регулировочных прокладок 5. Для регулировки зацепления шестерен центральной передачи служат комплекты регулировочных прокладок 27 и 4.

Конечная передача состоит из двух пар конических шестерен. Верхнюю пару образуют зубчатые венцы 22 полуоси дифференциала и вертикального вала 21. Полуось 22 соединена с полуосевой шестерней дифференциала, а вертикальный вал 21 – с ведущей шестерней 13 нижней пары конечной передачи. Ведомое колесо 15 установлено на шлицах фланца 17, выполняющего роль ступицы переднего ведущего колеса. Регулировка подшипников 19 осуществляется двумя регулировочными кольцами 20 и болтами 16. Шестерня 13 вращается на двух шариковых подшипниках.

Полуось вращается в двух конических радиально-упорных подшипниках 23, регулируемых гайкой 24. Вертикальный вал установлен на два конических радиально-упорных подшипника 7, регулировка которых осуществляется гайкой 8. Зацепление верхней конической пары регулируют разрезными прокладками 6, а нижней – разрезными прокладками 14. Корпуса 25 верхних конических пар могут перемещаться в рукавах переднего моста с помощью винтов 26, находящихся в зацеплении с рейкой, нарезанной на наружной поверхности корпусов. В результате обеспечивается возможность бесступенчатого регулирования ширины колеи передних колес, что необходимо при

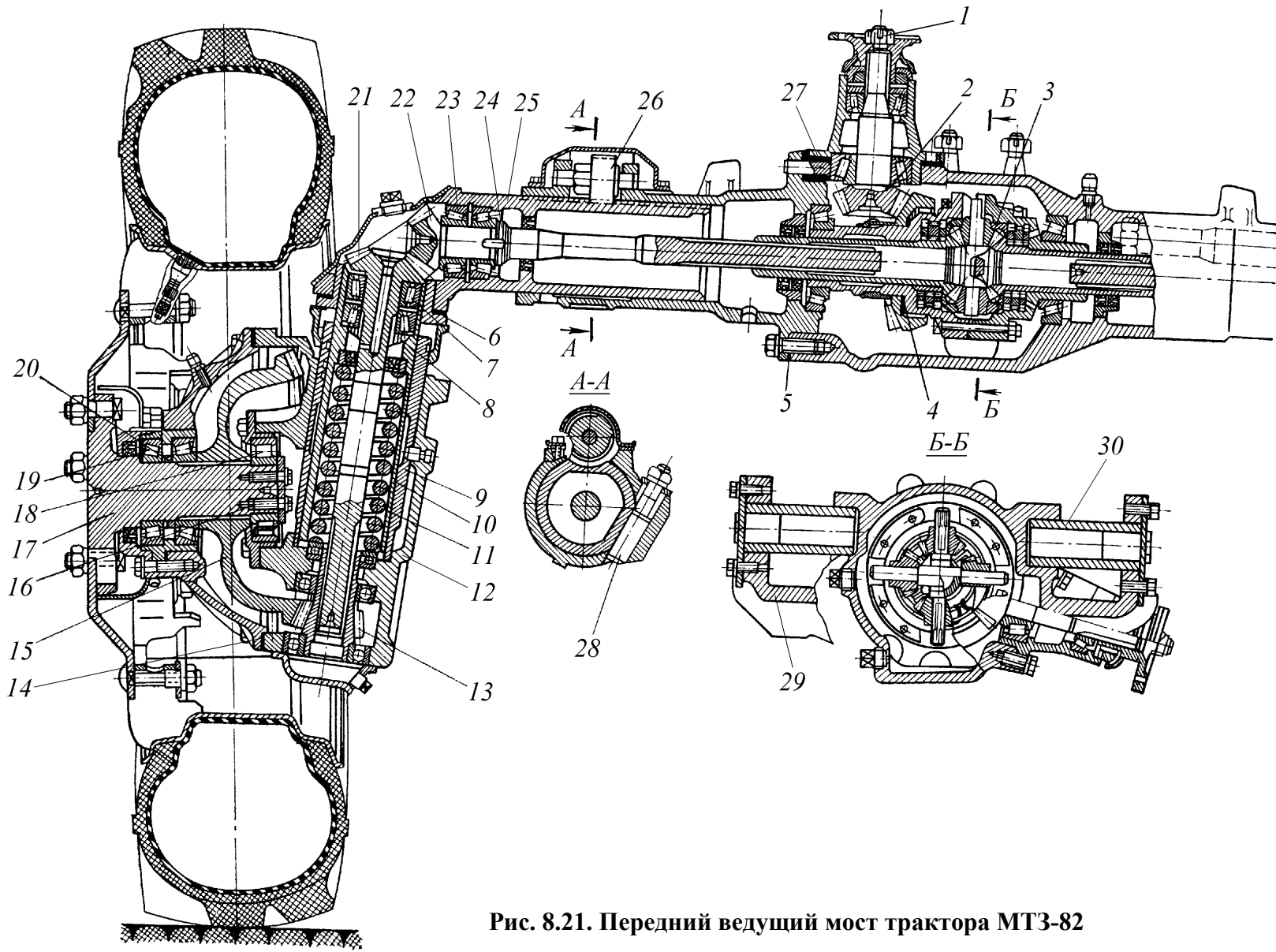


Рис. 8.21. Передний ведущий мост трактора МТЗ-82

обработке междурядий пропашных культур. Корпуса 25 от осевых перемещений и проворачивания стопорятся клиньями 28.

В нижний корпус 12 конечной передачи запрессована гильза 9. Прикрепленный к корпусу рычаг, получающий движение на повороте от рулевой трапеции, поворачивает колеса трактора вместе с корпусом относительно шкворневой трубы 10, которая сопряжена с гильзой 9. Внутри шкворневой трубы установлена винтовая цилиндрическая пружина 11 подвески, нижним концом опирающаяся на упорный подшипник в корпусе 12, а верхним – на обойму сальника вертикального вала 21.

Корпус центральной передачи переднего ведущего моста соединен с брусом 29 полурамы трактора полыми осями 30 и может качаться относительно полурамы в вертикальной поперечной плоскости на определенный угол, ограниченный упорами. Крутящий момент к переднему мосту подводится от раздаточной коробки через карданную передачу.

Передний ведущий мост трактора Т-40АМ (рис. 8.22) состоит из центральной передачи, сдвоенной храповой обгонной муфты, частично выполняющей роль дифференциала, карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей и одинарных конечных передач с цилиндрическими зубчатыми колесами. Передние ведущие и управляемые колеса 18 имеют независимую подвеску на винтовых цилиндрических пружинах 17.

В корпусе обгонной муфты свободно установлены две оси 11, на каждой из которых на шпонке посажена собачка 6. Оси 11 пружинами 9 поджимаются упорами К к тормозным шайбам 10.

В зависимости от направления вращения корпуса собачки 6 входят в зацепление одним или другим концом с храповыми обоймами 8 полуосей. Если ведомое колесо 7 центральной передачи вращается быстрее храповых обойм 8 полуосей, то за счет сил трения между упорами К и тормозными шайбами 10 оси 11 поворачиваются вместе с собачками 6 и последние входят в зацепление с храповыми обоймами полуосей (рис. 8.22,б). В результате крутящий момент от ведомого колеса 7 центральной передачи через собачки 6 передается на храповые обоймы 8 полуосей и далее к передним ведущим колесам трактора.

Если буксование задних ведущих колес трактора меньше 4%, то храповые обоймы 8 полуосей вращаются быстрее ведомого колеса 7 центральной передачи (рис. 8.22,в). В результате собачки 6 прощелкивают по зубьям храповых обойм 8 полуосей и крутящий момент к передним ведущим колесам не передается.

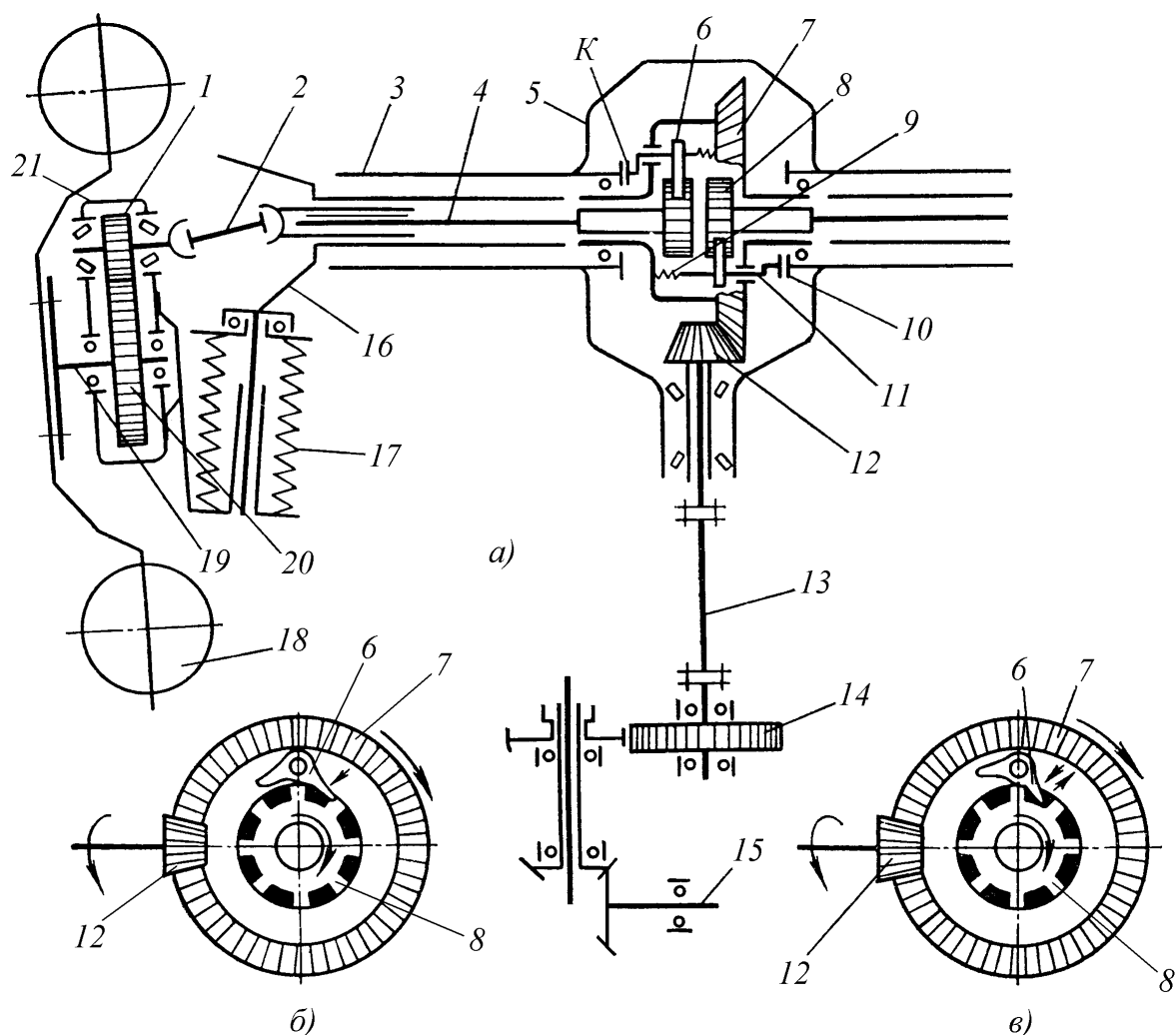


Рис. 8.22. Передний ведущий мост трактора Т-40АМ:

a – схема; *б* – мост включен; *в* – мост выключен; 1, 20 – шестерня и колесо конечной передачи; 2 – карданная передача с шарнирами неравных угловых скоростей; 3, 5, 21 – корпусные детали; 4 – полуось; 6 – собачка; 7, 12 – колесо и шестерня центральной передачи; 8 – храповая обойма полуоси; 9 – пружина оси собачки; 10 – тормозная шайба; 11 – ось собачки; 13 – карданный вал; 14 – ведомое колесо раздаточной коробки; 15 – вторичный вал коробки передач; 16 – выдвижной кронштейн; 17 – пружинная подвеска; 18 – ведущее колесо трактора; 19 – ось колеса; *K* – упор оси собачки

Такая конструкция сдвоенной храповой обгонной муфты позволяет также передним колесам трактора вращаться с разными угловыми скоростями при движении на повороте и по неровностям пути. Однако на протяжении всего поворота крутящий момент на полуось забегающего колеса не передается. При движении накатом на повороте происходит отключение полуоси отстающего колеса. Следовательно, сдвоенная храповая обгонная муфта частично выполняет функции дифференциала (позволяет левым и правым передним ведущим колесам трактора вращаться как с одинаковыми, так и с разными угловыми скоростями). Однако она не относится к дифференциалам, так как

отсутствует постоянная кинематическая связь между частотами вращения левой и правой полуосей.

Сдвоенные храповые обгонные муфты не получили широкого распространения на тракторах ввиду их низкой надежности и резкого включения, что приводит к снижению тяговых показателей машины на грунтах с малой несущей способностью и росту динамических нагрузок в трансмиссии.

8.5. Тормоза

Назначение, предъявляемые требования и классификация тормозов. Тормоза являются одним из механизмов управления: самостоятельным для колесного трактора и составным элементом механизма поворота для гусеничного трактора.

Тормоза в колесном тракторе служат для экстренной остановки, снижения скорости движения, обеспечения крутых поворотов и удержания трактора на спуске или подъеме, *в гусеничном тракторе тормоза* дополнительно выполняют функцию элемента управления поворотом.

К тормозам предъявляются следующие требования:
плавность торможения без экстренного схватывания;
хороший теплоотвод от поверхностей трения;
эффективность действия в динамике и в статике;
должны иметь механический привод, позволяющий фиксировать трактор в заторможенном состоянии;

привод тормозов колесного универсально-пропашного и гусеничного тракторов должен позволять управлять движителем одной стороны трактора и обеих сторон одновременно;

тормоза прицепов и полуприцепов должны обеспечивать их торможение на ходу и при отсоединении прицепа от трактора должны автоматически включаться.

Тормоза классифицируются:
по форме трущихся поверхностей – ленточные, колодочные и дисковые;
по роду трения – сухие и работающие в масле (“мокрые”);
по месту расположения тормоза – в трансмиссии трактора или непосредственно в его колесах;
по типу привода к тормозам – с механическим, гидравлическим или пневматическим приводом;
по назначению – рабочие и стояночные.

Рабочие тормоза воздействуют на тормозные элементы агрегатов при работе трактора. К ним относят *остановочные* и *поворотные* тормоза.

Стояночный тормоз должен удерживать колесный трактор в состоянии покоя на сухой дороге с твердым покрытием на уклоне 20° , гусеничный - на уклоне 30° , прицеп - на уклоне 12° .

Очень часто один и тот же тормоз выполняет одновременно функцию рабочего и стояночного тормозов. Его используют, как для удержания трактора на склонах, так и для управления его агрегатами.

Конструкции тормозов. В колесных тракторах применяются ленточные, дисковые и колодочные тормоза, которые устанавливают как в трансмиссии, так и в ведущих колесах. В гусеничных тракторах применяются как ленточные, так и дисковые тормоза, являющиеся частью механизма поворота. При этом в колесных и в гусеничных тракторах ленточные и дисковые тормоза бывают сухие и работающие в масле.

Ленточные тормоза имеют наибольшее распространение в тракторах, особенно в гусеничных. Среди них можно выделить четыре основных типа: *простой*, *суммирующий*, *дифференциальный* и *плавающий* (рис. 8.23).

Простой ленточный тормоз (рис. 8.23,а) представляет из себя тормозной барабан (шків) 1, по наружному диаметру охватываемый стальной тормозной лентой 3 с закрепленной на ней фрикционной накладкой 2. Оба конца ленты имеют шарнирное крепление. Один конец стальной ленты закреплен на неподвижной опоре 4, а второй – на тормозном рычаге 5.

Для предотвращения касания ленты о барабан в расторможенном состоянии устанавливают регулируемый упор 8 и оттяжную пружину 7. Иногда применяют несколько оттяжных пружин, располагаемых с разных сторон относительно тормозного барабана.

При повороте рычага 5 с помощью тормозной тяги 6 происходит затягивание ленты и торможение барабана 1. Необходимо отметить, что интенсивность торможения простого ленточного тормоза зависит от направления вращения тормозного барабана.

При вращении тормозного барабана в сторону затяжки ленты (на схеме показано сплошной стрелкой) за счет сил трения между фрикционной накладкой 2 и тормозным барабаном 1 происходит самозатягивание ленты.

Величина затяжки ленты зависит от коэффициента трения в контакте ленты с барабаном. В результате, при небольшом усилии, передаваемом через тягу 6 к тормозному рычагу 5, обеспечивается высокая эффективность торможения. Таким образом, данный тормоз

обладает серводействием.

При изменении направления вращения тормозного барабана (на схеме показано пунктирной стрелкой) существенно уменьшается эффективность торможения.

По этой причине простые ленточные тормоза получили очень ограниченное применение в тракторах (применяются на самоходном шасси Т-16М).

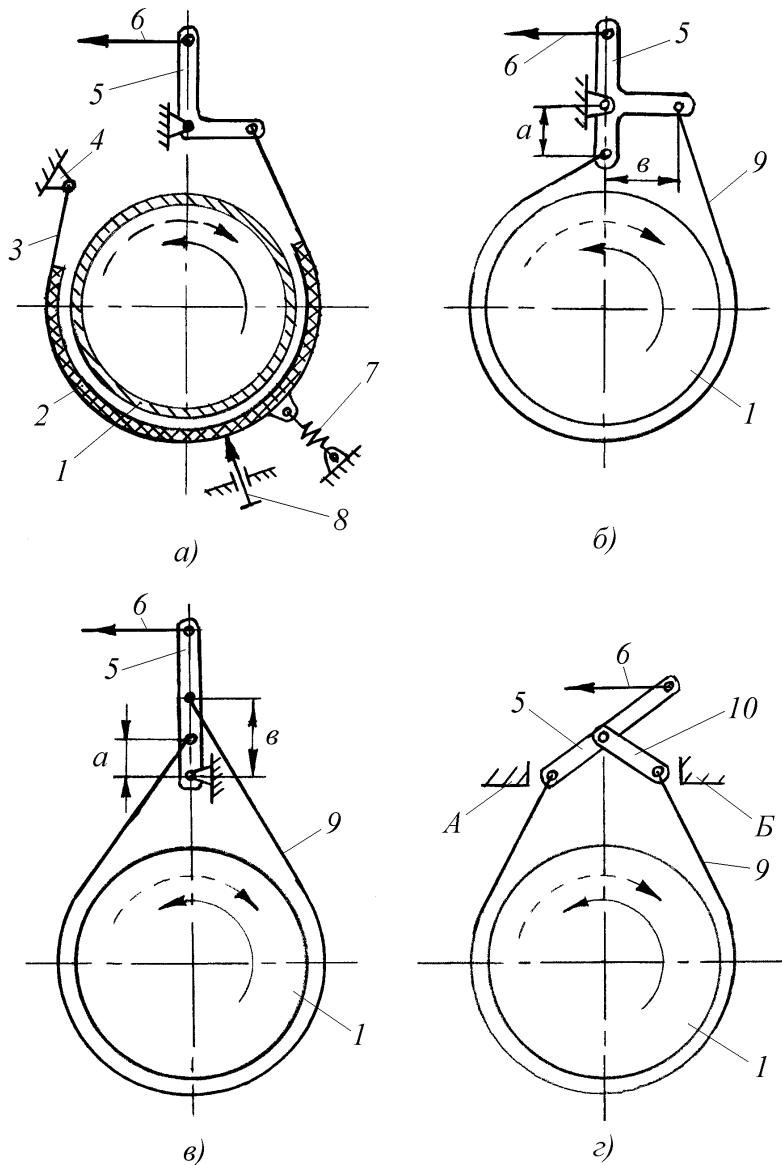


Рис. 8.23. Схемы ленточных тормозов:

a – простого; *б* – суммирующего; *в* – дифференциального; *г* – плавающего; 1 – тормозной барабан (шкив); 2 – фрикционная накладка; 3 – стальная тормозная лента; 4 – неподвижная опора; 5 – тормозной рычаг; 6 – тормозная тяга; 7 – оттяжная пружина тормозной ленты; 8 – регулируемый упор отвода ленты; 9 – тормозная стальная лента в сборе с фрикционной накладкой; 10 – соединительная планка

В суммирующем ленточном тормозе (рис. 8.23,б) оба конца тормозной ленты 9 с фрикционными накладками подвижные и крепятся к тормозному рычагу 5. В существующих конструкциях тормозов плечи *a* и *в* рычага 5 выбирают одинаковыми для того, чтобы тормозной момент не зависел от направления вращения тормозного барабана 1.

У данного ленточного тормоза отсутствует эффект серводействия и тормозной момент меньше, чем у простого ленточного тормоза при направлении затяжки ленты в сторону вращения тормозного барабана. Суммирующие ленточные тормоза, как и простые, получили очень ограниченное применение в тракторах (применяются на тракторе Т-40АМ).

В дифференциальном ленточном тормозе (рис. 8.23,в) оба конца тормозной ленты 9 подвижные. При повороте тормозного рычага 5 один конец ленты 9 затягивается, а другой отпускается. Тормоз обладает высоким эффектом серводействия, что уменьшает усилие на тормозном рычаге 5, необходимое для получения заданного тормозного момента. Однако, этот эффект обеспечивается, если направление затяжки ленты совпадает с направлением вращения тормозного барабана (на схеме показано сплошной стрелкой), и при условии, что $a < b$. При вращении тормозного барабана в противоположную сторону (на схеме показано пунктирной стрелкой) тормозной момент резко снижается. По этой причине дифференциальные ленточные тормоза практически не применяются в тракторах.

Плавающие ленточные тормоза получили наиболее широкое применение в тракторах (рис. 8.23,г). На схеме один конец тормозной ленты 9 крепится к тормозному рычагу 5, а другой – к планке 10, шарнирно связанной с тормозным рычагом.

Рассмотрим работу этого тормоза. Предположим, что тормозной барабан 1 вращается против часовой стрелки. При затягивании тормоза лента 9 вместе с рычагом 5 и планкой 10 за счет сил трения поворачивается относительно оси вращения барабана. В результате рычаг 5 упирается в неподвижный упор А и конец тормозной ленты, закрепленный на рычаге, становится неподвижным, а второй остается подвижным. Тормоз работает с высокой эффективностью, как простой ленточный тормоз с серводействием.

При изменении направления вращения тормозного барабана (на схеме показано штриховой стрелкой) соединительная планка 10 упирается в неподвижный упор Б. Конец тормозной ленты, закрепленный на планке 10, становится неподвижным, а конец ленты, закрепленный на рычаге 5, остается подвижным. Тормоз работает, как и в рассмотренном выше случае с высокой эффективностью, как простой ленточный с серводействием.

Таким образом, у плавающего ленточного тормоза величина тормозного момента не зависит от направления вращения тормозного барабана. При этом обеспечивается высокая эффективность торможения. Плавающие ленточные тормоза получили широкое распространение в гусеничных тракторах различного назначения.

Рассмотрим наиболее часто используемое конструктивное решение плавающих опор тормозной ленты (рис. 8.24). Для этого используется специальная фасонная неподвижная опора 2 с пазами А и Б и трехточечный тормозной рычаг 1. Подвижные концы тормозной ленты 3 крепятся к трехточечному тормозному рычагу 1. В зависимости от направления вращения тормозного барабана 4 один из концов

тормозной ленты становится неподвижным в соответствующем пазу *A* или *B* фасонной опоры 2, а другой остается подвижным. При вращении тормозного барабана по часовой стрелке и затягивании тормоза неподвижным становится конец тормозной ленты в пазу *B*. При

вращении барабана против часовой стрелки неподвижным становится конец ленты в пазу *A*.

Общий недостаток ленточных тормозов всех типов – большая радиальная нагрузка на вал тормозного барабана, а следовательно, на его подшипники. Кроме того, во всех типах ленточных тормозов фрикционная накладка изнашивается неравномерно по дуге охвата лентой тормозного барабана. В результате снижается долговечность тормоза.

В ленточных тормозах, работающих в масле, неравномерность изнашивания ленты существенно уменьшается. При этом ее интенсивность изнашивания примерно на один порядок меньше, чем в сухих тормозах. По этой

причине ленточные тормоза, работающие в масле, более перспективны по сравнению с сухими тормозами.

К ленточным тормозам также относятся ленточно-колодочные и шарнирно-колодочные тормоза.

Ленточно – колодочные тормоза применяются в тракторах с тяжелым режимом работы. Накладки изготовляют в виде отдельных жестких колодок 1, прикрепленных к относительно гибкой стальной ленте 2 (рис. 8.25). Колодки 1 на ленте 2 крепятся с постоянным или переменным шагом – в соответствии с распределением давления вдоль ленты по зависимости Эйлера.

При постоянной длине колодок за счет увеличения их шага по направлению от набегающего конца ленты обеспечивается выравнивание износа колодок и меньший расход фрикционного материала на 40...60 % чем у ленточных тормозов.

В шарнирно – колодочных тормозах плотное прилегание накладок к тормозному шкиву по всему углу охвата обес-

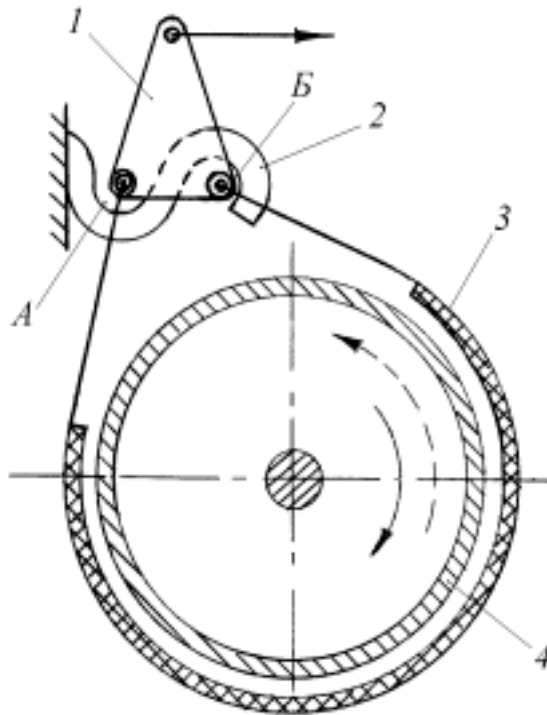


Рис. 8.24. Плавающий ленточный тормоз

печивается использованием ленты в виде колодок, соединенных шарнирами.

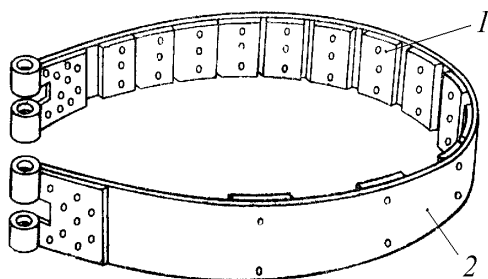


Рис. 8.25. Тормозная лента ленточно-колодочного тормоза с переменным шагом закрепления колодок

Шарнирно-колодочные тормоза, как правило, работают в масле. При использовании ленточного тормоза для работы в масле с целью обеспечения заданного тормозного момента приходится сильно затягивать стальную ленту, что может привести к ее разрыву. Для повышения прочности стальной ленты увеличивают ее толщину, но при этом ухудшается прилегание накладок к тормозному шкиву. По этой причине в мощных тракторах, где требуются большие величины тормозных моментов, стали применять шарнирно-колодочные тормоза.

Регулировка ленточных тормозов в момент поставки новой тормозной ленты и по мере изнашивания ее накладок в эксплуатации заключается в регулировке:

общей длины тормозной ленты, так как при одном и том же ходе тормозной тяги по мере изнашивания накладок будет уменьшаться усилие на тормозном рычаге;

величины зазора между тормозным барабаном и лентой при выключенном тормозе.

Колодочные тормоза широко используются в колесных тракторах. Тормоза выполняются только сухими, по месту расположения – в трансмиссии трактора или в его колесах. Принципиальные схемы колодочных тормозов представлены на рис. 8.26.

Колодочный тормоз с равными перемещениями колодок (рис. 8.26,а) состоит из тормозного барабана 1 и двух колодок 2, которые изнутри прижимаются к барабану разжимным кулаком 7. При приложении к тормозному рычагу 6 силы F тормозные колодки 2 под действием разжимного кулака 7 поворачиваются вокруг неподвижных осей 5 крепления колодок и прижимаются к внутренней поверхности тормозного барабана 1, затормаживая его. В расторможенном состоянии колодки 2 отводятся от тормозного барабана 1 отжимной пружиной 4.

Для регулировки зазора между тормозным барабаном и тормозными колодками с фрикционными накладками последние установлены на неподвижные оси 5 эксцентрикового типа. Поворачивая оси,

тормозная колодка меняет свое положение относительно тормозного барабана. Форма профиля разжимного кулака 7 обеспечивает при включении тормоза равное перемещение левой и правой колодок. Следовательно, колодки с одинаковым усилием прижимаются к тормозному барабану, что обеспечивает их одинаковую интенсивность изнашивания в эксплуатации и независимость тормозного момента от

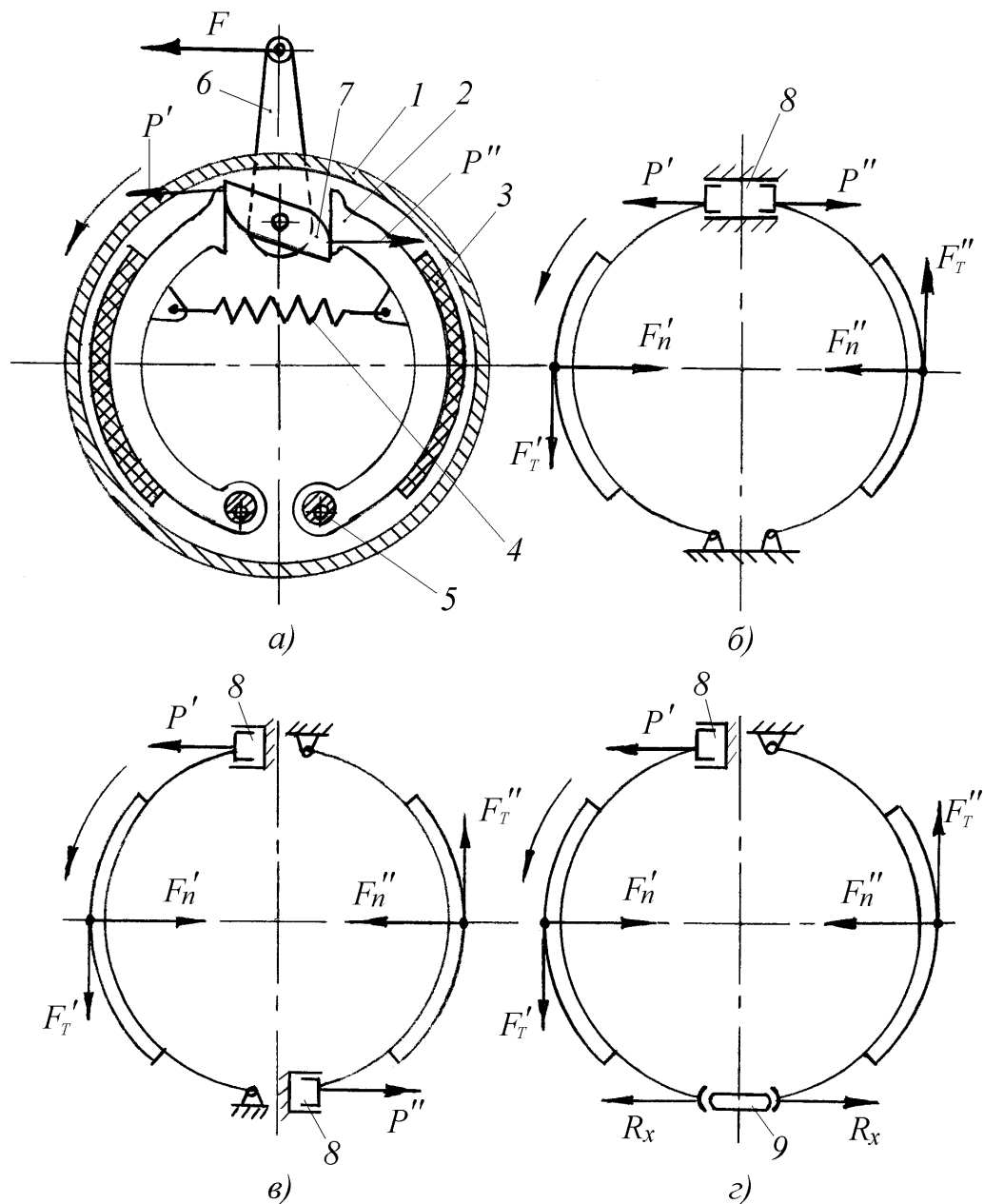


Рис. 8.26. Принципиальные схемы колодочных тормозов:

a – с равными перемещениями колодок; *б* – с равными приводными силами и односторонним расположением опор; *в* – с равными приводными силами и с разнесенными опорами; *з* – с большим сервоусилением; 1 – тормозной барабан; 2 – тормозная колодка; 3 – фрикционная накладка; 4 – отжимная пружина колодок; 5 – ось крепления тормозной колодки (эксцентрикового типа); 6 – тормозной рычаг; 7 – разжимной кулак; 8 – тормозной цилиндр; 9 – подвижный сухарик

направления вращения тормозного барабана. При этом тормоз полностью уравновешен, так как он не создает радиальной силы на подшипники тормозного барабана.

Недостатком тормоза с равными перемещениями колодок является необходимость в значительной приводной силе P' и P'' соответственно на левую и правую колодки и сравнительно низкий КПД кулачкового привода (порядка 0,6...0,8). При этом $P' \neq P''$, что приводит к неравномерному изнашиванию разжимного кулака. Для уменьшения трения между разжимным кулаком и тормозной колодкой иногда устанавливают ролик, а в опорах кулака применяют подшипники скольжения, что повышает КПД приводного устройства до 0,75...0,9. На практике вследствие попадания грязи в опоры тормозного кулака и в оси, на которых вращаются ролики, КПД кулачкового приводного устройства не превышает 0,75. Следует отметить трудоемкость технического обслуживания такого тормоза ввиду необходимости периодически смазывать опоры кулака.

Несмотря на указанные недостатки, колодочные тормоза с равными перемещениями колодок широко применяются в тракторах.

На рис. 8.20 представлены колодочные тормоза с равными перемещениями колодок тракторов К-701/703, установленные в ведущих колесах. Тормоза имеют пневматический привод. Суппорт 14 тормоза, служащий для установки разжимного кулака 13 и колодок 35, закреплен на фланце кожуха 27 полуоси. Внутренняя полость тормозного барабана 12 защищена от проникновения в нее внешнего абразива и влаги штампованной крышкой 34. На кронштейне 36 установлена тормозная пневмокамера 37, шток 38 которой действует на рычаг 39 тормозного кулака. Необходимый зазор между колодками и барабаном устанавливается поворотом эксцентриковых пальцев 33 крепления колодок и поворотом оси червяка 18, который поворачивает тормозной кулак относительно неподвижного рычага 39.

Схема колодочного тормоза с равными приводными силами и односторонним расположением опор представлена на рис. 8.26,б. Приводное устройство тормозных колодок выполнено в виде двухстороннего гидравлического тормозного цилиндра 8, который обеспечивает равенство приводных сил P' и P'' . На схеме показаны силы, действующие на тормозные колодки и направление вращения тормозного барабана, при переднем ходе трактора. Сила трения F_T' , действующая на левую колодку, поворачивает ее относительно нижней опоры и прижимает к тормозному барабану. Правая колодка под действием силы трения F_T'' , наоборот, стремится отжаться от тормозного барабана. В результате

нормальные сила прижатия левой F_n' и правой F_n'' колодок различны. При этом $F_n' > F_n''$, что приводит к более интенсивному изнашиванию левой колодки тормоза и созданию радиальной нагрузки на опоры тормозного барабана. При этом тормозной момент левой колодки выше, чем правой.

В настоящее время принято колодку, прижимаемую за счет силы трения к тормозному барабану, называть активной, а отжимаемую от барабана - пассивной. Таким образом, левая тормозная колодка является активной, так как она за счет силы трения прижимается к тормозному барабану. Правая тормозная колодка является пассивной, так как за счет силы трения она отжимается от тормозного барабана.

При изменении направления вращения тормозного барабана на противоположное (задний ход трактора) изменяются направления действия тормозных сил и левая колодка становится пассивной, а правая – активной. В таком тормозе величина тормозного момента не зависит от направления вращения тормозного барабана.

В современных конструкциях тормозов для выравнивания интенсивности изнашивания колодок очень часто фрикционные накладке колодки, располагаемой сзади по ходу движения трактора, делают более короткими.

Схема колодочного тормоза с равными приводными силами ($P' = P''$) и разнесенными опорами колодок представлена на рис. 8.26,в. Каждая тормозная колодка имеет свой привод, выполненный в виде гидравлического тормозного цилиндра δ . При переднем ходе трактора (см. схему) обе тормозные колодки являются активными, так как за счет сил трения прижимаются к тормозному барабану. Эффективность тормоза в данном случае торможения выше, чем у ранее рассмотренных схем колодочных тормозов. При заднем ходе трактора обе тормозные колодки становятся пассивными, что приводит к снижению эффективности тормоза примерно в 2 раза. Тормоз полностью уравновешен ($F_n' = F_n''$). Эта схема колодочного тормоза получила широкое применение в автомобилях для торможения передних колес. В тракторах такая схема не применяется.

Колодочный тормоз с большим сервоусилением (рис. 8.26,г) имеет общий привод двух тормозных колодок, выполненный в виде гидравлического тормозного цилиндра δ , действующего с силой P' на переднюю колодку по ходу движения машины (слева на схеме). На вторую тормозную колодку (справа на схеме) передается сила

$$R_x = F_n' - P' > P'.$$

Передача силы от первой колодки на вторую осуществляется через подвижный сухарик 9, выполняющий одновременно функцию опор колодок и силопередающего устройства. Обе тормозные колодки при переднем ходе машины активные. В результате момент трения, создаваемый второй колодкой существенно больше, чем первой. Тормоз не уравновешен, так как $F_n'' > F_n'$. При заднем ходе машины обе колодки становятся пассивными и эффективность тормоза снижается примерно в 3 раза.

Из-за большой эффективности при переднем ходе, малой стабильности и большой неуравновешенности этот тормоз, вызывающий чрезмерно резкое торможение, в современных тракторах в качестве колесного тормоза не применяется.

Регулировка колодочных тормозов необходима, так как в процессе эксплуатации фрикционные накладки и тормозной барабан изнашиваются, что влечет за собой увеличение зазора между ними в расторможенном состоянии. Увеличенный зазор приводит к запаздыванию срабатывания тормоза и увеличению ходов исполнительных элементов привода.

Современные тормоза снабжаются устройствами для ручного и автоматического регулирования величины зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном. Принцип действия этих устройств заключается в периодическом изменении положения расторможенной колодки.

Различают два вида регулировок: заводскую (монтажную), которая производится после сборки нового тормоза или после замены его деталей, и эксплуатационную, устраняющую влияние износа.

При кулачковом разжимном устройстве (рис. 8.20) зазор между фрикционной накладкой и тормозным барабаном регулируют, как правило, вручную.

Заводская (монтажная) регулировка, если она предусмотрена, осуществляется при сборке тормоза или при нарушении concentричности установки колодок. Регулировка осуществляется поворотом эксцентриковых пальцев 33 крепления колодок и оси червяка 18, который поворачивает тормозной кулак относительно неподвижного рычага 39.

Эксплуатационная регулировка зазора осуществляется поворотом оси червяка 18.

В колодочных тормозах, где для привода колодок применяются гидравлические тормозные цилиндры, регулировка зазора между накладкой и тормозным барабаном осуществляется как вручную, так и автоматически. Для ручной регулировки используют эксцентрики,

которые определяют положение колодок относительно тормозного барабана. Регулировочные эксцентрики обычно располагают в средней части колодки.

Принцип действия автоматических регуляторов основан на ограничении обратного хода тормозных колодок при выключении тормоза, если их рабочий ход из-за увеличившегося зазора между накладкой и тормозным барабаном оказался больше предусмотренной величины. Автоматические регуляторы встраивают в приводное устройство или устанавливают непосредственно на колодку.

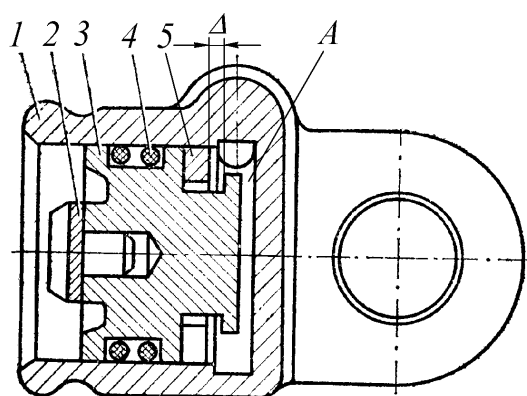
Автоматически зазор часто регулируется упругим разрезным кольцом 5 (рис. 8.27,а), которое с натягом устанавливается в проточке поршня 3 тормозного цилиндра с осевым зазором Δ , соответствующим зазору между фрикционной накладкой и тормозным барабаном. В расторможенном состоянии тормозная колодка отводится отжимной пружиной в положение, которое определяется упором поршня 3 в неподвижное упругое разрезное кольцо 5. Усилие от тормозной колодки на поршень 3 передается через толкатель 2.

В результате за счет осевого зазора Δ в проточке поршня 3 обеспечивается необходимый зазор между фрикционной накладкой и тормозным барабаном. По мере изнашивания накладки разрезное кольцо 5 при торможении, когда в полости *A* цилиндра создается избыточное давление, преодолевая трение в контакте с тормозным цилиндром 1 перемещается в новое положение. При выключении тормоза отжимная пружина колодок не сможет преодолеть трение в контакте упругого разрезного кольца 5 с цилиндром 1 и поршень 3 вместе с колодкой установится ближе к тормозному барабану. В результате зазор между фрикционной накладкой и тормозным барабаном останется прежним Δ .

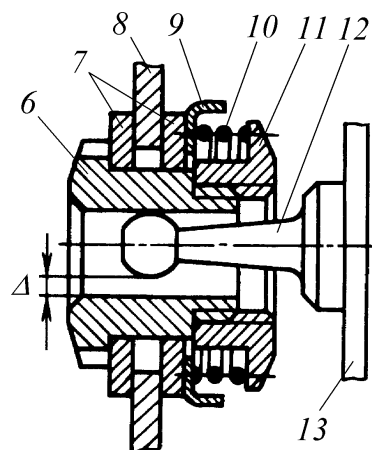
Конструкция автоматического регулятора зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном, установленного на тормозную колодку (в средней части), представлена на рис. 8.27,б. Она состоит из фрикционных шайб 7, сжимающих ребро тормозной колодки 8 под действием нажимной пружины 10, а также вставленной с большим зазором в отверстие ребра колодки 8 резьбовой втулки 6 и оси 12, которая приварена к суппорту 13 тормоза. Между осью 12 и втулкой 6 есть зазор Δ , равный зазору между фрикционной накладкой и тормозным барабаном.

При включении тормоза тормозная колодка относительно неподвижной оси 12 может перемещаться в пределах зазора Δ , обеспечивающего нормальную работу тормоза. В результате изнашивания фрикционных накладок ход колодки увеличивается и фрикционные

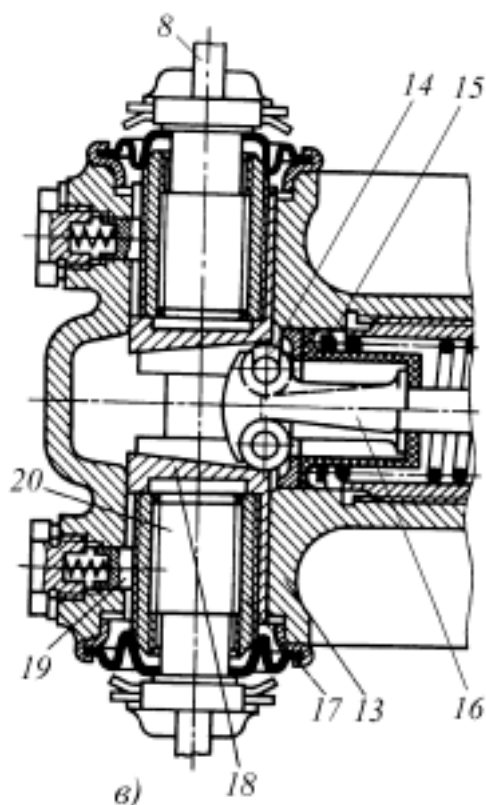
шайбы 7 вместе с втулкой 6, преодолевая силы трения, перемещаются относительно ребра 8 тормозной колодки. При выключении тормоза втулка 6 упирается в неподвижную ось 12, но отжимная пружина колодок не может преодолеть силу трения в контакте фрикционных шайб 7 и ребра 8 тормозной колодки, что исключает возможность перемещения колодки относительно втулки. В результате колодка установится ближе к тормозному барабану, а зазор между фрикционной накладкой и тормозным барабаном останется постоянным и независимым от величины износа фрикционных накладок.



а)



б)



в)

Рис. 8.27. Устройства автоматической регулировки зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном:

1 – тормозной цилиндр; 2 – толкатель; 3 – поршень; 4 – уплотняющее кольцо; 5 – упругое разрезное кольцо; 6 – втулка; 7 – фрикционные шайбы; 8 – ребро тормозной колодки; 9 – опорная шайба пружины; 10 – нажимная пружина; 11 – гайка; 12 – ось; 13 – суппорт тормоза; 14 – ролик; 15 – возвратная пружина штока; 16 – шток; 17 – регулировочная втулка; 18 – плунжер; 19 – штифт; 20 – регулировочный винт

Как уже отмечалось, в тракторах широкое применение получили колодочные тормоза с равными перемещениями колодок. В современных конструкциях тормозов колодки разжимаются не кулаком, а клиновым приводным устройством. Преимуществами тормоза с клиновым приводным устройством являются более рав-

номерный и меньший по величине износ деталей трущейся пары (клинового механизма по сравнению с разжимным кулаком), более высокий КПД, меньше размерность тормозных пневматических камер, вследствие чего значительно меньше количество потребляемого сжатого воздуха. Однако клиновое приводное устройство имеет повышенную стоимость изготовления и отличается необходимостью хорошей защиты от грязи.

Рассмотрим клиновое приводное устройство колодочного тормоза с равными перемещениями колодок с автоматической регулировкой зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном (рис. 8.27, в). В цилиндрических отверстиях плунжеров 18 свободно установлены регулировочные втулки 17 с наружной и внутренней резьбой. Наружная резьба выполнена упорной с большим углом наклона винтовой линии, так что наружные очертания втулки в сечении представляют собой элемент храпового механизма (напоминают храповое колесо). Такую же нарезку имеет торец штифта 19, установленного в отверстие суппорта 13 тормоза. Штифт 19 проходит через прорезь в плунжере 18 и прижимается пружиной к наружной резьбе регулировочной втулки 17.

Таким образом, штифт является собачкой храпового устройства. При этом штифт 19 позволяет плунжеру 18 перемещаться только в осевом направлении. Внутри втулки 17 ввернут регулировочный винт 20. На торцевой поверхности регулировочного винта имеется паз, в который входит ребро 8 тормозной колодки. Поэтому винт не может поворачиваться, а может только перемещаться вдоль своей оси при повороте регулировочной втулки.

При торможении усилие от тормозной камеры передается через шток 16, ролики 14 на плунжеры 18. Вместе с плунжерами перемещаются регулировочные втулки 17 и регулировочные винты 20, прижимая колодки к тормозному барабану. Если зазор между тормозным барабаном и накладками колодок соответствует заданной величине, то при перемещении плунжеров 18 зубья штифтов 19 находятся в зацеплении с одними и теми же витками резьбы регулировочной втулки 17, которая скользит относительно неподвижного штифта 19 и слегка поворачивается.

Если зазор между тормозным барабаном и накладками колодок превосходит заданную величину, то перемещение плунжера 18 и регулировочной втулки 17 увеличивается. В результате увеличивается также поворот регулировочной втулки 17 настолько, что штифт 19 перемещается через витки упорной резьбы регулировочной втулки и вступает в зацепление с соседними витками резьбы. Такое перемеще-

ние штифта в новое положение возможно благодаря храповому профилю зубьев. При выключении тормоза, когда плунжер, регулировочная втулка и регулировочный винт возвращаются в исходное положение, регулировочная втулка поворачивается относительно неподвижного штифта, вызывая этим осевое перемещение регулировочного винта 20. Это обеспечивает перемещение колодок тормоза в сторону тормозного барабана и заданный зазор между накладкой и барабаном.

Дисковые тормоза широко используются как в колесных, так и в гусеничных тракторах. Тормоза бывают сухие и мокрые, а в зависимости от места расположения – в трансмиссии трактора или в его колесах.

В современных тракторах применяются *два типа дисковых тормозов: открытый* однодисковый и *закрытый*, чаще всего двух или многодисковый.

Схема закрытого дискового тормоза с сервоусилением, получившая широкое применение в тракторах, представлена на рис. 8.28. Тормоз представляет собой два тормозных диска 2 и 5 с фрикционными накладками, установленные на шлицах вращающегося тормозного вала 1 с возможностью передвижения в осевом направлении. Между ними находятся два нажимных диска 3 и 4, соединенные двумя серьгами 9 и тягой 10 с тормозной педалью. Между нажимными дисками в их лунках со скосами установлены разжимные шарики 7. Нажимные диски прижаты друг к другу пружинами 6.

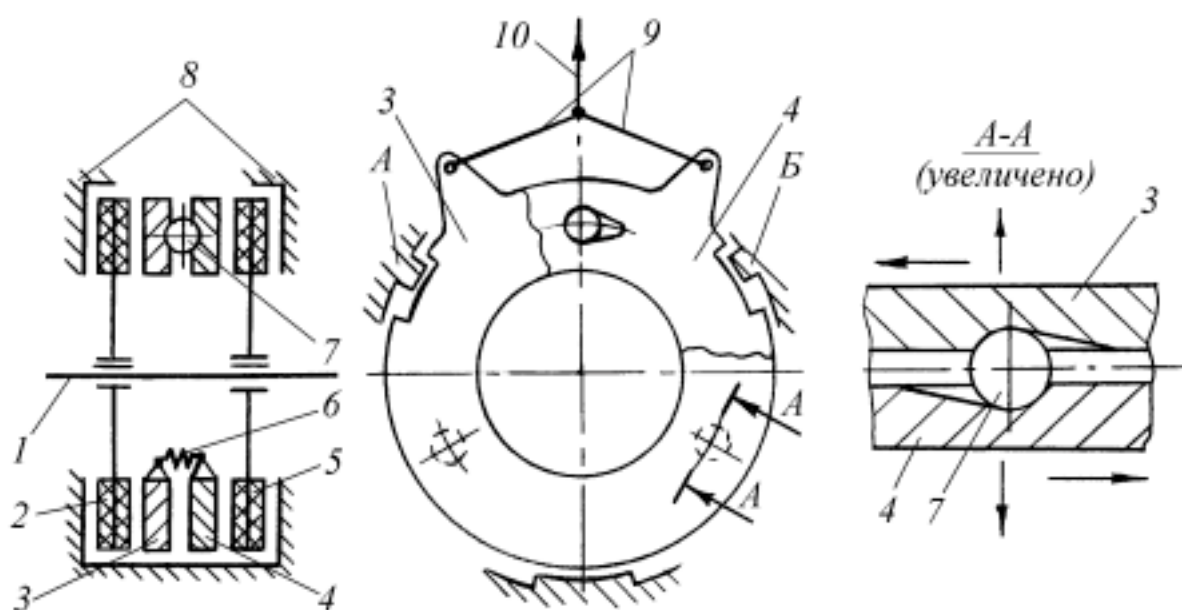


Рис. 8.28. Схема закрытого дискового тормоза с сервоусилением

При нажатии на педаль тормоза тяга *10* через серьги *9* стремится повернуть нажимные диски *3* и *4* навстречу друг другу. В результате разжимные шарики *7* выкатываются из лунок и заставляют перемещаться нажимные диски *3* и *4* вдоль оси тормозного вала *1*, прижимая тормозные диски *2* и *5* к неподвижным упорным дискам *8*, соединенным с корпусом тормоза.

При возникновении начального момента трения тормозные диски проворачиваются в сторону вращения тормозного вала до ограничительного упора *A* или *B*. Если тормозной вал вращается против часовой стрелки, то в ограничительный упор *A* упирается диск *3*, а диск *4* за счет силы трения продолжает свое движение, увеличивая момент трения тормоза и останавливая тормозной вал *1*. Так обеспечивается эффект сервоусиления в тормозе. При вращении тормозного вала по часовой стрелке в ограничительный упор *B* упирается тормозной диск *4*, а диск *3* за счет силы трения продолжает движение и увеличивает момент трения тормоза.

Таким образом, рассмотренный тормоз полностью уравновешен, так как не нагружает подшипники тормозного вала. Кроме того, он при малом усилии на педали управления обеспечивает высокую эффективность торможения.

Регулировка необходимых зазоров между дисками в тормозе осуществляется изменением длины тормозной тяги *10*.

Д и с к о в ы е т о р м о з а о т к р ы т о г о т и п а, выполняемые только сухими, получили широкое распространение в автомобилях, а в последние годы - в тракторах малых тяговых классов. Тормоз (рис. 8.29) состоит из тормозного диска *1*, двух тормозных колодок *2* с фрикционными накладками и тормозной скобы *3*, соединенной с неподвижным суппортом. Большая часть поверхности трения тормозного диска *1* открыта и при его вращении охлаждается воздухом. Это и определило название тормоза - дисковый тормоз открытого типа.

Важнейшим элементом дискового тормоза является тормозная скоба *3*, несущая и направляющая тормозные колодки *2*. Дисковые тормоза открытого типа бывают с плавающей тормозной скобой (рис. 8.29,а) и с фиксированной (рис. 8.29,б).

В дисковом тормозе с плавающей тормозной скобой (рис. 8.29,а) тормозной гидравлический цилиндр установлен в скобе с одной стороны диска. При торможении поршень *4* прижимает к диску *1* одну из колодок *2*. Возникающая при этом реактивная сила перемещает тормозную скобу по специальным направляющим суппорта в противоположном направлении и прижимает к диску вторую тормозную колодку. Плавающая тормозная скоба имеет существенный недостаток: при изнашивании, загрязнении или коррозии направляю-

щих возникает односторонний износ накладок тормозных колодок и диска.

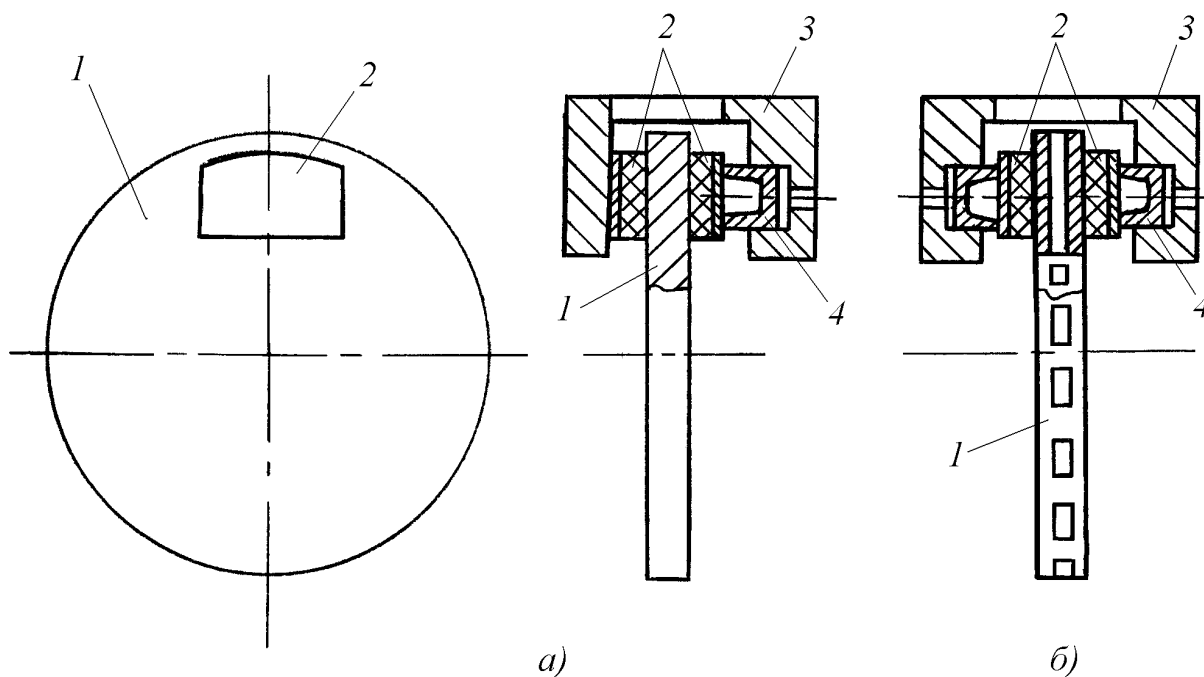


Рис. 8.29. Схемы дисковых тормозов открытого типа:
а – с плавающей тормозной скобой; *б* – с фиксированной тормозной скобой

В дисковом тормозе с фиксированной тормозной скобой (рис. 8.29,б) в тормозной скобе 3 оппозитно размещены поршни 4, прижимающие тормозные колодки 2 к диску 1 одновременно с двух сторон. Такая схема тормоза обеспечивает равномерность изнашивания фрикционных накладок тормозных колодок, имеет более жесткую конструкцию тормозной скобы и потому применяется при необходимости обеспечения больших тормозных моментов.

Главными преимуществами дисковых тормозов открытого типа по сравнению с колодочными и ленточными являются высокая стабильность характеристик и хорошее охлаждение тормозного диска, а также малая инерционность вращающегося тормозного диска по сравнению с тормозным барабаном у ленточного и колодочного тормозов. Кроме того, конструкция дискового тормоза открытого типа обеспечивает быструю замену тормозных накладок, что существенно снижает затраты на его техническое обслуживание. Для улучшения охлаждения тормозного диска воздухом в нем выполняются специальные вентиляционные каналы (рис. 8.29,б).

Однако дисковые тормоза открытого типа не уравновешены, так как создают радиальную нагрузку на опоры тормозного вала.

Д и с к о в ы е т о р м о з а, р а б о т а ю щ и е в м а с л е, получили широкое применение в тракторах (рис. 8.30). Тормоз (рис.

8.30,*а*) состоит из корпуса *б*, пакета дисков трения (фрикционных дисков *3* с порошковым материалом и стальных дисков *2*), поршня *5* для сжатия дисков при включении тормоза, возвратных пружин *1*, перемещающих поршень в исходное положение и обеспечивающих чистоту выключения тормоза, и ступицы *4*, связанной с тормозным валом. В ступице *4* выполнены специальные маслосборные кольцевые канавки *А* и *Б* и отверстия *в*, по которым масло под действием центробежной силы подается на тормозные диски, охлаждая их. В дисковых тормозах иногда для более эффективного охлаждения используют принудительный полив маслом дисков трения (см. рис. 8.30,*б*), для чего применяют золотниковый клапан *7*, соединенный с поршнем *5* тормоза. В результате при включении тормоза золотник *7*, перемещаясь вместе с поршнем *5*, открывает отверстие *С*, по которому масло под давлением подается на охлаждение дисков тормоза. При выключении тормоза золотник перекрывает отверстие *С* и подача масла на диски прекращается.

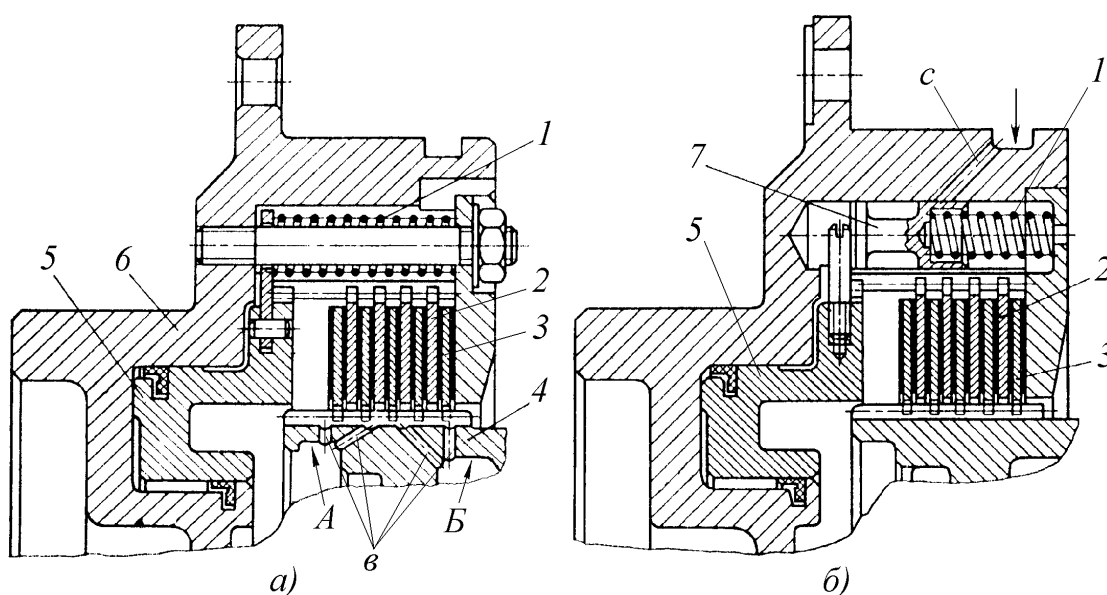


Рис. 8.30. Дисковые тормоза:

1 – возвратная пружина; *2* – стальной диск; *3* – фрикционный диск с металлокерамикой; *4* – вращающаяся ступица; *5* – поршень; *б* – неподвижный корпус тормоза; *7* – золотниковый клапан

Дисковые тормоза, работающие в масле, полностью уравновешены, по долговечности превосходят все ранее рассмотренные типы тормозов и поэтому перспективны для применения в современных тракторах. Единственным их недостатком является высокая стоимость.

Материалы пар трения тормозов. Важнейшими элементами тормоза являются детали, составляющие пару трения – фрикционные накладки и тормозные барабаны (у ленточного и колодочного тормозов) и диски (у дискового тормоза).

В дисковых тормозах, работающих в масле, металлические диски изготавливают из стали, а в качестве фрикционных накладок тормозных дисков применяют порошковые фрикционные материалы на медной или железной основах. Более широко применяют материалы на медной основе. При этом, как и в мокрых фрикционных сцеплениях на поверхностях трения порошковых фрикционных материалов выполняют специальные канавки для подачи масла в зону трения (см. рис. 5.19).

В ленточных тормозах, работающих в масле, фрикционные накладки изготавливают из специальных полимерных композитных материалов с маслостойким связующим.

В сухих тормозах, как правило, используют фрикционные композитные полимерные материалы на комбинированном связующем, выдерживающие высокую температуру (до 450...650 °С) и давление (до 3...5 МПа).

В ленточных тормозах накладки или колодки к тормозной ленте крепятся с помощью заклепок. В колодочных тормозах они могут приклеиваться или приклепываться к тормозной колодке. В дисковых тормозах открытого типа тормозная колодка выполняется из стальной пластины толщиной 4..7 мм, к которой способом горячего формования крепится накладка из фрикционного материала. Для обеспечения хорошего закрепления накладки в стальной пластине выполняются сквозные отверстия, куда при горячей формовке затекает фрикционный материал.

Тормозные диски и барабаны сухих тормозов изготавливают из чугуна. Это обусловлено тем, что чугун обеспечивает в паре с современными фрикционными накладками высокий коэффициент трения, хорошо работает на сжатие, обладает достаточной теплопроводностью, что способствует быстрому отводу теплоты с поверхности трения.

Уход за тормозами. Он состоит в периодической промывке поверхностей трения сухих тормозов и регулировке необходимого зазора между ними в выключенном положении. Порядок проведения этих операций описан в инструкции по техническому обслуживанию трактора. В сухих тормозах наиболее опасным дефектом является замасливание поверхностей трения, которое устраняется их промывкой. Изношенные фрикционные накладки заменяются новыми. В диско-

вых тормозах открытого типа производится замена тормозной колодки в сборе.

В мокрых дисковых тормозах фрикционные тормозные диски изнашиваются очень мало. Поэтому их замена в эксплуатации осуществляется очень редко.

8.6. Механизмы поворота гусеничных тракторов

Назначение, предъявляемые требования и классификация механизмов поворота. Прежде чем рассматривать конструкции механизмов поворота (МП) остановимся на схеме поворота гусеничного трактора (рис. 8.31). Предположим, что трактор движется прямолинейно со скоростью центра масс V_T . При этом

$$V_T = V_1 = V_2,$$

где V_1 и V_2 – скорость соответственно левой и правой гусениц трактора.

Уменьшим скорость правой гусеницы V_2 до значения V_2' и нарисуем план скоростей трактора. В точке O центре поворота поступательная скорость равна нулю. Относительно этой точки трактор совершает поворот с радиусом R – расстояние от центра поворота O до центра масс (ц.м.) трактора.

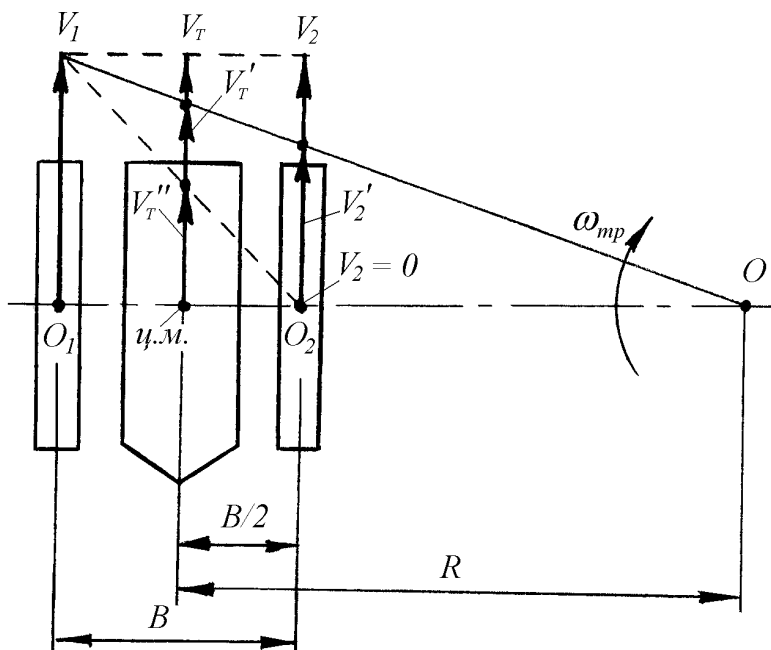


Рис. 8.31. Схема поворота гусеничного трактора

Таким образом, движение гусениц трактора на повороте состоит из двух движений:

поступательного со скоростями V_1 и V_2' соответственно левой и правой гусениц;

вращательного этих гусениц вокруг полюсов поворота O_1 и O_2 с угловой скоростью ω_{mp} .

При $V_2=0$ трактор разворачивается на месте вокруг правой гусеницы с радиусом

$$R = R_{min} = B/2,$$

где B – поперечная база трактора.

Из представленной схемы следует, что для обеспечения поворота гусеничного трактора необходимо иметь механизм, обеспечивающий изменение поступательных скоростей движения левой и правой гусениц так, чтобы $V_1 \neq V_2$, т. е. механизм поворота, придающий левой и правой гусенице различные скорости движения.

Механизм, предназначенный для регулирования скоростей движения гусениц и позволяющий трактору выполнять повороты, называют механизмом поворота (МП). Он представляет собой, как правило, самостоятельный агрегат, размещенный за центральной передачей и распределяющий поток мощности между гусеницами. В некоторых случаях функцию МП могут выполнять другие агрегаты трансмиссии трактора, например коробка передач.

Требованиями, предъявляемыми к механизмам поворота, помимо общих требований к агрегатам трансмиссии являются следующие:

обеспечение устойчивого прямолинейного движения трактора;
обеспечение плавного входа трактора в поворот и плавного выхода из него;

малые внутренние потери мощности в МП;

отсутствие значительной дополнительной загрузки двигателя при повороте трактора;

надежность тормозов МП при движении трактора и его стоянке на уклоне.

Классификация механизмов поворота осуществляется:

- по методу подвода мощности к гусеницам - одно и двухпоточные МП. В однопоточных МП мощность от двигателя к гусеницам подводится одним потоком, в двухпоточных – двумя потоками. В тракторах более широкое распространение получили однопоточные МП;

- по числу фиксируемых радиусов поворота - одно-, двух-, многоступенчатые и бесступенчатые МП;

- по кинематическому признаку различают:

МП первого типа, которые обеспечивают поворот трактора без снижения скорости центра масс;

МП второго типа, которые сохраняют при повороте скорость забегающей гусеницы постоянной и равной скорости прямолинейного движения до поворота;

МП третьего типа, обеспечивающие поворот трактора со снижением поступательной скорости забегающей гусеницы.

Некоторые МП по кинематическому признаку относятся одновременно к первому и второму типу. МП третьего типа в тракторах не применяются в виду большого снижения скорости центра масс на по-

вороте и, следовательно, производительности тракторного агрегата. Самое широкое применение в тракторах получили МП второго типа;

- по типу МП различают:

с многодисковыми фрикционными муфтами (бортовыми фрикционами);

с планетарными механизмами;

с двумя параллельными коробками передач (бортовыми коробками передач);

с дифференциальными механизмами.

В современных тракторах применяют первые три типа МП.

Конструкции механизмов поворота. Механизм поворота с многодисковыми фрикционными муфтами (бортовыми фрикционами) (рис. 8.32) размещается между центральной 1 и конечной 2 передачами трактора. МП состоит из двух многодисковых фрикционных муфт Φ_1 и Φ_2 (далее по тексту фрикционов) и двух остановочных тормозов T_{O1} и T_{O2} . Управление поворотом трактора осуществляется четырьмя элементами: двумя фрикционами Φ_1 и Φ_2 и двумя тормозами T_{O1} и T_{O2} .

При прямолинейном движении трактора фрикционы Φ_1 и Φ_2 включены, а тормоза T_{O1} и T_{O2} выключены. В результате крутящий момент от центральной передачи 1 передается через фрикционы Φ_1 и Φ_2 и далее через шестерни конечной передачи 2 на левое и правое ведущие колеса 3 трактора. Поскольку между ведущими колесами трактора существует жесткая кинематическая связь, то он движется, сохраняя устойчивость прямолинейного движения независимо от сопротивлений качению левой и правой гусениц. Таким образом, при прямолинейном движении трактора фрикционы Φ_1 и Φ_2 всегда включены.

Рассмотрим работу МП при повороте трактора направо. Здесь возможны два случая.

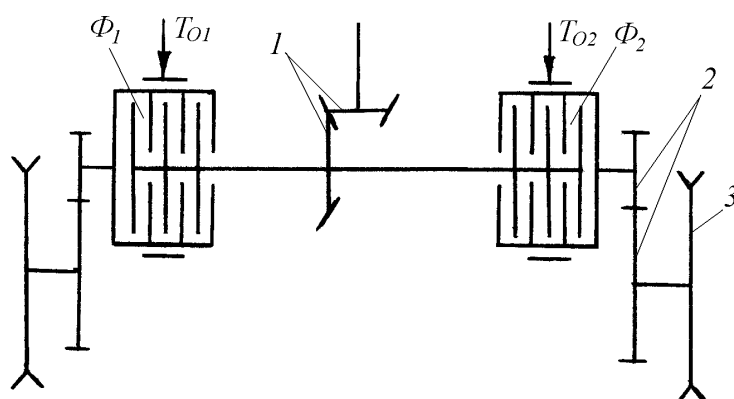


Рис. 8.32. Механизм поворота с многодисковыми фрикционными муфтами

1. Поворот трактора со свободным радиусом (радиус поворота трактора изменяется в зависимости от изменения силы сопротивления качению правой гусеницы).

Для его осуществления отключается правый фрикцион Φ_2 . В результате прекращается

подвод мощности к правой гусенице, скорость ее уменьшается по не известному закону и трактор поворачивает направо со свободным радиусом. Схема поворота трактора с данным МП представлена на рис. 8.31. Предположим, что в какой-то момент времени скорость правой гусеницы будет иметь значение V_2' . Тогда скорость центра масс трактора уменьшится до значения V_T' . Следовательно, данный МП при повороте трактора снижает скорость центра масс и по кинематическому признаку относится к МП второго типа.

2. Поворот трактора направо с заданным фиксируемым радиусом $R = R_{min} = B/2$. Для этого необходимо последовательно после отключения правого фрикциона Φ_2 (см. рис. 8.32) включить правый остановочный тормоз T_{O2} , что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы. На схеме поворота трактора (см. рис. 8.31) видно, что в данном случае скорость центра масс трактора снижается до значения $V_T'' = V_T / 2$ (в два раза меньше, чем при прямолинейном движении).

Механизм поворота с многодисковыми фрикционными муфтами отличается простотой конструкции. Но вместе с тем он имеет низкую долговечность фрикционных муфт при условии их работы в сухую и большие габариты. Однако он получил широкое применение даже в мощных и сверхмощных гусеничных тракторах, где применяют многодисковые фрикционы и тормоза, работающие в масле.

О д н о с т у п е н ч а т ы й п л а н е т а р н ы й МП (рис. 8.33) состоит из двух планетарных рядов, размещенных между центральной I и конечной $б$ передачами трактора, двух остановочных T_{O1} и T_{O2} и двух поворотных $T_{П1}$ и $T_{П2}$ тормозов. Он может выполняться с разнесенными планетарными рядами (рис. 8.33,а) и с планетарными рядами, выполненными в одном общем корпусе (рис. 8.33,б). Последний вариант часто используется в случае применения сухих тормозов, когда в корпусе заднего моста выполняются герметичные перегородки для исключения попадания масла в полость, где размещаются тормоза.

Привод управления тормозами выполнен так, что при отсутствии воздействия тракториста на органы управления поворотом поворотные тормоза $T_{П1}$ и $T_{П2}$ всегда включены, а остановочные тормоза T_{O1} и T_{O2} выключены. Поворотные тормоза связаны с солнечными шестернями 5 планетарных рядов и удерживают их в заторможенном состоянии. В результате при прямолинейном движении трактора крутящий момент от центральной передачи I на ведущие колеса 7 передается через эпициклические шестерни 3 , сателлиты 4 , которые обка-

тываются вокруг неподвижных солнечных шестерен 5, и далее через водила 2 и конечные передачи 6.

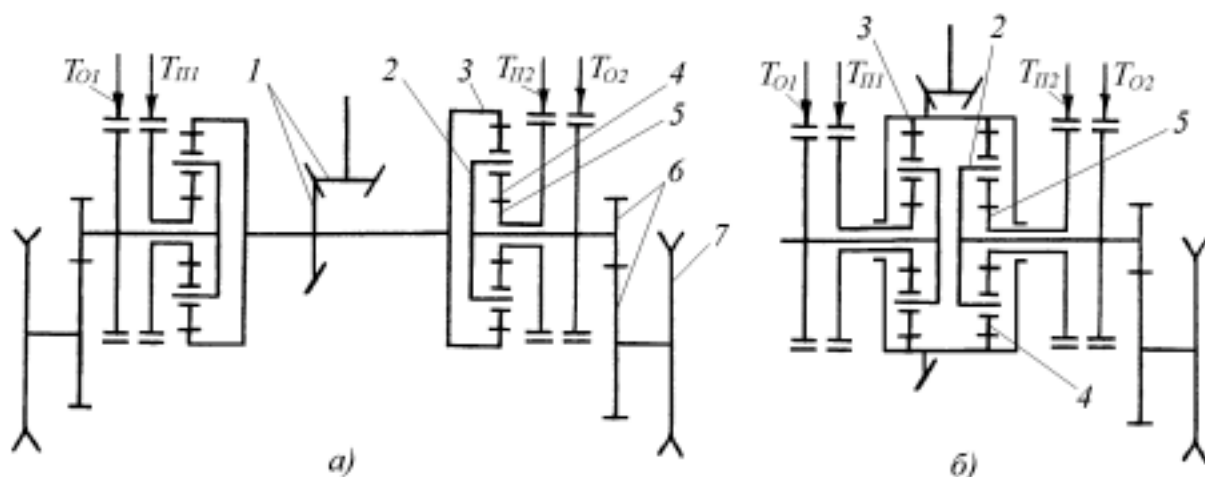


Рис. 8.33. Одноступенчатый планетарный механизм поворота:

а – с разнесенными планетарными рядами; *б* – с планетарными рядами, установленными в одном общем корпусе; 1 – центральная передача; 2 – водило; 3 – эпициклическая шестерня; 4 – сателлит; 5 – солнечная шестерня; 6 – конечная передача; 7 – ведущее колесо

Водила 2 левого и правого планетарных рядов вращаются медленнее эпициклических шестерен 3, так как передаточное число механизма поворота $u_{МП} > 1$. Для рассматриваемых схем

$$u_{МП} = (1 + K) / K,$$

где K – характеристика планетарного ряда (передаточное число при остановленном водиле); $K = Z_C / Z_a$; Z_C и Z_a – число зубьев соответственно эпициклической и солнечной шестерен планетарного ряда.

В существующих конструкциях одноступенчатых планетарных МП $K = 2 \dots 3$. Тогда передаточное число МП $u_{МП} = 1,33 \dots 1,5$. Следовательно, МП увеличивает общее передаточное число трансмиссии трактора, что позволяет уменьшить передаточные числа других агрегатов трансмиссии и облегчить условия их работы. При этом обеспечивается устойчивость прямолинейного движения трактора.

При повороте трактора направо возможны два случая.

1. Поворот трактора со свободным радиусом. Для его осуществления отключается правый поворотный тормоз T_{II2} . В результате солнечная шестерня 5 правого планетарного ряда освобождается и начинает свободно вращаться. Планетарный ряд преобразуется в дифференциальный механизм, что исключает передачу через него мощности к ведущему колесу 7, а следовательно, к правой гусенице.

2. Поворот направо с заданным фиксированным радиусом $R = R_{min} = B/2$. Для этого необходимо последовательно после отключения правого поворотного тормоза T_{II2} включить правый остановочный

тормоз T_{O2} , что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы.

Основными достоинствами одноступенчатого планетарного МП являются:

компактность конструкции;

наличие передаточного числа $u_{МП} > 1$, позволяющего уменьшить передаточные числа других агрегатов трансмиссии, что облегчает условия их работы.

Недостатком такого МП являются повышенные требования к качеству изготовления планетарных рядов.

Одноступенчатый планетарный МП получил широкое применение в отечественных гусеничных тракторах.

В рассмотренных схемах МП подвод мощности от центральной передачи 1 к ведущим колесам трактора 7 осуществляется через эпициклические шестерни 3 планетарных рядов. В то же время существуют схемы одноступенчатых планетарных МП, в которых аналогичный подвод мощности осуществляется через солнечные шестерни планетарных рядов (рис. 8.34). Эта схема применяется при необходимости получения больших передаточных чисел МП:

$$u_{МП} = 1 + K.$$

Тогда $u_{МП} = 3...4$ при $K = 2...3$, что примерно в 2 -2,5 раза больше, чем в ранее рассмотренных схемах.

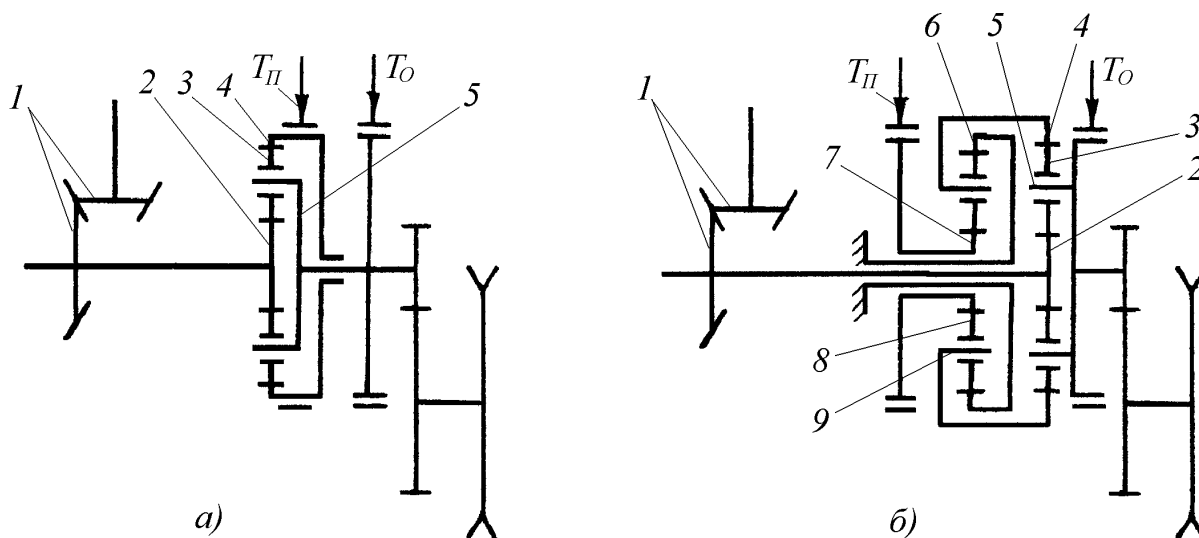


Рис. 8.34. Схемы одноступенчатых планетарных механизмов поворота:
 1 – центральная передача; 2 – солнечная шестерня; 3 – сателлит; 4 – эпициклическая шестерня; 5 – водило; 6, 7, 8 и 9 – соответственно эпициклическая шестерня, солнечная шестерня, сателлит и водило дополнительного планетарного ряда; $T_{П}$ – тормоз поворотный; T_{O} – тормоз остановочный

Главным недостатком схемы, показанной на рис. 8.34,а, является большой момент трения поворотного тормоза $T_{П}$, останавливающего

го эпициклическую шестерню 4 планетарного ряда. Поэтому на мощных тракторах с целью снижения расчетного момента трения тормоза T_{II} его соединяют с эпициклической шестерней 4 планетарного ряда через дополнительный планетарный ряд (рис. 8.34,б). Такая схема МП используется в тракторе Т-180.

Все одноступенчатые планетарных МП обеспечивают поворот трактора со снижением скорости его центра масс и потому по кинематическому признаку относятся к механизмам поворота второго типа. Схема поворота гусеничного трактора с такими МП представлена на рис. 8.31.

Двухступенчатый планетарный МП (рис. 8.35) состоит из двух планетарных рядов, размещенных между центральной 1 и конечной 6 передачами трактора, двух остановочных T_{O1} и T_{O2} и двух поворотных $T_{П1}$ и $T_{П2}$ тормозов и двух блокировочных фрикционов Φ_1 и Φ_2 .

Внешне схема двухступенчатого планетарного МП напоминает одноступенчатый планетарный МП. Только дополнительно между солнечной шестерней 5 и водилом 2 каждого планетарного ряда установлен блокировочный фрикцион Φ . Это незначительное усовершенствование конструкции существенно расширяет возможности МП.

Рассмотрим *прямолинейное движение трактора*. Здесь возможны два случая.

1. Прямолинейное движение трактора на повышенной скорости на заданной передаче в коробке передач (КП). Для его осуществления слева и справа включаются блокировочные фрикционы Φ_1 и Φ_2 , которые блокируют планетарные ряды. При этом передаточное число МП $u_{МП} = 1$ и трактор движется прямолинейно на заданной передаче в КП.

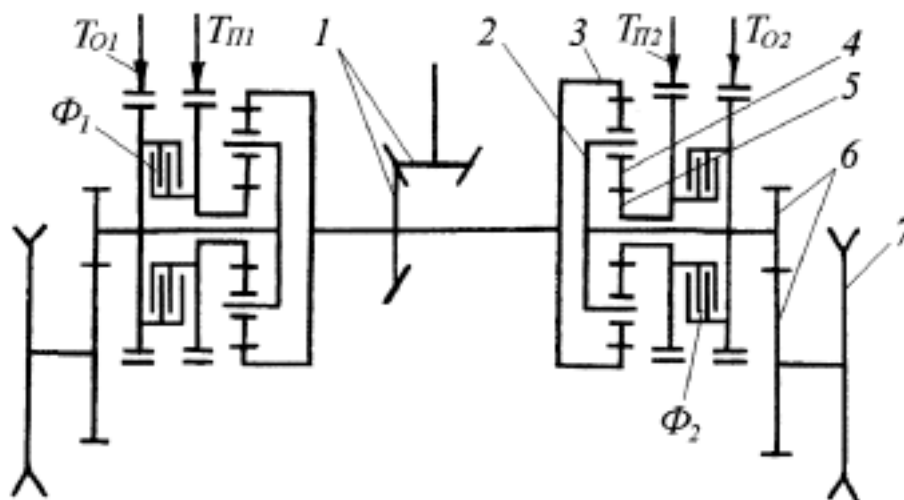


Рис. 8.35. Двухступенчатый планетарный механизм поворота:

1 – центральная передача; 2 – водило; 3 – эпициклическая шестерня; 4 – сателлит; 5 – солнечная шестерня; 6 – конечная передача; 7 – ведущее колесо

2. Прямолинейное движение трактора на пониженной скорости на заданной передаче в КП. Для этого слева и справа включаются поворотные тормоза $T_{П1}$ и $T_{П2}$, которые останавливают солнечные шестерни 5 планетарных рядов. В результате передаточное число МП увеличивается до значения $u_{МП} = 1,33 \dots 1,5$ при $K = 2 \dots 3$, что приводит к снижению скорости трактора и увеличению крутящего момента на его ведущих колесах в такое же число раз.

Следовательно, двухступенчатый планетарный МП при прямолинейном движении трактора позволяет изменять общее передаточное число трансмиссии (выполняет функцию КП). При этом на каждой передаче в КП можно иметь повышенную и пониженную скорости движения трактора (число передач удваивается).

Рассмотрим *поворот трактора* направо. Здесь возможны *пять случаев*. Предположим, что трактор движется прямолинейно на повышенной скорости на заданной передаче в КП (слева и справа включены блокировочные фрикционы Φ_1 и Φ_2).

1. Поворот со свободным радиусом R . Для этого отключается правый блокировочный фрикцион Φ_2 , что приводит к разрыву потока мощности к правой гусенице.

2. Поворот с заданным фиксированным радиусом $R = R_{min} = B/2$. Для его осуществления необходимо последовательно после отключения правого блокировочного фрикциона Φ_2 включить правый остановочный тормоз T_{O2} , что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы.

3. Поворот трактора с заданным фиксированным радиусом $R > R_{min} = B/2$. Для этого справа после отключения блокировочного фрикциона Φ_2 включается поворотный тормоз $T_{П2}$. При этом скорость левой гусеницы остается постоянной и равной скорости на повышенной передаче в КП, а скорость правой гусеницы уменьшается до значения, соответствующего пониженной скорости на той же передаче в КП. Поскольку скорости левой и правой гусениц трактора заданы и строго фиксированы, то трактор поворачивает с заданным фиксированным радиусом $R > R_{min}$.

Рассмотрим еще два случая поворота трактора при условии, что до входа в поворот он двигался прямолинейно на пониженной скорости на заданной передаче в КП (слева и справа включены поворотные тормоза $T_{П1}$ и $T_{П2}$).

4. Поворот со свободным радиусом R . Для этого отключается правый поворотный тормоз $T_{П2}$, что приводит к разрыву потока мощности к правой гусенице. Здесь поворот трактора аналогичен первому случаю, но отличается от него величиной скорости движения забегающей гусеницы.

5. Поворот с заданным фиксированным радиусом $R = R_{min} = B/2$. Для его осуществления необходимо последовательно после отключения правого поворотного тормоза $T_{П2}$ включить правый остановочный тормоз T_{O2} , что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы. Этот случай поворота напоминает второй, но отличается от него скоростью движения забегающей гусеницы. Здесь скорость забегающей гусеницы меньше, чем во втором случае поворота.

Следует отметить, что двухступенчатый планетарный МП обеспечивает получение двух заданных фиксированных радиусов поворота трактора и по кинематическому признаку относится к МП второго типа.

МП имеет все достоинства одноступенчатого планетарного МП, включая дополнительно получение второго фиксированного радиуса поворота и выполнение им функции КП. Такой МП применяется в тракторе ДЭТ-250М, но привод его управления выполнен так, что получение второго фиксированного радиуса поворота невозможно.

МП с бортовыми коробками передач (рис. 8.36) применяется как на сельскохозяйственных тракторах общего назначения, так и на промышленных тракторах. МП состоит из двух параллельных (бортовых) КП и двух остановочных тормозов T_{O1} и T_{O2} . Переключение передач в КП осуществляется с помощью фрикционных муфт с гидроподжатием.

Здесь возможны *три случая поворота трактора* (направо).

1. Поворот со свободным радиусом R . Для этого отключается фрикционная муфта с гидроподжатием в $КП_1$, что приводит к разрыву потока мощности к правой гусенице и повороту трактора направо со свободным радиусом.

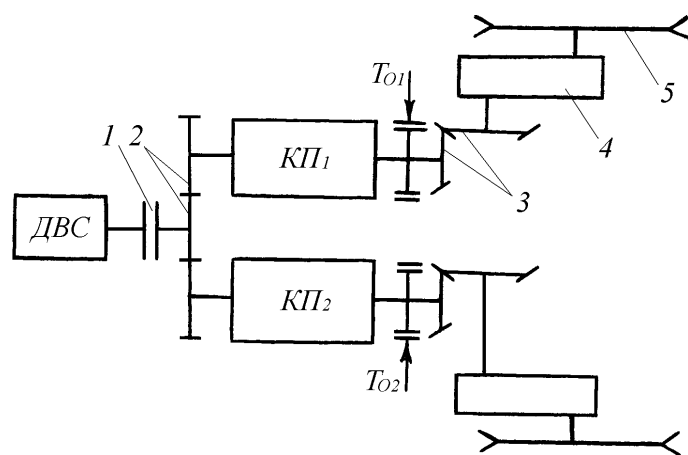


Рис. 8.36. Структурная кинематическая схема гусеничного трактора с двумя бортовыми КП:

1 - фрикционное сцепление; 2 - раздаточный редуктор; 3 - центральная передача; 4 - конечная передача; 5 - ведущее колесо; ДВС - двигатель внутреннего сгорания; $КП_1$ и $КП_2$ - соответственно КП правого и левого бортов трактора; T_{O1} и T_{O2} - остановочные тормоза соответственно правого и левого бортов

2. Поворот с заданным фиксированным радиусом $R = R_{min} = B/2$. Он осуществляется отключением фрикционной муфты с гидроподжа-

тием в $KП_1$ и последовательным включением остановочного тормоза T_{O1} .

3. Поворот с несколькими заданными фиксированными радиусами $R > R_{min}$. Для этого одновременно включаются различные передачи в $KП_1$ и $KП_2$. Поворот возможен как с постоянной скоростью центра масс (МП первого типа), так с ее уменьшением (МП второго типа) и увеличением. Однако поскольку поворот трактора с данным МП чаще выполняется с уменьшением скорости центра масс, его относят к МП второго типа. Если в $KП_1$ и $KП_2$ предусмотрен полный реверс, то данный МП позволяет разворачиваться трактору на месте вокруг центра масс. Для этого левая и правая гусеницы трактора должны вращаться в разные стороны, но с одинаковыми угловыми скоростями. При этом радиус поворота трактора $R = 0$.

МП с бортовыми КП обладает всеми достоинствами ранее рассмотренных выше, дополнительно обеспечивает получение нескольких заданных фиксированных радиусов поворота трактора и разворот его на месте вокруг центра масс. При этом существенно улучшается управляемость трактора.

К недостаткам МП следует отнести сложность конструкции и высокую стоимость.

МП с бортовыми КП применяют в сельскохозяйственном тракторе общего назначения Т-150 и в промышленном тракторе Т-330.

МП с простым дифференциалом (рис. 8.37, а) состоит из простого дифференциала 3 и двух остановочных тормозов T_{O1} и T_{O2} . Управление поворотом осуществляется остановочными тормозами. При прямолинейном движении трактора скорости левой V_1 и правой V_2 гусениц и центра масс трактора V_T равны (рис. 8.37, б). Притормаживая тормозом T_{O2} правую полуось 2 дифференциала, автоматически возрастает частота вращения левой полуоси 1 (согласно кинематическому свойству дифференциала). В результате при постоянной скорости центра масс V_T скорость правой гусеницы уменьшается до V_2' , а правой увеличивается до V_1' и трактор поворачивается с радиусом R .

При $V_2 = 0$ трактор разворачивается на месте вокруг правой гусеницы с радиусом $R = R_{min} = B/2$. Поскольку при повороте трактора скорость его центра масс V_T не меняется, МП по кинематическому признаку относится к первому типу.

Достоинствами МП с простым дифференциалом являются простота конструкции и управления. Однако по сравнению с рассмотренными выше типами МП он при повороте трактора вызывает более высокую дополнительную загрузку двигателя и не обеспечивает устой-

чивость прямолинейного движения трактора. В связи с этим такой тип МП не нашел применения в тракторах.

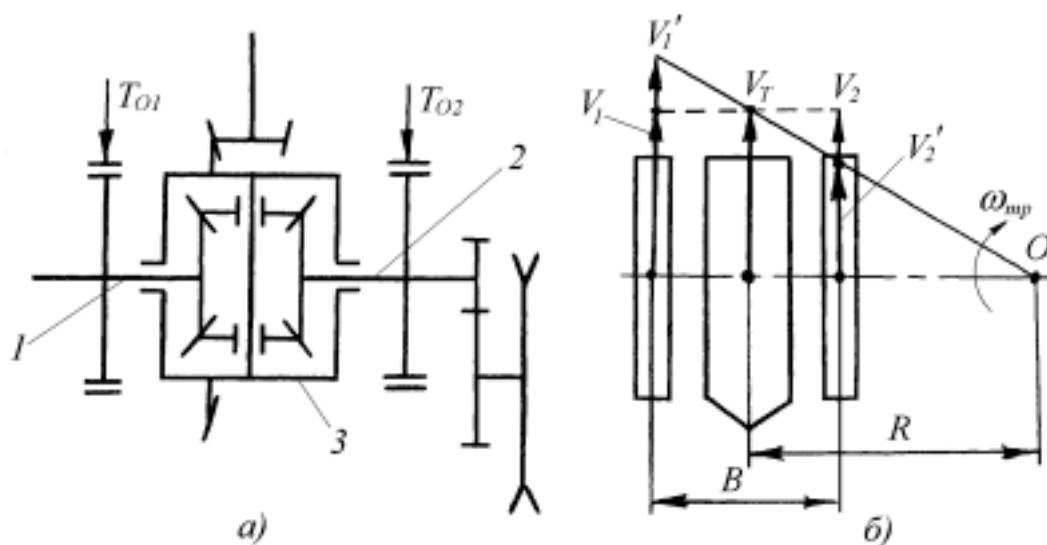


Рис. 8.37. Схема механизма поворота с простым дифференциалом и поворота трактора

Д в у х п о т о ч н ы й М П обеспечивает подвод мощности к каждой гусенице трактора двумя потоками. Существует большое разнообразие схем таких механизмов. Рассмотрим схему двухпоточного МП, обеспечивающую бесступенчатое изменение радиуса поворота трактора (рис. 8.38). Обязательными элементами любого двухпоточного МП являются два суммирующих планетарных ряда 12 и 14 .

Рассмотрим работу двухпоточного МП при прямолинейном движении трактора. Регулируемый насос ГОП 1 устанавливается на нулевую производительность. В результате выходной вал гидромотора и связанные с ним через шестерни 2 и 5 дополнительного привода солнечные шестерни 8 суммирующих планетарных рядов 12 и 14 гидравлически заторможены. Поток мощности от двигателя передается через КП 3 , центральную передачу 13 , эпициклические шестерни 6 и сателлиты 10 на водила 7 и далее через конечную передачу 9 на ведущие колеса 11 . Следовательно, при прямолинейном движении трактора передача работает как однопоточная. При этом скорость движения трактора определяется номером выбранной передачи в КП.

При повороте трактора мощность от двигателя к ведущим колесам подводится двумя потоками: один поток (основной) передается через КП 3 , центральную передачу 13 , эпициклические шестерни 6 , сателлиты 10 и далее на водила 7 суммирующих планетарных рядов; второй поток (дополнительный) идет через ГОП 1 , шестерни дополнительного привода 2 и 5 и далее через солнечные шестерни 8 , сателлиты 10 на водила 7 . Таким образом, на водилах 7 планетарных рядов

12 и 14 суммируются два потока мощности и далее через конечные передачи 9 передаются к ведущим колесам 11 трактора.

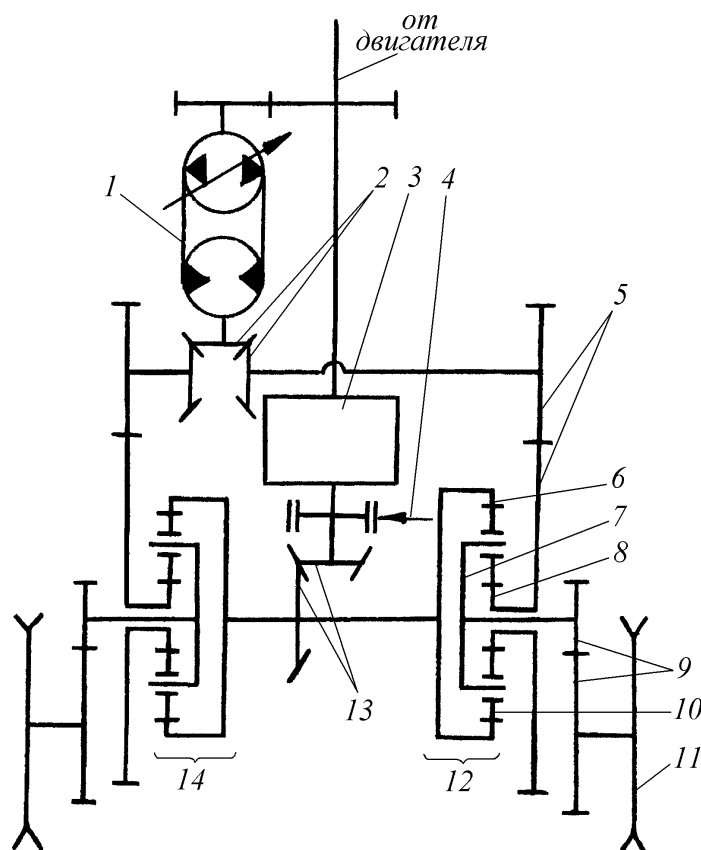


Рис. 8.38. Схема двухпоточного механизма поворота:

1 – гидрообъемный привод (ГОП); 2 и 5 – шестерни дополнительного привода; 3 – коробка передач; 4 – центральный остановочный тормоз; 6 – эпициклическая шестерня; 7 – водило; 8 – солнечная шестерня; 9 – конечная передача; 10 – сателлит; 11 – ведущее колесо; 12 и 14 – суммирующие планетарные ряды; 13 – центральная передача

Поворот трактора осуществляется регулированием ГОП 1. При этом в зависимости от направления и угла наклона шайбы или блока регулируемого насоса

ГОП 1 изменяется направление и частота вращения выходного вала гидромотора и связанных с ним через шестерни 2 и 5 дополнительного привода солнечных шестерен 8 суммирующих планетарных рядов 12 и 14.

Солнечные шестерни вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, но в противоположные стороны. В результате изменяются передаточные числа суммирующих планетарных рядов 12 и 14 (во сколько раз увеличится передаточное число одного ряда, во столько же раз уменьшится передаточное число другого ряда). При повороте трактора увеличивается поступательная скорость одной гусеницы и уменьшается другой, а скорость его центра масс не изменится.

В результате на каждой передаче в КП 3 за счет регулирования ГОП 1 обеспечивается бесступенчатое регулирование радиуса поворота трактора в определенном диапазоне. При этом, чем выше номер включенной передачи в КП, тем с большим радиусом поворачивается трактор.

Кроме этого такая схема МП обеспечивает поворот трактора на месте вокруг центра масс при включенной нейтральной в КП. Для этого необходимо на нейтральной в КП включить центральный остановочный

тормоз 4, который останавливает эпициклические шестерни 6 суммирующих планетарных рядов 12 и 14. Подвод мощности к ведущим колесам 11 трактора осуществляется только через ГОП 1.

Солнечные шестерни 8 вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, но в противоположные стороны. Аналогично им вращаются и водила 7 суммирующих планетарных рядов. В результате левая и правая гусеницы трактора вращаются с одинаковыми скоростями, но в противоположные стороны, что обеспечивает поворот трактора на месте вокруг центра масс. При этом, изменяя направление и частоту вращения выходного вала ГОП 1, изменяется направление и угловая скорость поворота трактора вокруг центра масс.

Это одна из широко применяемых схем двухпоточного МП с бесступенчатым изменением радиуса поворота трактора. В данной схеме КП влияет на радиус поворота трактора (чем выше передача в КП, тем с большим радиусом поворачивается трактор). Поэтому такие схемы принято называть механизмами передач и поворота (МПП). При этом существуют схемы, в которых МП влияет также и на скорость прямолинейного движения трактора.

Основными достоинствами двухпоточных МПП являются:

- устойчивость прямолинейного движения трактора;
- получение большого числа фиксируемых радиусов поворота и возможность их бесступенчатого регулирования;
- возможность изменения скорости при прямолинейном движении трактора и его разворота на месте вокруг центра масс;
- простота и удобство управления поворотом трактора.

Недостатками двухпоточных МПП являются сложность конструкции и высокая стоимость.

Управление механизмами поворота гусеничных тракторов.

Управление многодисковыми фрикционными муфтами поворота (бортовыми фрикционами) и тормозами осуществляется системой тяг, рычагов и педалей, приводимой в действие трактористом из кабины трактора. Управление бортовыми фрикционами и поворотными тормозами планетарных МП производится рычагами. Остановочные тормоза управляются чаще всего ножными педалями с защелками для фиксации их в затянутом положении.

Каждый борт трактора имеет отдельное управление. Чтобы сократить число органов управления, в некоторых тракторах управление обоими бортовыми фрикционами и остановочными тормозами осуществляют одним рычагом. Такая система применена на тракторе Т-130 (рис. 8.39).

Отклоняя рычаг управления 1 влево или вправо, через коромысло 5 и Г-образные рычаги 3 и 4 выключают фрикцион левого или

правого бортов. Передвигая отклоненный рычаг на себя, через рычаги 7, 6 и 2 затягивают соответствующий поворотный тормоз. При перемещении рычага 1 на себя двуплечий рычаг 7 затягивает сразу два поворотных тормоза, не выключая бортовые фрикционы. В данном случае поворотные тормоза выполняют функцию стояночных. В таком положении (включение стояночных тормозов) рычаг может фиксироваться защелкой.

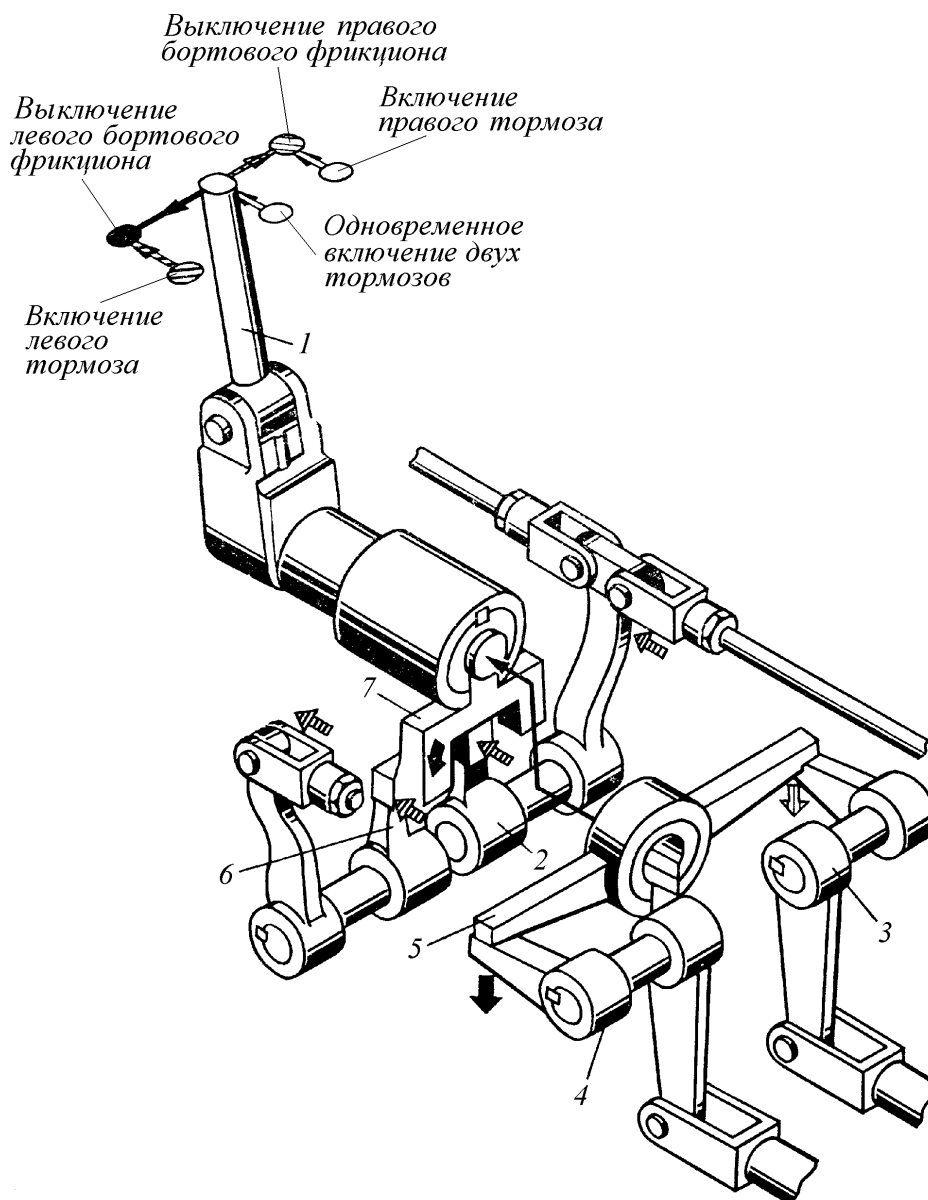


Рис. 8.39. Механизм управления поворотом трактора Т-130

На тракторе Т-150 для управления поворотом применяют рулевое колесо, которое управляет клапанами плавного сброса давления масла из бустеров включенных фрикционных муфт с гидроподжатием. При его повороте на угол меньше 42° происходит постепенное

выключение гидropоджимной муфты борта, в сторону которого поворачивают рулевое колесо. При дальнейшем его вращении (более 42°) затягивается тормоз этого борта и трактор совершает крутой поворот.

Для облегчения труда тракториста и уменьшения сил на перемещение рычагов и педалей применяют сервоприводы (усилители): пружинные механические, гидравлические и пневматические. По принципу действия они делятся на простые и следящие. Следящие приводы воспроизводят с определенной точностью изменение силы на органе управления или его перемещение.

Наибольшее распространение в тракторах получили гидравлические сервоприводы следящего действия по перемещению. Такого типа сервоприводы применены на тракторах Т-130 (для управления бортовыми фрикционами) и Т-4А (для управления поворотными тормозами). Они позволяют снизить силу на рычагах управления до 20...40 Н.

В гидравлический сервопривод управления бортовыми фрикционами трактора Т-130 (рис. 8.40) масло под давлением подается насосом, приводимым в движение от двигателя.

Перед входом в усилитель расположен делитель потока. Подаваемое в цилиндры масло через каналы поршней 4 сливается в корпус усилителя, а затем по сливной трубке отводится в масляный бак. Для поворота, например, направо, перемещают правый толкатель 6, который перекрывает отверстие в поршне 4. Давление масла в правом цилиндре возрастает, и золотник 9 делителя потока, перемещаясь (на рис. 8.40 вниз), ограничивает его поступление в левый цилиндр, одновременно увеличивая подачу в правый.

Под давлением масла начинает перемещаться поршень 4 и нажимать на поворотный рычаг 3, выключая правый бортовой фрикцион. Как только поршень отойдет от толкателя 6, масло поступает на слив. Для продолжения процесса выключения необходимо дальнейшее перемещение толкателя.

При неработающем двигателе конструкция усилителя позволяет осуществлять управление бортовыми фрикционами, так как толкатель 6 упирается в поршень 4 и через него воздействует на поворотный рычаг. Аналогично рассмотренному работает гидравлический сервопривод управления поворотными тормозами МП в тракторе Т-4А.

Уход за механизмами поворота. Он состоит в регулировке свободных ходов педалей и рычагов управления бортовых фрикционов и тормозов, в периодической промывке их поверхностей трения (если применяются фрикционные элементы сухого трения), в проверке уровня масла, доливке его и замены (для планетарных рядов и ГОП

дополнительного привода) согласно инструкции по техническому обслуживанию трактора.

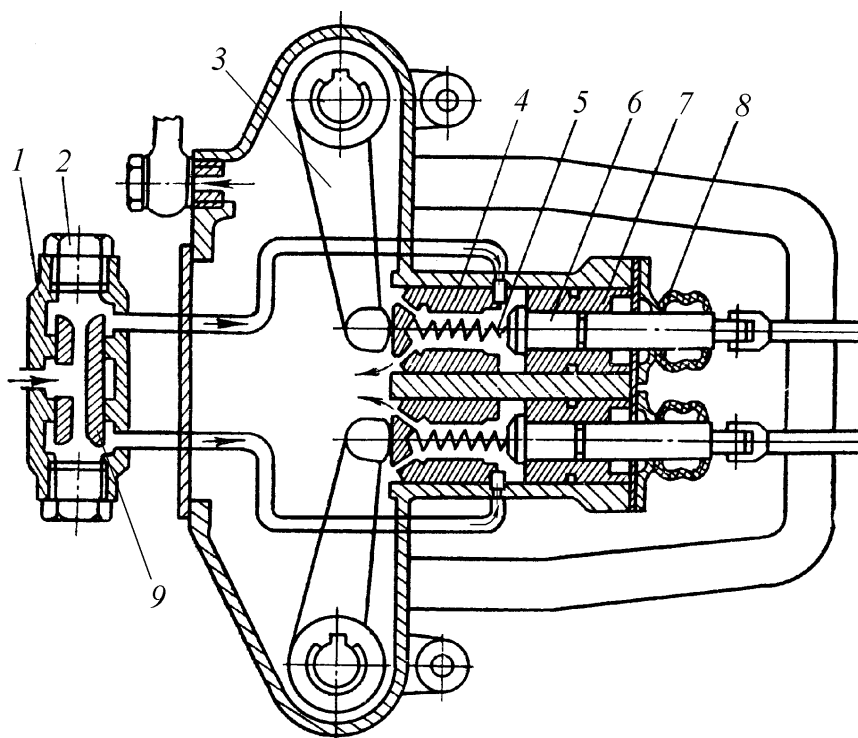


Рис. 8.40. Схема гидравлического сервопривода управления бортовыми фрикционами:

1 – корпус делителя потока; 2 – пробка канала золотника; 3 – поворотный рычаг; 4 – поршень; 5 – пружина; 6 – толкатель; 7 – втулка толкателя; 8 – защитный чехол; 9 – золотник

8.7. Тенденции развития механизмов ведущих мостов тракторов

Необходимо отметить два основных направления в совершенствовании механизмов ведущих мостов тракторов: дальнейшее повышение надежности механизмов, выполняемых по обычным схемам, применяемым в современных тракторах, и интенсивное внедрение новых, более совершенных схем механизмов, качественно меняющих эксплуатационные свойства трактора.

Поскольку многие направления технологического и конструктивного совершенствования существующих схем механизмов одинаковы как для коробок передач, так и для механизмов ведущего моста трактора, ниже будут рассмотрены лишь отличительные особенности развития последних.

Центральная передача. Повышение общей жесткости передачи позволит более широко применять конические шестерни с круговым зубом и гипоидные передачи, обладающие большей плавностью хода, возможностью получения локализованного контакта и, как следствие этого, повышенной долговечностью.

Более широко будут применяться конические зубчатые передачи, не требующие регулировок зацепления в течение гарантийного срока эксплуатации трактора до капитального ремонта. В этой связи ужесточаются требования к точности изготовления деталей передачи и к качеству их материалов, а также к качеству сборки и точности регулировки зацепления шестерен. Регулировочные приспособления должны обеспечить точность установки для конических шестерен со спиральным зубом не более 0,1 мм.

В современных конструкциях конической и гипоидной центральных передачах более широко будут применять принудительное смазывание зубьев конической пары в зоне зацепления и циркуляционное смазывание подшипников.

Дифференциал колесного трактора. Так как дифференциал всегда komponуется с центральной передачей трактора, то многие тенденции развития последней присущи и дифференциалам.

Широкое распространение получают простые симметричные дифференциалы с принудительной блокировкой и самоблокирующиеся. Более перспективна принудительная блокировка дифференциала с помощью фрикционного сцепления, соединяющего ось вращения сателлитов и полуосевую шестерню. Данный способ позволяет блокировать дифференциал и при движении трактора, что существенно повышает его проходимость.

Среди самоблокирующихся дифференциалов получают распространение только те, у которых коэффициент блокировки $K_B = \text{Const}$, так как они имеют возможность автоматически приспособливаться к фону опорной поверхности, по которому движется трактор.

Так называемые обгонные дифференциалы, не имеющие никакого отношения к дифференциалам, но позволяющие левой и правой полуосям вращаться вместе с одинаковой угловой скоростью и отключать одну полуось, передавая весь крутящий момент от корпуса на другую полуось в современных тракторах не найдут широкого применения.

Конечные передачи. Продолжаются работы по дальнейшему упрочнению их картеров, рациональному выбору ребер жесткости и их размещению с внутренней стороны картеров, применению дополнительных креплений картеров с корпусом заднего моста трактора и друг с другом, особенно в тракторах с повышенной силой тяги. Пер-

спективным является применение подшипниковых узлов, не требующих периодических регулировок.

Большое внимание следует уделять по повышению герметичности внутренней полости картеров конечной передачи. Для этой цели все посадочные места неподвижных соединений картеров, стаканов, крышек и т. д. должны быть снабжены маслостойкими прокладками повышенной долговечности, а выходные концы вращающихся валов - уплотнениями, срок службы которых должен быть не ниже расчетной долговечности зубчатых колес. Более широкое применение для уплотнения неподвижных соединений деталей с картером конечной передачи найдут герметики.

Тормоза. Повышение энергоемкости и рабочих скоростей современных тракторов ухудшило условия работы тормозов, вызывая их повышенный нагрев и износ. В этой связи наиболее важными являются работы по созданию новых экологически чистых фрикционных материалов, которые должны иметь стабильный и достаточной величины коэффициент трения при высоких температурах и износостойкость, обеспечивающую гарантийный срок службы тормозов.

Перспективны работы по созданию более совершенных конструкций тормозов, отличающихся большей энергоемкостью, автоматической регулировкой зазоров между фрикционными элементами, более эффективным охлаждением трущихся поверхностей тормоза и лучшей их защитой от внешней абразивной среды.

В тракторах более широкое применение найдут сухие дисковые тормоза открытого типа и мокрые дисковые и ленточные тормоза. Наиболее перспективно применение мокрых дисковых тормозов.

Механизмы поворота гусеничных тракторов. В современных гусеничных тракторах предполагается широкое применение различных типов МП (с многодисковыми фрикционными муфтами, одноступенчатых планетарных, с бортовыми КП и др.).

Необходимость повышения маневренности мощных промышленных тракторов расширит применение МП с бортовыми КП.

В сельскохозяйственных и промышленных тракторах более широкое применение получат МП с многодисковыми фрикционными муфтами, работающими в масле.

В связи с применением на новых моделях тракторов резиновых армированных гусениц, позволяющих выполнять работы на асфальтовом дорожном покрытии с более высокими скоростями в транспортных потоках с автомобилями, намечается тенденция к применению двухпоточных МП.

Карданные передачи

Карданная передача служит для компенсации угловых, радиальных и осевых смещений валов соединяемых узлов и агрегатов.

Карданной передачей принято называть последовательное соединение двух и более соединительных муфт. Она включает три основных элемента: соединительные муфты, карданные валы и их опоры.

Карданные передачи применяются в трансмиссиях тракторов для силовой связи агрегатов, валы которых не соосны или расположены под углом. При этом их взаимное положение может меняться в процессе движения трактора. Карданные передачи применяют также для привода дополнительного оборудования трактора (валов отбора мощности, приводных шкивов и др.).

В ряде случаев связь рулевого колеса с рулевым механизмом осуществляется при помощи карданной передачи.

Карданная передача должна удовлетворять следующим требованиям:

- передавать крутящий момент без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии (изгибающих, скручивающих, вибрационных, осевых);

- передавать крутящий момент при обеспечении равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов независимо от угла между ними;

- иметь высокий КПД;

- отличаться бесшумностью работы;

- обладать высокой надежностью.

Карданные передачи бывают открытого типа и закрытого (карданная передача размещается внутри трубы). В современных конструкциях тракторов широкое распространение получили карданные передачи открытого типа.

Свойства карданной передачи во многом определяются конструкцией соединительных муфт.

Классификация соединительных муфт представлена на рис. 9.1.

Упругие соединительные муфты допускают угловые отклонения валов до 5° , а жесткие - до 2° .

Шарнирные соединительные муфты (карданные шарниры) подразделяются на простые (компенсируют только угловые и радиальные смещения валов) и универсальные (компенсируют все виды смещений валов, включая и осевые).

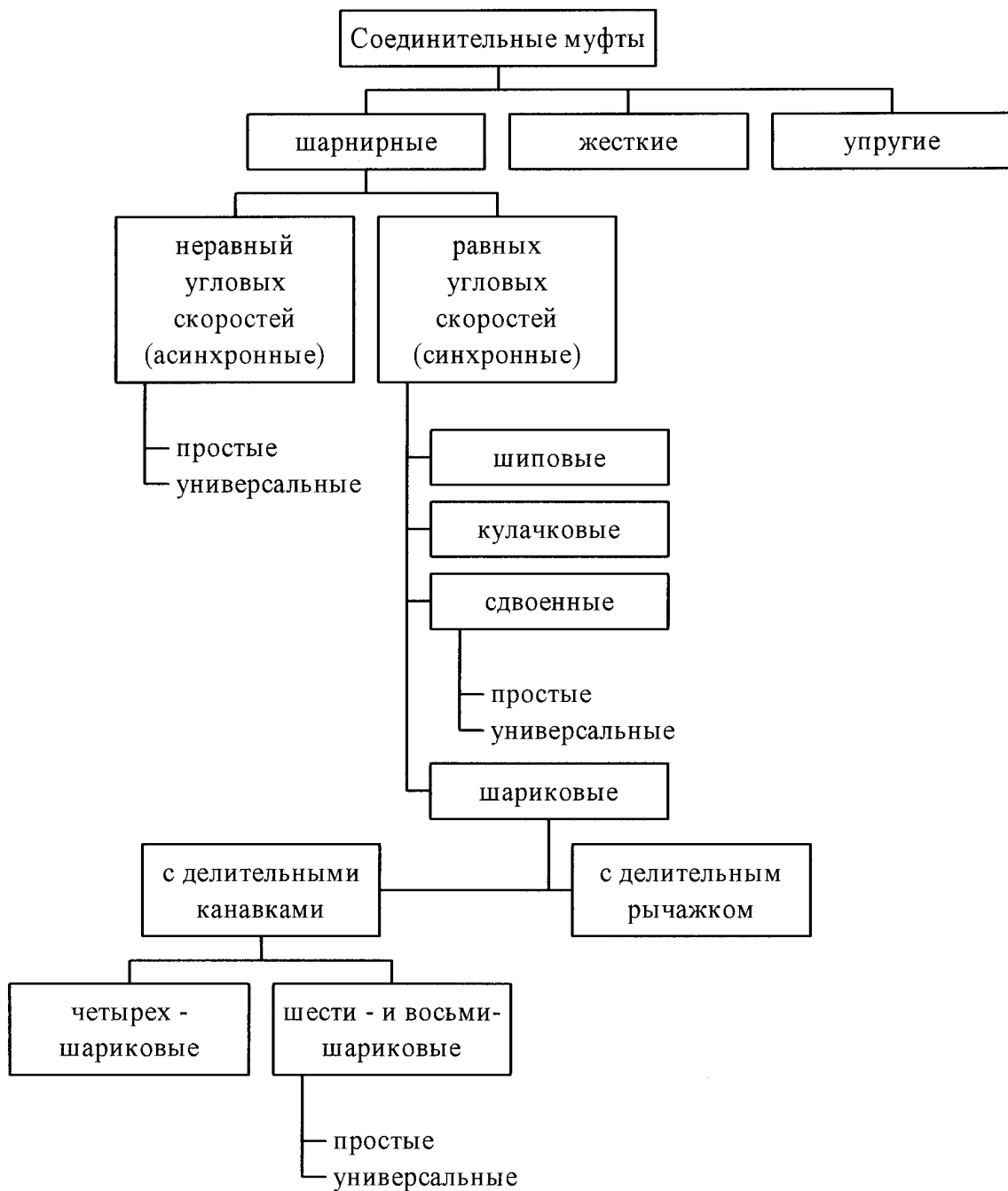


Рис. 9.1. Классификация соединительных муфт

Карданным шарниром неравных угловых скоростей называют шарнир, у которого при равномерной скорости вращения ведущего вала угловая скорость ведомого вала неравномерна. У карданного шарнира *равных угловых скоростей* ведущий и ведомый валы вращаются синхронно. Карданные шарниры неравных угловых скоростей (асинхронные) используют при углах перекоса соединяемых валов до 20° . Карданные шарниры равных угловых скоростей применяются в приводе ведущих управляемых колес трактора. При этом некоторые

конструкции шарниров хорошо работают при углах перекося валов до 50° .

Универсальные карданные шарниры отличаются от простых тем, что в них осевая компенсация осуществляется в самом механизме шарнира, а не в шлицевом соединении валов.

9.1. Жесткие и упругие соединительные муфты

При близком расположении концов соединяемых валов их связь часто производится отдельными соединительными муфтами.

Жесткие зубчатые соединительные муфты применяют на тракторах МТЗ -80/82 и Т-150/150К для передачи крутящего момента от вала ФС на первичный вал КП. В этих конструкциях компенсация несоосности валов осуществляется за счет зазоров в зацеплении зубьев. На тракторах Т-150/150К соединительную муфту образуют внутренние зубья на валу ФС и наружные зубья первичного вала КП.

Упругие соединительные муфты применяются на тракторах МТЗ-5МС, МТЗ-5ЛС, ДТ-75М и Т-4А для соединения сцепления с коробкой передач.

На тракторах МТЗ-5МС и МТЗ-5ЛС упругая соединительная муфта состоит из ведущей 1 и ведомой 2 вилок, изготовленных как одно целое с валами ФС и КП (рис. 9.2). Вилки расположены относительно друг друга под углом 90° и образуют между собой четыре ок-

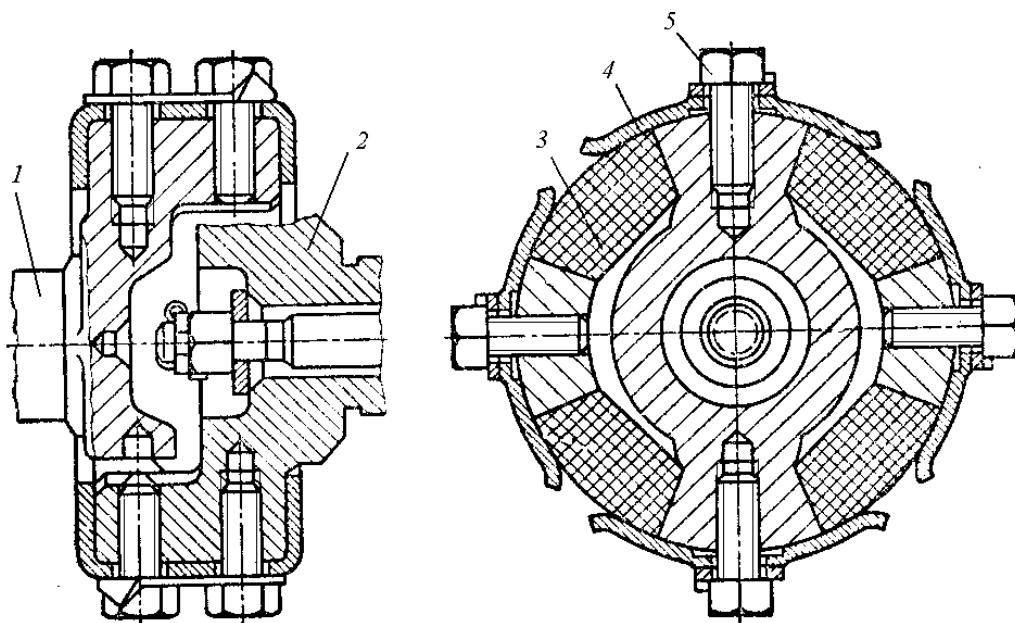


Рис. 9.2. Упругая соединительная муфта тракторов МТЗ-5МС, МТЗ-5ЛС

на, в каждом из которых размещен резиновый элемент 3 в виде призматического блока. Резиновые блоки 3 удерживаются пружинами 4, закрепленными болтами 5.

На тракторах К-700/701 для передачи крутящего момента от вала двигателя на первичный вал КП применена комбинированная соединительная муфта с жестким и упругим элементами (рис. 9.3).

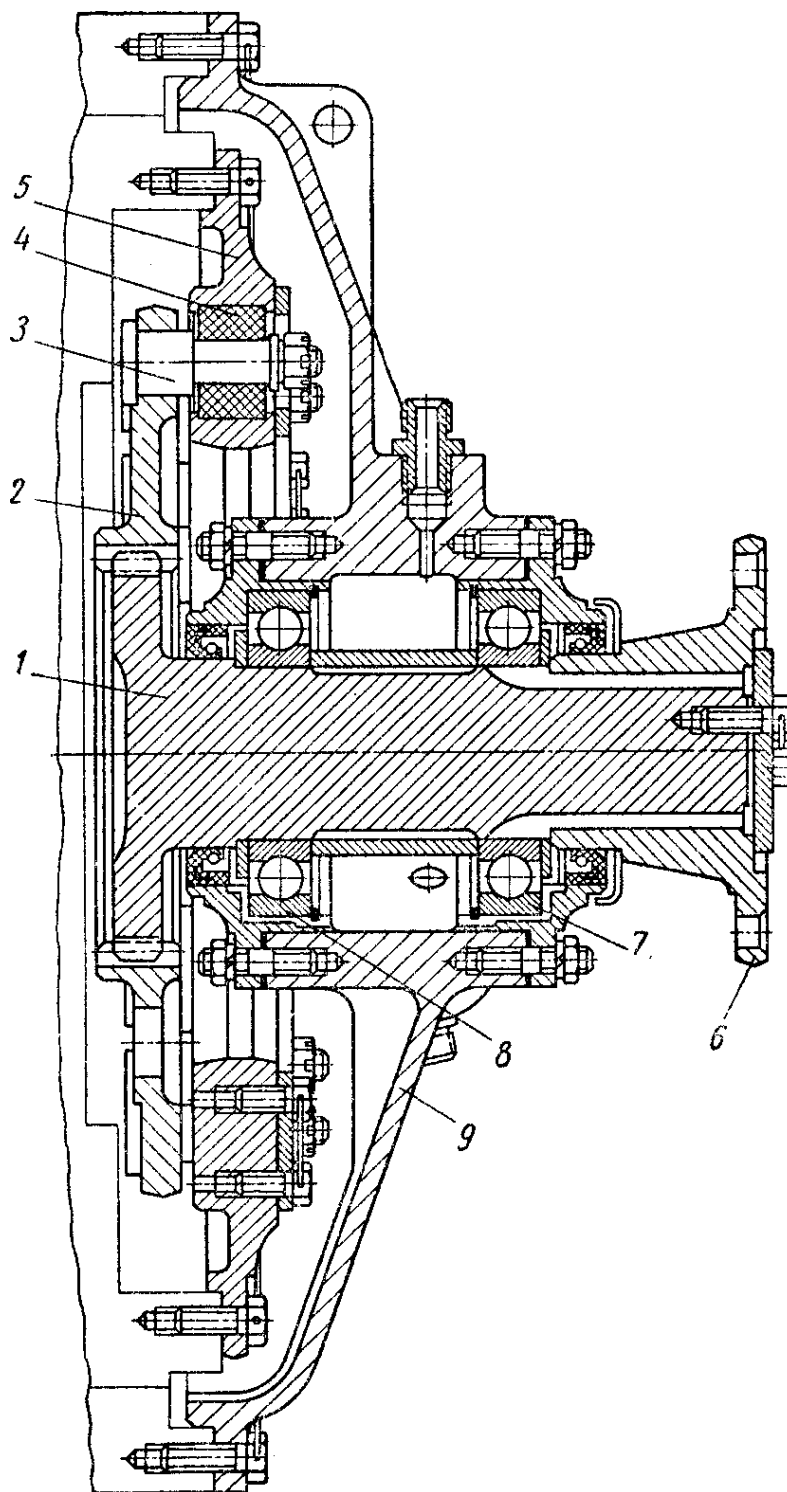


Рис. 9.3. Комбинированная соединительная муфта тракторов К-700/701

Передача крутящего момента производится через ведущий диск 5, резиновые втулки 4, пальцы 3 и диск 2 с внутренним зубчатым венцом. В зацеплении с зубчатым венцом находится вал 1, соединенный при помощи фланца 6 с фланцем карданного вала КП. Вал 1 установлен на двух шарикоподшипниках 7 и 8, размещенных в опорной крышке 9, закрепленной на картере маховика двигателя.

Необходимо отметить, что упругие соединительные муфты обеспечивают передачу крутящего момента при углах перекоса валов до 5° , имеют большие габариты, потому не получили широкого распространения на современных тракторах. Область применения упругих соединительных муфт с целью обеспечения необходимой долговечности ограничивается углами перекоса соединяемых валов $2...3^\circ$. При больших углах вследствие значительных деформаций резиновых элементов и высокой их цикличности нагружения наблюдаются повышенный нагрев и старение резины, меняется ее жесткость, что приводит к выходу из строя упругой соединительной муфты.

На современных тракторах применяются только шарнирные соединительные муфты (карданные шарниры).

9.2. Карданные шарниры неравных угловых скоростей

Рассмотрим схему карданного шарнира неравных угловых скоростей (рис. 9.4). На рис. 9.4,а ось O_1O_1 находится в плоскости рисунка, а плоскость крестовины расположена перпендикулярно к оси вала 1. На рис. 9.4,б ось O_1O_1 перпендикулярна к плоскости рисунка, а плоскость крестовины расположена перпендикулярно к оси вала 2. Таким образом, ось O_1O_1 вращается в пространстве относительно перпендикулярной к ней оси вала 1.

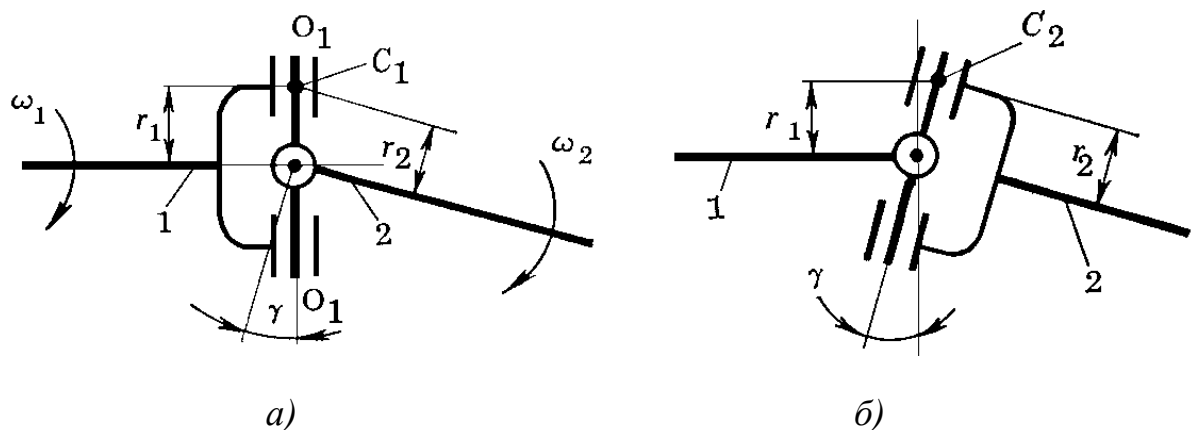


Рис. 9.4. Схема карданного шарнира неравных угловых скоростей

Необходимо отметить, что радиус r_1 на рис. 9.4,а равен радиусу r_2 на рис. 9.4,б. Выразим окружные скорости точек C_1 и C_2 через угловые скорости валов 1 и 2:

$$V_{C_1} = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = V_{C_2} .$$

Для рис. 9.4,а $r_2 = r_1 \cos \gamma$, тогда

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_1 \cos \gamma ,$$

или

$$\omega_2 = \omega_1 / \cos \gamma .$$

Для рис. 9.4,б $r_1 = r_2 \cos \gamma$, тогда

$$\omega_1 r_2 \cos \gamma = \omega_2 r_2 ,$$

или

$$\omega_2 = \omega_1 \cos \gamma .$$

Для промежуточных положений крестовины угловая скорость ведомого вала 2 находится в интервале

$$\omega_1 / \cos \gamma > \omega_2 > \omega_1 \cos \gamma .$$

Полученный результат свидетельствует о том, что при постоянной угловой скорости ведущего вала 1 угловая скорость ведомого вала 2 изменяется в процессе одного оборота. При этом, чем больше угол γ между валами, тем значительнее неравномерность их вращения.

Для соединения несоосных валов, расположенных под углом, карданный шарнир неравных угловых скоростей один обычно не применяется. Он получил широкое распространение в карданных передачах. Необходимо отметить, что на тракторах ДТ-75М и Т-4А раньше использовали карданные передачи с упругими соединительными муфтами, а на современных тракторах - в основном карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей.

Карданный шарнир неравных угловых скоростей карданной передачи привода заднего моста тракторов К-700/701 (рис. 9.5) состоит из вилок 1 и 7, крестовины 5, на цапфах которой установлены стаканы с игольчатыми подшипниками 4, удерживаемые крышками 3. Удержание смазки в подшипниках осуществляется сальниками 9. Для предотвращения повышения давления масла при нагревании или в процессе его нагнетания через масленку 8 в крестовине предусмотрен предохранительный клапан 2.

Вилки 7 карданных шарниров соединены между собой подвижным шлицевым соединением 12, чем обеспечивается осевая компенсация соединяемых валов. Такое подвижное шлицевое соединение необходимо для компенсации изменения длины вала при деформации

элементов подвески агрегатов трактора, соединяемых карданной передачей.

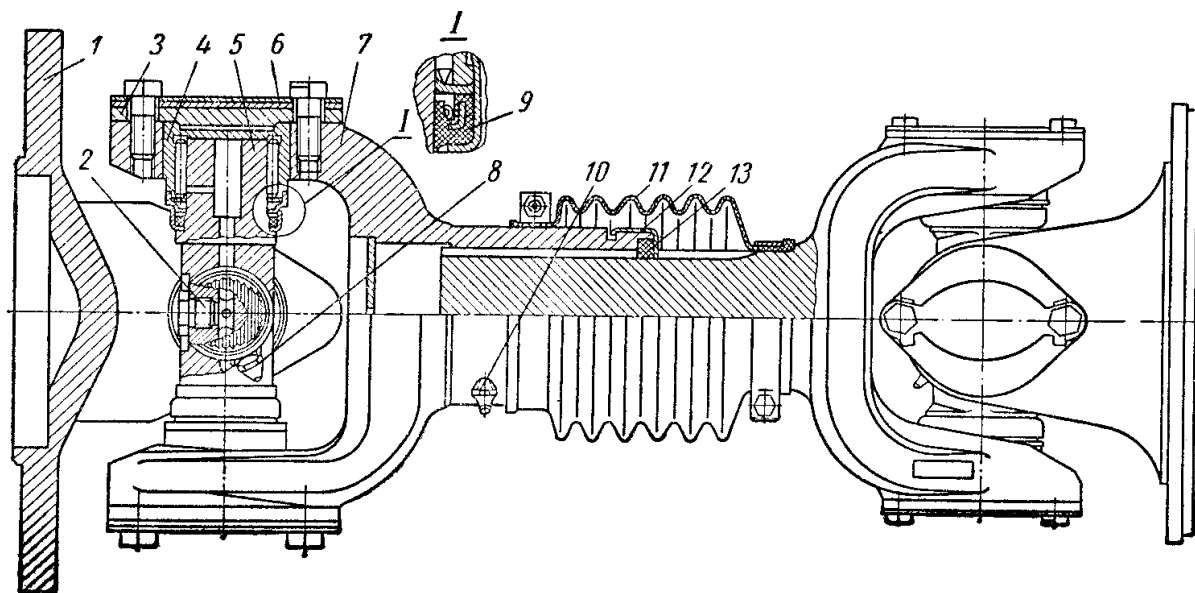


Рис. 9.5. Карданная передача привода заднего моста тракторов К-700/701

Смазывание шлицевого соединения осуществляется масленкой 10, а защита от попадания пыли и грязи - кожухом 11. Сальник 13 служит для предотвращения вытекания смазки. Перед установкой на трактор карданная передача подвергается динамической балансировке при помощи пластин 6.

Основные схемы карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей приведены на рис. 9.6.

Карданная передача с двумя шарнирами неравных угловых скоростей и одним валом (рис. 9.6,а и рис. 9.6,б) применяется наиболее часто (привод переднего ведущего моста трактора Т-150К и переднего и заднего ведущих мостов тракторов К-700/701). Для обеспечения равномерности вращения ведущего 1 и ведомого валов 3 вилки карданного вала 2 расположены в одной плоскости при равенстве углов γ_1 и γ_2 .

Карданная передача с тремя шарнирами неравных угловых скоростей и двумя валами (рис. 9.6,в) применяется с целью сокращения длины карданных валов. В приведенной схеме карданный вал 3 имеет вилки, установленные в одной плоскости, а вал 2 - вилки, развернутые под углом 90° . Синхронность вращения ведущего 1 и ведомого 4 валов обеспечивается при условии $\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 = \cos\gamma_3$.

Однако при движении трактора углы γ_2 и γ_3 могут изменяться при постоянном угле γ_1 . Поэтому полной синхронизации вращения валов 1 и 4 достичь невозможно.

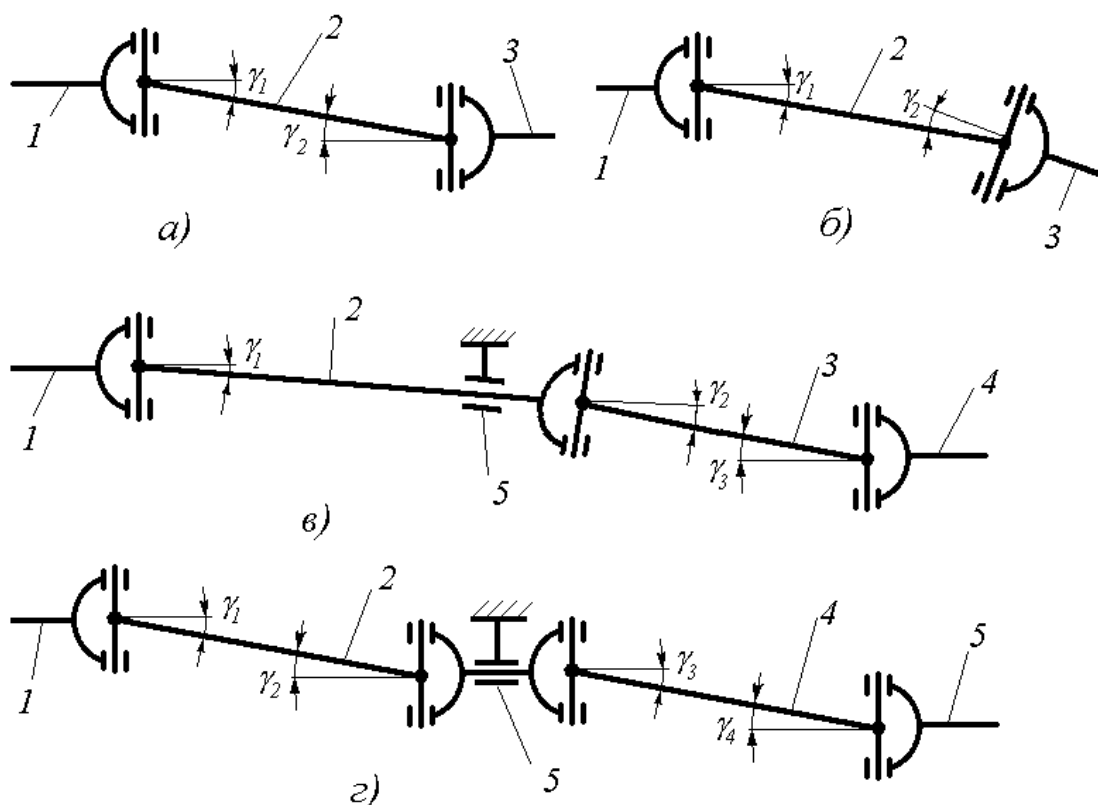


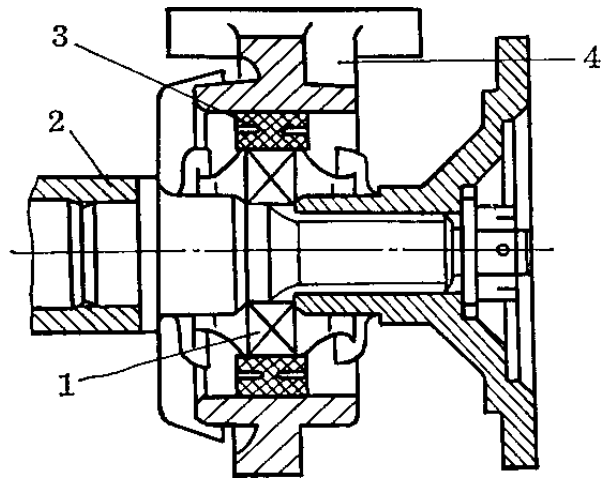
Рис. 9.6. Основные схемы карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей:

а, б - с двумя шарнирами и одним валом; *в* - с тремя шарнирами, двумя валами и промежуточной опорой; *з* - с четырьмя шарнирами, двумя валами и промежуточной опорой; $\gamma_1 \dots \gamma_4$ - углы между валами

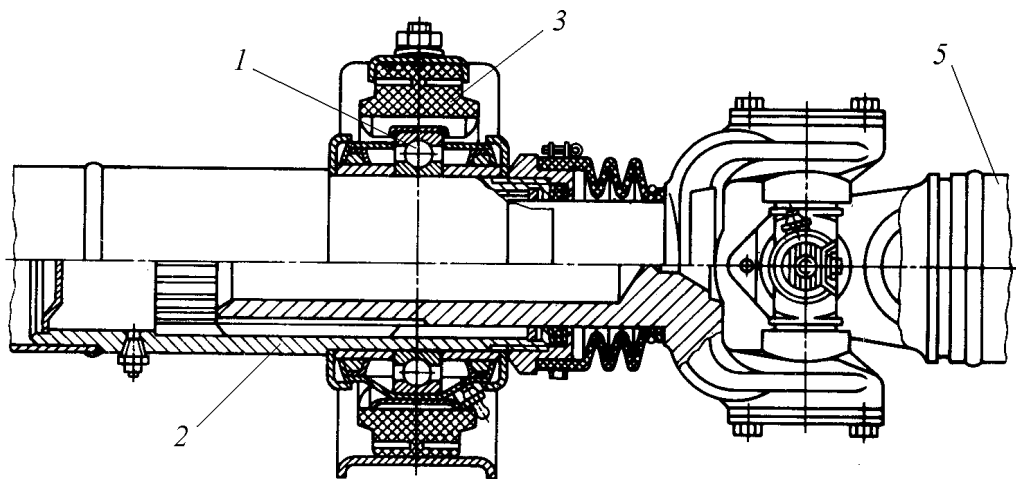
Подшипник промежуточной опоры 5 карданного вала 2 устанавливают на резиновой упругой втулке, что уменьшает напряжения в валу, вызываемые неточностями монтажа опоры и деформацией остова трактора и корпусных деталей соединяемых агрегатов.

Конструкции промежуточных опор подшипников карданной передачи представлены на рис. 9.7. На рис. 9.7,*а* показана промежуточная опора с радиальным шарикоподшипником 1, внутреннее кольцо которого установлено на кончике карданного вала 2, а наружное - в резиновой втулке 3. Втулка 3 с помощью кронштейна 4 крепится к остову трактора, имеет специальные прорези, повышающие ее эластичность и способствующие гашению вибраций.

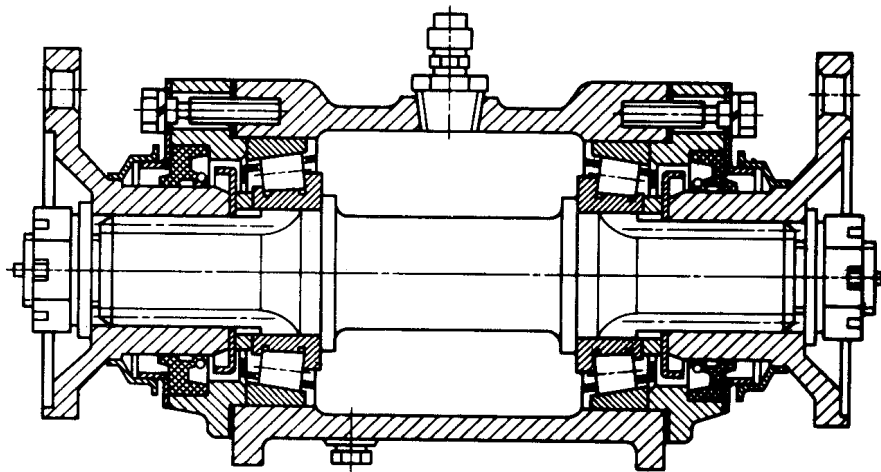
Аналогичная по назначению промежуточная опора представлена на рис. 9.7,*б*. Радиальный шарикоподшипник 1, как и в предыдущей схеме, внутренним кольцом установлен на конце карданного вала 2, а



a)



б)



в)

Рис. 9.7. Конструкции промежуточных опор:
а и б - эластичная; *в* - жесткая, воспринимающая осевые нагрузки

наружным - в резиновой втулке 3. Осевая компенсация изменения расстояния между соединяемыми карданными валами 2 и 5 происходит благодаря подвижному шлицевому соединению между ними.

Карданная передача, состоящая из четырех шарниров неравных угловых скоростей, двух карданных валов и промежуточной опоры между ними (рис. 9.6,з), также применяется при большом расстоянии между агрегатами с целью сокращения длины карданных валов. Эта схема получила широкое распространение на современных тракторах.

Карданная передача трактора МТЗ-82 (рис. 9.8,а) состоит из карданных валов 1 и 3 и промежуточной опоры 2. Вал 1 соединяет раздаточную коробку с промежуточной опорой 2, а вал 3 - промежуточную опору с передним ведущим мостом трактора. Компенсация изменения расстояния между соединяемыми фланцами (осевая компенсация) обеспечивается осевым перемещением скользящего фланца 8 промежуточной опоры (рис. 9.8,б).

Корпус 5 промежуточной опоры крепится снизу к картеру ФС. В корпусе 5 установлена многодисковая предохранительная фрикционная муфта, работающая в масле. Сжатие ведущих 10 и ведомых 11 дисков осуществляется через нажимной диск 12 усилием четырех тарельчатых пружин 13. Муфта регулируется на передачу определенной величины крутящего момента. Если крутящий момент, подводимый к переднему мосту, превысит заданное значение, муфта буксует и, тем самым, предохраняет детали переднего моста трактора от перегрузок и поломок.

Карданный вал (рис. 9.9) представляет собой тонкостенную трубу 5, с одного конца которой приварена вилка 7 карданного шарнира, а с другого - шлицевая втулка 4, соединенная при помощи шлицевого соединения с вилкой 1 второго шарнира неравных угловых скоростей. Шлицевое соединение от пыли и грязи закрыто защитным кожухом 2. Вытеканию смазки в шлицевом соединении препятствуют сальники 3. Карданная передача перед установкой на трактор подвергается динамической балансировке путем приваривания к трубе 5 балансировочных пластин 6.

Вытеканию смазки из игольчатых подшипников шарнира неравных угловых скоростей и попаданию в них грязи и пыли препятствуют резиновые армированные сальники 2 (см. рис. 9.10). На рис. 9.10,б показан многокромочный сальник 2 с радиально-торцевым уплотнением, а на рис. 9.10,в - уплотнение с однокромочным резиновым самоподжимным сальником 2, допускающим проход продуктов изнашивания и смазочного материала при его прокачивании через под-

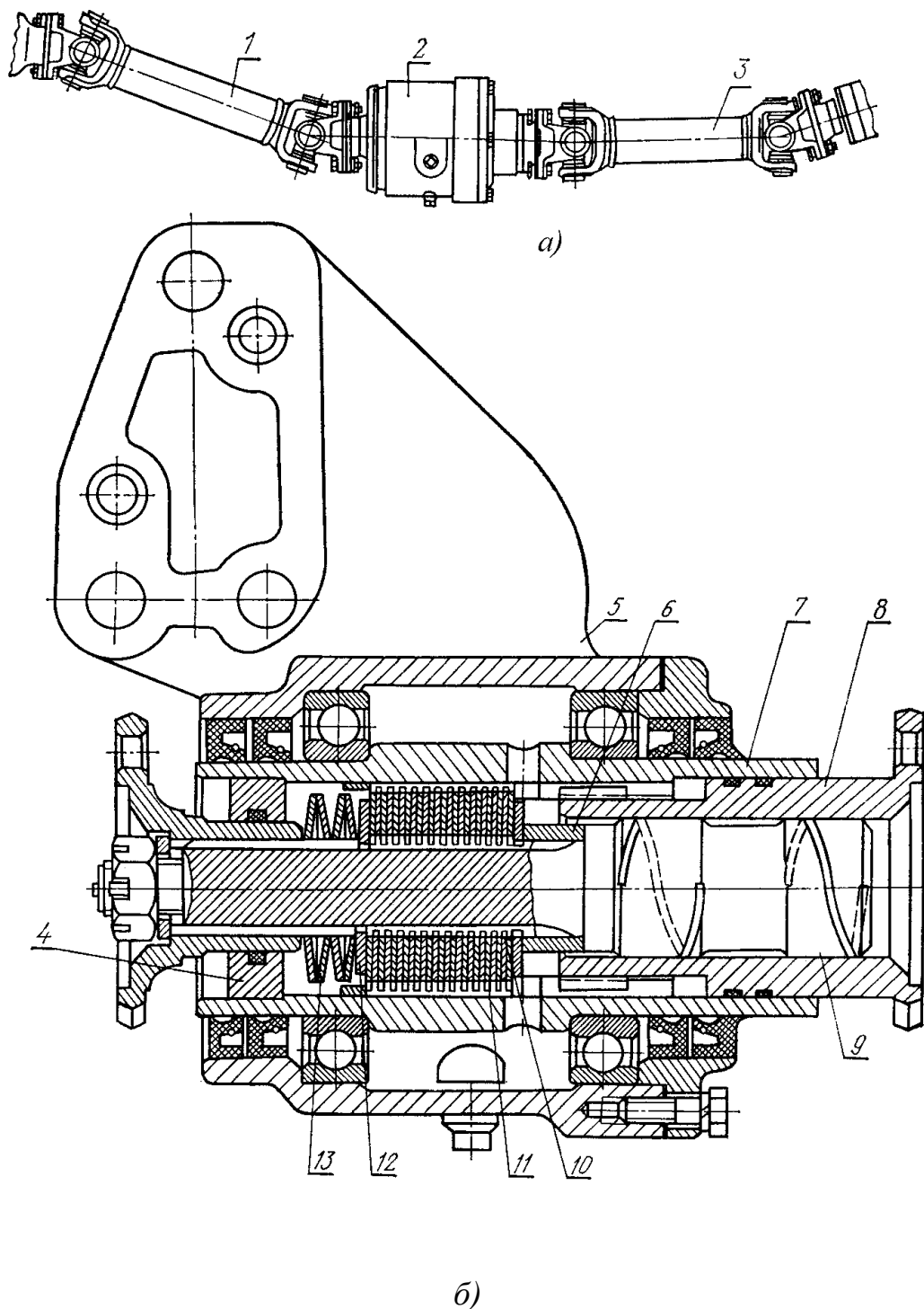


Рис. 9.8. Карданная передача трактора МТЗ - 82:

а- карданная передача; *б* - промежуточная опора; 1 и 3 - карданные валы; 2 - промежуточная опора; 4 - опорная втулка; 5 - корпус опоры; 6 - распорная втулка; 7 - соединительная втулка с внутренними шлицами; 8 - скользящий фланец с наружными шлицами; 9 - вал предохранительной муфты; 10 - ведущий диск; 11 - ведомый диск; 12 - нажимной диск; 13 - тарельчатая пружина

шипник, и двухкромочным резиновым торцовым сальником 3, предотвращающим попадание грязи в полость подшипника.

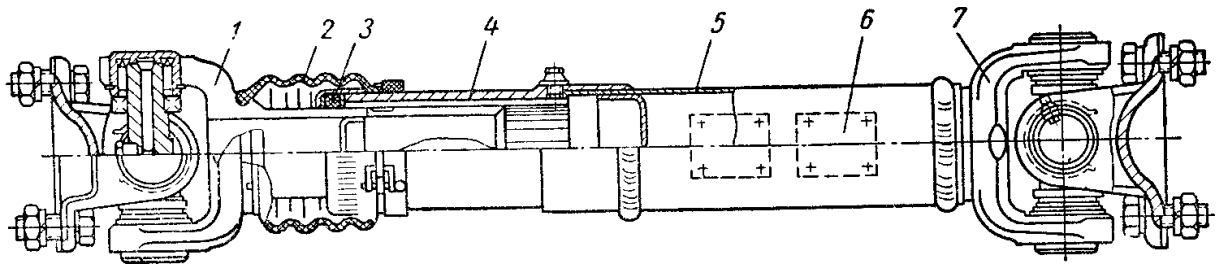


Рис. 9.9. Карданная передача

От осевых перемещений стаканы 4 игольчатых подшипников фиксируются стопорным кольцом 1, которое может устанавливаться как снаружи (рис. 9.10,а), так и внутри шарнира (рис. 9.10,б). Установка стопорного кольца снаружи облегчает сборку, но увеличивает размеры вилки. На рис. 9.10,в стаканы 4 зафиксированы с помощью крышек 5.

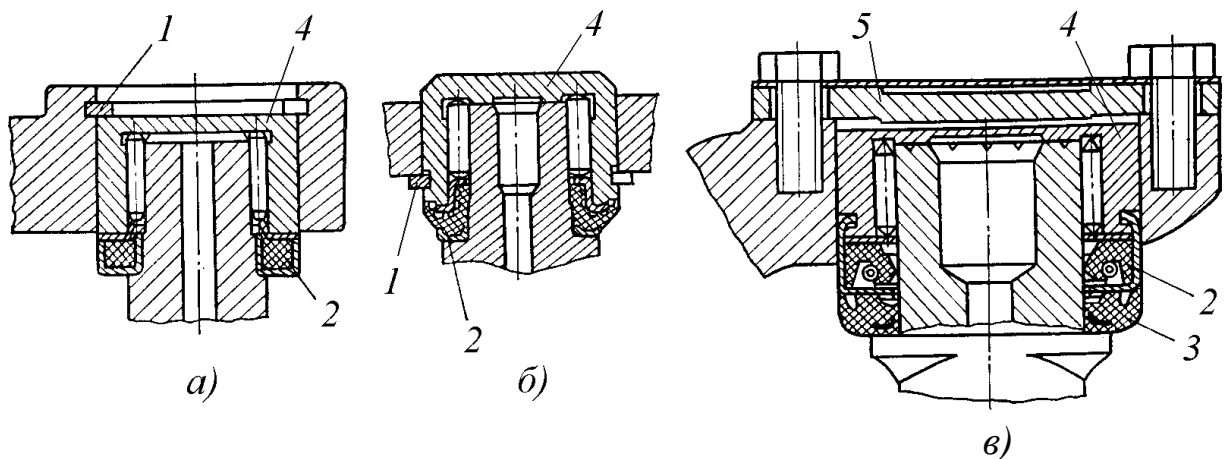


Рис. 9.10. Варианты крепления стакана и уплотнения игольчатого подшипника

Карданная передача трактора Т-150К (рис. 9.11) осуществляет привод от валов раздаточной коробки 2 к переднему и заднему ведущим мостам. Карданная передача 1 переднего моста состоит из карданного вала и двух шарниров неравных угловых скоростей, а заднего моста - из двух сдвоенных шарниров 3 неравных угловых скоростей и промежуточной опоры 4. Промежуточная опора установлена в трубе 5 горизонтального шарнира рамы и состоит из полого корпуса и вала, установленного на два конических подшипника (см. рис. 9.7,в).

Крестовины карданных шарниров изготавливают из легированных сталей 20ХГНТР, 15ХГНТА, и 12ХНЗА и подвергают нитроцементаци-

ции на глубину до 1,2 мм с последующей закалкой. При изготовлении крестовин из углеродистой стали 55ГП их подвергают поверхностному упрочнению ТВЧ с прерывистым отпуском. Твердость поверхностного слоя крестовин на цилиндрической поверхности шипов должна быть 61...64 HRC, а на торцах шипов крестовин - 59 HRC.

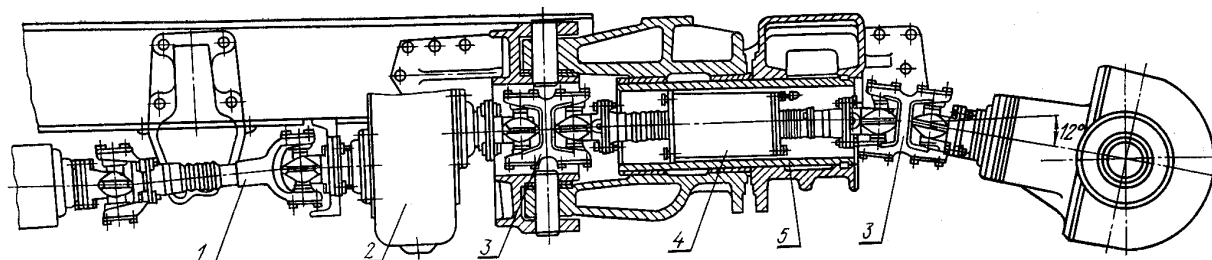


Рис. 9.11. Карданная передача трактора Т-150К

Трубы карданных валов изготавливают из ленточной малоуглеродистой стали 20, свариваемой встык. Шлицевые наконечники подвижных соединений карданных валов изготавливают из стали 40Х с последующей закалкой ТВЧ до твердости рабочего слоя шлиц 45...47 HRC.

Карданные шарниры неравных угловых скоростей с игольчатыми подшипниками имеют высокий КПД (до 0,99 при угле между валами до 8...10°), малые габаритные размеры, обеспечивают точную центровку валов и отличаются высокой долговечностью. Если угол между валами карданного шарнира неравных угловых скоростей менее 1° и при передаче крутящего момента не изменяется, то наблюдается явление деформации шипов крестовины иглами подшипника (бринеллирование) и быстрое последующее разрушение шарнира.

Бринеллирующее воздействие игл увеличивается при большом суммарном межигловом зазоре, когда иглы подшипника перекашиваются и создают высокое давление на шип крестовины. Суммарный межигловой зазор в подшипниках карданных шарниров колеблется в пределах 0,1...1,5 мм. Считается, что суммарный межигловой зазор не должен превышать половину диаметра иглы подшипника.

В большинстве карданных шарниров неравных угловых скоростей применяют подшипники, диаметр игл которых 2...3 мм (допуск на диаметр не более 5 мкм, а допуск по длине не более 0,1 мм). Иглы для подшипника подбираются с одинаковыми размерами по допускам. Перестановка или замена отдельных игл не допускается. Надеж-

ность карданного шарнира определяется в первую очередь надежностью игольчатых подшипников.

Помимо бринеллирования возможно также усталостное выкрашивание (питтинг) на соприкасающихся с иглами поверхностях, что объясняется высокими контактными напряжениями. В связи с этим шипы крестовины карданного шарнира подвергают поверхностному упрочнению.

9.3. Карданные шарниры равных угловых скоростей

Карданные шарниры равных угловых скоростей (ШРУС) применяют для привода управляемых ведущих колес и ведущих колес с независимой подвеской, где они обеспечивают равномерное вращение колес при углах γ между валами до 50° . Широкое распространение получили шариковые шарниры (с делительным рычажком и с делительными канавками) и кулачковые.

Для получения равенства угловых скоростей ω_1 и ω_2 валов при различных значениях угла γ между ними необходимо, чтобы точки контакта деталей шарнира, соединяющего валы, всегда лежали на одинаковых расстояниях r_1 и r_2 от осей валов (рис. 9.12). Окружная скорость точки O , в которой контактируют рычаги AO и BO валов:

$$V_o = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2.$$

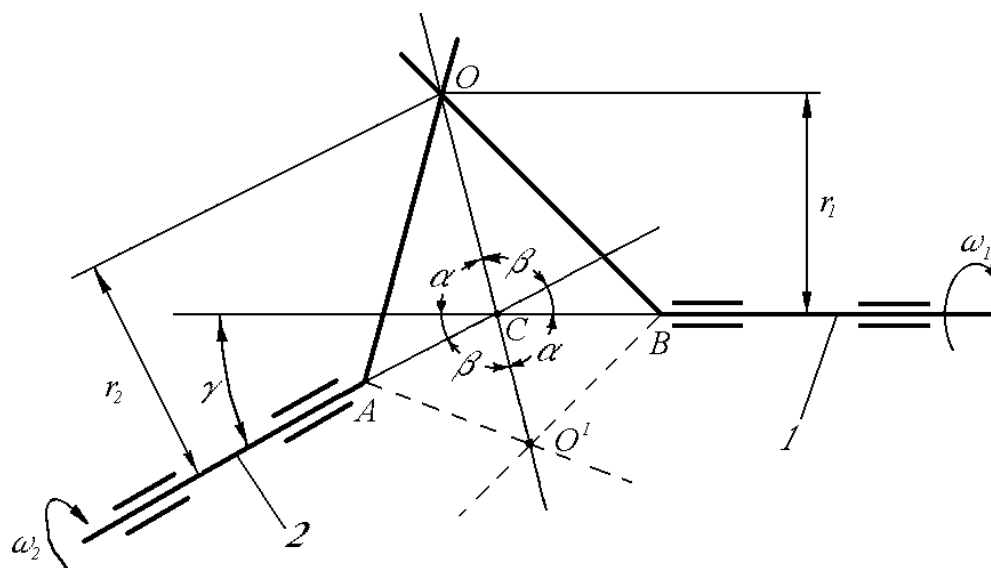


Рис. 9.12. Схема силового взаимодействия двух валов через одну точку контакта

Так как $r_1 = OC \sin \alpha$ и $r_2 = OC \sin \beta$, то угловые скорости валов будут равны при $\alpha = \beta$. Следовательно, точка O будет лежать на биссектрисе угла между осями валов 1 и 2. При повороте валов точка O контакта рычагов перемещается в пространстве по биссекторной плоскости. Так, например, при повороте валов на 180° контакт рычагов будет в точке O' .

Контакт соединяемых шарниром валов обычно осуществляется через шарики. Установка шариков в биссекторную плоскость производится принудительно с помощью делительных канавок или делительным рычажком.

На рис. 9.13 показан четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками типа “Вейс”. Такие шарниры широко применяются в приводе управляемых ведущих колес. При движении трактора вперед усилие передается одной парой шариков, а при движении задним ходом - другой парой. Канавки 5 в кулаках 2 и 3 нарезаны по дуге окружности радиуса

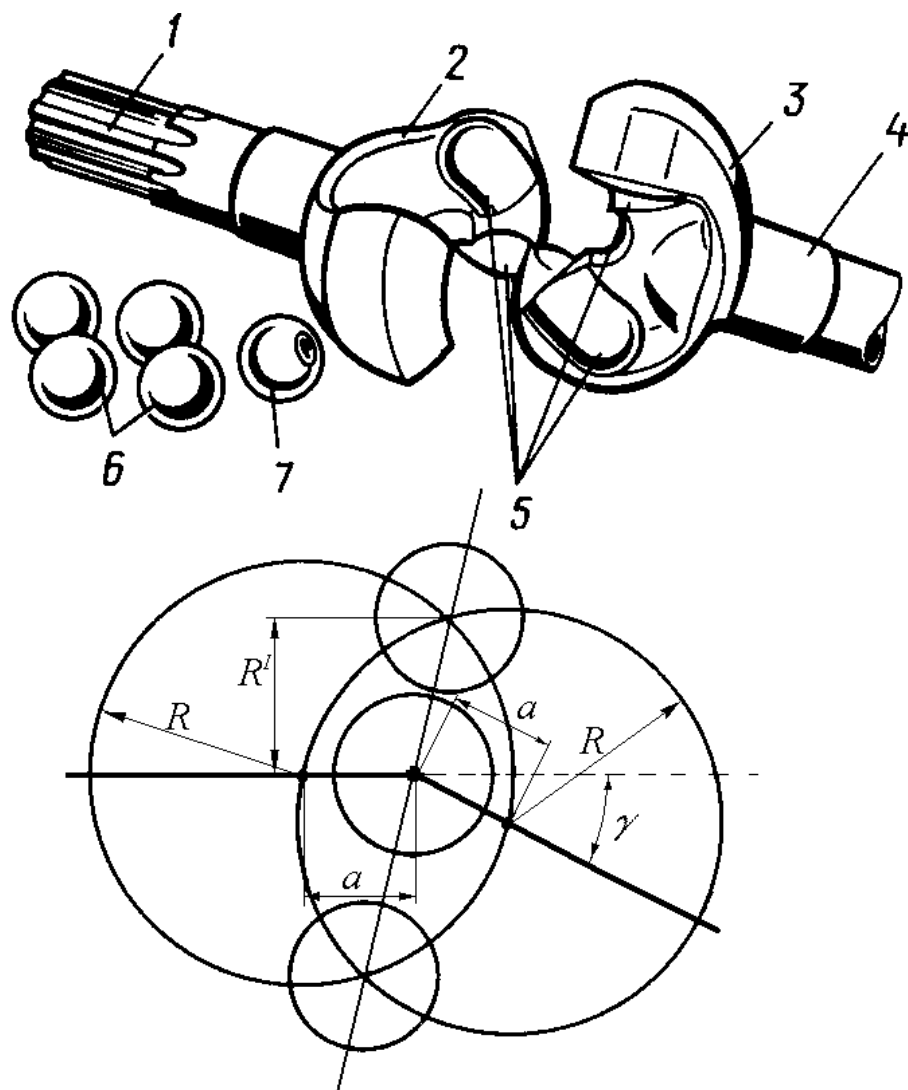


Рис. 9.13. Четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками типа “Вейс”

R . Четыре шарика $б$ располагаются на пересечении симметрично расположенных канавок 5 в биссекторной плоскости, что обеспечивает синхронность вращения валов 1 и 4 . Шарик 7 центрирующий.

Наиболее точно шарики $б$ устанавливаются при пересечении канавок 5 под углом 90° . Однако при этом скольжение шариков приводило бы к быстрому изнашиванию как шариков $б$, так и канавок 5 и снижению КПД шарнира. Пересечение канавок под малым углом не обеспечивает точности установки шариков в биссекторной плоскости и может привести к заклиниванию шариков.

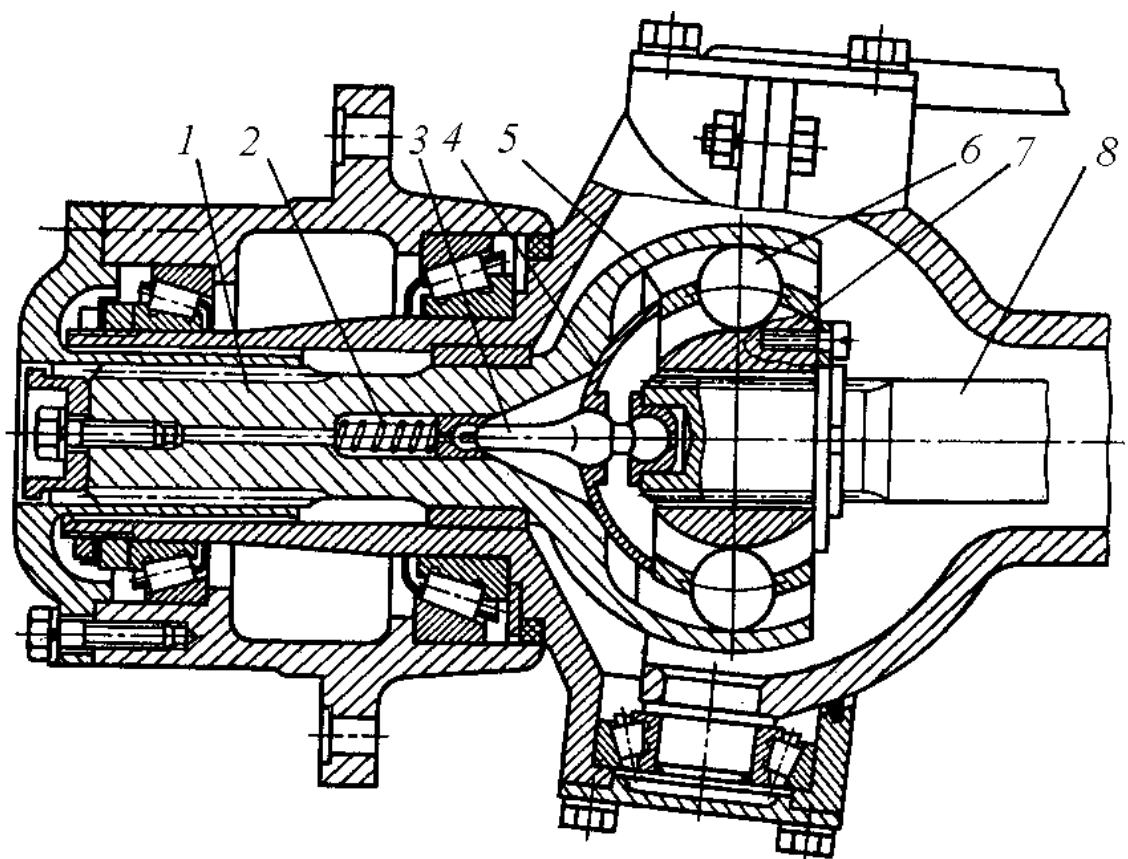
В существующих конструкциях шарниров канавки выполняются так, что центр окружности радиуса R , образующей ось канавок, находится на расстоянии $a=(0,45...0,55)R$ от центра шарнира. Шарнир применяют при углах между валами до 32° .

Возможность передачи больших крутящих моментов через шарнир ограничена тем, что передача усилия осуществляется только двумя шариками при больших контактных напряжениях. Необходимо отметить, что износу наиболее подвержены средние части канавок, что соответствует прямолинейному движению трактора. При этом ненагруженные канавки изнашиваются более интенсивно, чем нагруженные. Это объясняется тем, что большая часть времени работы трактора происходит с выключенным передним мостом, когда шарнир нагружается в обратном направлении небольшим, но длительно действующим моментом сопротивления вращению части трансмиссии.

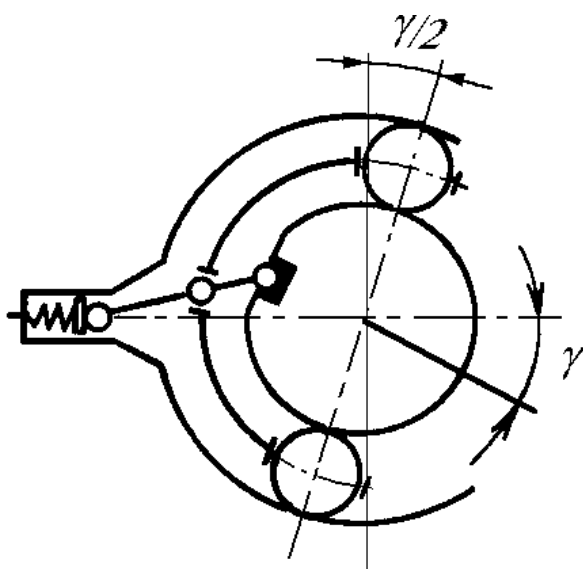
Основными элементами шестишарикового карданного шарнира с делительным рычажком (рис. 9.14,а) являются сферический кулак 7 , закрепленный на шлицах вала 8 , и сферическая чашка 5 вала 1 . На кулаке и внутренней стороне чашки выфрезеровано по шесть меридиональных канавок полукруглого сечения для размещения шариков $б$. Канавки на кулаке 7 и в чашке 5 выполнены из одного центра.

При наклоне валов 1 и 8 на угол γ сепаратор 4 , в котором размещены шарики $б$, с помощью делительного рычажка 3 принудительно устанавливает их в биссекторной плоскости под углом $\gamma/2$ (см. рис. 9.14,б), что и обеспечивает синхронность вращения валов. Пружина 2 служит для поджатия делительного рычажка 3 к гнезду в торце вала 8 при изменении положения рычажка в результате наклона валов.

Карданный шарнир с делительным рычажком допускает максимальный угол между валами $\gamma = 37^\circ$. Так как усилие в шарнире передается всегда шестью шариками, то он обеспечивает передачу большого крутящего момента при малых габаритах. Шарнир обладает вы-



a)



б)

Рис. 9.14. Шестишариковый карданный шарнир с делительным рычажком типа “Рсцепп”:
 а - установка шарнира в приводе переднего ведущего колеса; б - схема шарнира

сокой надежностью, высоким КПД, однако технологически сложен, так как все его детали подвергаются токарной и фрезерной обработке с обеспечением высокой точности, необходимой для одновременной передачи усилия всеми шариками. По этой причине стоимость шарнира высокая.

На рис. 9.15 представлен шестишариковый карданный шарнир типа “Бирфильд”. На кулаке 4, наружная поверхность которого выполнена по сфере радиуса R_1 (центр O), выфрезеровано шесть канавок. Канавки кулака имеют переменную глубину, так как они нарезаны по радиусу R_3 (центр O_1 смещен влево

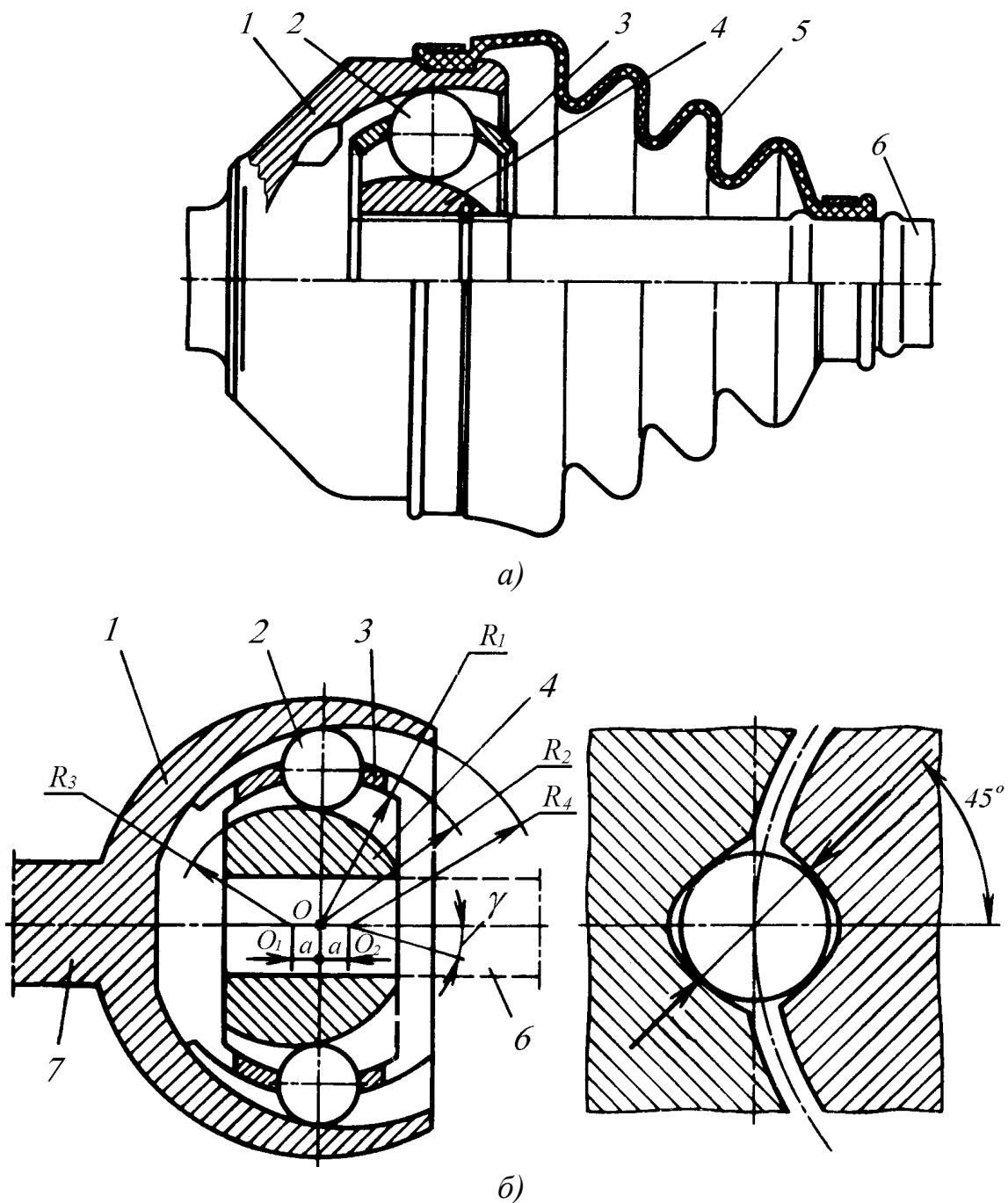


Рис. 9.15. Шестишариковый карданный шарнир типа “Бирфильд”:
 а - конструкция; б - схема

относительно центра шарнира O на расстояние a). Внутренняя поверхность корпуса 1 выполнена по сфере радиуса R_2 (центр O), имеет также шесть канавок переменной глубины, нарезанных по радиусу R_4 (центр O_2 смещен в противоположную сторону относительно центра шарнира O также на расстояние a).

Сепаратор 3 , в котором размещены шарики 2 , имеет наружную и внутреннюю поверхности, выполненные по сфере радиусов соответственно R_1 и R_2 . В положении, когда валы шарнира соосны, шарики находятся в плоскости, перпендикулярной осям валов, проходящей через центр шарнира.

При наклоне валов 6 и 7 на угол γ верхний шарик выталкивается из сужающегося пространства канавок вправо, а нижний - перемещается сепаратором 3 в расширяющееся пространство канавок влево. Центры шариков всегда находятся на пересечении осей канавок. Это обеспечивает их расположение в биссекторной плоскости, что является условием синхронного вращения валов. Во избежание заклинивания шариков угол, под которым пересекаются оси канавок, не должен быть менее $11^\circ 20'$.

В отличие от карданного шарнира с делительным рычажком в данном шарнире профиль сечения канавок выполнен не по дуге окружности, а по эллипсу (рис. 9.15,б). Благодаря этому силы взаимодействия стенки канавки и шарика составляют с вертикалью угол 45° , что предохраняет кромки канавок от смятия и скалывания. Отсутствие делительного рычажка позволяет этому шарниру работать при угле между валами $\gamma=45^\circ$.

КПД шарнира при малых углах выше 0,99, а при $\gamma = 30^\circ$ - 0,97. Сравнительно большие потери в шарнире при больших углах γ между валами 6 и 7 объясняются тем, что наряду с трением качения для него характерно и трение скольжения.

Ресурс современных шарниров этого типа высокий. Основной причиной преждевременного выхода из строя шарнира является повреждение защитного резинового чехла 5 .

Необходимо отметить, что рассмотренные выше ШРУС при соединении валов обеспечивают только их угловую и незначительную радиальную компенсацию. Для выполнения осевой компенсации применяют универсальные карданные ШРУС.

На рис. 9.16 представлен шестিশариковый универсальный карданный шарнир (типа ГКН). На внутренней поверхности цилиндрического корпуса 1 нарезаны шесть продольных канавок эллиптического сечения, такие же канавки выполне-

ны на сферической поверхности кулака 3 параллельно продольной оси. В канавках размещены шесть шариков 2, установленных в сепараторе 4.

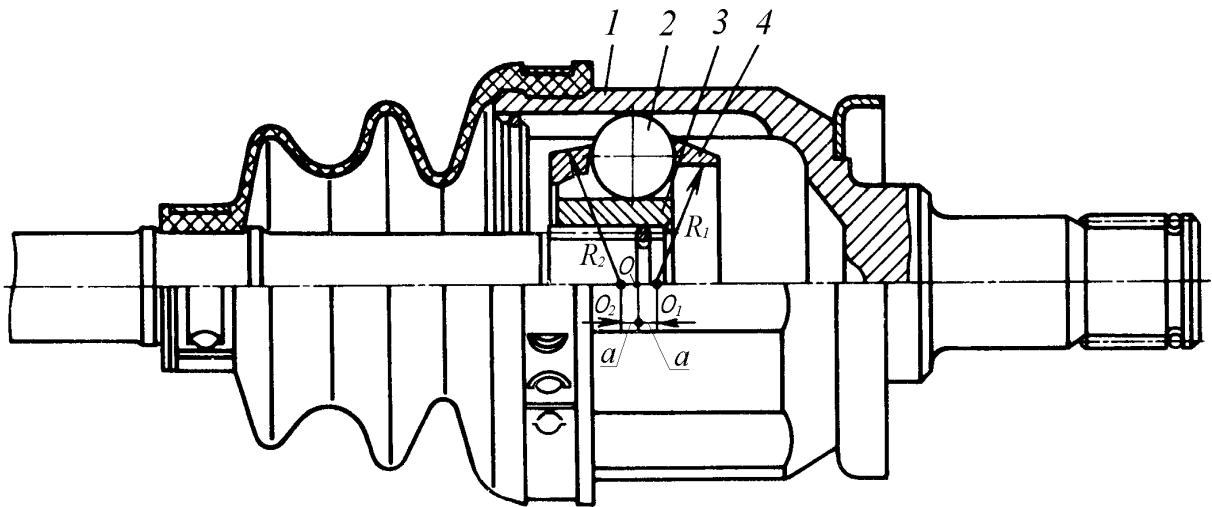


Рис. 9.16. Шестишариковый универсальный карданный шарнир типа ГКН:
1 - корпус; 2 - шарики; 3 - кулак; 4 - сепаратор

Взаимодействующие поверхности кулака 3 и сепаратора 4 сферические. Внутренняя сферическая поверхность сепаратора выполнена радиусом R_1 из центра O_1 на расстоянии a вправо от центра O , лежащего в плоскости шариков. Сферическая наружная часть сепаратора выполнена радиусом R_2 из центра O_2 также на расстоянии a влево от центра шарнира O . При этом сферическая поверхность переходит в коническую (угол конуса около 10°), что ограничивает максимальный угол наклона вала до 20° .

В результате смещения центров O_1 и O_2 сфер сепаратора относительно центра шарнира O шарики 2 при наклоне вала устанавливаются в биссекторной плоскости. Это объясняется тем, что при наклоне вала шарики 2 должны перемещаться относительно двух центров O_1 и O_2 , что и заставляет их устанавливаться в биссекторную плоскость. Осевая компенсация в шарнире обеспечивается за счет возможности продольного перемещения шариков 2 по канавкам корпуса 1. При этом продольное перемещение шариков, а следовательно, и связанного с ними через кулак 3 вала, равно рабочей длине канавок корпуса 1.

Необходимо отметить, что при осевых перемещениях шарики не перекатываются, а скользят, что снижает КПД шарнира. Долговечность шарнира высокая, так как передача усилия осуществляется одновременно всеми шариками. Для передачи больших крутящих мо-

ментов используется аналогичные по конструкции восьмишариковые шарниры.

Часто в приводе ведущих управляемых колес применяют карданные передачи, состоящие из простого (см. рис. 9.15) и универсального (рис. 9.16) ШРУС, соединенных карданным валом. В этом случае карданный вал выполняют без подвижного шлицевого соединения. Осевая компенсация в передаче осуществляется универсальным ШРУС.

На рис. 9.17 представлен универсальный шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками типа “Лебро”. Шарнир состоит из цилиндрического корпуса 1, на внутренней поверхности которого по углом $15...16^\circ$ к образующей цилиндра нарезаны шесть прямых канавок. При этом рядом расположенные канавки выполнены под углом друг к другу. На поверхности сферического кулака 2 нарезано также шесть прямых канавок под таким же углом. Шесть шариков 4 вставлены в сепаратор 3 и центрируются по внутренней цилиндрической поверхности канавок в корпусе 1. На кулаке 2 они установлены с зазором. При сборке шарики устанавливаются на пересечении канавок в корпусе 1 и на кулаке 2, что обеспечивает синхронность вращения валов, так как шарики в независимости от угла между валами всегда находятся в биссекторной плоскости. Передача усилия в шарнире осуществляется одновременно шестью шариками, для чего канавки в корпусе 1 и на кулаке 2 выполняются с высокой точностью.

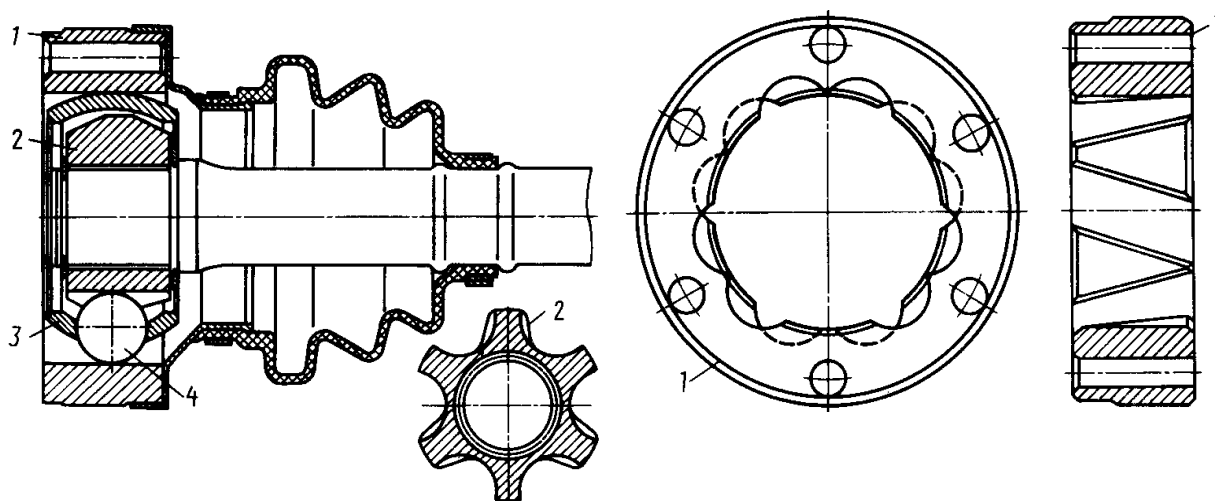


Рис. 9.17. Шестишариковый универсальный карданный шарнир типа “Лебро”

Данная конструкция шарнира имеет меньшие размеры по сравнению с другими типами универсальных ШРУС, так как рабочая длина канавок и ход шариков 4 в два раза меньше осевого перемещения вала. При

этом сепаратор 3 не выполняет функцию деления угла между валами. Следовательно, он менее нагружен и требования к точности его изготовления более низкие. КПД шарнира высокий (около 0,99 при $\gamma = 10^\circ$).

Кулачковые карданные ШРУС применяются в приводе к ведущим управляемым колесам. Благодаря наличию развитых поверхностей взаимодействующих деталей шарнир при малых габаритах и углах между соединяемыми валами до $45...50^\circ$ способен передавать значительный по величине крутящий момент.

Наибольшее распространение получили два типа кулачковых ШРУС: шарнир типа “Тракта” и дисковый. Шарнир типа “Тракта” состоит из четырех штампованных деталей (рис. 9.18,а): двух вилок 1 и 4 и двух фасонных кулаков 2 и 3, трущиеся поверхности которых при обработке шлифуются.

Дисковый шарнир состоит из пяти деталей (рис. 9.18,б): двух вилок 1 и 4, двух кулаков 2 и 3 и диска 5. Трудоемкость его изготовления несколько большая по сравнению с шарниром типа “Тракта”. Угол между соединяемыми валами может быть до 45° .

КПД кулачковых шарниров ниже, чем у других ШРУС, так как для их элементов характерно трение скольжения. В связи с этим в эксплуатации наблюдается значительный нагрев шарнира, а иногда и задиры поверхностей его деталей в результате сложности обеспечения подвода смазочного материала к поверхностям трения.

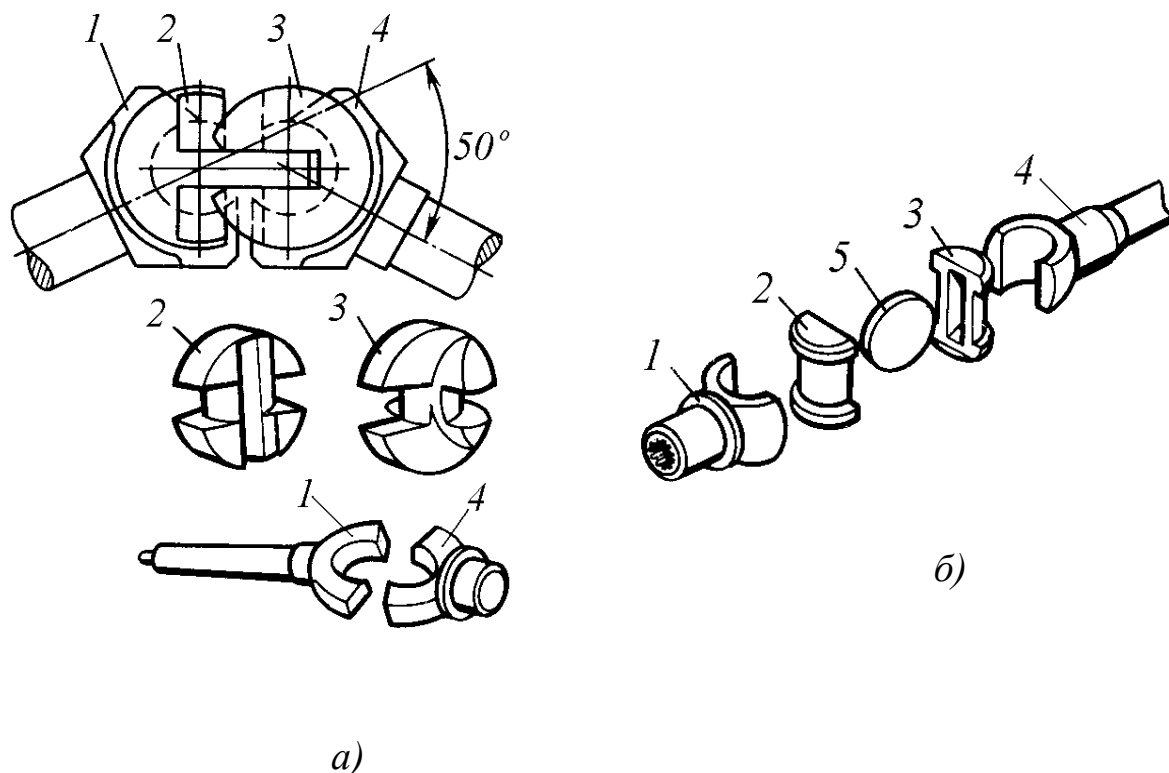


Рис. 9.18. Кулачковые карданные шарниры:
а – типа “Тракта”; б - дисковый

Известны также конструкции ШРУС шиповые и сдвоенные. Последние состоят из двух шарниров неравных угловых скоростей с делительным рычажком между ними. Однако эти конструкции не получили широкого применения на современных тракторах.

9.4. Уход за карданными передачами

Уход за упругими соединительными муфтами состоит в периодической подтяжке крепления деталей и проверке состояния резиновых элементов. При существенном изменении формы рабочих резиновых элементов, вследствие смятия, их заменяют новыми. При эксплуатации упругих соединительных муфт необходимо следить за тем, чтобы на резиновые элементы не попадало масло и топливо.

Карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей и ШРУС требуют более тщательного ухода, чем упругие соединительные муфты. Уход состоит в периодической проверке состояния креплений фланцев, крышек игольчатых подшипников (рис. 9.10, в), в проверке исправности шарниров, уплотнений, защитных кожухов, а также в периодическом смазывании шарниров.

На современных тракторах применяются карданные шарниры, не требующие частого периодического смазывания в процессе эксплуатации. В таких шарнирах применяется пластичный смазочный материал (№ 158, ЛИТОЛ-24 или ФИОЛ-2У), который удерживается надежными уплотнениями.

Смазочный материал при сборке шарнира неравных угловых скоростей закладывается в стаканчики с игольчатыми подшипниками или в небольшие углубления в торцах шипов крестовины, а при сборке ШРУС - в его корпус. Для удаления отработанного смазочного материала шарнир демонтируется. В таких шарнирах нет масленок и клапанов.

9.5. Развитие конструкций карданных передач

Характерной особенностью конструкций карданных передач новых моделей тракторов является использование карданных шарниров неравных угловых скоростей с крестовиной на игольчатых подшипниках и шариковых ШРУС.

Основные направления в развитии конструкций карданных передач обусловлены стремлением удовлетворить возросшие требования к их надежности. В связи с этим большое внимание уделяется

разработке конструкций с надежной одноразовой смазкой, а также сальниковым уплотнениям повышенной работоспособности. Большое внимание уделяется созданию новых видов смазочного материала (с содержанием дисульфида молибдена), более полно удовлетворяющих условиям работы карданных передач.

В последние годы начинают получать применение трубчатые карданные валы, изготовленные из композиционных материалов: стеклопластиков, углепластиков или боропластиков. Плотность композиционных материалов примерно в 4 раза меньше плотности стали, а по прочности они ей не уступают.

Важным направлением в развитии конструкций карданных передач является максимальная унификация их отдельных узлов и деталей, разработка типоразмерных рядов этих узлов и их деталей и единых требований к точности изготовления, материалам и термической обработке деталей.

В связи с увеличением энергонасыщенности тракторов и повышением их скоростей движения (особенно при выполнении транспортных работ) все более высокие требования предъявляются к точности изготовления и качеству балансировки карданных передач.

Компоновки и остовы тракторов

10.1. Требования, предъявляемые к компоновке трактора

Компоновка трактора - относительное размещение основных агрегатов и рабочего оборудования трактора, отвечающее его функциональному назначению и позволяющее использовать трактор с наибольшей эффективностью. Компоновка в полной мере подчинена функциональному назначению трактора и характеризуется размерами и типом движителей, расположением агрегатов и систем, наличием свободного пространства для навески машин, орудий и установки технологических емкостей, базой, колеей, величиной дорожного и агротехнического просвета, координатами центра масс.

Компоновка трактора независимо от назначения должна обеспечивать:

- высокие тяговые показатели при хорошей управляемости и устойчивости с учетом перераспределения нагрузки под действием навешиваемых машин и орудий и их тягового сопротивления;

- удобство посадки тракториста, хорошую обзорность фронта работ и рабочих органов машин и орудий;

- минимальные затраты труда при соединении трактора с машинами и орудиями и возможность составления и управления ими одним трактористом;

- удобное обслуживание в процессе эксплуатации и при ремонте;

- необходимые транспортные габариты или технологическую разборку перед транспортировкой и сборку после нее.

Компоновка сельскохозяйственных тракторов должна обеспечивать конструктивную увязку габаритов по ширине движителей с агрегируемыми машинами и орудиями: для тракторов общего назначения таким образом, чтобы по возможности исключить асимметричное расположение тяговой нагрузки и возникновение разворачивающего момента; для пропашных - обеспечить вписываемость в междурядья пропашных культур и сохранение необходимых защитных зон, требуемый агротехнический просвет для движения над рядами растений.

Дополнительными требованиями к компоновкам виноградниковых тракторов являются малая габаритная ширина при достаточной устойчивости или высокий просвет для движения над шпалерными столбами (портальный трактор), к компоновкам садоводческих тракторов - ограниченная габаритная высота и возможность асимметрич-

ной навески орудий для обработки части междурядий и приствольных полос.

Рисоводческие тракторы, работающие в чеках, заполненных водой, должны иметь высокий, не менее 0,8 м, дорожный просвет, повышенную герметичность силовой передачи.

Для хлопководческих тракторов дополнительными требованиями являются, кроме агротехнического просвета 0,8 м, минимальный радиус поворота до 3 м и возможность навески уборочных машин.

Компоновка чаеводческих и табаководческих тракторов должна обеспечить агротехнический просвет не менее 1,1 м, регулируемую колею, возможность работы с машинами фронтальной, задней и межосевой навески.

Компоновка горных тракторов должна обеспечивать их статическую и динамическую устойчивость и возможность работы на склонах с углом уклона до 16° (для тракторов равнинных модификаций), до 20° (для склоноходов с автоматической стабилизацией остова трактора в вертикальном положении).

Компоновка промышленных тракторов должна обеспечивать равномерное распределение давления на грунт, незначительно меняющееся при установке различных видов оборудования, пост управления должен быть расположен в безопасной зоне. При работе с бульдозером центр масс должен быть смещен назад относительно середины опорных поверхностей гусениц, передняя часть трактора не должна выступать значительно за габариты гусеничного обвода, масса агрегата должна полностью использоваться для заглубления и выглубления рабочего оборудования.

Компоновка трактора-погрузчика должна обеспечивать смещение центра масс назад с тем, чтобы уравнивать массу загруженного ковша, обеспечивать хорошую обзорность фронта работ. Передний мост колесного погрузчика должен иметь жесткую установку для предотвращения раскачивания груза, а задний - балансирную.

Тракторы-трубоукладчики должны иметь широкую колею, высокую устойчивость в поперечном направлении, гусеничную ходовую систему с жесткой подвеской, воспринимающей нагрузку на один борт, блок-противовес с регулируемой стрелой вылета.

Болотоходные тракторы должны иметь компоновку, обеспечивающую низкое давление на грунт (увеличенную опорную поверхность), а мелиоративные - равномерное распределение давления по длине гусениц независимо от устанавливаемого рабочего оборудования, что достигается с помощью перемещаемого блок-противовеса.

Подземные тракторы должны иметь низкогабаритную компоновку, исключая применение кабины.

Земноводные и подводные тракторы должны иметь герметизированные узлы и агрегаты, устройство забора воздуха для подачи в систему питания дизеля.

Компоновка лесопромышленных и лесохозяйственных тракторов должна обеспечить свободную площадку за кабиной для установки технологического оборудования и трелевочного щита, а спереди - толкателя, обеспечить высокую проходимость и маневренность. Все агрегаты должны быть надежно защищены от повреждений при работе по бездорожью, при наличии пней, камней, поваленных деревьев и других предметов.

10.2. Компоновка сельскохозяйственных тракторов

Компоновки сельскохозяйственных тракторов подразделяют на традиционные и нетрадиционные.

Колесные тракторы. Универсально-пропашные и универсальные колесные тракторы имеют наиболее распространенную традиционную (классическую), компоновку с передним расположением двигателя, последовательным рядным расположением агрегатов трансмиссии, задним расположением кабины, управляемыми передними колесами с диаметром значительно меньше диаметра задних (рис. 10.1,*а*). Трансмиссию (сцепление, коробку передач и задний мост) выполняют в одном блоке и жестко соединяют с двигателем. При такой компоновке до 70...75% массы трактора в статическом положении приходится на задние ведущие колеса, которые обеспечивают тяговое усилие трактора, передние ведущие колеса (если их привод предусмотрен конструкцией) выполняют вспомогательную роль при работе на влажной рыхлой почве.

Классическая компоновка появилась на заре тракторостроения и доказала свою жизнеспособность благодаря таким преимуществам, как относительная простота конструкции, максимальное использование силы тяжести при заднем ведущем мосте, хорошая обзорность прицепных или навешенных сзади орудий, возможность регулирования навесного устройства непосредственно с рабочего места тракториста, хорошая маневренность, высокий агротехнический просвет и др. Такую компоновку имеют все отечественные тракторы классов 0,6 - 1,4 (Т-25А; Т-30А80; ЛТЗ-55; ЮМЗ-6; МТЗ-80/82).

За последние годы классическая компоновка претерпела модернизацию (рис. 10.1,*б*): увеличена роль переднего ведущего моста в создании суммарной касательной силы тяги трактора путем увеличения доли массы трактора, приходящейся на него с 25...30% до

35...40%; увеличен типоразмер шин передних ведущих колес; передний порталый мост заменен на более мощный автомобильного типа; угол поворота передних управляемых колес для повышения маневренности увеличен до 50...55°; устанавливается переднее навесное устройство.

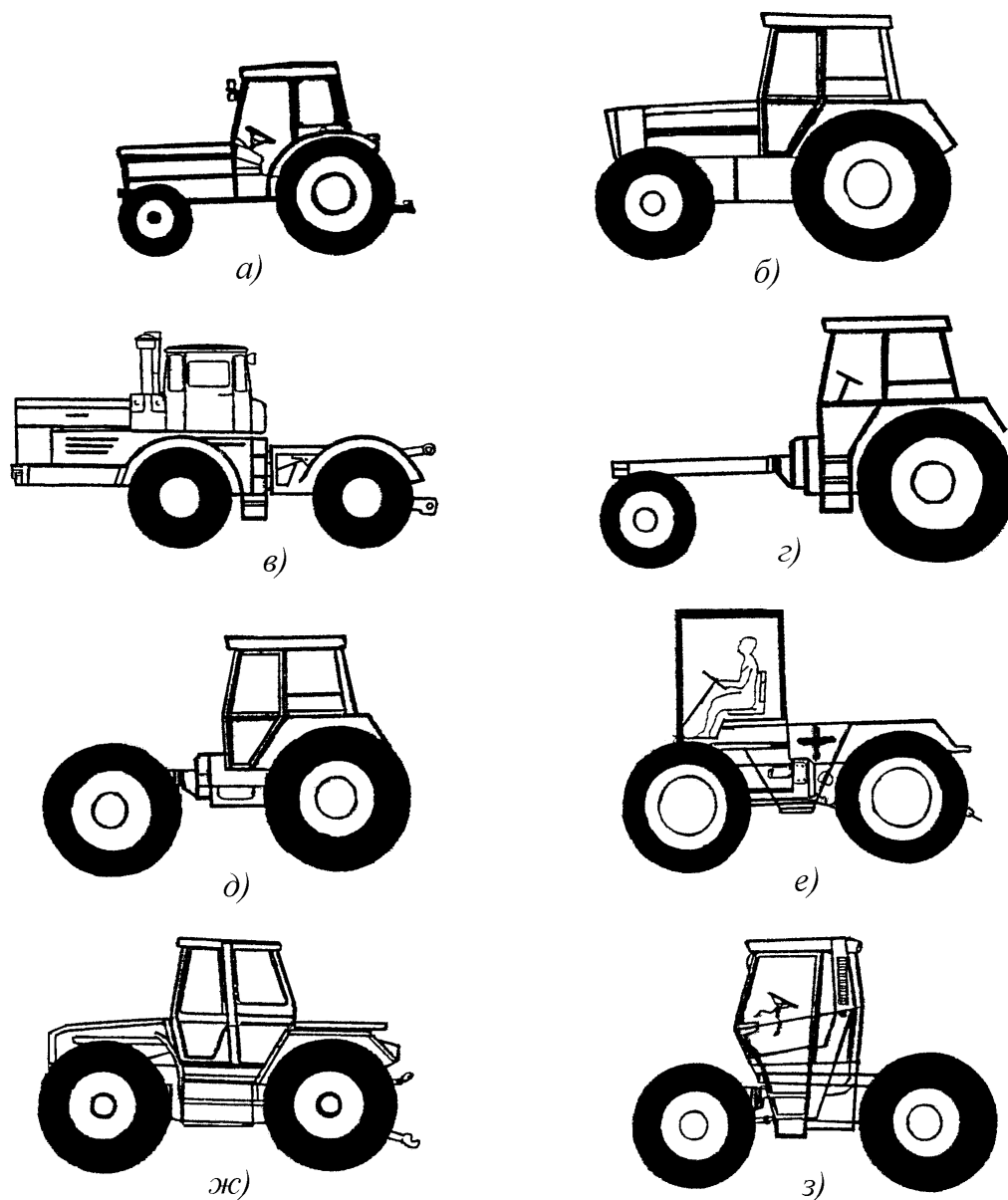


Рис. 10.1. Типы компоновок колесных сельскохозяйственных тракторов:
а - классическая; *б* - улучшенная классическая; *в* - с шарнирной рамой; *г* - тракторное самоходное шасси; *д* - трактор со свободным обзором; *е* - несущее самоходное шасси; *ж* и *з* - интегральные тракторы

Модернизация классической компоновки позволила значительно сместить границу по мощности таких тракторов до 180...220 кВт (245...300 л. с.) и потеснить в этой группе мощности тракторы со всеми ведущими колесами одинакового размера.

К середине 90-х г. более 70% предлагаемых на рынке Германии универсальных колесных тракторов имели улучшенную классическую компоновку (рис. 10.1,б).

Колесные сельскохозяйственные тракторы общего назначения 4К4б имеют переднее расположение двигателя, кабина размещена за двигателем (ближе к середине колесной базы), передние и задние колеса одинакового размера и грузоподъемности (рис. 10.1,в), жесткую или шарнирно сочлененную раму. За кабиной имеется свободное пространство для установки емкостей или другого технологического оборудования. На передний мост в статическом положении приходится 55...60% массы трактора. Такую компоновку имеют отечественные тракторы класса 3 и 5 (Т-150К / 151К, К-701М / К-734 / К-744).

Нетрадиционной компоновкой отличаются самоходные шасси, тракторы со свободным обзором, интегральные тракторы.

Самоходные шасси по компоновке занимают особое место среди универсальных тракторов. Тракторное самоходное шасси характеризуется тем, что двигатель, трансмиссия, пост управления с кабиной образуют единый блок, расположенный над задним мостом шасси, передняя часть представляет свободную раму для установки кузова или навески машин и орудий (рис. 10.1,г). Для самоходных шасси Т-16МГ, выпускаемых Харьковским заводом тракторных самоходных шасси, характерно заднее расположение двигателя за кабиной, а для шасси, выпускаемых фирмой Фендт (Германия), - горизонтальное расположение двигателя перед кабиной в межбазовом пространстве.

Тракторы со свободным обзором (рис. 10.1,д) предложены фирмой Фендт в начале 90-х г. как промежуточная компоновка между самоходным шасси и интегральным трактором, направленная на увеличение роли переднего ведущего моста в реализации тягового усилия, на увеличение массы орудий, навешиваемых спереди.

Несущее многоцелевое самоходное шасси (рис. 10.1,е) предназначено для агрегатирования с уборочными машинами (силосоуборочным и свеклоуборочным комбайнами и др.) и орудиями общего назначения (передне- и задненавесной плуги, культиваторы), что увеличивает его годовую загрузку. Рама шасси может быть цельной или состоять из двух полурам, соединенных вертикальным шкворнем. Для улучшения управляемости шасси передняя полурама может быть выполнена несколько короче задней. Кабина имеет возможность перемещаться вдоль продольной оси, что улучшает обзорность и облегчает навеску орудий и машин от почвообрабатывающих до уборочных.

Модульная компоновка агрегатов двигателя и трансмиссии обеспечивает свободный доступ к ним для технического обслуживания и ремонта.

Основные признаки интегральной компоновки, определившиеся в первых образцах таких тракторов следующие: наличие трех зон свободного пространства (передней, средней, задней) для установки орудий или технологических емкостей; наличие разветвленной системы ВОМ; переднее или центральное расположение кабины с круговым обзором; четыре ведущих и управляемых колеса одинакового размера; наличие разветвленной гидросистемы управления орудиями; реверсирование хода трактора; высокие тягово-сцепные и транспортные качества; необходимый запас мощности двигателя. Такая компоновка способствует более тесному функциональному объединению трактора с машинами и орудиями (рис. 10.1,ж). Это еще в большей мере относится к "симметричной" интегральной компоновке (рис. 10.1,з).

Гусеничные тракторы. Гусеничные сельскохозяйственные тракторы общего назначения при традиционной (классической) компоновке имеют переднее расположение двигателя и сцепления. Коробка передач и задний мост расположены сзади и соединены с двигателем карданным валом (рис. 10.2,а). Кабина расположена сзади над ведущими колесами (звездочками). Такая компоновка обеспечивает в статике некоторое смещение центра давления вперед относительно середины опорных поверхностей гусениц и характерна для отечественных тракторов ДТ-75М, ДТ-175М и Т-4А.

У гусеничных тракторов традиционной компоновки возможно другое взаимное расположение агрегатов, когда двигатель, сцепление и коробка передач расположены в передней части трактора, а крутящий момент к заднему ведущему мосту передается через карданные передачи (рис. 10.2,б).

Появившаяся в последние годы нетрадиционная компоновка гусеничного сельскохозяйственного трактора с треугольным гусеничным обводом обеспечивает смещение центра масс трактора вперед, более равномерное распределение давления по длине опорной поверхности, увеличение продольной устойчивости трактора, а следовательно, снижение опасности подъема его передней части при высоких тяговых усилиях.

Специализированные тракторы. Компоновки специализированных сельскохозяйственных тракторов отличаются разнообразием, что объясняется специфическими условиями их работы и требованиями технологий тракторных работ.

Компоновка трактора-склонохода для работы поперек склона крутизной до 20° отличается автоматической стабилизацией остова трактора в вертикальном положении одним из трех способов: установкой колес относительно склона или поворотом корпусов конечных

передат, выравниванием остова в вертикальном положении, а также стабилизацией бортов с помощью шарнирной рамы. Первый способ стабилизации остова осуществлен в конструкции трактора МТЗ-82К, третий - в горном самоходном шасси СШ25Г.

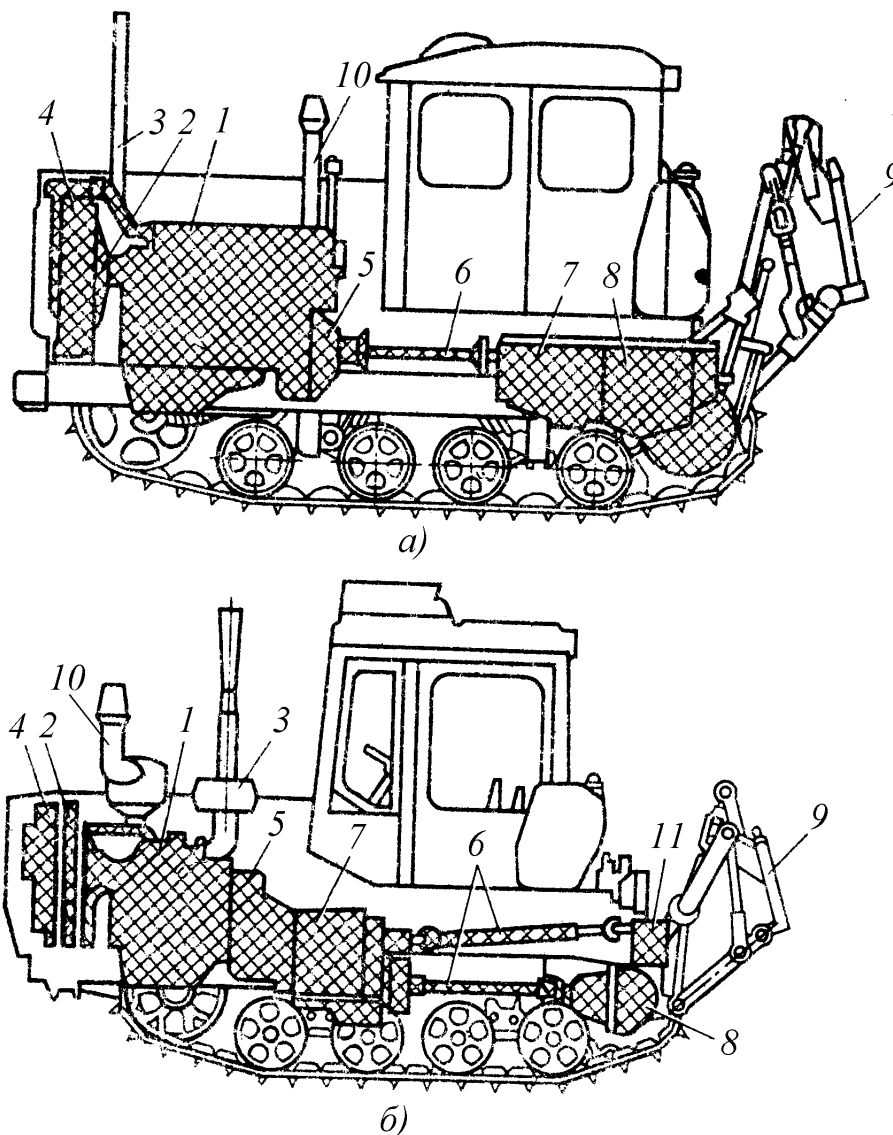


Рис. 10.2. Расположение агрегатов в гусеничном сельскохозяйственном тракторе классической компоновки:

1 - двигатель; 2 - вентилятор; 3 - выхлопная труба; 4 - радиатор; 5 - сцепление; 6 - карданная передача; 7 - коробка передач; 8 - задний мост; 9 - навесная система; 10 - воздухозаборник; 11- редуктор ВОМ

В некоторых странах Западной Европы с развитым горным земледелием (Австрия, Швейцария и др.) получили распространение тракторы-шасси для заготовки сена и транспортных работ в высокогорных условиях. Эти тракторы имеют компоновку с низким расположением центра масс, с увеличенной колеей и широкопрофильными шинами малого диаметра.

Портальная компоновка колесного и гусеничного тракторов ха-

рактируется тем, что их рамы образуют огибающий один или два ряда растений достаточно высокий портал, на котором установлен пост управления с кабиной или без нее.

Мобильные энергетические средства (МЭС). Их компоновка отличается модульным построением. Энергетическим модулем может служить либо универсальный трактор, либо силовой агрегат, оборудованный передним и задним устройствами для соединения с технологическим модулем (рис. 10.3). В качестве технологических модулей может использоваться полунавесная сцепка с широко расставленными ведущими колесами, активный ведущий мост с навесным устройством, набор одноосных технологических модулей, из которых путем стыковки с энергетическим образуются самоходные агрегаты для уборки овощей, льна, кормовых трав и других культур.

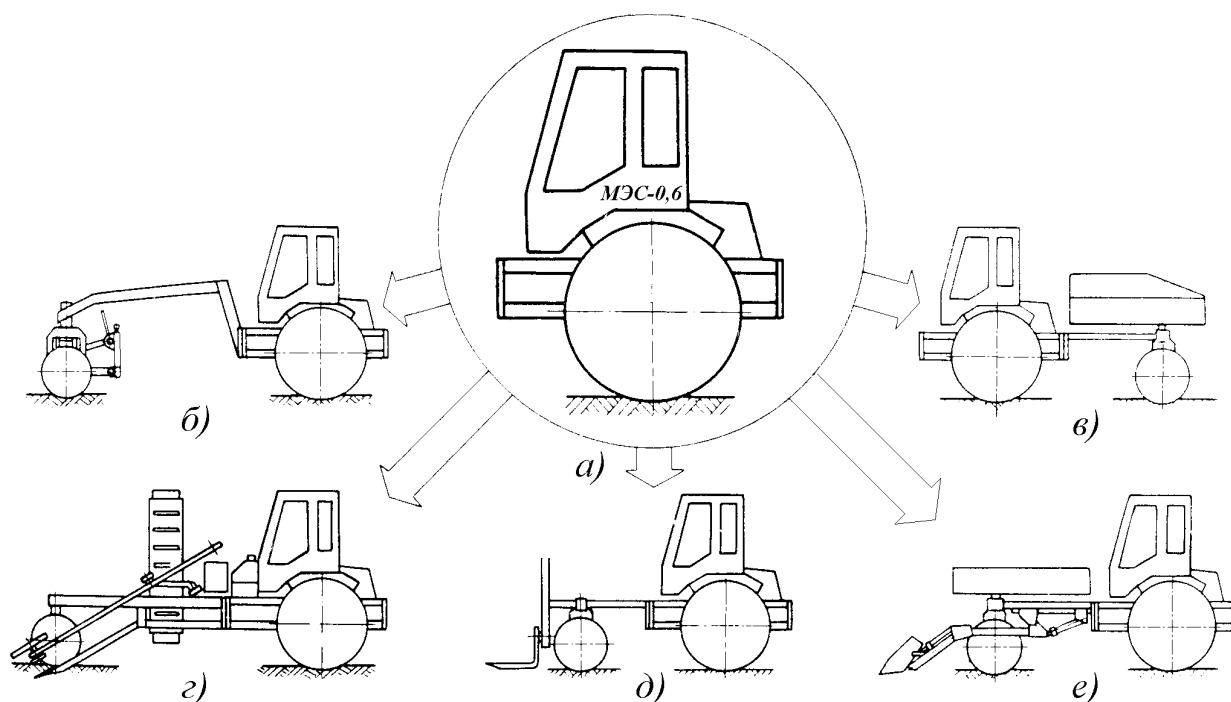


Рис. 10.3. МЭС-0,6 и агрегируемые с ним одноосные технологические модули: *a* - энергетический модуль; *б* - универсальное самоходное шасси; *в* - транспортное средство; *г* - самоходная корнеуборочная машина; *д* - агрегат для внутрифермерских работ; *е* - погрузочно-транспортный агрегат

10.3. Компоновка промышленных тракторов

Тракторы общего назначения. Традиционная компоновка гусеничного промышленного трактора общего назначения характеризуется передним расположением двигателя, средним - кабины и задним - агрегатов заднего моста. Все сборочные блоки установлены на

раме или полураме, к передней части которой крепят ось шарнира балансирующей балки или рессоры, концами опирающейся на рамы гусеничных тележек. Тракторы с такой компоновкой оснащены защитными каркасами (устройствами, защищающими тракториста соответственно при опрокидывании трактора и от падающих предметов) или кабинами с защитными каркасами.

Подобную компоновку имеют отечественные промышленные тракторы Т-130М, Т-170М, Т-10, а также их зарубежные аналоги.

Нетрадиционная компоновка промышленного трактора с расположением ведущего колеса над гусеничной тележкой предложена фирмой "Катерпиллар" вначале для наиболее тяжелых тракторов, затем для промышленных тракторов средней мощности и для сельскохозяйственных общего назначения. Треугольный обвод гусениц (рис. 10.4) обеспечивает ряд преимуществ:

конечные передачи, муфты управления поворотом и тормоза не подвержены воздействию вертикальной ударной нагрузки, вызываемой контактом с почвой;

центр масс перемещен ближе к передней части машины, что улучшает заглабление отвала;

наличие увеличенной опорной поверхности сзади предотвращает подъем передней части трактора при больших нагрузках.

При такой компоновке применен блочно-модульный принцип построения сборочных единиц, т.е. все основные узлы (двигатель, коробка передач, механизм поворота, конечные передачи) выполнены в виде отдельных легко демонтируемых и монтируемых модулей.

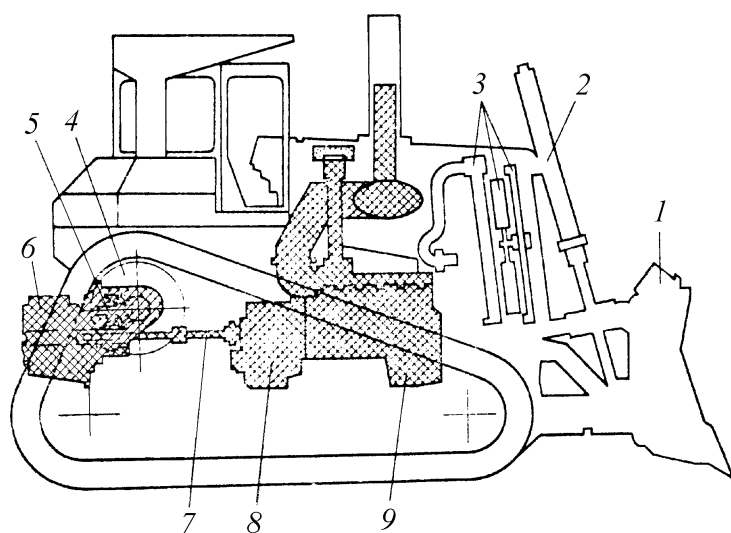


Рис. 10.4. Компоновка тракторов с треугольным гусеничным обводом:

1 - отвал бульдозера; 2 - гидроцилиндры; 3 - радиаторы и вентилятор; 4 - механизм поворота и конечные передачи; 5 - центральная передача; 6 - коробка передач; 7 - карданный вал; 8 - гидротрансформатор; 9 - двигатель

Специализированные тракторы. Компоновка гусеничного трактора-погрузчика отличается от трактора общего назначения увеличенной базой за счет введения дополнительного опорного катка,

установки жесткой или балансирующей балки вместо рессоры и выполнения рамы трактора как одно целое с порталом погрузочного оборудования. Для создания противовеса массе ковша с грузом в колесных тракторах-погрузчиках, выполненных с шарнирной рамой, двигатель, коробку передач и раздаточную коробку устанавливают на задней полураме, а портал погрузчика - на передней (рис. 10.5). Гидротрансформатор крепят к двигателю или выполняют в блоке с коробкой передач. Кабину размещают на передней или задней полураме. В первом случае упрощается управление ковшом, а во втором - управление двигателем и трансмиссией.

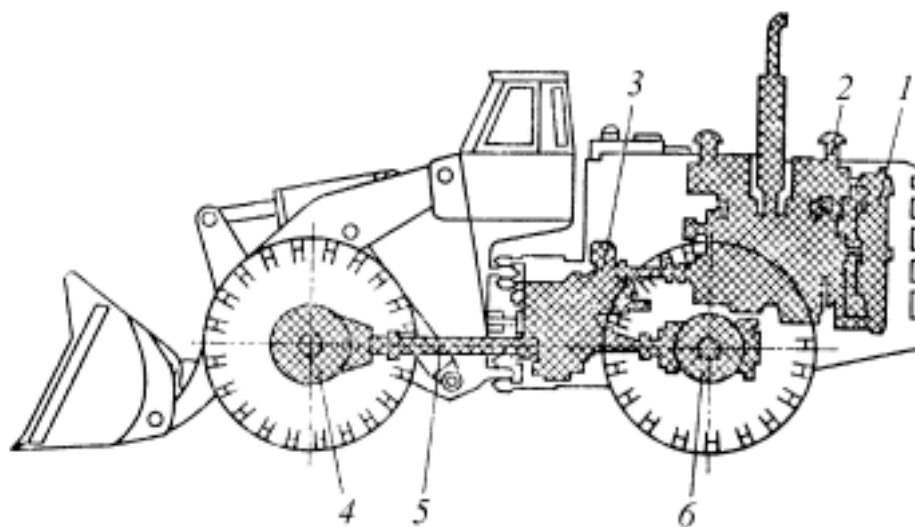


Рис. 10.5. Компоновка мощного колесного трактора-погрузчика:
 1 - радиаторы и вентилятор; 2 - двигатель; 3 - коробка передач; 4, 6 - центральные и конечные передачи; 5 - карданный вал

Конструктивной особенностью болотоходных тракторов являются увеличенные размеры движителя из-за уширения гусеницы и увеличения продольной базы, например, за счет принудительного опускания направляющего колеса.

Для выравнивания эпюры давления на опорной поверхности в мелиоративных тракторах ТМЛ-4 и ТМЛ-220 (опытные образцы) был предусмотрен подвижной блок-противовес - кабина, который может быть устанавливаемый в регулируемых пределах расстояния l на раме ходовой системы в зависимости от вида орудия (рис. 10.6).

Перемещение блок-противовеса может производиться автоматически при силовом воздействии орудий или устанавливаться в определенном положении при перенавеске на трактор того или иного орудия.

Мелиоративные тракторы сочлененного типа могут иметь жесткую или шарнирную раму. Поворот первых осуществляется путем

вращения одной или двух гусеничных тележек, шарнирно соединенных с рамой трактора вертикальным шарниром.

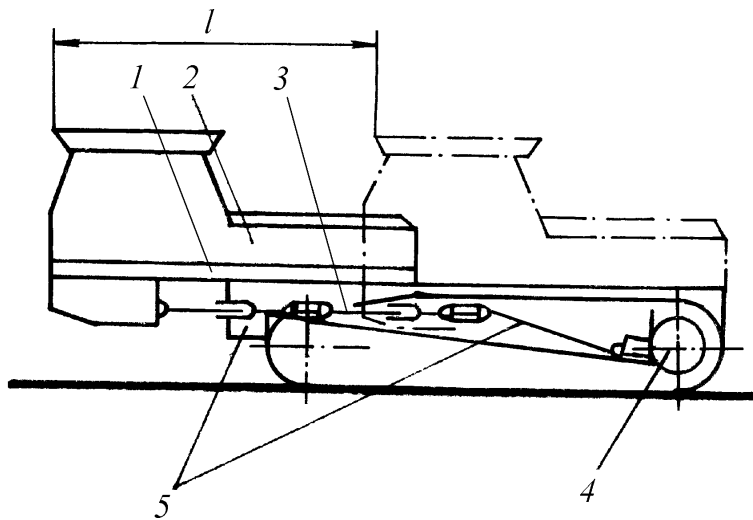


Рис. 10.6. Компонка гусеничного мелиоративного трактора с блок-противовесом:
 1 - рама; 2 - перемещаемый блок-противовес; 3, 5 - карданные передачи; 4 - конечная передача

Компоновка подземного трактора для работы в стесненных условиях горных разработок отличается: малыми размерами по высоте; вынесенным за пределы колесной базы двигателем; шарнирной рамой (рис. 10.7).

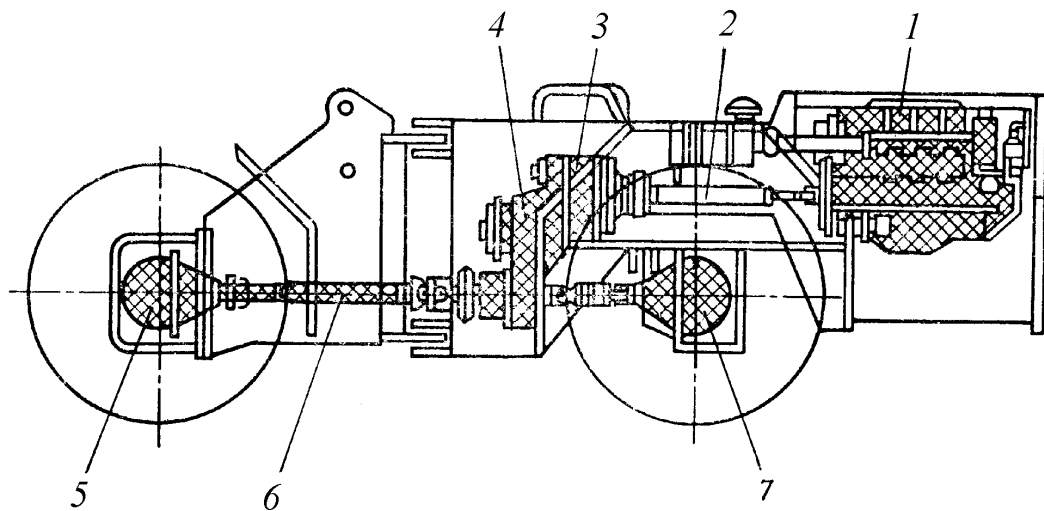


Рис. 10.7. Компонка колесного подземного трактора:
 1 - двигатель; 2, 6 - карданные передачи; 3 - гидротрансформатор; 4 - коробка передач;
 5, 7 - центральные и конечные передачи

Для управляемого по радио земноводного трактора, работающего на глубине 6...7 м, типичным является отсутствие кабины, герметизация агрегатов и узлов, наличие мачты с системой забора воздуха, необходимого для работы двигателя.

Гусеничные лесопромышленные (трелевочные) тракторы (рис. 10.8) получили наибольшее распространение в России и странах СНГ. Они имеют ряд компоновочных особенностей.

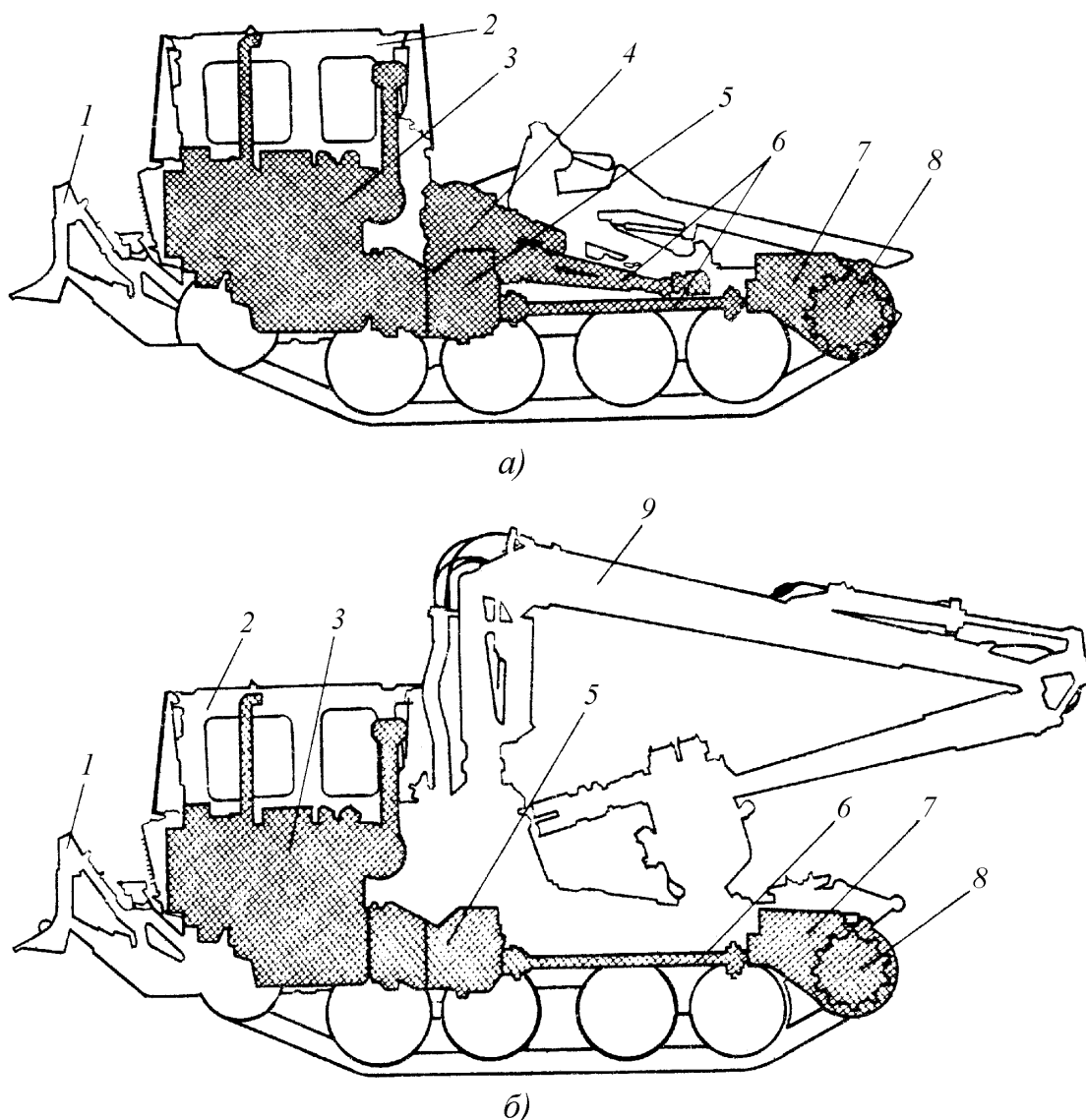


Рис. 10.8. Компоновки гусеничных трелевочных тракторов:
а - со щитом; *б* - с челюстным погрузчиком; 1 - толкатель; 2 - кабина; 3 - двигатель; 4 - лебедка; 5 - коробка передач; 6 - карданный вал; 7 - задний мост; 8 - ведущее колесо; 9 - гидроманипулятор

Переднее расположение кабины обусловлено требованием передней обзорности, необходимостью иметь площадку для установки различного технологического оборудования и размещения перемещаемой пачки хлыстов за кабиной. Ходовая система с катками большого диаметра в сочетании с рычажно-балансирной подвеской, увеличенным дорожным просветом, высоко приподнятыми передними направляющими и задними ведущими колесами обеспечивает возможность преодоления препятствий при движении по лесному бездо-

рожью. Нижняя часть рамы закрыта днищем, предотвращающим возможность проникновения к двигателю и другим агрегатам трактора сучьев, порубочных остатков и других предметов. Наличие технологической площадки сзади и сбоку кабины позволяет осуществлять протяжку деревьев при обрезке сучьев. Смещение центра масс трактора вперед позволяет устанавливать на площадке за кабиной челюстной погрузчик.

Трелевочные тракторы с такой компоновкой были разработаны и освоены на АО «Онежский тракторный завод» (ТДТ-55/55А, ТЛТ-100, ТБ-1 и его модификации), на АО «Алтайский тракторный завод» (ТТ-4/4М). За рубежом гусеничная ходовая система получила значительно меньшее распространение и используется в основном на специализированных валочно-пакетирующих машинах.

Колесные лесопромышленные тракторы получили в нашей стране ограниченное распространение. Их создают на базе тракторов 4К4б, имеющих свободное пространство за кабиной.

Условиям использования колесных лесопромышленных машин с различным технологическим оборудованием наиболее полно отвечают компоновки многоосных тракторов 4К4б, 6К6, 8К8 (рис. 10.9), имеющие более высокие тяговые показатели и лучшую проходимость за счет меньшего, чем у тракторов традиционных компоновок давления на грунт и глубины колеи.

За рубежом колесные лесопромышленные тракторы широко используются с различным технологическим оборудованием: "Раума Репола, Локомо (Финляндия); "Кларк", "Райнджер Машинери" (Канада) и др. Для каждого вида технологического оборудования выбирается наиболее подходящая ему модификация компоновки и шасси.

Лесохозяйственный трактор работает с лесными плугами, культиваторами, лесопосадочными машинами, покровосдирателями и фрезами, а также как трелевочный на рубке леса.

Компоновка гусеничных лесохозяйственных тракторов (рис. 10.10,а) практически не отличается от компоновки лесопромышленных тракторов и позволяет получить различные модификации, в том числе для работы на грунтах с низкой несущей способностью.

Лесохозяйственный трактор для выполнения лесомелиоративных работ (рис. 10.10,б), имеет увеличенную опорную поверхность за счет применения уширенных гусениц и опущенного ведущего колеса *II*, выполняющего роль дополнительного опорного катка. При этом среднее давление на грунт снижается с 0,053 до 0,026 МПа, что позволяет использовать трактор на переувлажненных грунтах, осушенных болотах и на целине с глубиной снежного покрова более 1 м.

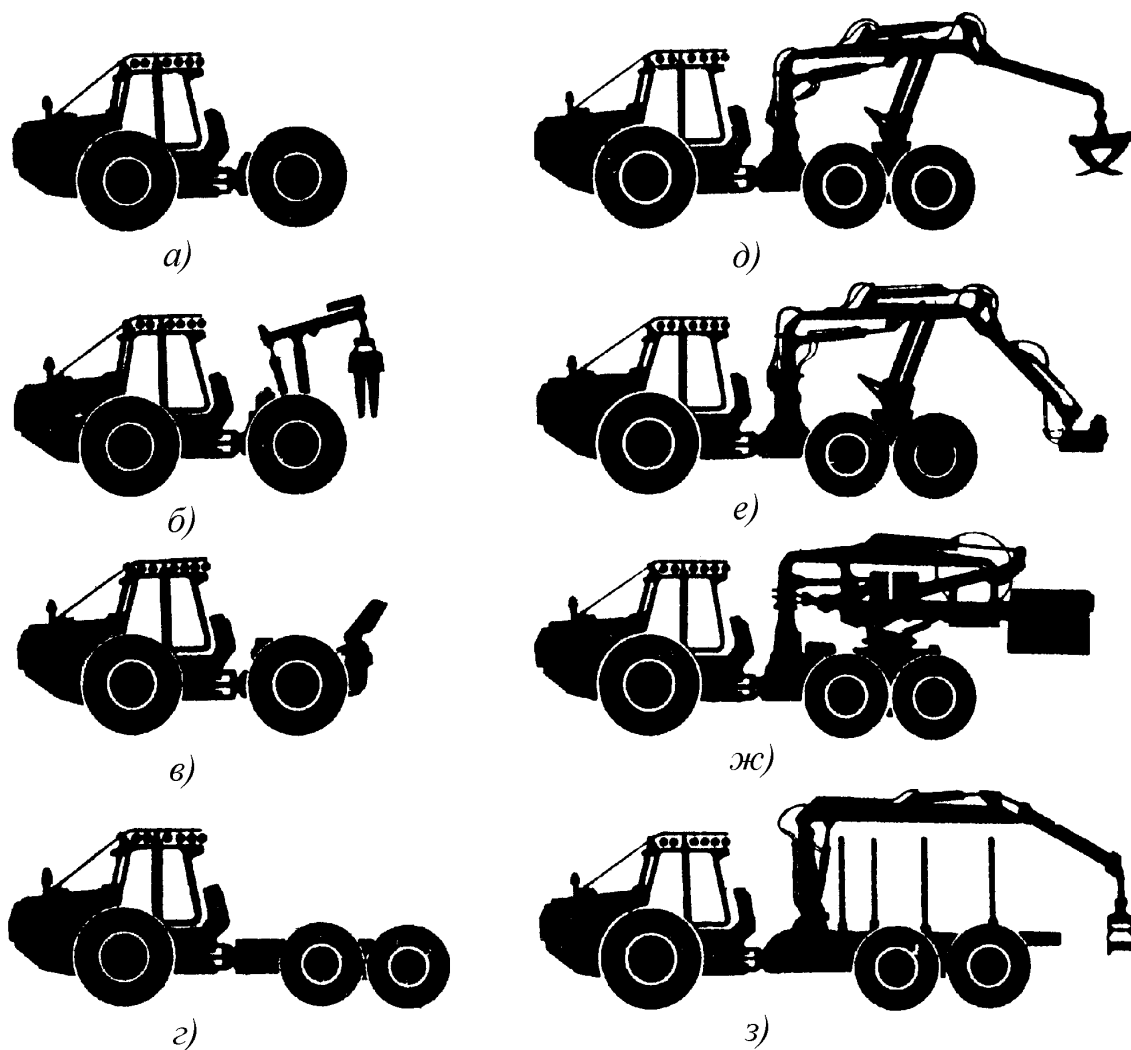


Рис. 10.9. Компоновки колесных лесопромышленных тракторов с различным оборудованием на базе тракторов 4К4 и 6К6:

a - базовая модель 4К4; *б*, *в* - трелевочные тракторы 4К4 с пачковым захватом и с тросочекерной оснасткой соответственно; *г* - базовая модель 6К6; *д* - трелевочный трактор 6К6 с гидроманипулятором и коником; *е* - валочно-трелевочная машина 6К6 с гидроманипулятором и коником; *ж* - сучкорезно-раскряжевочная машина 6К6; *з* - сортиментовоз 6К6 с гидроманипулятором

Компоновка трактора для лесосплавных работ (рис. 10.10,*в*) приспособлена для движения по воде с помощью гребного винта *14* и по суше - с помощью гусеничного движителя. Трактор оборудован лебедкой *4*, бревнотолкателем *13* или бульдозером с гидрозахватом грузоподъемностью до 1,5 т. Среднее давление на грунт на обычных гусеницах составляет 0,041 МПа, а на уширенных - 0,027 МПа.

10.4. Остовы тракторов

Остов является несущей частью трактора, его основанием. Он нагружен весом размещенных на нем агрегатов и воспринимает ди-

намические нагрузки при трогании трактора с места, разгоне, преодолении неровностей пути, на поворотах. Он должен иметь высокую жесткость и прочность, работать без замены весь срок службы трактора.

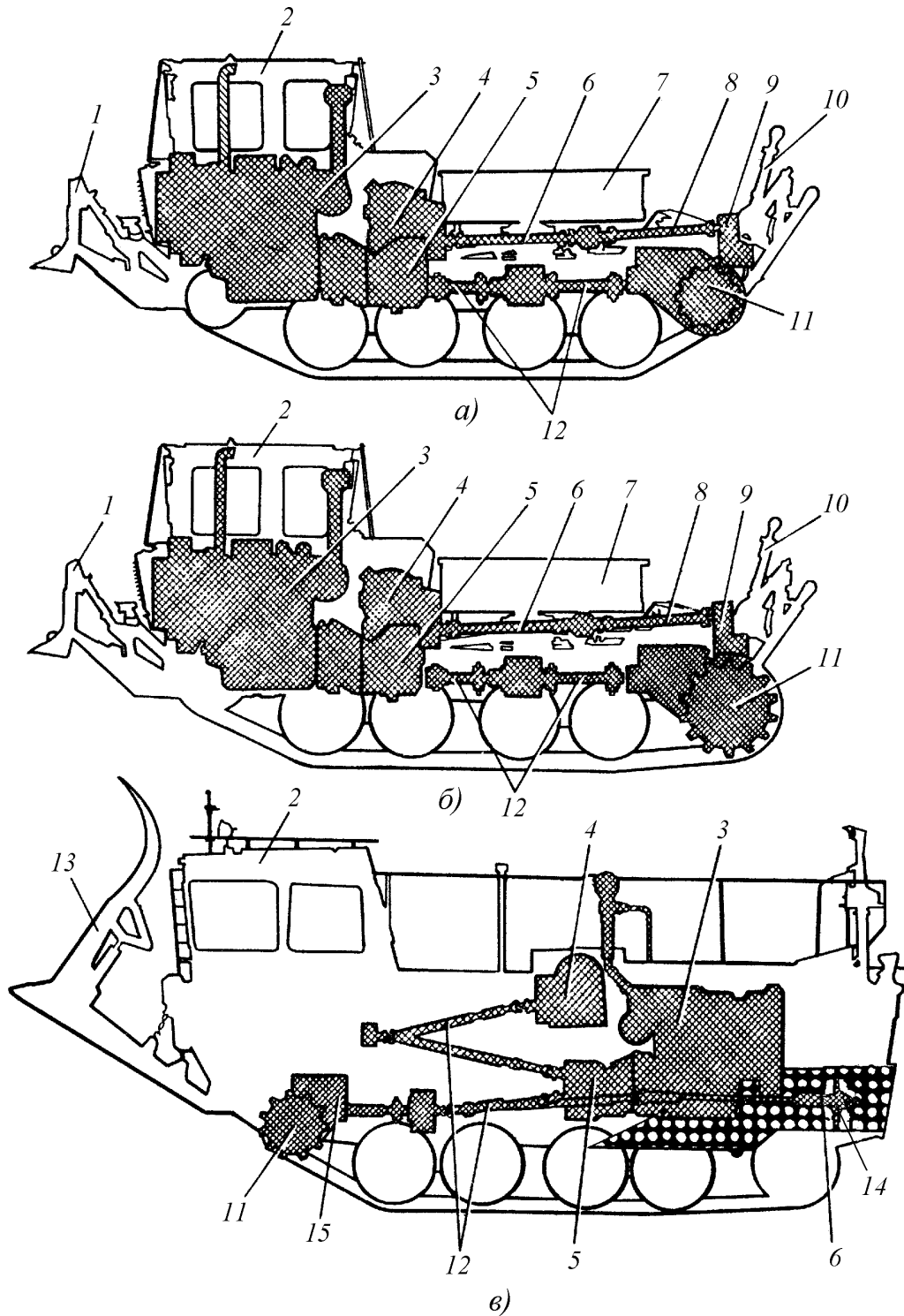


Рис. 10.10. Компоновки гусеничных лесохозяйственных тракторов:

а - общего назначения; *б* - болотоходного; *в* - для лесосплавных работ; 1 - толкатель; 2 - кабина; 3 - двигатель; 4 - лебедка; 5 - коробка передач; 6, 8 - карданные валы привода ВОМ; 7 - кузов; 9 - редуктор ВОМ; 10 - навесное устройство; 11 - ведущее колесо; 12 - карданные валы; 13 - бревнотолкатель; 14 - гребной винт; 15 - ведущий мост

Различают три типа остова: рамный, полурамный, безрамный.

Рамный остов образуют основные продольные балки (лонжероны), которые связываются поперечинами, выполняющими роль опор для отдельных агрегатов. Такой остов имеет хорошую жесткость и прочность, облегчает доступ к отдельным механизмам и их замену, но имеет большую массу, чем полурамный.

Рамный остов применяют на гусеничных сельскохозяйственных, промышленных и лесопромышленных тракторах отечественного и зарубежного производства и на колесных тракторах с шарнирно-сочлененной рамой (Т-150К и К-701/701М).

Шарнирно-сочлененная рама (рис. 10.11) состоит из двух полурам: передней 1 и задней 4, соединенных между собой шарнирным устройством 3.

Шарнирное устройство состоит из двух шарниров - вертикального 2 и горизонтального 5. Вертикальный шарнир позволяет полурамам 1 и 4 поворачиваться относительно друг друга на угол до 35° , обеспечивая тем самым поворот трактора. Горизонтальный шарнир, обеспечивая поворот полурам относительно друг друга на угол до 16° , служит для приспособления колес к рельефу пути и разгрузки рамы от дополнительных скручивающих нагрузок при движении трактора по пересеченной местности.

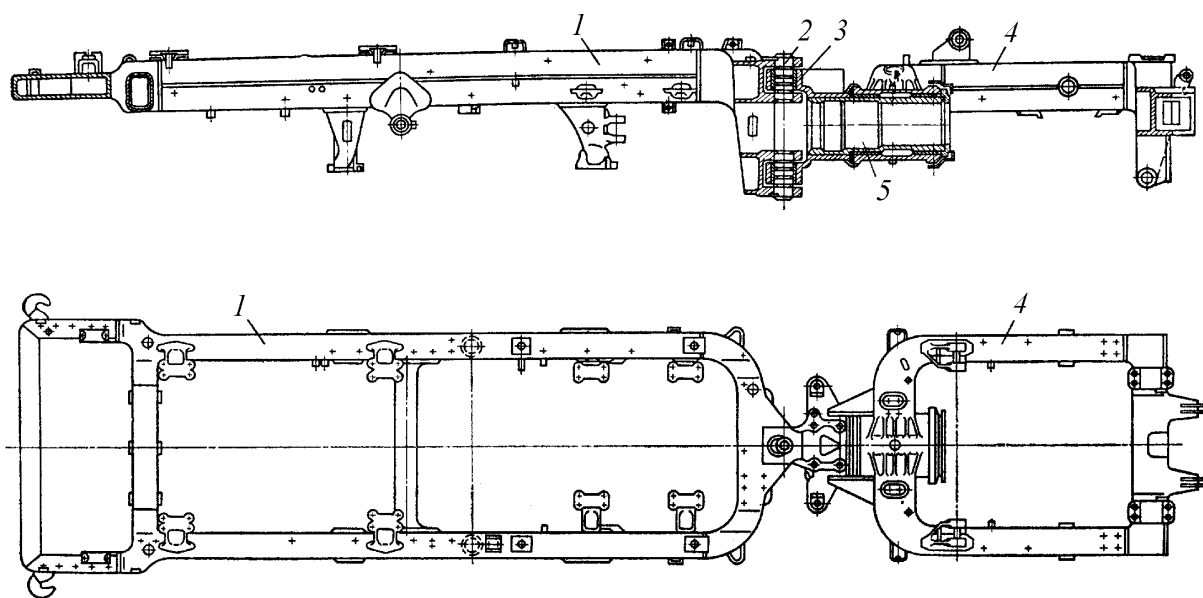


Рис. 10.11. Шарнирно-сочлененная рама колесного трактора

Для установки агрегатов трактора на раме предусматриваются специальные кронштейны и обработанные площадки.

Рассмотрим конструкцию рамного остова гусеничного сельско-

хозяйственного трактора ДТ-75М (рис. 10.12). Основными элементами рамы являются два продольных лонжерона 5, которые соединены между собой поперечными брусьями 11. На лонжеронах имеются кронштейны, предназначенные для крепления радиатора и передней навески сельскохозяйственных орудий (кронштейн 3), верхней оси поддерживающих роликов и сельскохозяйственных машин при передней и боковой навеске (кронштейн 7), поддерживающих роликов и стоек механизма навески (кронштейн 8), и задний кронштейн 9. К лонжеронам приварены накладки 6 для крепления опор двигателя. Спереди рамы имеется литой брус 2 с бампером 1. К лонжеронам в передней части приварены буксирные крюки 12, а на боковых стенках закреплены кронштейны-опоры 13 натяжных механизмов гусеничного движителя. В лонжеронах рамы выполнены отверстия для установки опор 4 осей направляющих колес. В расточенные отверстия пустотелых головок поперечных брусьев 11 вставлены цапфы 10 кареток.

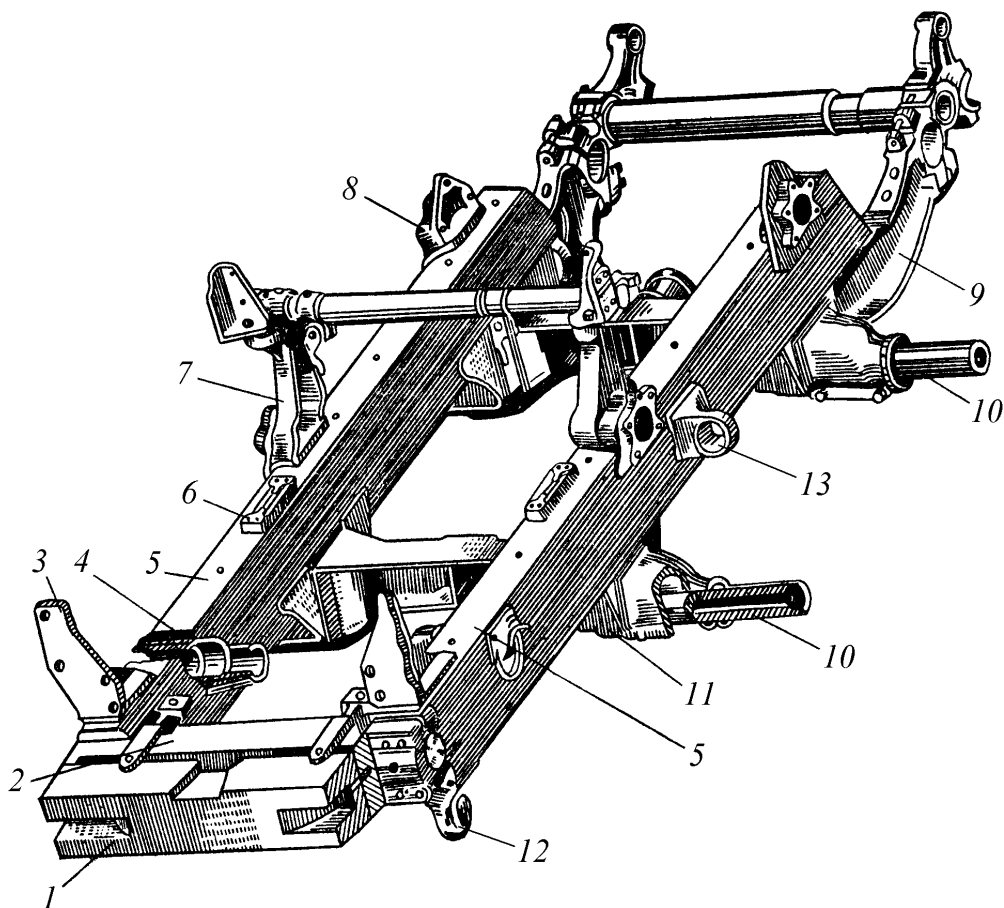


Рис. 10.12. Рама трактора ДТ-75М

Полурамный остов образуют корпуса силовой передачи трактора, соединенные с лонжеронами полурамы, на которую устанавливают двигатель. Такой остов удобен для навески машин, для установ-

ки и снятия двигателя без разборки остова, легче рамного, но доступ к отдельным механизмам при таком остова затруднен.

Полурамный остов получил широкое распространение на сельскохозяйственных универсально-пропашных, универсальных, промышленных тракторах общего назначения, а также специализированных тракторах отечественного и зарубежного производства.

Полурамный остов колесных тракторов МТЗ-80/82 (рис. 10.13,а) образуют литые корпуса 1, 2 и 3 соответственно центральной передачи, коробки передач и сцепления, соединенные между собой болтами. К корпусу 3 сцепления также болтами привернута полурама, состоящая из литого бруса 5 и лонжеронов 4 с приваренными к ним лапами. Брус 5 служит опорой двигателя, нижние приливы бруса с об-

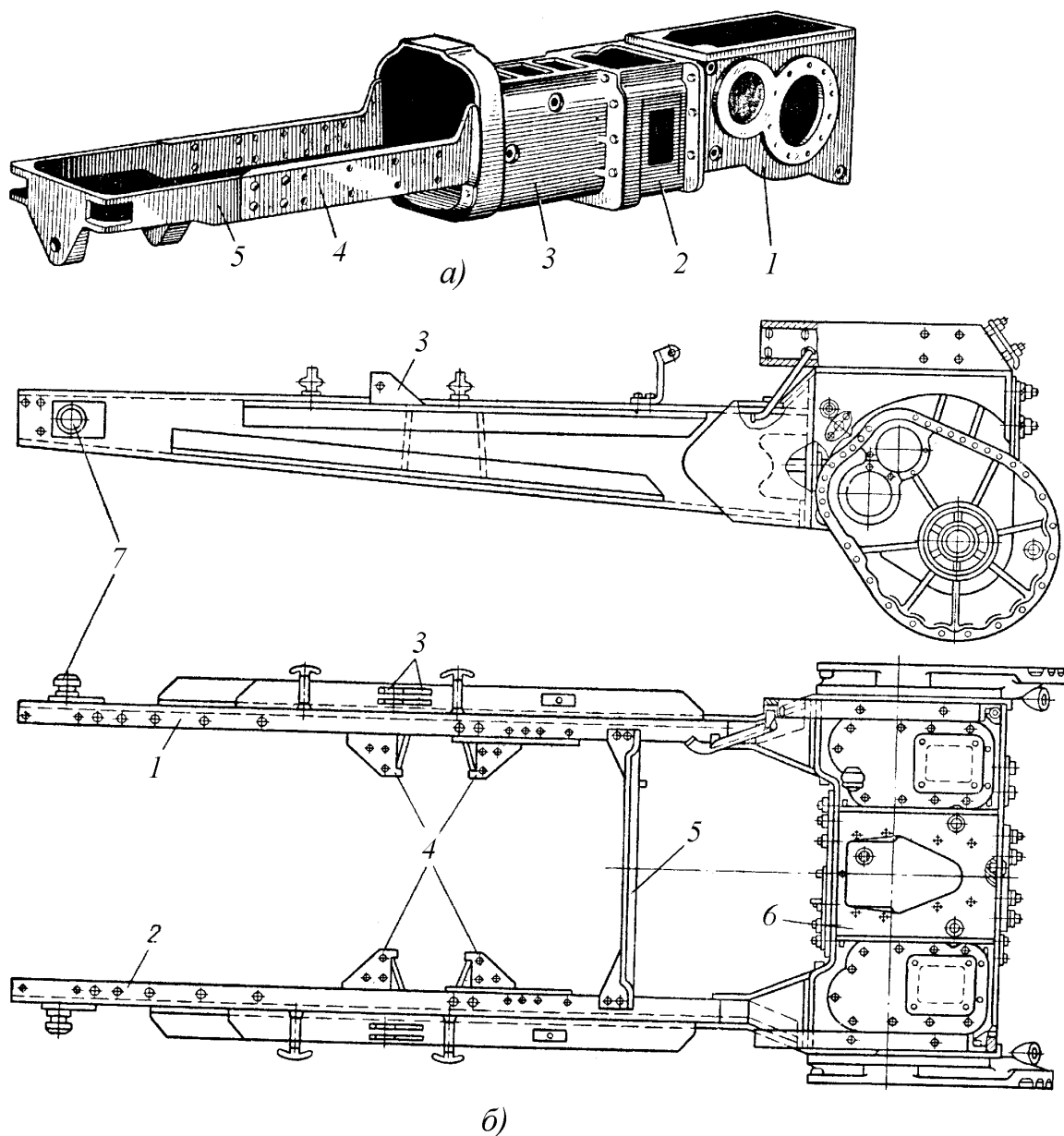


Рис. 10.13. Полурамные конструкции остова тракторов:
а - МТЗ-80/82; б - Т-100М

работанными отверстиями обеспечивают шарнирное соединение остова с передним мостом трактора. Отверстия в лонжеронах 4 полурамы служат для крепления боковых навесных орудий.

Аналогично полурамную конструкцию остова имеют гусеничные специализированные модификации МТЗ-80: виноградниковый Т-70В, свекловодческий Т-70С и садоводческий Т-70А тракторы.

Полурамный остов трактора Т-100М (Т-130М, Т-170) показан на рис. 10.13,б). Полурама состоит из лонжеронов 1 и 2 переменного сечения, усиленных угольниками. Лонжероны задними концами приварены к картеру 6 заднего моста. На кронштейнах 4 крепится коробка балансирующей рессоры подвески, которая служит основной передней поперечной связью полурамы. Дополнительными поперечными связями являются опора 5 коробки передач, передняя опора и картер маховика двигателя, прикрепленные к лонжеронам болтами. Для работы с передненавесными орудиями (например, с бульдозером) в передней части лонжеронов приваривают пальцы 7 и косынки 3. Полурамный остов тракторов ДЭТ-250М2 и ДЭТ-350Б1Р1 представляет собой жесткую сварную конструкцию закрытого типа с приваренным литым корпусом заднего моста. Корытообразное герметичное днище остова из штампованных стальных листов, приваренное к лонжеронам, предохраняет тяговые электрические машины от попадания воды и грязи, а также от ударов о препятствия. В днище сделаны люки для обеспечения обслуживания механизмов трансмиссии.

Безрамный остов образуют жестко соединенные друг с другом картеры силовой передачи и двигателя. Преимущества такого остова - высокая жесткость и компактность. Недостаток - труднодоступность отдельных механизмов, связанная с отсоединением соответствующих картеров, худшие условия для навески машин, чем у полурамного и рамного остовов.

Такой остов применялся на универсально-пропашном тракторе ДТ-20.

10.5. Тенденции развития компоновок тракторов

Развитие компоновок тракторов определяется тенденциями развития технологий тракторных работ в различных областях народного хозяйства, где используются тракторы.

Традиционные компоновки могут совершенствоваться в направлениях, обеспечивающих развитие таких функциональных качеств тракторов, как расширение возможностей их агрегатирования, повышение тягово-сцепных качеств, улучшение обзорности с рабочего

места оператора, снижение уровня вибрации, уменьшение уплотняющего воздействия на почву для сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов.

Эволюционный переход на нетрадиционные компоновки целесообразен при заметном экологическом и экономическом эффекте. Например, возможно распространение многоосных и сочлененных машин с целью снижения воздействия на почву и повышения проходимости по слабым грунтам. Возможно также более широкое применение несущих самоходных шасси, компоновка которых приспособлена для агрегатирования как с почвообрабатывающими, так и с уборочными машинами.

Перспективной следует считать компоновку с треугольным гусеничным обводом и можно ожидать в перспективе ее распространение на большее число моделей промышленных и сельскохозяйственных тракторов.

Перспективно модульное построение компоновок сельскохозяйственных и промышленных тракторов на основе энергетических и технологических модулей, унифицированных агрегатов и узлов тракторов, а также модифицирование компоновок колесных лесопромышленных тракторов применительно к соответствующему виду технологического оборудования.

Ходовые системы колесных тракторов

11.1. Назначение, классификация и требования к ходовым системам

Ходовая система служит для обеспечения поступательного движения трактора путем преобразования крутящего момента, подводимого от двигателя через трансмиссию к ее ведущим колесам, в касательную силу тяги, а также для поддержания остова, являясь его опорой.

Ходовая система колесных тракторов состоит из движителя в виде ведущих и ведомых колес, которые могут быть одновременно управляемыми, а также *подвески* (устройств, соединяющих колеса с остовом трактора).

Конструктивно ходовые системы колесных тракторов выполняют по следующим основным схемам:

- 1) с двумя задними ведущими и двумя передними управляемыми колесами, меньшего диаметра, чем задние (колесная схема 4К2);
- 2) с двумя задними ведущими и одним передним управляемым колесом или с двумя сближенными колесами (3К2);
- 3) с четырьмя ведущими колесами (4К4);
- 4) с шестью и восемью ведущими колесами (6К6 и 8К8).

Ходовые системы, выполненные по третьей схеме, в зависимости от размеров колес могут быть с четырьмя одинаковыми колесами (4К4б) и с передними ведущими и управляемыми колесами меньшего диаметра, чем задние (4К4а). Последний тип ходовой системы получил наибольшее распространение на тракторах.

Ходовые системы, выполненные по четвертой схеме, получили ограниченное распространение - на специализированных горных, лесопромышленных и малогабаритных транспортных тракторах.

По первой схеме выполняют универсально-пропашные или универсальные тракторы малой и средней мощности или малогабаритные садовые или садово-огородные тракторы, а по второй - обычно специализированные тракторы: хлопководческие (Т-28ХЧМ, МТЗ-80Х) и тракторы на широкопрофильных шинах для внесения удобрений в почву. Колесные тракторы общего назначения мощностью свыше 180...220 кВт (245...300 л. с.) имеют в основном третью схему исполнения - с четырьмя одинаковыми ведущими колесами.

Мосты трактора или его колеса соединяются с остовом жестко или упругой подвеской.

Ходовая система, помимо удовлетворения общих требований

надежности и безопасности, *должна обеспечить*:

- хорошее сцепление ведущих колес трактора с почвой или грунтом;
- малое сопротивление качению трактора;
- допустимое уплотняющее воздействие движителя сельскохозяйственного трактора на почву;
- устойчивость прямолинейного движения трактора и легкость его поворота;
- минимальный радиус поворота трактора;
- сохранение необходимой плавности хода трактора и смягчение ударов от неровностей пути;
- необходимый запас грузоподъемности шин, обеспечивающий возможность агрегатирования трактора с машинами и орудиями, соответствующими его тяговому классу.

11.2. Ведущие и ведомые колеса

Колеса состоят из пневматической шины, обода, диска и ступицы. Все современные колесные тракторы оснащаются пневматическими шинами низкого давления. Давление воздуха в шинах ведущих колес находится в пределах 0,08...0,17 МПа, в шинах ведомых управляемых колес – 0,14...0,26 МПа.

Шины подразделяют по размерам, конструкции и назначению. Размеры шины и ее конструктивные особенности включены в *ее обозначение* 13,6R38 или 18,4-30:

первое число соответствует (в дюймах) номинальной ширине профиля шины;

второе - посадочному диаметру обода;

R - обозначение шин с радиальным, а черточка между числами - шин с диагональным расположением нитей корда;

буква *L* вместо *R* обозначает, что шина низкопрофильная.

Более ранние конструкции шин имели такое же обозначение, но в миллиметрах.

По форме профиля шины подразделяются в зависимости от отношения высоты профиля *H* шины к ее ширине *B*. Различают шины (рис. 11.1):

обычного профиля ($H/B = 0,9...1,1$);

широкопрофильные ($H/B = 0,75...0,85$);

арочные ($H/B = 0,4...0,6$);

пневмокотки ($H/B = 0,1...0,4$).

Шины могут быть камерными и бескамерными.

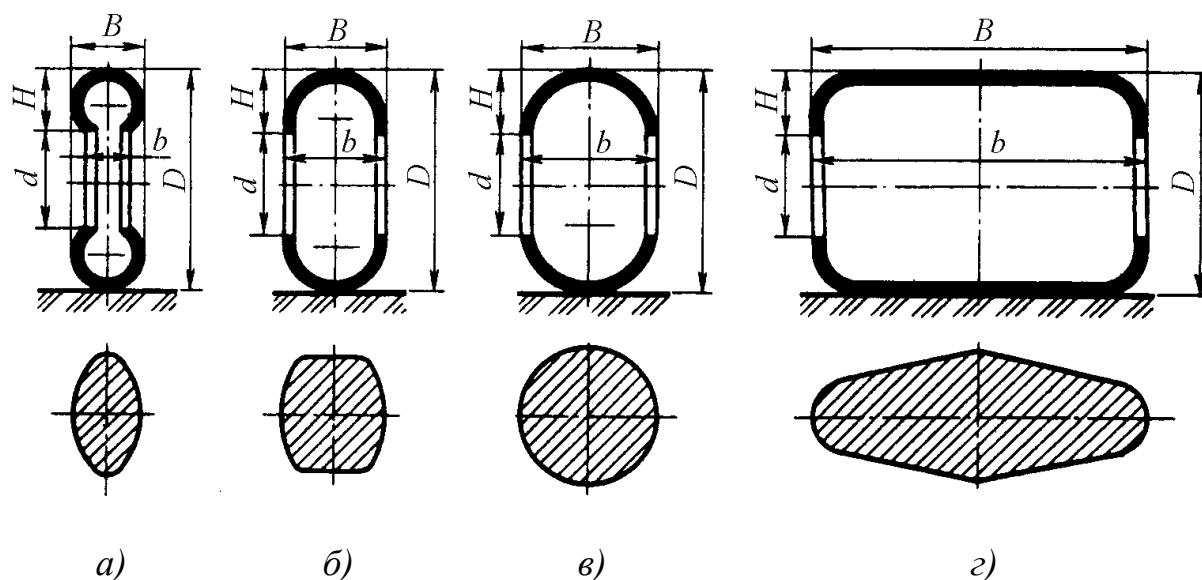


Рис. 11.1. Геометрические формы профиля шин и их отпечатки:
a – обычного профиля (тороидная); *б* – широкопрофильная; *в* – арочная; *г* – пневмока-
 ток; *d* – посадочный диаметр обода колеса; *b* – ширина обода колеса; *D* – наружный
 диаметр шины

Камерная шина. Она состоит из *покрышки, камеры и ободной ленты.*

Покрышка шины (рис. 11.2,а) имеет сложную конструкцию и конфигурацию и *состоит* из *каркаса 3, брекера* (подушечного слоя) *2, протектора 1, боковин 4, бортов 6 и бортовых колец 5.*

Каркас шины ограничивает объем накаченной камеры и передает нагрузки, действующие со стороны почвы или дороги на обод колеса. Он состоит из нескольких слоев (2-14) прорезиненного корда, наложенных друг на друга. Кордные слои каркаса закреплены на проволочных бортовых кольцах. Нити корда в каркасе могут располагаться под углом $45...60^\circ$ или радиально.

По конструкции шины подразделяются на *диагональные* и *радиальные*. В диагональных шинах нити смежных слоев корда каркаса перекрещены между собой под углом $95...115^\circ$, образуя сетку. В результате за счет трения между слоями каркаса диагональные шины имеют большее сопротивление качению, чем радиальные. На современных тракторах применяют радиальные шины, так как они обладают повышенной износостойкостью и меньшими значениями сопротивления боковому уводу, качению и радиальной жесткости.

В качестве материала для изготовления корда используется хлопчатобумажная ткань, вискоза, полиамидные смолы и стальная проволока. При использовании в шине металлического корда его число слоев уменьшают. Такие шины имеют высокую грузоподъемность и износостойкость и менее склонны к прокалыванию при наезде на

острые предметы. Иногда металлический корд комбинируют с неметаллическим.

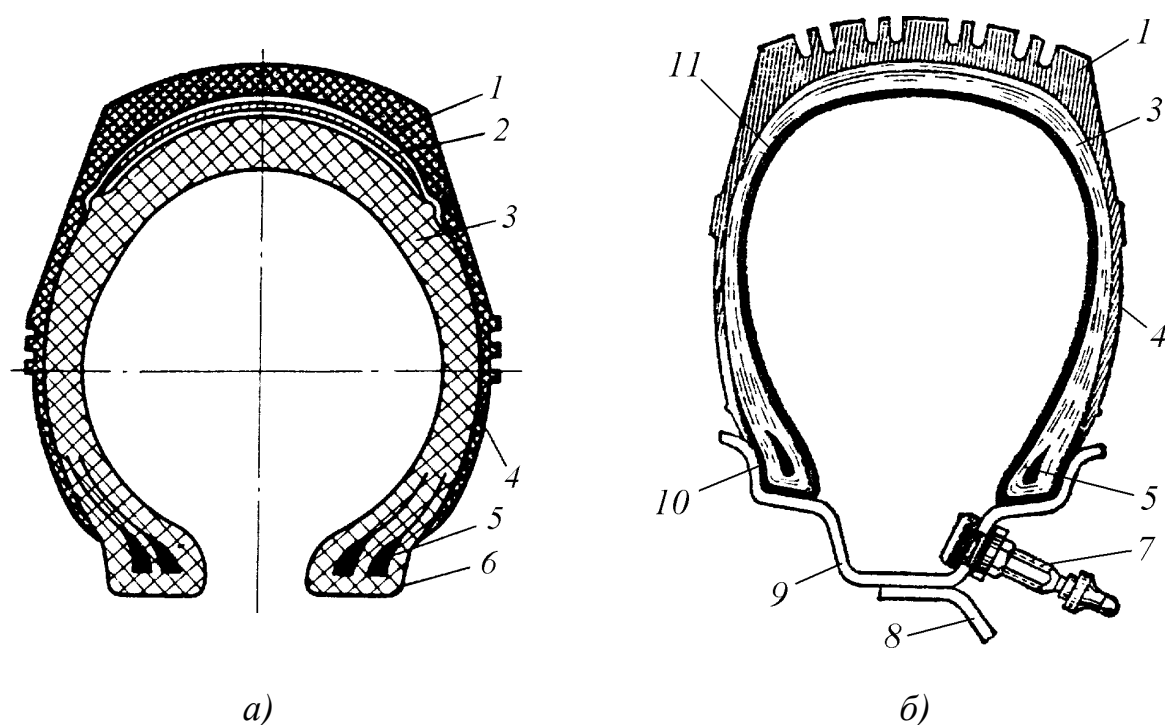


Рис. 11.2. Пневматическая шина:

а - камерная; *б* - бескамерная; 1 – протектор; 2 – брекер; 3 – каркас; 4 – боковина; 5 – бортовые кольца; 6 – борт; 7 – вентиль; 8 – диск колеса; 9 – обод колеса; 10 – уплотняющий резиновый слой; 11 – герметизирующий резиновый слой

Брекером называют резиновый или резинокордный слой между каркасом и протектором. Он служит для усиления каркаса, снижения на него ударных нагрузок и более равномерного распределения тягового, тормозного и поперечного усилий.

Протектор - толстый слой резины, расположенный по короне покрышек. Он служит для обеспечения хорошего сцепления шины с опорной поверхностью, ослабления толчков и ударов на каркас и предохранения каркаса и камеры от механических повреждений.

Боковины образует резиновый слой, покрывающий каркас сбоку и предохраняющий последний от влаги и механических повреждений.

Бортом называется жесткая часть покрышки, служащая для крепления ее на ободе колеса. Он образуется из крыльев, обернутых концами слоев корда. В зависимости от числа слоев корда в борте применяют одно, два или три крыла. Крыло изготавливают из бортового кольца, выполненного из стальной проволоки, твердого профильного резинового шнура, обертки и усилительных ленточек. Металлическое кольцо придает борту необходимую жесткость и прочность и способствует оформлению борта. Бортовое кольцо вместе с резиновым шну-

ром обматывается тонкой текстильной прорезиненной оберткой и усилительными ленточками, служащими для укрепления крыла в крышке.

Камера представляет собой тонкостенную резиновую оболочку в виде тора, в которую накачивается воздух. Для впуска и выпуска воздуха на камере имеется вентиль, снабженный обратным клапаном.

Ободная лента имеет вид кольца плоского сечения и устанавливается между камерой и ободом колеса для предохранения камеры от истирания об обод и от ее защемления между крышкой и ободом.

Бескамерная шина (рис. 11.2,б). В ней пространство, заполняемое воздухом, образуется при герметичном соединении обода с крышкой, вентиль при этом размещен на ободе. Герметичность достигается при помощи специальной конструкции борта с уплотняющим резиновым слоем 10, плотно прижатым к краям обода 9 колеса внутренним давлением воздуха. На внутренней поверхности шины имеется герметизирующий слой резины 11. Вентиль 7 при помощи резиновых шайб герметично закрепляется на ободе 9 колеса в специальном отверстии. Бескамерные шины могут быть обычного типа, арочными и пневмокатками.

Шины характеризуются рядом геометрических параметров и грузоподъемностью, которая зависит от внутреннего давления воздуха.

По назначению различают шины ведущих и ведомых управляемых колес.

Ведущие колеса. Они служат для преобразования крутящего момента, подводимого к ним от двигателя через трансмиссию, в касательную силу тяги, необходимую для передвижения трактора и создания тяги на крюке. Касательная сила тяги зависит от массы, нагружающей ведущие колеса, площади контакта колес с опорной поверхностью, сцепных качеств протектора, а также свойств почвы или грунта. Для обеспечения надежного сцепления ведущих колес с почвой на них передается большая часть (до 70...75% для тракторов 4К2 или 3К2) или вся сила тяжести трактора (для 4К4). На протекторе шины имеются резиновые грунтозацепы, направленные под углом к плоскости вращения колеса, улучшающие сцепление колеса с почвой.

Конструкция ведущих колес зависит в основном от конструкции конечных передач и способов регулирования ширины колеи. Ведущие колеса могут быть оборудованы ступицей, диском и ободом, либо диском и ободом, либо только ободом.

Ведущее колесо тракторов МТЗ-80/82 (рис. 11.3,а) состоит из обода 1 с шиной, штампованного диска 2 и литой ступицы 4, соединенных болтами 3, которые запрессованы в отверстия фланца ступи-

цы. Диск и обод жестко соединены друг с другом.

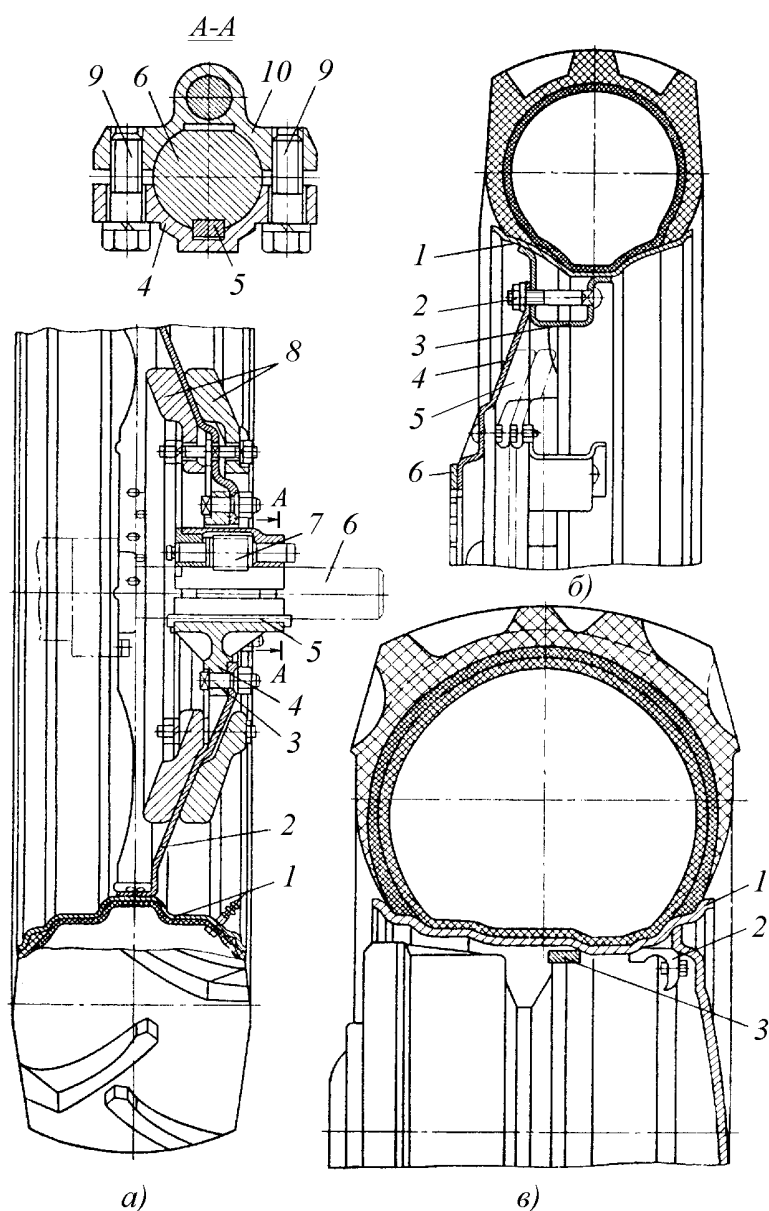


Рис. 11.3. Ведущие колеса тракторов:
а – МТЗ-80/82; *б* – ЛТЗ-55/55А; *в* – К-701/701М

ободу. Такая конструкция позволяет изменять взаимное расположение диска и обода и благодаря ему дополнительно ступенчато регулировать колею передних колес.

Ведущее колесо тракторов ЛТЗ-55/55А (рис. 11.3, *б*) не имеет ступицы и состоит из обода 1 с шиной и стального штампованного диска 4. С внутренней стороны к ободу приварены стойки 3, к которым болтами 2 крепится диск 4, усиленный в месте его крепления к фланцу полуоси кольцом 6. Для увеличения сцепного веса при работе трактора в тяжелых условиях предусмотрена установка дополнительных грузов 5.

Ступица 4 колеса болтами 9 жестко соединена с полуосью 6 при помощи вкладыша 10 и шпонки 5. Вкладыш снабжен червяком 7, находящемся в зацеплении с зубьями рейки, расположенными на полуоси 6. Вращением червяка 7 при отпущенных болтах 9 обеспечивается возможность перемещения колеса вдоль полуоси 6 и установка необходимой ширины колеи.

Для улучшения сцепления ведущих колес с почвой на диске 2 могут устанавливаться съемные грузы 8.

Диски передних ведущих колес трактора МТЗ-82 крепятся болтами к кронштейнам, приваренным к

Ступенчатое изменение колеи ведущих колес обеспечивается перестановкой обода *1* относительно диска *4* и изменением положения дисков колес относительно фланцев полуосей.

Ведущее колесо тракторов К-701/701М (рис. 11.3,в) является бездисковой конструкцией с ободом *1* широкого профиля, закрепленным на ступице водила конечной передачи с помощью прижимов *2* и ограничителей *3*.

Такая конструкция ведущего колеса позволяет сократить габаритную ширину трактора при сохранении дорожного просвета, так как конечная передача располагается внутри обода колеса.

Ведомые управляемые колеса. Они служат для направления движения трактора, а также для передачи части его веса на опорную поверхность. Если управляемые колеса являются ведущими, то они создают дополнительную касательную силу тяги.

Основное требование к управляемым колесам - сохранение устойчивости прямолинейного движения и заданной траектории криволинейного движения при повороте.

Для облегчения поворота трактора и уменьшения радиуса поворота передние управляемые колеса обычно выполняют меньшими по диаметру и ширине обода по сравнению с задними ведущими.

Для уменьшения бокового скольжения колес по почве или грунту при повороте трактора рисунок протектора шин выполняют в виде кольцевых ребер.

Направляющее колесо трактора ЛТЗ-55 (рис. 11.4,а) имеет литую ступицу *2*, на которой установлен обод *1*, соединенный со ступицей накладками *11* с помощью болтов *12*. Одна из накладок расположена между приваренными к ободу выступами, удерживая его от проворачивания относительно ступицы колеса. Ступица *2* установлена на двух конических роликоподшипниках *7* и *10* на оси *5*, заканчивающейся прямоугольным фланцем для соединения оси со шкворнем. Уплотнение ступицы с наружной стороны осуществляется колпаком *8*, а с внутренней - у трактора ЛТЗ-55 каркасным *4* и войлочным *3* сальниками, у тракторов Т-25А/Т-30А80 - торцовым уплотнением (рис. 11.4,б).

Торцовое уплотнение ступицы колеса состоит из резиновой диафрагмы *2*, прижатой к корпусу *1* грязезащитным кожухом *7*, и двух стальных колец: подвижного *6* и неподвижного *4* (рис. 11.4,б). Кольца прижаты друг к другу притертыми цементированными поверхностями с помощью пружин *5*. Подвижное кольцо фиксируется от проворачивания относительно корпуса *1* штифтами *3*. Корпус *1* с уплотнениями соединяется со ступицей колеса болтами *8*.

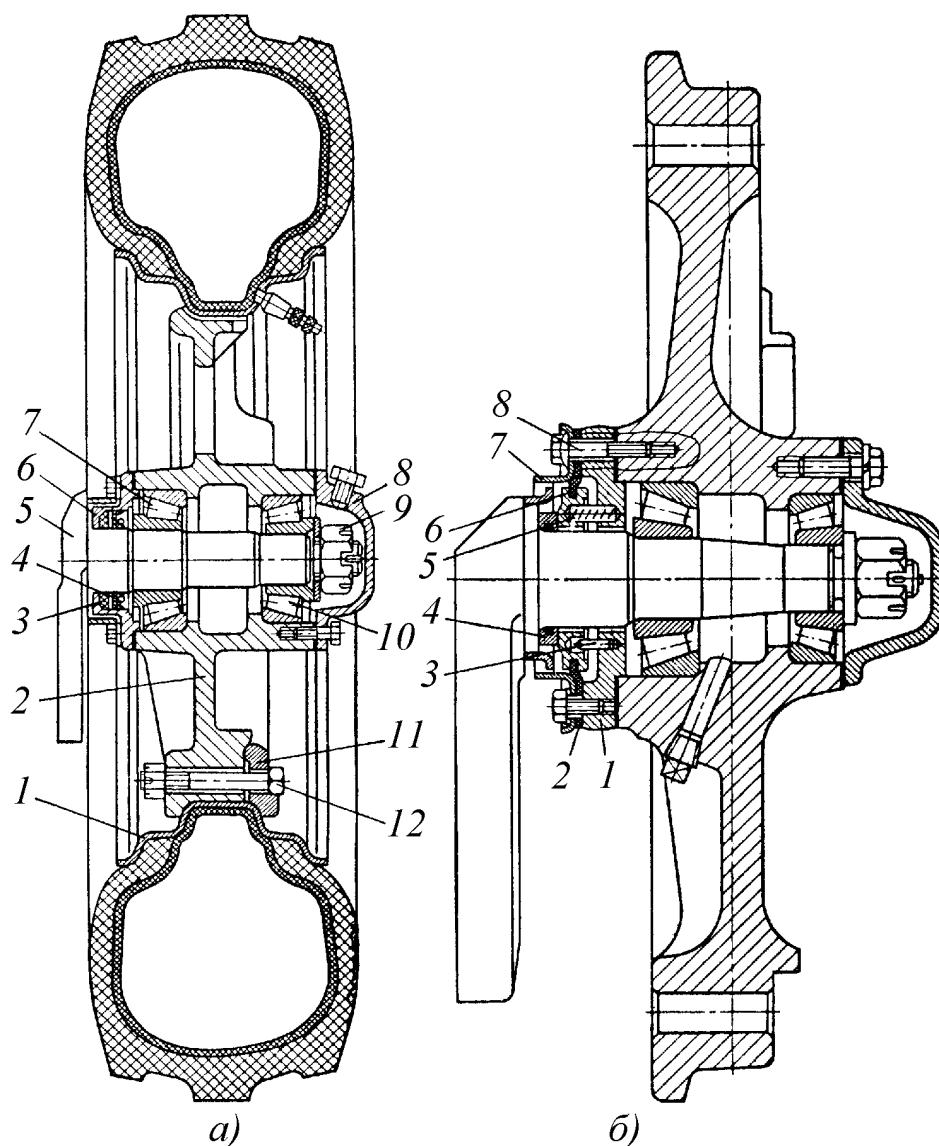


Рис. 11.4. Ведомые управляемые колеса:
a – трактора ЛТЗ-55; *б* – торцового уплотнения ступицы ведомого управляемого колеса тракторов Т-25А и Т-30А80

Регулирование подшипников управляемых колес тракторов выполняется корончатой гайкой 9 (рис. 11.4,*a*). Для улучшения управляемости и устойчивости при работе с машинами, навешиваемыми сзади, на переднюю часть рамы тракторов МТЗ-80, ЛТЗ-55, Т-25А и Т-30А80 устанавливают съемные грузы.

11.3. Передние управляемые мосты

Передние управляемые мосты служат для соединения управляемых колес с остовом трактора и для передачи толкающего усилия от остова к колесам. Если при этом к передним колесам подводится кру-

тящий момент, то такой *мост называют ведущим*. Передние мосты могут быть порталными и соосными.

Портальные мосты образуются поперечными балками в виде телескопически сопряженных труб, позволяющих изменять ширину колеи, и Г-образными поворотными цапфами, обеспечивающими повышенный дорожный просвет под передним мостом.

Реже для подъема балки переднего ведущего моста используют одинарные (рис. 8.16,*а*) и двойные (рис. 8.16,*б*) конечные передачи с неподвижными осями валов.

Соосные мосты отличаются расположением на одной оси балки и колес, их чаще всего выполняют ведущими.

Портальные мосты применяют на универсально-пропашных и реже на универсальных тракторах, а соосные - на универсальных и промышленных тракторах. На отечественных универсально-пропашных тракторах применяют передние мосты порталного типа.

Передний мост порталного типа с подрессоренной поворотной цапфой и переменной колеей ведомых управляемых колес (рис. 11.5,*а*) состоит из трубчатой стальной балки 2, шарнирно соединенной с передним брусом 1 полурамы осью 3 и может качаться относительно этой оси в поперечной плоскости. Возможность качания балки передней оси обеспечивает лучшую приспособляемость колес трактора к неровностям пути.

С обеих сторон в трубчатую балку 2, концы которой являются неразрезными, вставлены выдвигные кулаки, состоящие из сваренных между собой полых труб 4 с приваренными кронштейнами 5. Каждая внутренняя труба 4 имеет сквозные отверстия 6 для регулирования ширины колеи, в которые установлены фиксаторы. Во втулках кронштейна 5 выдвигного кулака вращается поворотная цапфа, состоящая из шкворня 7 и полуоси 10 колеса. Колеса 12 имеют индивидуальное подрессоривание пружинами 8, расположенными в кронштейнах 5 кулаков. Поворот управляемых колес осуществляется с помощью поворотного рычага 9.

Нагрузка от остова трактора через кронштейны 5 и пружины 8 передается на полуоси 10 поворотных цапф и далее через радиально-упорные роликовые подшипники 11 - на передние управляемые колеса 12.

В некоторых случаях (рис. 11.5,*б*) полуось 10 поворотной цапфы крепится к шкворню 7 через промежуточный фланец 13, который может устанавливаться в двух крайних положениях, что позволяет из-

менять дорожный просвет в передней части трактора в пределах Δh .

Передний мост пропашного хлопководческого трактора (рис. 11.6) часто выполняют в виде короткой оси 1 с установленными на ней одним ведомым управляемым колесом 2 и вилкой 3 , к которой шпильками прикреплен вертикальный поворотный вал (на рисунке не показан). Вал установлен в специальном радиально-упорном шариковом подшипнике, размещенном в цилиндрической кронштейне переднего бруса, что облегчает поворот управляемого колеса. Ось 1 колеса установлена в пазах вилки 3 и закреплена гайками 4 и планками-замками 5 , которые предохраняют ось от выхода из пазов вилки при отрыве колеса от опорной поверхности.

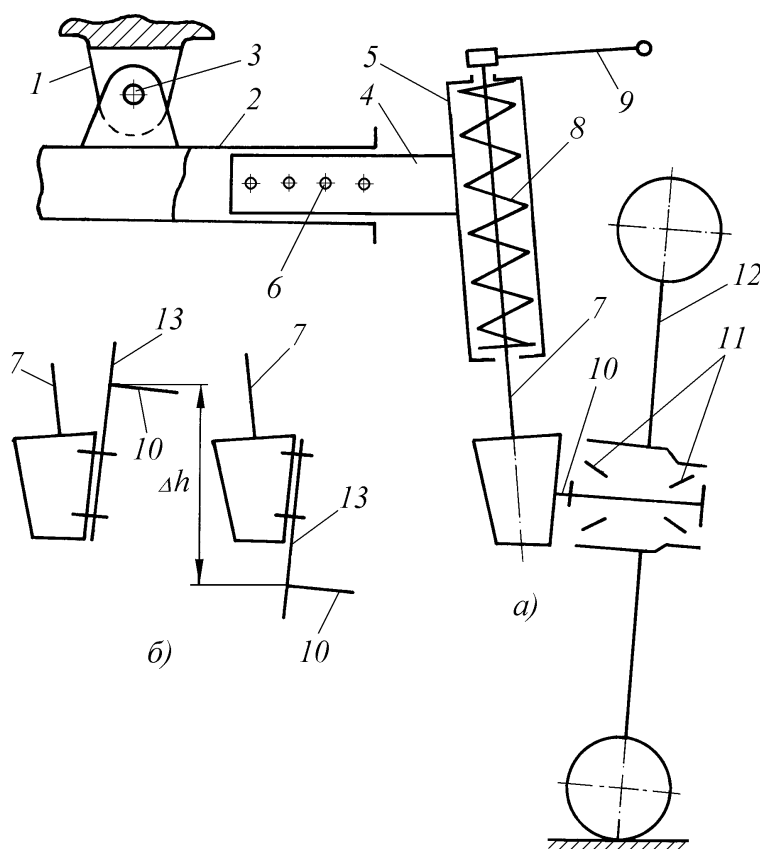


Рис. 11.5. Схема переднего моста с подрессоренной цапфой и переменной колеей управляемых колес

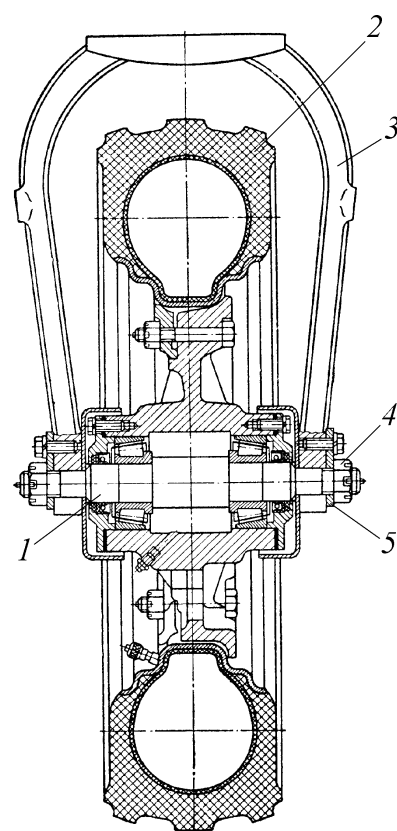


Рис. 11.6. Передний мост пропашного хлопководческого трактора

Такая конструкция переднего моста позволяет относительно просто получить агротехнический просвет 800...850 мм, улучшить вписываемость трактора в междурядья, уменьшить радиус его поворота при ограниченной ширине поворотной полосы и площадь уплотняемой поверхности. Все это важно при уходе за посевами хлопчатника.

11.4. Установка управляемых колес

Установка управляемых колес на переднем мосту должна обеспечить устойчивое прямолинейное движение, легкость поворота трактора, а также качение колес с минимальной затратой мощности, минимальным износом шин и отсутствием колебаний.

Для удовлетворения указанных требований управляемые колеса и их поворотные цапфы устанавливают под определенными углами в продольной, поперечной и горизонтальной плоскостях трактора (рис. 11.7).

Боковой наклон (развал) колес (рис. 11.7,а). Его выполняют в поперечной плоскости под углом γ с целью:

- облегчения поворота трактора, так как при этом уменьшается плечо a обкатки и, следовательно, момент, необходимый для поворота колеса;

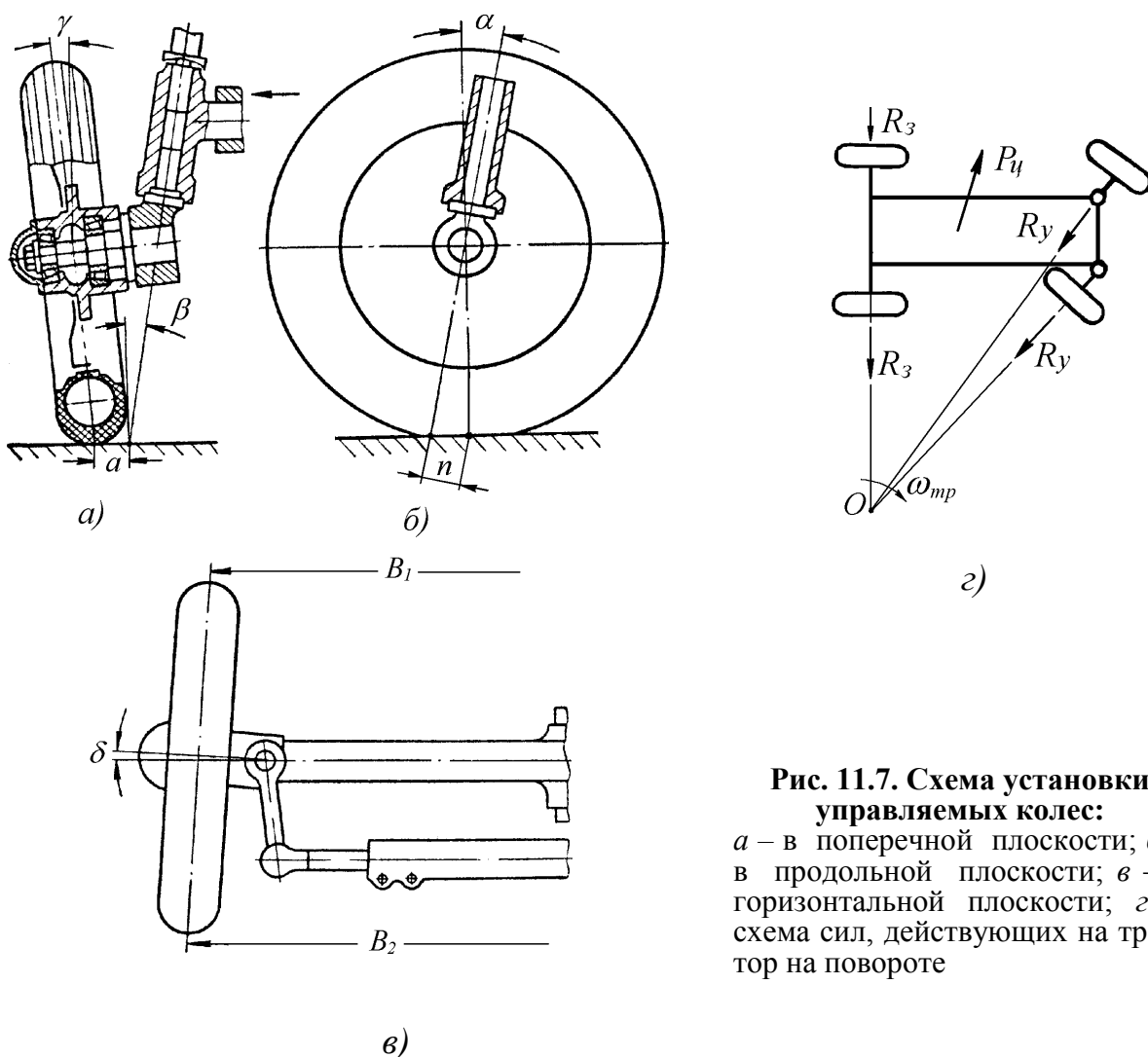


Рис. 11.7. Схема установки управляемых колес:
 а – в поперечной плоскости; б – в продольной плоскости; в – в горизонтальной плоскости; г – схема сил, действующих на трактор на повороте

- разгрузки малого наружного подшипника ступицы колеса и мест крепления подшипников, так как при такой установке колес воз-

никает осевая сила, прижимающая ступицу колеса к внутреннему большому подшипнику;

- компенсации износа в шарнирах и подшипниках, а также деформации деталей переднего моста, не допуская при этом отрицательного развала.

В существующих конструкциях тракторов угол $\gamma = 1,5 \dots 5^\circ$.

Вместе с тем установка управляемых колес с развалом под углом γ вызывает стремление колеса повернуться в сторону наклона. Однако колеса, связанные с трактором, будут двигаться по прямой, но с некоторым боковым скольжением, вызывающим ускоренный износ шин и увеличение расхода топлива.

Для устранения этого явления применяют **схождение управляемых колес** в горизонтальной плоскости (рис. 11.7,в). Для этого их устанавливают с некоторым наклоном вперед под углом δ . Схождение колес определяют разностью расстояний B_2 и B_1 , что составляет 2...12 мм и соответствует углу схождения δ , не превышающему 1° .

Боковой наклон шкворня поворотной цапфы в поперечной плоскости под углом β (рис. 11.7,а) уменьшает плечо a обкатки и улучшает устойчивость прямолинейного движения трактора, так как при повороте колес действует стабилизирующий момент, возвращающий колесо в продольную плоскость. Стабилизирующий момент возникает вследствие подъема передней части трактора при обкатывании колеса вокруг наклонного шкворня. Поэтому его очень часто называют весовым стабилизирующим моментом. При этом весовой стабилизирующий момент зависит от угла наклона β шкворня (у современных тракторов $\beta = 2 \dots 10^\circ$), веса трактора, приходящегося на управляемые колеса, и не зависит от скорости движения.

Наклон шкворня поворотной цапфы в продольной плоскости верхним концом назад под углом α (рис. 11.7,б). Его выполняют таким образом, чтобы продолжение его оси пересекало опорную поверхность немного впереди центра площади контакта шины с дорогой, образуя плечо n . Назначение угла α - сохранение прямолинейности движения трактора при высоких скоростях (обеспечение скоростной стабилизации управляемых колес). Это достигается тем, что при криволинейном движении трактора (рис. 11.7,з) на него действует центробежная сила P_u , пропорциональная угловой скорости ω_{mp} поворота трактора относительно центра O . Центробежная сила P_u вызывает действие боковых реакций почвы (дороги) R_z и R_y , соответственно на задние и передние управляемые колеса трактора. Действие реакций R_y в центрах контакта шин с опорной поверхностью на плече n (рис. 11.7,б) создает стабилизирующий момент, стремящийся управляемые

колеса повернуть в положение прямолинейного движения. У современных тракторов угол $\alpha = 1 \dots 5^\circ$. Ряд ведущих фирм мира увеличивает угол α до $10 \dots 12^\circ$ для увеличения угла поворота управляемых колес до $50 \dots 55^\circ$. Это позволяет уменьшить радиус поворота трактора.

Углы развала управляемых колес, поперечного и продольного наклона шкворня поворотной цапфы обеспечиваются конструкцией переднего моста и в условиях эксплуатации не регулируются. В процессе эксплуатации регулируют лишь сходимость управляемых колес путем изменения длины поперечных рулевых тяг.

11.5. Особенности колесных движителей универсально-пропашных и специализированных тракторов

Универсально-пропашные тракторы. Разнообразие выполняемых работ и производственных условий определили ряд требований к ходовой системе универсально-пропашных тракторов: агротехническая проходимость; агрегатируемость с комплексами машин; устойчивость движения и управляемость; высокая маневренность.

Агротехническая проходимость характеризуется:

размерами защитных зон и агротехнического просвета, обеспечивающих минимальное повреждение растений, в том числе в зоне движителя;

давлением движителя на почву и уплотненной площадью;

буксованием движителя;

глубиной колеи.

Схема вписываемости трактора в междурядья показана на рис. 11.8.

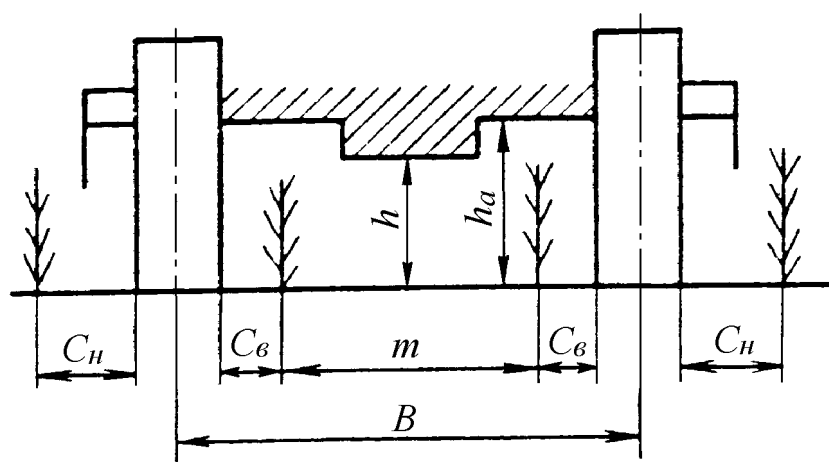


Рис. 11.8. Схема вписываемости трактора в междурядья:

C_n и C_b - защитные зоны по наружному и внутреннему абрису шины; m - ширина междурядья; B - ширина колеи; h_a - агротехнический просвет; h - дрожный просвет

Величина защитных зон C_n и C_e в зависимости от вида культуры составляет 120...200 мм. Большие значения защитных зон относятся к кукурузе, подсолнечнику, хлопчатнику, а меньшие - к неполивной сахарной свекле.

Агротехнический просвет h_a выбирают исходя из условия обеспечения выполнения последней междурядной обработки. Для высокостебельных культур (кукуруза, подсолнечник, сорго) $h_a = 0,64$ м, для низкостебельных растений (свекла, картофель и др.) минимальный агротехнический просвет $h_a = 0,4$ м, а для некоторых специальных культур (хлопчатник, чай и др.) $h_a = 0,80...0,85$ м.

Регулирование величины колеи может выполняться различными способами. Наиболее простым является способ изменения колеи, показанный на рис. 11.9,а. На выступающем конце полуоси 1 нарезаны шлицы, по которым может перемещаться и фиксироваться ступица ведущего колеса 2.

На рис. 11.9,б диск 2 колеса 3 может перемещаться по нарезанной винтовой поверхности 1 обода. При этом сам обод может поворачиваться относительно ступицы колеса (положение обода на рис. 11.9,б показано штриховой линией).

На рис. 11.9,в установка требуемой колеи обеспечивается телескопическим шлицевым соединением ведущего вала с валом ведущей шестерни конечной передачи и телескопическим соединением кожуха 2 конечной передачи и балки 1 моста, а также возможностью переворачивания обода колеса. Перемещение кожуха 2 относительно балки 1 осуществляется с помощью механизма червяк - рейка.

В некоторых случаях для изменения колеи поворачивают диски 2 колес относительно ступицы 1 и обод 3 (рис. 11.9,г) относительно диска.

На рис. 11.5 регулирование колеи управляемых колес выполняется перемещением внутренней трубы 4 относительно наружной балки 2 и установкой фиксатора в соответствующее отверстие б.

Для увеличения запаса грузоподъемности движителей, что позволяет применять более производительные широкозахватные или комбинированные машины и орудия, сохраняя при этом давление на почву в допустимых пределах, и обеспечения вписываемости пропашного трактора в междурядья иногда применяют сдвоенные расставленные колеса. Так, например, на пропашном тракторе ЛТЗ-155 класса 2 при обработке свеклы с междурядьем 0,45 м применяют сдвоенные шины 11,2-42, расставленные так, чтобы между ними можно было пропустить рядок растений.

Сдваивание колес применяют для увеличения тягово-сцепных качеств, снижения давления на почву и увеличения проходимости

трактора при работе на переувлажненных почвах. В этих условиях для тракторов МТЗ-100/102 предусмотрена установка сдвоенных задних колес с шинами 15,5-38.

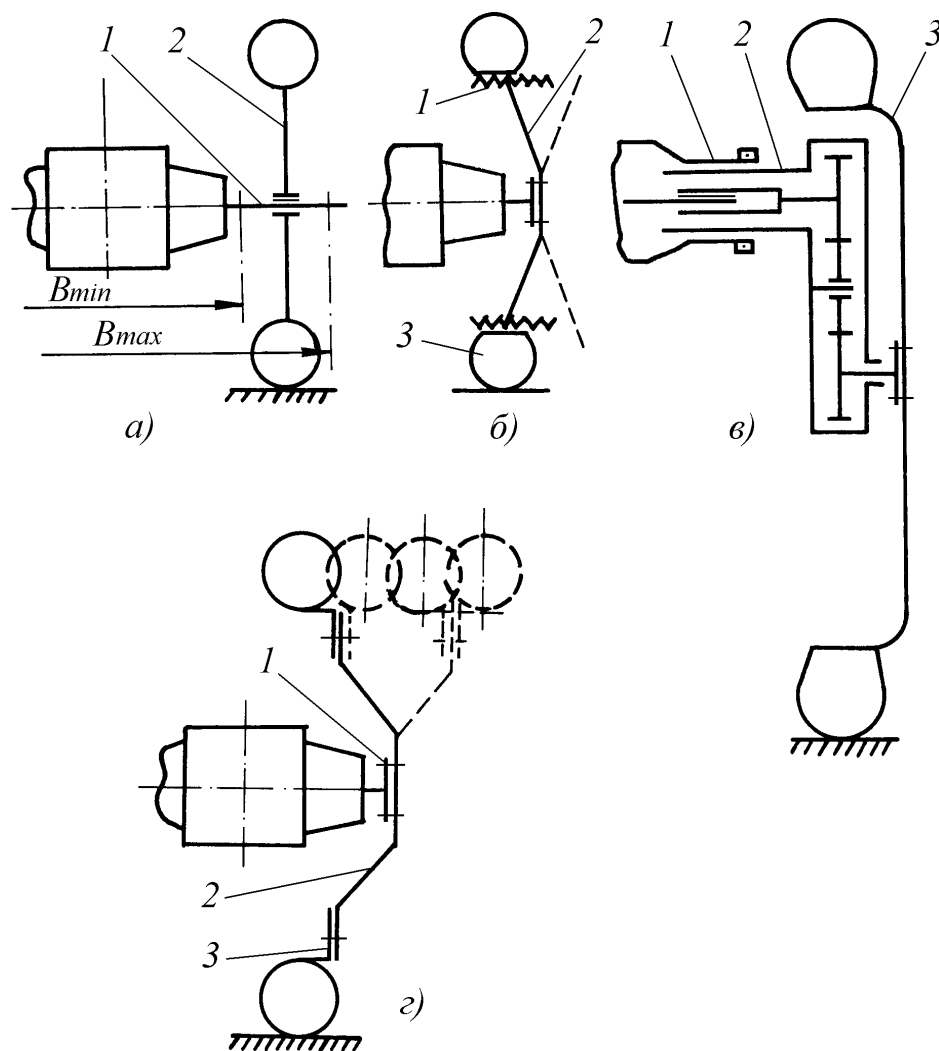
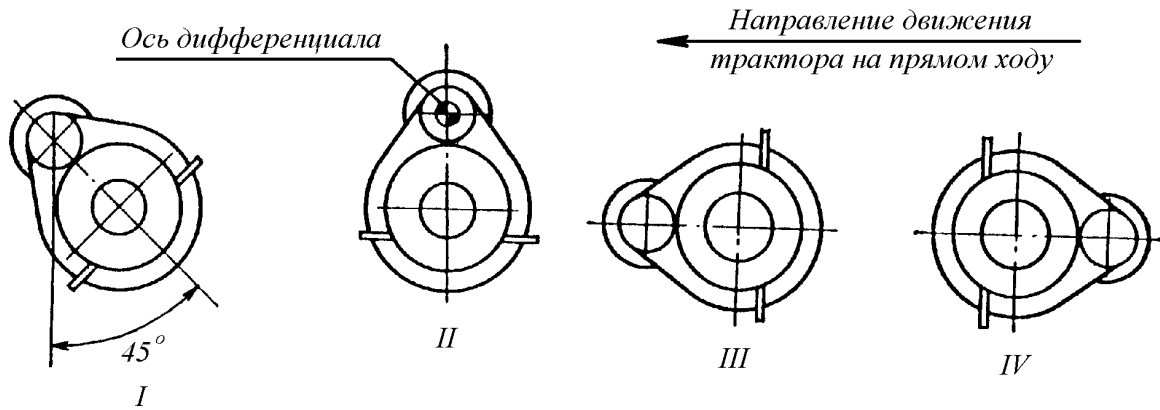


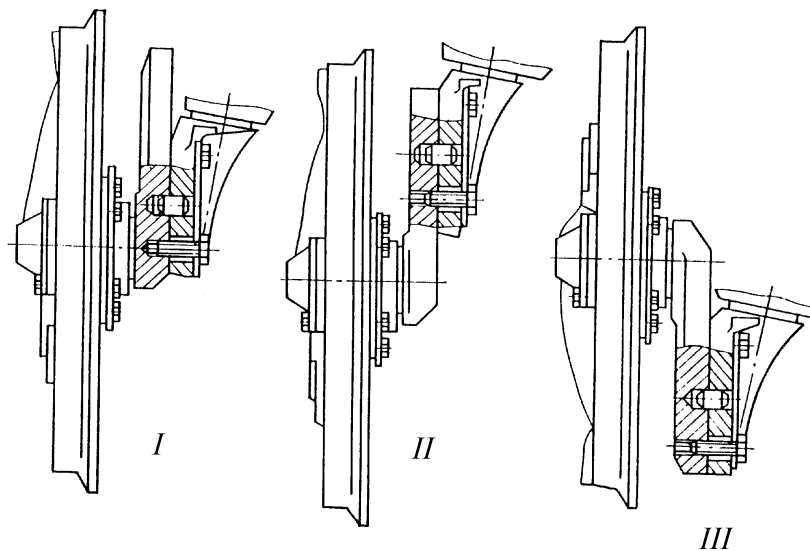
Рис. 11.9. Способы регулирования колеи универсально-пропашных тракторов

Регулирование дорожного и агротехнического просветов универсально-пропашных или универсальных тракторов, как правило, осуществляют ступенчато (см. рис. 11.5,б).

На рис. 11.10 показано изменение агротехнического просвета у универсально-пропашного трактора Т-25А (Т-30А80). Регулировка агротехнического просвета под задним мостом осуществляется поворотом корпуса конечных передач в одно из четырех возможных положений (рис. 11.10,а). Под передним мостом просвет устанавливают поворотом фланца поворотного кулака и креплением к нему фланца выдвижного кулака балки переднего моста (рис. 11.10,б). При этом получают три модификации: основную пониженную; высокую; низкую.



а)



б)

Рис. 11.10. Изменение агротехнического просвета трактора Т-25А (Т-30А80):
а – положение конечных передач при различных модификациях; *б* – положение переднего колеса различных модификаций; *I* – основной пониженной; *II* – высокой; *III* и *IV* – низкой

Сельскохозяйственные тракторы общего назначения. При пахоте тракторами общего назначения с регулируемой колеей колеса необходимо устанавливать на ее минимальное значение. Исходя из условия агротехники, расстояние от колес до края борозды должно быть не менее 0,15 м.

Специализированные тракторы сельскохозяйственного назначения. Тракторы равнинного исполнения могут быть приспособлены для работы поперек склона крутизной до 10...15° соответствующей настройкой ходовой системы без ее существенных изменений.

Повышение поперечной устойчивости универсальных и универсально-пропашных тракторов может быть достигнуто уменьшением вертикальной координаты центра масс, уширением колеи, а также тем и другим способом.

Приспособление ходовой системы трактора для работы на склонах до 20° у тракторов-склоноходов обычно осуществляют на основе одной из следующих схем (рис. 11.11):

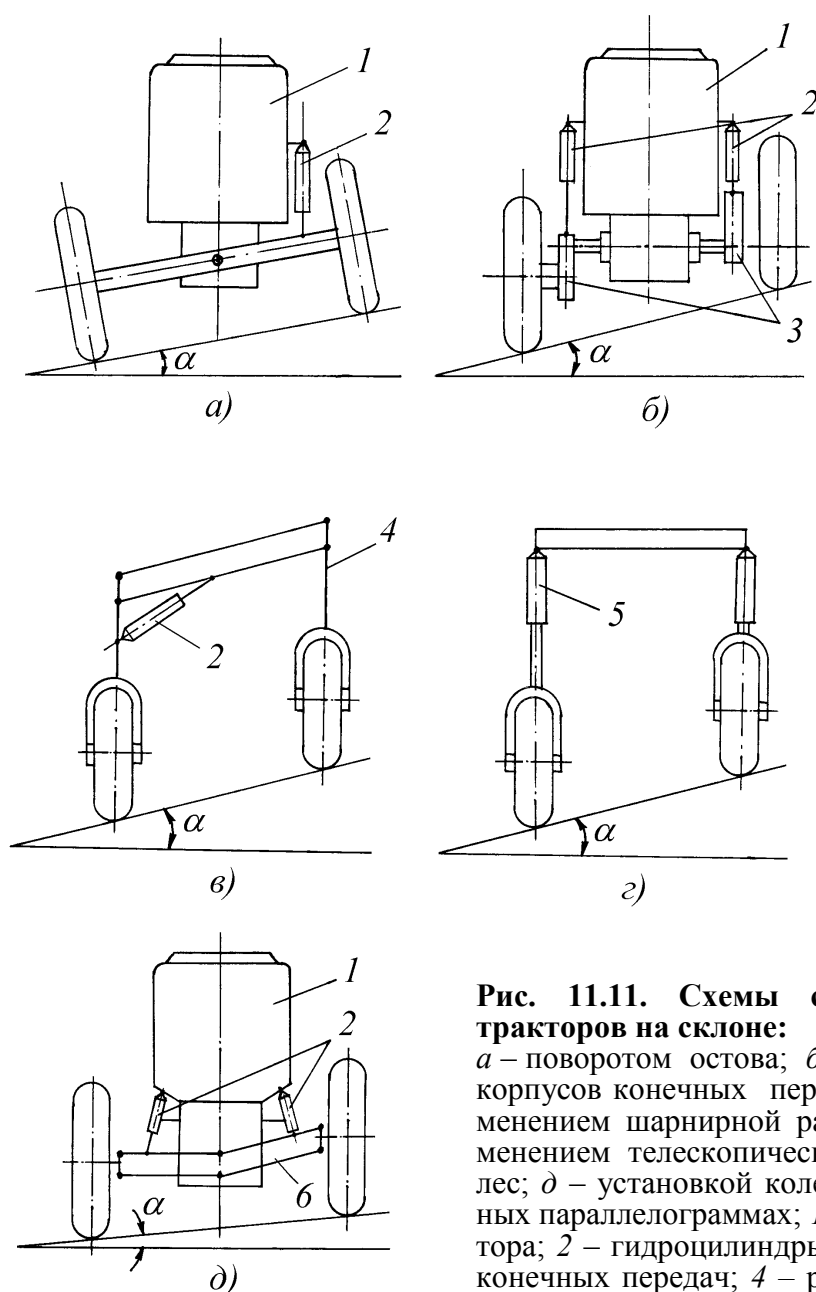


Рис. 11.11. Схемы стабилизации тракторов на склоне:

a – поворотом остова; *б* – разворотом корпусов конечных передач; *в* – применением шарнирной рамы; *г* – применением телескопических стоек колес; *д* – установкой колес на шарнирных параллелограммах; 1 – остова трактора; 2 – гидроцилиндры; 3 – корпуса конечных передач; 4 – рама трактора; 5 – телескопическая стойка колеса; 6 – параллелограмм

- поворотом остова трактора в вертикальное положение с помощью гидроцилиндра (рис. 11.11, *a*);
- стабилизацией в вертикальном положении ходовой системы

разворотом в разные стороны корпусов конечных передач (рис. 11.11,б);

- стабилизацией в вертикальном положении ходовой системы поворотом шарнирной рамы трактора (рис. 11.11,в);

- стабилизацией остова изменением длины телескопических стоек колес (рис. 11.11,г);

- стабилизацией остова трактора перемещением колес, установленных на шарнирных параллелограммах (рис. 11.11,д).

Трактор-склоноход МТЗ-82К выполнен по схеме, представленной на рис. 11.11,б и оборудован системой автоматической стабилизации остова, схема которой приведена на рис. 11.12.

При наклоне трактора маятник стабилизатора 10 перемещает золотник распределителя 4. Рабочая жидкость от насоса 2 через делитель потока 1, золотник распределителя 4, запорные клапаны 7 поступает в противоположные полости гидроцилиндров 8 и перемещает их штоки в разные стороны. Жидкость из смежных полостей гидроцилиндров 8 через золотник распределителя 4 возвращается в гидробак 3.

Гидроцилиндры 8 через коромысла 5 и продольные тяги 6 поворачивают корпуса 9 конечных передач таким образом, что ведущее колесо, верхнее по склону, поднимается, а нижнее опускается. Остов трактора устанавливается в вертикальное положение. Маятник 10 при этом перемещает золотник распределителя 4 в нейтральное положение, соединяя напорную полость со сливной. Запорные клапаны 7 устанавливаются в нейтральное положение, исключая утечку рабочей жидкости из гидроцилиндров 8.

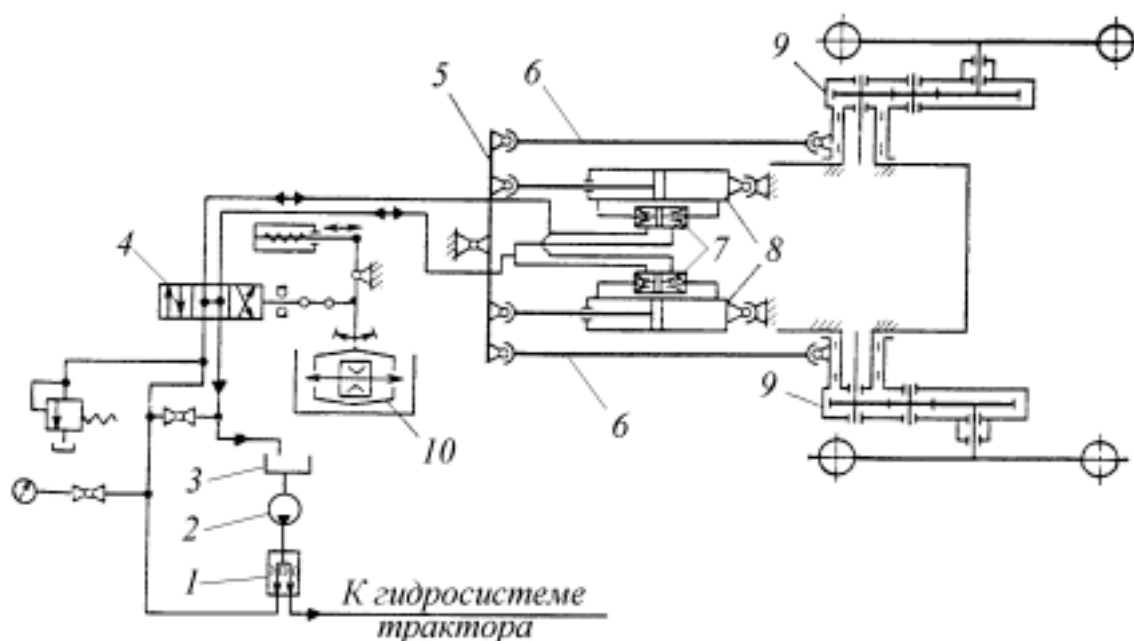


Рис. 11.12. Схема механизма автоматической стабилизации остова трактора

Тракторы с особо высоким агротехническим просветом до 1600...1800 мм предназначены для обработки высокостебельных пропашных культур (чая, табака, сахарного тростника и др.). Модификации универсальных тракторов, имеющие особо высокий агротехнический просвет, выполняются, как правило, с порталной конструкцией переднего управляемого моста с телескопическими стойками колес.

Повышенный агротехнический просвет под задним ведущим мостом достигается введением в задний мост дополнительной зубчатой пары, а высокий до 1500 мм агротехнический просвет - установкой цепных конечных передач, помещенных в корпуса, выполняющие роль боковых опор портала заднего моста.

11.6. Подвески колесных тракторов

Подвеска предназначена для соединения остова трактора с осями колес и обеспечения необходимой плавности хода трактора.

Подвеска состоит из устройств, обеспечивающих соединение остова трактора с осями колес. В эту группу могут входить упругие элементы (рессоры), амортизаторы и направляющее устройство.

Упругие элементы вводят в подвеску с целью смягчения толчков и ударов, передаваемых на остов при движении трактора по неровностям пути.

Амортизаторы применяют с целью гашения колебаний остова трактора.

Направляющее устройство обеспечивает необходимую траекторию перемещения колес при движении трактора по неровностям пути, ограничивает эти перемещения и разгружает в большинстве случаев упругие элементы от продольных и боковых усилий, а также реактивных моментов, возникающих в результате передачи на колесные движители крутящего момента от двигателя и при торможении.

Необходимость оснащения колесных сельскохозяйственных тракторов подвесками обусловлена требованиями эргономики и надежности тракторов при возросших транспортных скоростях универсальных и универсально-пропашных тракторов до 50 км/ч, а интегральных до 60...90 км/ч и спецификой движения по неровностям поля. Установку подрессоренной подвески на сельскохозяйственные тракторы связывают также со снижением уплотняющего воздействия движителя на почву.

Основными требованиями к подвеске колесного трактора являются:

- обеспечение необходимой плавности хода машины;
- достаточная надежность деталей;

- малые масса и габаритные размеры;
- удобство размещения в ходовой системе трактора;
- надежность передачи веса на движитель, что обеспечивает постоянное сцепление колес с опорной поверхностью;
- удобство и простота обслуживания.

Иногда к подвеске предъявляют и *дополнительные требования*:

- регулирование дорожного просвета и положения остова трактора;
- изменение характеристики подвески трактора с целью улучшения эксплуатационных свойств тракторного агрегата.

Подвески колесных тракторов различаются:

по наличию и числу упругих элементов - жесткие (без упругих элементов); *полужесткие* (с передним расположением упругих элементов); *упругие* (все опоры имеют упругие элементы);

по типу упругих элементов - металлические (листовые рессоры, винтовые цилиндрические или конические пружины, торсионы); *неметаллические* (резиновые, пневматические, гидравлические и гидропневматические);

по наличию специальных гасителей колебаний – с амортизаторами и без них.

В жесткой подвеске мосты непосредственно или при помощи кронштейнов жестко крепятся к остову трактора. Жесткие четырехточечные подвески применяют на погрузчиках и экскаваторах. Жесткие трехточечные подвески, у которых передний мост соединен с остовом в одной точке, применяют на хлопководческих тракторах, некоторых видах самоходных шасси, бульдозерах и канавокопателях.

В полужесткой подвеске передняя часть остова трактора соединена с мостом упругим элементом, задняя часть остова - неподрессорена. Такие подвески имеют тихоходные землеройные машины, универсально-пропашные тракторы, а также некоторые модели колесных тракторов общего назначения.

В упругой подвеске мосты соединены с остовом трактора таким образом, что могут перемещаться один относительно другого и относительно остова в вертикальной плоскости. Такими подвесками в настоящее время оснащено большинство универсальных колесных тракторов.

Различают два основных типа упругих подвесок: зависимые и независимые: первые отличаются тем, что оба колеса подвешены к остову на общем мосте, в результате чего их перемещение происходит вместе с мостом; вторые имеют независимое друг от друга упругое крепление колес с остовом при помощи рычагов, стоек и пружин.

Свойства упругих элементов подвески определяются их характеристикой – зависимостью между силой Q , действующей на упругий элемент, и его деформацией λ . На рис. 11.13 показаны различные характеристики упругих элементов подвески. Линейной характеристикой 1 обладают листовые рессоры, винтовые цилиндрические пружины и торсионные валы. Пневматические и гидропневматические упругие элементы в зависимости от конструктивного исполнения могут иметь различную характеристику, отличную от линейной. Винтовые конические пружины и резиновые упругие элементы имеют прогрессивную характеристику 2. Кусочно-линейная характеристика 3 может быть получена при параллельной установке упругих элементов с линейными характеристиками, но вступающими в работу при их деформации последовательно.

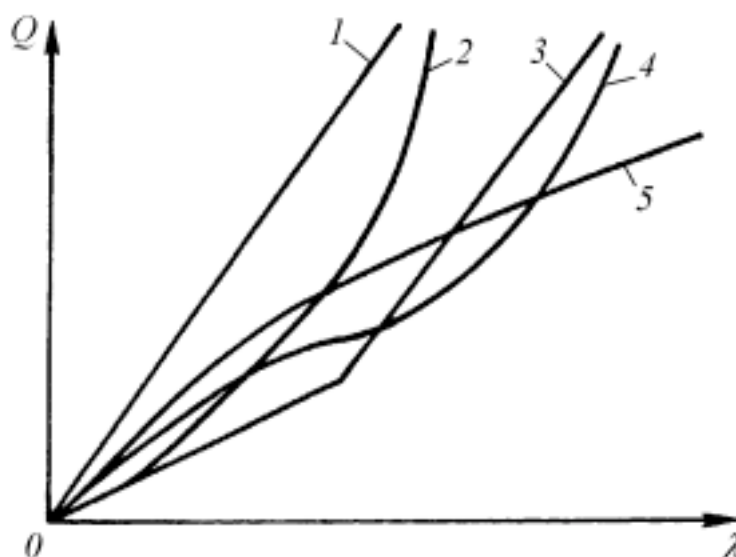


Рис. 11.13. Характеристики упругих элементов подвесок:
 1 – линейная; 2 – прогрессивная; 3 – кусочно-линейная; 4 – выпукло-вогнутая;
 5 – регрессивная

Листовые рессоры имеют широкое применение в подвесках колесных тракторов. Их преимуществом является способность воспринимать силы, действующие в разных направлениях и реактивные моменты при трогании трактора с места и при торможении. К основным недостаткам листовой рессоры относятся: высокое и изменяющееся со временем трение между листами и снижение долговечности, вызванное износом рессор. Оба недостатка можно устранить, применяя смазочный материал или пластмассовые прокладки между листами.

На современных тракторах преимущественно применяют полуэллиптические рессоры, которые лучше, чем упругие элементы других типов выполняют функцию направляющего устройства подвески

и рассредотачивают нагрузку по раме трактора.

Применение в подвеске резиновых упругих элементов, работающих на сжатие, сдвиг и кручение, позволяет получить упругую характеристику с переменной жесткостью при одновременном выполнении этими элементами функции гасящего устройства, а также снизить число мест смазывания. Недостатками резиновых элементов являются наличие в них остаточной деформации при длительном действии нагрузки и чувствительность к низким температурам.

У сельскохозяйственных тракторов традиционной компоновки подрессорены только передние мосты, а у тракторов автомобильной компоновки и интегральных тракторов - передние и задние мосты. Универсально-пропашные тракторы оборудованы независимыми подвесками передних колес. Подрессоривание передних колес трактора (см. рис. 11.5,а) выполняют пружины 8, размещенные внутри кронштейнов 5. На колесных тракторах общего назначения со всеми ведущими колесами одного диаметра широко применяется полужесткая зависимая подвеска (подрессорен только передний мост), где в качестве упругих элементов применяют полуэллиптические рессоры.

Зависимая подвеска переднего ведущего моста трактора Т-150К (рис. 11.14) состоит из двух продольных полуэллиптических рессор 2 в качестве упругого и направляющего устройств и двух гидравлических амортизаторов 4 в качестве устройства, гасящего колебания. Рессоры крепятся к раме трактора на переднем 1 и заднем 6 кронштейнах через резиновые опоры 5. С корпусом 14 ведущего моста трактора они соединены стремянками 3.

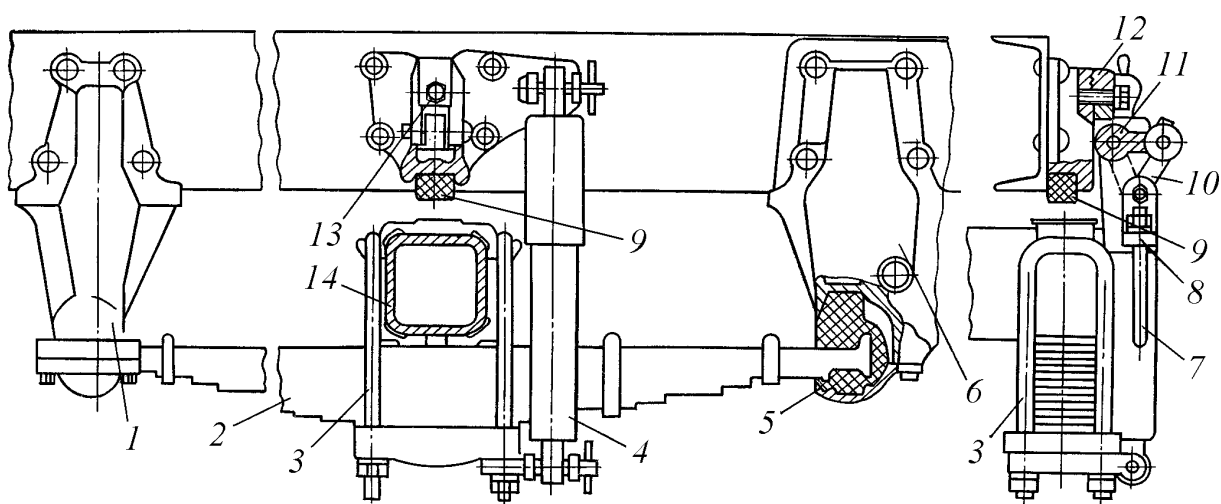


Рис. 11.14. Подвеска переднего моста трактора Т-150К

Перемещение переднего моста в вертикальной плоскости ограничено резиновыми буферами 9 и ограничителями 11, которые с од-

ной стороны соединены с замком 12, а с другой – через серьгу 10 с накладкой 8, прикрепленной к рессоре стремянкой 7. Для исключения раскачивания трактора при работе с бульдозером и другими навесными машинами в подвеске предусмотрен механизм блокировки, состоящий из замка 12, серьги 10 и накладки 8. Замок 12 крепится к кронштейну рамы трактора болтом 13 и пальцем соединен с ограничителем 11 или с серьгой 10, которая одним концом прикреплена к накладке 8, а другим - соединена с ограничителем 11 или с замком 12.

Для блокировки подвески нужно снять ограничитель 11, отпустить болт 13, соединить замок 12 с накладкой 8 с помощью серьги 10 (на рисунке показано штриховой линией), после этого затянуть болт 13, чтобы шлицы замка и кронштейна вошли в зацепление.

При изготовлении листовых рессор листам придают различную кривизну (рис. 11.15). Поэтому при сборе они получают предварительные деформации, знак которых противоположен знаку рабочих деформаций. Это обеспечивает некоторую разгрузку листов рессоры и повышает их долговечность. Листы собирают в пакет с помощью хомутиков. При этом некоторые рессоры стягивают центральным болтом.

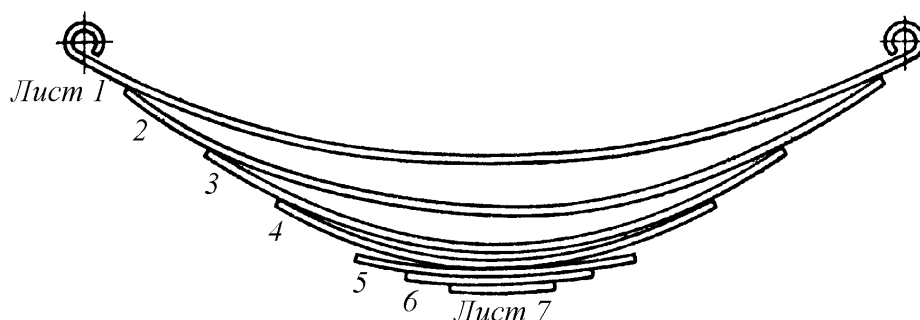


Рис. 11.15. Рессора с листьями различной кривизны в свободном состоянии

В пневматических подвесках в качестве упругого элемента используют сжатый воздух или азот, заключенный в жесткую или упругую оболочку. При перемещении колеса трактора относительно остова происходит изменение объема газа в замкнутой оболочке, характер которого определяет упругую характеристику подвески.

На рис. 11.16 показаны пневматические упругие элементы, в которых газ заключен в упругую оболочку. Они представляют собой резинокордные оболочки, уплотненные по торцам и заполненные воздухом под давлением.

Статическое давление воздуха в баллонных элементах 0,5...0,6 МПа (рис. 11.16,а и г), в диафрагменных 0,7...1,5 МПа (рис. 11.16,б и в).

Пневматические упругие элементы позволяют, изменяя статиче-

ское давление воздуха в упругих оболочках подвески, изменять дорожный просвет и поддерживать постоянным статический прогиб подвески при изменении на колеса трактора вертикальной нагрузки.

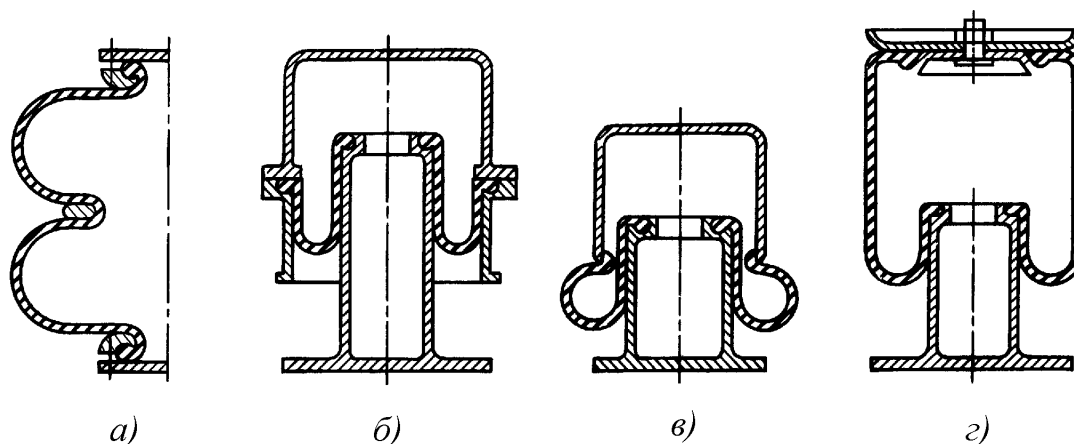


Рис. 11.16. Схемы резинокордных пневматических упругих элементов:
а – двухсекционный пневмобаллон; *б* – диафрагменный с направляющей; *в* – диафрагменный без направляющей; *з* - рукавный

В качестве гасящих устройств в подвесках тракторов используют *гидравлические амортизаторы*, в которых механическая энергия колебаний подрессоренной части остова трактора преобразуется в тепловую путем жидкостного трения при прохождении вязкой жидкости через калиброванные отверстия малого сечения. В результате жидкость нагревается и тепло передается в окружающей среде.

Конструктивно гидравлические амортизаторы исполняют телескопическими и рычажными.

Телескопические амортизаторы работают при давлении жидкости до 8 МПа, рычажные – до 30 МПа.

В качестве рабочей жидкости для амортизаторов применяют минеральные масла - веретенное или смесь турбинного и трансформаторного.

При работе амортизатора различают ходы сжатия и отбоя. При ходе сжатия колесо трактора перемещается в сторону остова, а при ходе отбоя – в противоположную.

В настоящее время в подвесках тракторов применяют гидравлические амортизаторы двухстороннего действия, в которых рассеяние механической энергии колебаний подрессоренной части остова трактора осуществляется при ходе как сжатия, так и отбоя.

Свойства амортизатора определяются его характеристикой - зависимостью между силой сопротивления на поршне амортизатора P_a и скоростью его перемещения $V_{п}$. На рис. 11.17 показана упрощенная характеристика гидравлического амортизатора двухсто-

ронного действия.

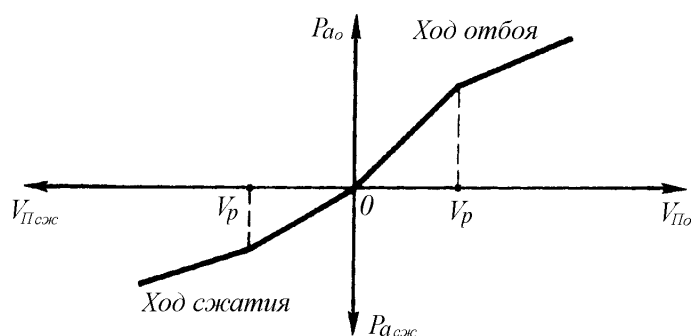


Рис. 11.17. Характеристика гидравлического амортизатора с разгрузочными клапанами:

(P_{ao} и $P_{асж}$ — сила сопротивления на поршне амортизатора при ходе соответственно отбоя и сжатия; $V_{по}$ и $V_{псж}$ — скорости поршня амортизатора при ходе соответственно отбоя и сжатия; V_p — скорость перемещения поршня, при которой открываются разгрузочные клапаны)

Для удовлетворения требованиям плавности хода трактора характеристика амортизатора должна быть несимметричной. При этом сила сопротивления на поршне амортизатора P_{ao} при ходе отбоя должна быть больше, чем сила $P_{асж}$ при ходе сжатия. Это обеспечивает меньшее воздействие со стороны амортизатора на остов при наезде трактора на препятствие. Кроме того, при проектировании амортизатора ограничивают силу P_a на поршне при обоих ходах амортизатора. Достигается это открытием разгрузочных клапанов при определенных скоростях движения поршня V_p .

Рассмотрим *гидравлический телескопический двухтрубный амортизатор* (рис. 11.18). Амортизатор проушиной 9 крепится к остову трактора, а проушиной 1 — к направляющему устройству подвески. Амортизатор состоит из штока 8, на нижнем конце которого закреплен поршень 6 с клапанами 4 и 11 и калиброванными отверстиями 10 в нем. Поршень расположен внутри рабочего цилиндра 7, который заключен в наружную трубу 5 и соединен с ней. Между наружной полостью цилиндра 7 и внутренней поверхностью трубы 5 имеется зазор, образующий компенсационную камеру C амортизатора. Внутренняя полость B цилиндра соединена с компенсационной камерой клапанами 3 и 12 и калиброванными отверстиями 2 (на схеме показано одно).

Полости A и B амортизатора заполнены рабочей жидкостью, а компенсационная камера C — частично жидкостью и воздухом.

На поршне 6 амортизатора расположены калиброванные отверстия 10, перепускной клапан сжатия 11 и разгрузочный клапан отбоя 4. В нижней части цилиндра 7 находятся перепускной клапан отбоя 12, калиброванные отверстия 2 и разгрузочный клапан сжатия 3.

При ходе сжатия, когда шток вдвигается в цилиндр 7, давление под поршнем в полости B повышается и жидкость перетекает через калиброванные отверстия 10 и разгрузочный клапан сжатия 11, который с ростом давления жидкости сразу же открывается.

Вследствие того, что объемы полостей под поршнем и над ним неравномерны (часть объема над поршнем занимает шток), избыток жидкости из полости *Б* перетекает через калиброванные отверстия *2* в компенсационную камеру *С*, сжимая имеющийся в ней воздух. При большой скорости перемещения поршня в цилиндре давление в полости *Б* поднимается настолько, что оно преодолевает усилие пружины разгрузочного клапана *3* и клапан открывается. В результате нарастание давления в полости *Б* уменьшается, что снижает силу сопротивления на поршне, а следовательно, на штоке амортизатора при ходе сжатия.

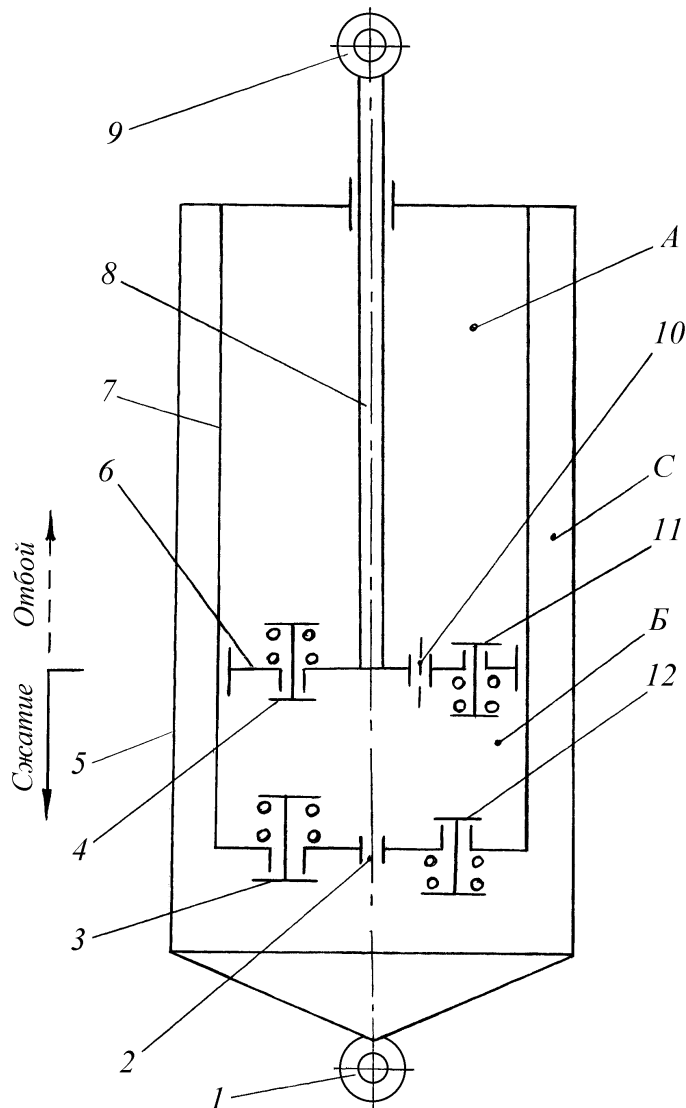


Рис. 11.18. Схема гидравлического телескопического двухтрубного амортизатора двухстороннего действия

При ходе отбоя, когда поршень *б* выдвигается из цилиндра *7*, давление над поршнем в полости *А* увеличивается и жидкость через калиброванные отверстия *10* перетекает в полость *Б*. Недостаток жидкости в полости *Б* будет покрываться перетеканием ее из компенсационной камеры *С* через отверстия *2*. При большой скорости движения поршня на ходе отбоя давление над поршнем в полости *А* возрастает, что вызывает открытие разгрузочного клапана отбоя *4* в поршне и тем самым ограничивает силу сопротивления на штоке амортизатора. Вследствие разрежения в полости *Б* открывается перепускной клапан *12*, что обеспечивает более быстрое перетекание жидкости из компенсационной камеры *С* в полость *Б* (здесь перетекание жидкости осуществляется одновременно

через отверстия *2* и клапан *12*).

Нормальным условием работы амортизатора является отсутствие в рабочей жидкости воздушных включений.

В рассмотренной схеме двухтрубного телескопического амортизатора воздушные включения в жидкости могут образоваться в компенсационной камере *C*, в которой жидкость контактирует с воздухом.

У гидравлического телескопического однотрубного амортизатора этот недостаток отсутствует (рис. 11.19). Полости *A* и *B* амортизатора заполнены рабочей жидкостью. Два разгрузочных клапана (сжатия *4* и отбоя *2*) расположены в поршне, в котором выполнены калиброванные отверстия *3*. Роль компенсационной камеры в амортизаторе выполняет полость *C*, отделенная от полости *B* с рабочей жидкостью плавающим поршнем *I*. В полости *C* находится сжатый газ, объем которого при ходе сжатия уменьшается, а при ходе отбоя увеличивается.

При ходе сжатия шток амортизатора вдвигается в его цилиндр. В результате увеличивается давление рабочей жидкости в полости *B* и она через калиброванные отверстия *3* перетекает в полость *A*. При этом плавающий поршень *I* под действием увеличивающегося давления в полости *B* перемещается вниз, сжимая газ в полости *C*. Это обеспечивает более пологое нарастание силы сопротивления амортизатора на поршне и одновременно компенсацию разницы изменения объемов полостей *A* и *B* при перемещении поршня.

С увеличением скорости перемещения поршня увеличивается давление жидкости в полости *B* и открывается разгрузочный клапан сжатия *4*. В результате жидкость из полости *B* в полость *A* перетекает через калиброванные отверстия *3* и клапан *4*, что снижает силу сопротивления на поршне амортизатора.

При ходе отбоя поршень выдвигается из цилиндра амортизатора. В результате увеличивается давление жидкости в полости *A* и она через отверстия *3* в поршне перетекает в полость *B*. Давление жидкости в полости *B* уменьшается, плавающий поршень *I* поднимается вверх за счет расширения предварительно сжатого газа в полости *C*, обеспечивая, тем самым, компенсацию разницы изменения объемов полостей *A* и *B* при перемещении поршня. С увеличением скорости перемещения поршня при ходе отбоя повышается давление жидкости в полости *A*, что приводит к открытию разгрузочного клапана отбоя *2* и снижению силы сопротивления на поршне амортизатора.

В рычажных амортизаторах рычаг одним концом связан с направляющим устройством подвески, а другим – с поршнем или лопастью. При перемещении последних внутри корпуса амортизатора жидкость из одной полости перетекает в другую через калиброванные отверстия и клапаны, сечения которых определяют характеристики отбоя и сжатия.

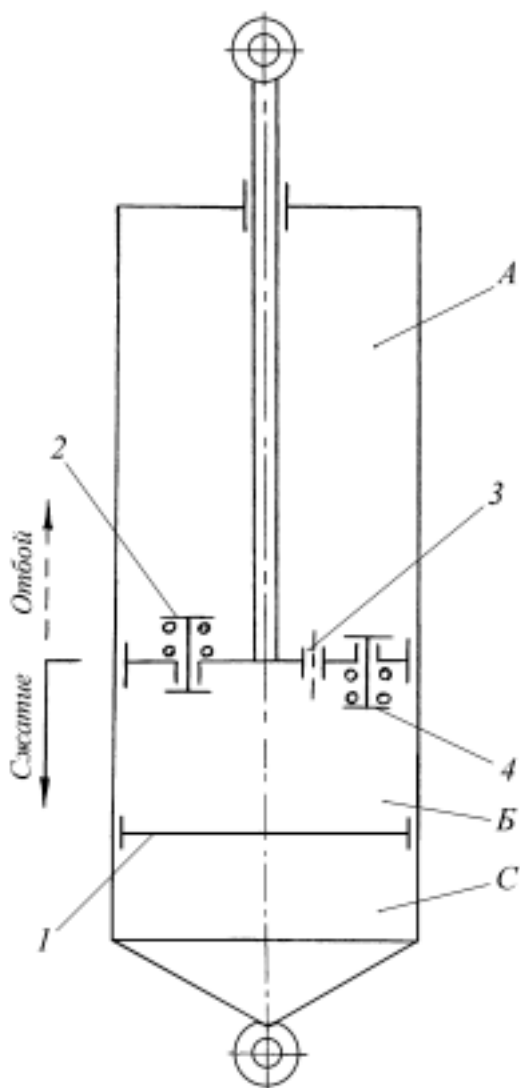


Рис. 11.19. Схема гидравлического телескопического однострубного амортизатора двухстороннего действия

прижатый слабой пружиной к верхнему торцу поршня. На торцах поршня имеются по одной кольцевой канавке и два ряда сквозных калиброванных отверстий. Отверстия внешнего ряда *б* выходят в канавку на верхнем торце, перекрываемую диском перепускного клапана сжатия *5*, отверстия внутреннего ряда *15* - в канавку на нижнем торце, перекрываемую диском разгрузочного клапана отбоя. Аналогично устроен перепускной клапан отбоя *9*. Его диск перекрывает отверстия *13*, расположенные по периферии корпуса клапана сжатия, образующего также днище рабочего цилиндра.

Цилиндр *17* полностью и часть компенсационной камеры *16* заполнены рабочей жидкостью - минеральным маслом (или смесью масел) с низкой вязкостью, мало изменяющейся в зависимости от температуры.

В подвесках тракторов рычажные амортизаторы не получили распространения. Однако их широко применяют на быстроходных гусеничных машинах.

В подвесках современных тракторов наиболее широко применяют гидравлический телескопический двухтрубный амортизатор двухстороннего действия (рис. 11.20). Его основными частями являются: рабочий цилиндр *17*; поршень *14* со штоком *18*; клапаны - перепускной сжатия *5*, разгрузочный отбоя *7*, перепускной отбоя *9* и разгрузочной сжатия *10*; компенсационная камера *16* - пространство между цилиндром *17* и кожухом *19*.

Разгрузочный клапан отбоя *7* представляет собой стальной диск с несколькими просечками, прижатый к нижнему торцу поршня пружиной *8*, а перепускной клапан сжатия *5* - такой же диск,

Посредством проушин *1* кожух *19* вместе с цилиндром *17* соединены с направляющим устройством подвески, а шток *18* - с остовом трактора. Поэтому во время хода сжатия поршень *14* перемещается вниз, а во время хода отбоя - вверх.

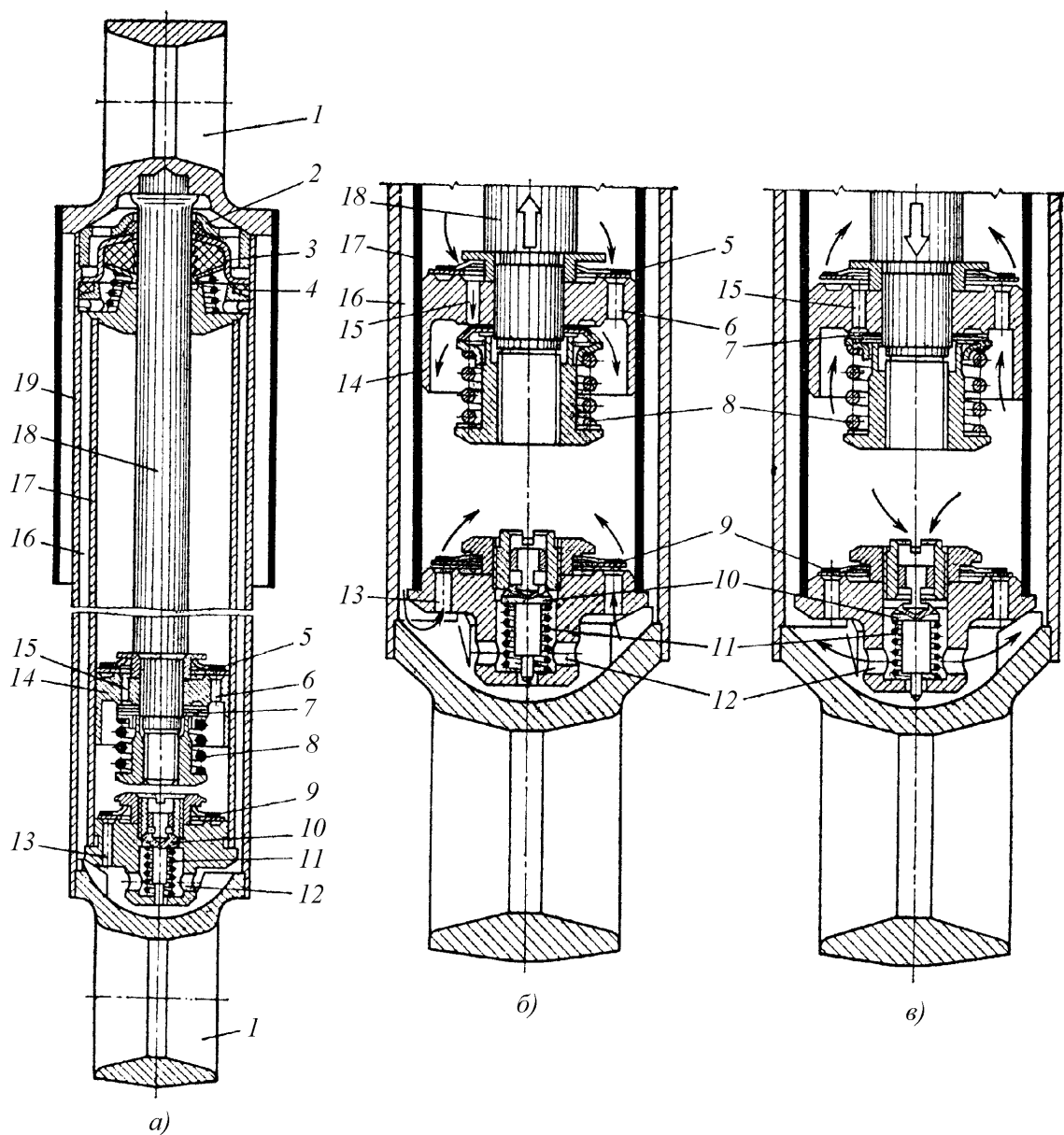


Рис. 11.20. Гидравлический телескопический двухтрубный амортизатор двухстороннего действия:

a – продольный разрез амортизатора; *б* и *в* – положение амортизатора при ходе соответственно отбоя и сжатия; *1* – проушина; *2* – гайка резервуара; *3, 4* – уплотнения; *5* – перепускной клапан сжатия; *6* – отверстие внешнего ряда; *7* – разгрузочный клапан отбоя; *8* – пружина клапана отбоя; *9* – перепускной клапан отбоя; *10* – разгрузочный клапан сжатия; *11* – пружина; *12* – выходные отверстия; *13* – впускное отверстие; *14* – поршень; *15* – отверстие внутреннего ряда; *16* – компенсационная камера; *17* – рабочий цилиндр; *18* – шток; *19* – кожух

При движении поршня вниз (рис. 11.20, *в*) жидкость вытесняется из подпоршневого пространства в надпоршневое через

перепускной клапан сжатия 5. Часть жидкости, объем которой равен объему вводимой в цилиндр части штока, выталкивается в резервуар через просечки перепускного клапана отбоя 9 и отверстия 13.

Если ход сжатия совершается резко, например при движении по плохой дороге, то вследствие возрастания давления жидкости открывается разгрузочный клапан сжатия 10, в результате чего предотвращается чрезмерное увеличение усилия на штоке 18 амортизатора.

При движении поршня вверх (рис. 11.20,б) жидкость из верхней части цилиндра перетекает в нижнюю через отверстия 15 в поршне и просечки разгрузочного клапана отбоя 7. Дополнительная часть жидкости, объем которой равен объему выводимой части штока, поступает в цилиндр из компенсационной камеры 16 через перепускной клапан 9. Если ход отбоя совершается резко, давление жидкости возрастает, оно преодолевает усилие пружины 8, и разгрузочный клапан отбоя 7 открывается. В результате ограничивается сила сопротивления на штоке 18 амортизатора.

Гидропневматические подвески стали применять в последние годы на современных тракторах (рис. 11.21). Упругая характеристика подвески зависит от изменения объема газа, заключенного в жесткую оболочку. При этом усилие от колеса трактора на объем газа передается через жидкость. Поэтому подвеску называют гидропневматической.

Гидропневматические подвески подразделяются на три типа:

- с одной степенью давления (рис. 11.21,а), когда предварительно сжатый газ расположен над поршнем в одном объеме (камера А);
- с противодавлением (рис. 11.21,б), когда предварительно сжатый газ находится как над поршнем (камера А), так и под поршнем (камера В), причем давление газа в камере А больше, чем в камере В;

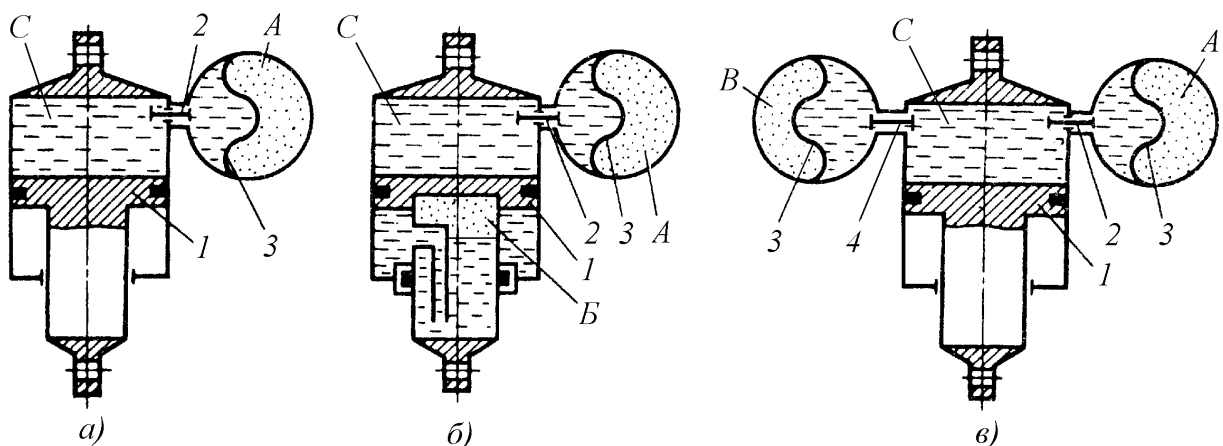


Рис. 11.21. Схемы гидропневматических упругих элементов:

а – с одной степенью давления; б – с противодавлением; в – с двумя степенями давления; 1 – поршень; 2 – амортизационный блок; 3 – диафрагма; 4 – клапан

- с двумя ступенями давления (рис. 11.21,в), когда две камеры с предварительно сжатым газом находятся над поршнем, но давление зарядки камер *A* и *B* различно. При этом в камере *A* газ сжимается в течение всего хода подвески, а в камере *B* газ начинает сжиматься только при открытии клапана *4* по достижении давления большего, чем зарядное давление этой камеры.

Передача усилий от поршня к газу осуществляется через масло. В ряде случаев масло может иметь непосредственный контакт с газом (камера *B* на рис. 11.21,б). Однако в современных конструкциях гидропневматических подвесок масло отделяют от газа плавающим поршнем или гибким разделителем (диафрагмой) *3*, так как при непосредственном контакте масла с газом в ходе работы упругого элемента подвески происходит вспенивание масла, что отрицательно сказывается на характеристике упругого элемента.

Применение жидкости в таких упругих элементах позволяет встраивать в них амортизационный узел *2*, состоящий из калиброванных отверстий и клапанов, как и в гидравлическом амортизаторе. В результате получается компактный агрегат, в котором размещены упругий элемент подвески и гидравлический амортизатор.

Увеличивая объем рабочей жидкости в полости *C* над поршнем *I* можно регулировать дорожный просвет и положение остова трактора. Это особенно важно для трактора, так как у него сильно меняется вертикальная нагрузка на элементы подвески при агрегатировании с различными орудиями.

11.7. Повышение тягово-цепных качеств колесных тракторов

Максимальная сила тяги трактора ограничивается буксованием движителя. Пневматические шины на влажных, рыхлых и заснеженных грунтах не развивают достаточного сцепления (буксуют). В результате уменьшаются сила тяги и скорость (ухудшается проходимость трактора), а также возрастают потери мощности на передвижение трактора и снижается экономичность его работы.

Способы повышения тягово-цепных качеств условно можно подразделить на две группы: первые увеличивают сцепление движителей с почвой, грунтом или дорожным покрытием; вторые позволяют увеличить сцепной вес трактора.

Повышение тягово-цепных качеств сельскохозяйственных тракторов. Увеличение сцепления движителей с опорной поверхностью может быть достигнуто: рациональным подбором типа шин и

давления в них; сдваиванием и страиванием ведущих колес; использованием полугусеничного хода; установкой дополнительных устройств на движитель, повышающих его сцепные свойства.

Площадь контакта шин с почвой или грунтом зависит от их размеров, давления воздуха, формы и размеров рисунка протектора, а также от глубины погружения колес в почву. Чем меньше давление воздуха, тем больше деформация шины и площадь контакта с почвой. С уменьшением давления на почву уменьшаются глубина колеи и сопротивление качению, возрастают потери на деформацию, внутреннее трение в материале шины и вызываемое ими сопротивление качению, снижается давление грунтозацепов и уменьшается их погружение в почву, а значит сила сцепления. Для разрешения указанного противоречия необходимо оптимизировать давление воздуха в шине для каждого вида почвы, грунта, дороги.

Увеличение площади контакта может достигаться при применении широкопрофильных и арочных шин, *сдвоенных и строенных ведущих колес*.

Например, трактор МТЗ-80 со сдвоенными ведущими колесами на шинах 12-38 на стерне суглинка развивает тяговое усилие на 20% больше и имеет на 40% меньшую глубину колеи, чем на одинарных шинах.

Для тракторов 4К4б массой свыше 7 т сдваивание и даже страивание колес применяется в основном для снижения давления на почву и уменьшения глубины колеи. Для этой цели используют специальные приспособления.

Основными элементами приспособления для сдваивания колес (рис. 11.22) являются захват 4, цепляющийся за скобы кронштейна 3, прижим 7, стяжной болт 5 и проставочное кольцо 6.

За рубежом приспособления для сдваивания и страивания колес выпускают специализированные фирмы.

Для особых условий работы колесных тракторов (заболоченная местность, пойма реки) применяют *полугусеничный ход*, позволяющий одновременно увеличить площадь контакта и сцепление движителей с почвой.

У трактора "Беларусь" *полугусеничный ход* выполнен в виде съемного приспособления, состоящего из эластичной ленточной гусеницы, монтируемой на задние колеса размером 12-38 и дополнительного колеса размером 6,5-16.

Натяжное колесо 1 полугусеничного хода (рис. 11.23) с осью 2 устанавливают на кронштейне 6, приваренному к балансиру 7. Задний конец балансира 7 через серьги 12 шарнирно соединен с кронштейном 13, привернутым к рукаву полуоси заднего колеса болтами 14.

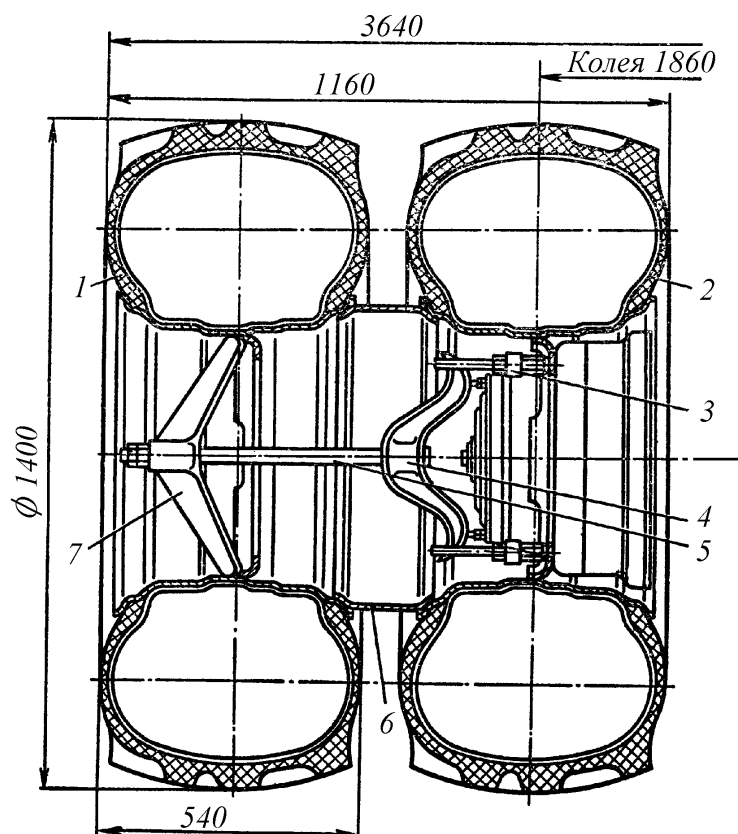


Рис. 11.22. Приспособление для сдваивания колес трактора Т-150К:
 1 – наружное колесо; 2 – внутреннее колесо; 3 – кронштейн; 4 – захват; 5 – стяжной болт; 6 – проставочное кольцо; 7 – прижим

На оси 2 имеется рейка, в зацеплении с которой находится червяк 4, устанавливаемый в кронштейне 6 балансира. Вращением червяка ось натяжного колеса может перемещаться в отверстиях кронштейна. Перемещением осей в сочетании с переворачиванием натяжных колес на ступицах достигают бесступенчатого регулирования колеи натяжных колес 1 в пределах 1500...1800 мм. Крышка 3 и заглушка 5 предохраняют внутреннюю полость кронштейна 6 от попадания грязи. В отверстиях кронштейна 6 ось 2 фиксируют клиновидным болтом 8. К продольной трубе балансира приварена шаровая опора 9, в которой шарнирно закреплена шаровая головка натяжного винта 10 пружинного амортизатора 11. Последний служит для регулирования натяжения гусеницы ввинчиванием или вывинчиванием винта 10 из внутренней трубы 17 амортизатора и прижатия натяжного колеса к грунту перестановкой верхнего конца наружной трубы 16 амортизатора в различные отверстия кронштейна 15.

Уширительные решетчатые колеса (уширители) - сравнительно дешевое и эффективное средство уменьшения давления и повышения тягово-сцепных качеств трактора на рыхлой почве. Они устанавливаются сбоку на обод колеса трактора и имеют несколько меньший

диаметр, чем шина. Недосток уширителей - их повреждаемость при наезде на твердые предметы при переезде с одного поля на другое.

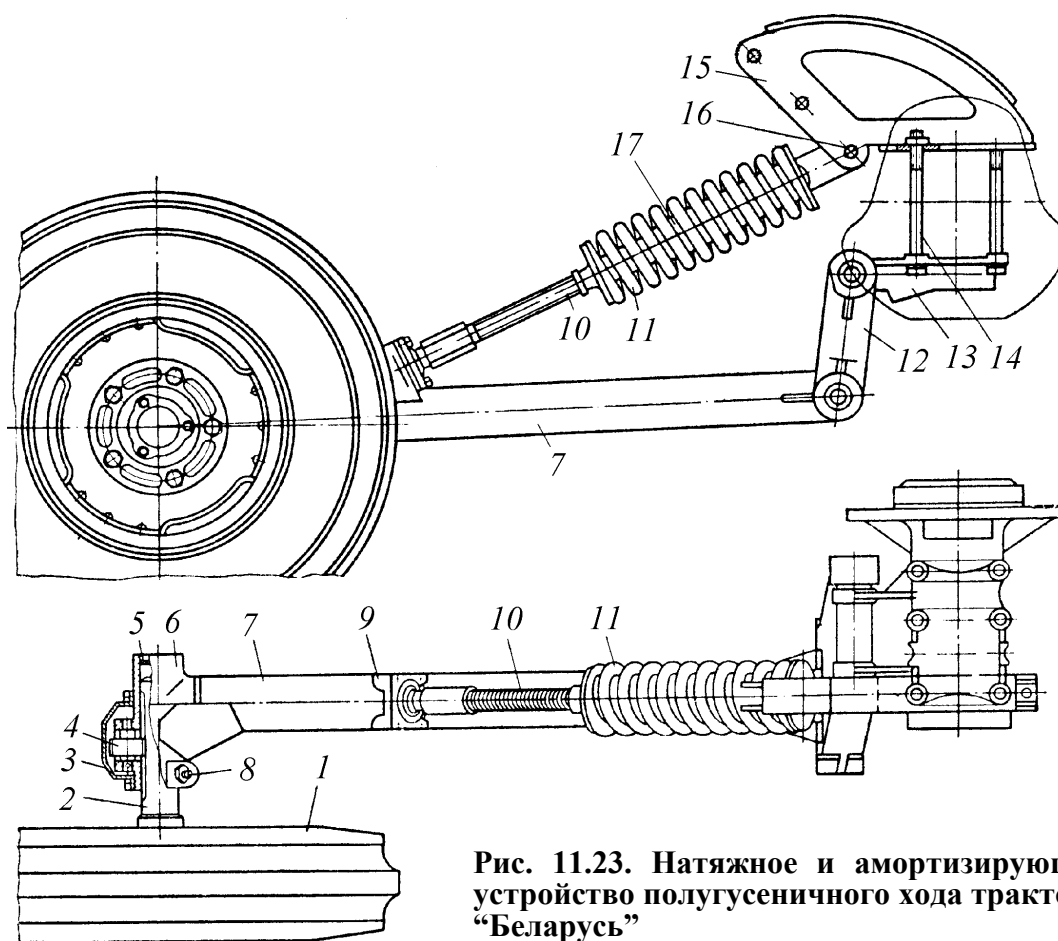


Рис. 11.23. Натяжное и амортизирующее устройство полугусеничного хода трактора “Беларусь”

Специальные металлические грунтозацепы, как правило, не снижают давления на почву и не уменьшают глубину следа. На полевых работах их применяют крайне редко, а используют при движении по влажным грунтовым и лесным дорогам. Дополнительные зацепы бывают в виде цепей противоскольжения или накладные, выдвижные лопаточные, расположенные сбоку колеса, а также накладные.

Увеличение сцепного веса трактора может быть достигнуто за счет увеличения собственной массы трактора и использования в качестве сцепного веса всего веса трактора (привод ко всем колесам), а также применением обоих способов.

Балластирование сельскохозяйственных тракторов является распространенным способом увеличения веса трактора и широко применяется на практике.

Металлические балластные грузы, масса каждого из которых не должна превышать 20 кг, устанавливаются на брус передней оси трактора или на диски ведущих колес. Суммарная масса балластных

грузов достигает 20...25% конструкционной массы трактора и устанавливается заводом - изготовителем с учетом прочностных возможностей трактора.

При недостатке сцепного веса, помимо установки грузов, камеры ведущих колес могут быть заполнены на 3/4 объема водой в теплое время года или 25% раствором хлористого кальция в холодное время.

Ведущие колеса тракторов для выполнения этой операции имеют водовоздушные вентили, а в комплект инструмента тракториста входят приспособления для выполнения этой операции.

Преимуществом жидкостного балластирования является то, что в использовании грузоподъемности шины не участвует масса столба жидкости с основанием в виде пятна контакта шины с поверхностью пути, а недостатком - большая затрата времени при заполнении и сливе жидкого балласта и трудность варьирования его величиной применительно к условиям работы (виды операций, тип и состояние почвы). Удаление воды при сливе балласта должно быть тщательным, иначе остатки воды в камере могут привести ее к порче.

Недостатки рассмотренных способов статического балластирования трактора (трудоемкость установки и снятия балластных грузов и заполнения шин жидким балластом и слив жидкости) устраняются при более совершенном динамическом способе увеличения сцепного веса.

При работе трактора с навесными машинами и орудиями увеличение сцепного веса обеспечивается *специальными устройствами гидросистемы и механизмов навески*, позволяющими догружать ведущие колеса за счет части массы навесных орудий и части вертикальной составляющей реакции почвы, воздействующей на рабочие органы орудия.

Такие устройства - догружатели ведущих колес устанавливаются на большинстве современных колесных тракторов. Принцип действия и конструкция догружателей ведущих колес рассмотрены ниже.

Наиболее эффективным способом повышения тягово-сцепных качеств колесных тракторов является установка привода ко всем колесам трактора. В результате полный вес трактора используется в качестве сцепного. В последние годы такие тракторы получили широкое распространение.

Одним из средств повышения тяговых качеств трактора является блокировка ведущего моста, исключая раздельное буксование ведущих колес.

Повышение тягово-сцепных качеств промышленных тракторов. Увеличение сцепления движителей с грунтом колесных про-

мышленных и лесопромышленных тракторов достигается применением шин со специальными зацепами протектора, применением цепей противоскольжения на тракторах-погрузчиках и лесопромышленных тракторах.

Увеличение сцепления и уплотняющего действия погрузчиков мусора достигается применением металлических колес с зацепами в виде шипов.

Для уравнивания массы ковша и увеличения усилия копания ковша на фронтальных погрузчиках применяют металлический балласт и жидкостное балластирование.

11.8. Уход за ходовой системой колесного трактора

Уход за ходовой системой трактора заключается в проверке и подтяжке резьбовых соединений, периодическом смазывании элементов ходовой системы в соответствии с инструкцией завода - изготовителя, в своевременном регулировании осевого зазора подшипников передних и задних колес, повседневном наблюдении за состоянием пневматических шин и величиной давления воздуха в них.

К числу основных требований, предъявляемых к техническому состоянию ходовых систем колесных тракторов, можно отнести следующие:

- недопустимость предельного износа рисунка протектора, наличия сквозных трещин и разрывов в покрышках колес;
- сходимость колес переднего моста в установленных пределах;
- соответствие ширины колеи и давления в шинах виду выполняемых работ.

Наиболее дорогостоящий и быстроизнашивающийся элемент ходовых систем колесных тракторов - шины. Правильное выполнение монтажа и демонтажа шин позволяет предупредить их преждевременный выход из строя. Перестановка шин, не предусмотренная инструкцией по эксплуатации трактора, недопустима.

Поступающие на монтаж покрышки и камеры должны быть сухими. Перед монтажом проверяют герметичность камер. Внутренние поверхности покрышек и наружные камер и ободных лент, а также ободы в зоне прилегания бортов припудривают тальком или смазывают заменяющими его составами.

Монтаж и демонтаж шин проводят на специальном участке с применением приспособлений. Запрещается производить монтаж и демонтаж шин непосредственно на тракторе.

Внутреннее давление воздуха в шинах контролируют перед вы-

ездом на работу.

Основные неисправности ходовой системы и способы их устранения даются в инструкции по эксплуатации трактора.

11.9. Тенденции развития ходовых систем колесных тракторов

В развитии конструкций ходовых систем колесных сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов отмечаются следующие основные направления.

1. Распространение тракторов с ходовой системой 4К4а. Около 72% моделей сельскохозяйственных тракторов, предлагавшихся на рынках в 1997 г. имели такую ходовую систему.

2. Совершенствование конструкций шин с целью обеспечения транспортных скоростей до 70...90 км/ч, увеличения грузоподъемности, улучшения сцепления с почвой, увеличения агротехнического просвета. Высокоскоростные шины для тракторов серийно выпускают все крупнейшие производители: Пирелли, Континенталь, Гудьер, Треллеборг. Шины для пропашных работ, обеспечивающие высокий агротехнический просвет, кроме отечественных, выпускают фирмы Континенталь и Нокиан.

3. Снижение уплотняющего воздействия движителей на почву. Это может быть осуществлено применением широкопрофильных и арочных шин, производство которых имеет тенденцию к увеличению, а также сдвоенных и строенных колес. Фирма Гудьер разработала шины с протектором, имеющим многочисленные грунтозацепы, которые оказывают щадящее действие на почву при работе на луговине. При снижении давления воздуха в шинах 18,4R38 с помощью регулятора давления при работе на рыхлой почве степень ее уплотнения на глубине 20 см уменьшается примерно на 20%. На рынке Германии предлагаются устройства регулирования давления в шинах тракторов и сельскохозяйственных машин с автоматическим и ручным управлением, последние серийно устанавливаются на тракторах автомобильной компоновки "Унимог" фирмы Мерседес-Бенц (Германия).

4. Повышение тяговых качеств шин за счет улучшения сцепления и увеличения грузоподъемности. Удельный вес шин с радиальным расположением корда, обладающих лучшими, чем шины с диагональным расположением корда, сцепными качествами, на рынках Западно-европейских стран продолжает увеличиваться и достигает 78%. Фирмой Файерстоун разработаны шины пониженного давления "Дуал-Бид" с высокой несущей способностью, сочетающие преиму-

щества диагональных и радиальных шин.

5. Расширяющееся применение систем поддрессоривания колесных тракторов, совершенствование существующих систем поддрессоривания, в том числе в направлении систем с нелинейными упругими элементами и амортизаторами. Тенденция подтверждается распространением систем поддрессоривания на универсальные тракторы традиционной и улучшенной традиционной компоновок, транспортные скорости которых 40...50 км/ч.

6. Применение бескамерных шин. Фирма Гудьер широко использует бескамерную конструкцию транспортных шин. Перспективность применения таких шин в будущем объясняется рядом их преимуществ перед камерными: меньшая чувствительность к проколам; приспособленность шин различной ширины к ободу одного типоразмера; меньшая стоимость и более простой монтаж; ремонт при проколе может осуществляться снаружи с помощью специальной ленты.

В развитии конструкций ходовых систем колесных промышленных и лесопромышленных тракторов отмечаются следующие основные направления.

1. Совершенствование конструкций шин с целью увеличения грузоподъемности, допустимой скорости движения, повышения тяговых качеств, для лесопромышленных и лесохозяйственных тракторов - повышения эластичности и снижения уплотняющего воздействия на почву

2. Распространение тракторов с ходовой системой 4К4б. Тракторы-погрузчики массой свыше 7 т, как правило, имеют ходовую систему 4К4б с шарнирной рамой, что обеспечивает их высокую маневренность.

Рулевое управление колесных тракторов

12.1. Общие сведения

Рулевое управление предназначено для поддержания и изменения направления движения колесного трактора в соответствии с действиями тракториста. Оно представляет собой часть комплекса механизмов и агрегатов системы управления движением трактора.

Поворот трактора. Существуют два принципиально разных способа поворота трактора при его движении:

1) поворотом в плане передних колес относительно задних (основной способ);

2) изменением скоростей поступательного прямолинейного движения правого и левого колесных движителей со всеми ведущими колесами одинакового диаметра (по способу поворота гусеничного трактора).

Для поворота колесных тракторов с полугусеничным ходом обычно совмещаются оба способа: передние управляемые колеса - поворотом в плане, а полугусеничный ход - изменением поступательных скоростей гусениц. Совмещенный способ поворота иногда применяют и для пропашных тракторов с целью получения небольшого радиуса поворота, когда при повороте передних управляемых колес притормаживают одно из задних ведущих колес, порой до полной его остановки.

При первом способе поворота на поворачиваемые колеса действуют боковые реакции грунта, которые и заставляют изменять направление движения остова трактора, а при *втором* - на ведущие колеса противоположных бортов трактора и заставляют их вращаться с разными угловыми скоростями, что вызывает появление на остова поворачивающегося момента.

Основным недостатком второго способа поворота является обязательное боковое проскальзывание протектора шины относительно поверхности пути. Это вызывает повышенный износ шин, сильное боковое нагребание на них земли при повороте на рыхлых грунтах и появление заноса остова при повороте на повышенной скорости движения трактора. Поэтому этот способ поворота не применяют на сельскохозяйственных и большинства промышленных тракторов. Его используют иногда на мощных относительно тихоходных колесных промышленных тракторах специального назначения с короткой базой и широкой колеей или на небольших малогабаритных колесных тракторах, в основном коммунального назначения.

Управление при втором способе поворота колесного трактора аналогично управлению гусеничным трактором.

Принципиальные схемы поворота колесных тракторов по основному их способу представлены на рис. 12.1. Следует отметить, что для обеспечения качения всех колес трактора при его повороте без их бокового скольжения необходимо, чтобы оси при условном продолжении пересекались в одной общей точке - центре поворота.

На рис. 12.1,а представлена схема поворота трактора с колесной формулой 3К2 с поворотной передней осью 1, на которой установлено одно управляемое колесо или два спаренных, установленных под углом друг к другу так, что в контакте с почвой они представляются как одно целое. При полностью заторможенном ведущем колесе 2 радиус поворота

$$R = 0,5B,$$

где B – поперечная база трактора.

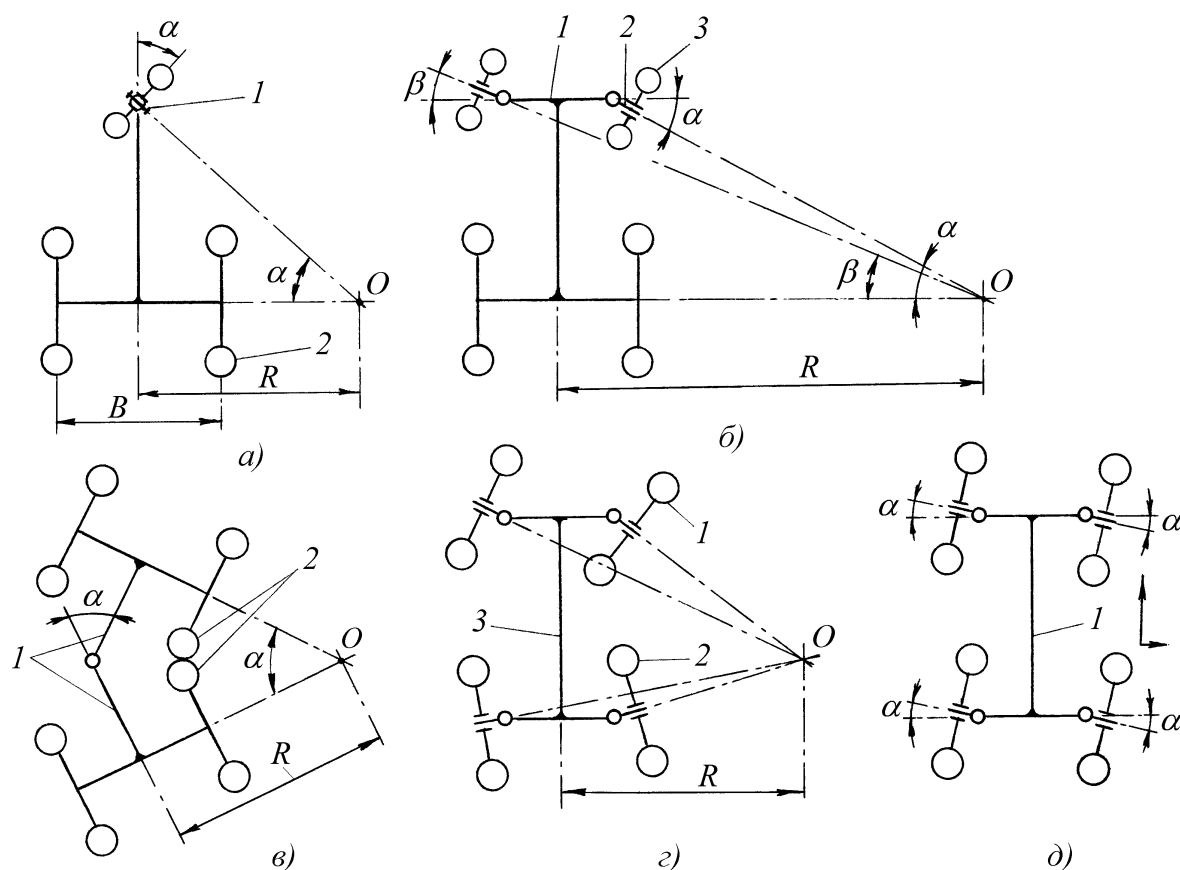


Рис. 12.1. Схемы поворота колесных тракторов

На рис. 12.1,б представлена схема поворота трактора 4К2 с неповоротной передней осью 1, на которой установлены поворотные цапфы 2 управляемых колес 3. Для выполнения указанного условия качения управляемых колес они поворачиваются на разные углы ($\alpha > \beta$).

По аналогичной схеме производится поворот трактора 4К4а.

Для трактора 4К4б наиболее характерна схема поворота (рис. 12.1,в) путем взаимного углового смещения двух шарнирно сочлененных полурам 1 их остова, относительно которых ведущие колеса 2 неповоротны. Минимальный радиус поворота R ограничен возможностью контакта колес 2 одного борта трактора, как показано на схеме.

Некоторые конструкции тракторов 4К4б выполняются с передними 1 (рис. 12.1,з) и задними 2 поворотными ведущими колесами относительно остова 3 . При этом, как правило, пологие повороты осуществляются посредством только передних ведущих колес 1 , а более крутые - продолжением поворота передних колес и одновременным поворотом задних ведущих колес 2 в противоположную сторону.

В некоторых конструкциях тракторов колеса поворачиваются не только по рассмотренной схеме (см. рис. 12.1,з), но и могут одновременно все поворачиваться на один и тот же угол α (рис. 12.1,д). Такое "крабовое движение" позволяет остову 1 одновременно двигаться вперед и в сторону без его поворота в плане. Оно необходимо некоторым специальным тракторам для выполнения соответствующих технологических операций.

Рассмотренные повороты тракторов осуществляются механизмами и агрегатами рулевого управления, к которым, помимо общих требований, *предъявляют ряд специальных требований*:

они должны обеспечивать устойчивость прямолинейного движения и хорошую маневренность трактора в любых условиях его эксплуатации;

не создавать условия для проскальзывания управляемых колес;

должны быть легкими в управлении, надежными в работе и удобными в обслуживании.

Рулевое управление состоит из рулевого привода и рулевого механизма (в большинстве случаев с усилителем).

Рулевой привод служит для установки управляемых поворотных колес или полурам остова с неповоротными колесами в положения для их качения без бокового скольжения при повороте и прямолинейном движении трактора.

Рулевой механизм преобразует повороты рулевого колеса в необходимые перемещения элементов рулевого привода для выполнения заданного направления движения трактора.

По принципу действия рулевые управления применяемые на тракторах можно классифицировать в основном на механические, механические с усилителями и гидрообъемные.

В механических рулевых управлениях, применяемых на легких колесных тракторах класса 0,6 и ниже, рулевой привод кинематиче-

ски связан с рулевым механизмом и поворот управляемых колес осуществляется только мускульной силой тракториста, приложенной к рулевому колесу.

Для рулевого управления различают *два передаточных числа: угловое (кинематическое) и силовое.*

Угловое (кинематическое) передаточное число u представляет собой отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота управляемого колеса трактора (для 3К2) или среднему углу поворота управляемых колес (для 4К2 и 4К4а). Его можно представить, как произведение двух передаточных чисел - рулевого механизма u_M и рулевого привода u_{II} :

$$u = u_M u_{II} .$$

При этом следует отметить, что при повороте управляемых колес передаточное число рулевого привода всегда величина переменная, так как меняется положение рычагов механизма поворота. Передаточное число рулевого механизма также может быть переменной величиной, но в большинстве случаев оно постоянное. Угловое передаточное число всегда является величиной переменной.

В существующих конструкциях $u_M = 18...40$.

Передаточное число рулевого привода u_{II} зависит от соотношения плеч привода. В процессе поворота колес плечи рычагов изменяются. В выполненных конструкциях u_{II} изменяется незначительно. Величина $u_{II} = 0,85...2,0$.

Максимальный угол поворота управляемых колес обычно не превышает $40...55^\circ$, максимальный поворот рулевого колеса в каждую сторону в существующих конструкциях тракторов составляет 1,5-3,0 оборота, и угловое (кинематическое) передаточное число рулевого управления $u = 12...30$.

Силовое передаточное число u' представляет собой отношение момента M_C сопротивления повороту управляемых колес со стороны грунта к моменту M_P , приложенному к рулевому колесу для его поворота.

$$u' = M_C / M_P .$$

Механическое рулевое управление с усилителем – это такое устройство, в котором рулевой привод также кинематически связан с рулевым механизмом, но поворот управляемых колес или полурам остова тракторов 4К4б производится, в основном, не мускульной силой человека, а специальным усилителем, управляемым трактористом. При отказе от работы усилителя поворот трактора в большинстве случаев совершается механической частью рулевого управления, но при больших затратах времени и усилия на вращение рулевого коле-

са. Подобные рулевые управления установлены на большинстве отечественных колесных тракторов класса 0,9 и выше.

При проектировании рулевого управления ограничивается как минимальное (30 Н), так и максимальное (120 Н) усилие на рулевом колесе при движении трактора. Ограничение минимального усилия необходимо, чтобы тракторист не терял "чувства дороги". При выходе из строя усилителя для поворота управляемых колес трактора на месте на бетонной дороге усилие на рулевом колесе не должно превышать 400 Н.

В гидрообъемном рулевом управлении отсутствует механическая связь рулевого привода с рулевым механизмом. Исполнительным элементом рулевого привода является гидроцилиндр двойного действия, соединенный трубопроводами с управляющим элементом рулевого управления - насосом-дозатором. Последний вместе с рулевым колесом представляет собой рулевой механизм, который может быть установлен в любом месте, наиболее удобном для тракториста.

Гидрообъемное рулевое управление получило широкое распространение на колесных тракторах.

12.2. Рулевой привод

Рулевой привод, в зависимости от рассмотренных способов поворота трактора и принципов действия рулевого управления, может быть механическим или гидравлическим.

Механический рулевой привод. Он служит для поворота двух управляемых колес тракторов 4К2 и 4К4а на разные углы α и β (см. рис. 12.1,б) с целью их "чистого качения".

Соотношение между углами поворота колес должно удовлетворять зависимости (рис. 12.2):

$$\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}\alpha = \frac{M}{L},$$

где β и α - углы поворота собственно внешнего и внутреннего колес; M - расстояние между осями шкворней поворотных цапф; L - продольная база трактора.

Такой поворот трактора можно осуществить с помощью рулевой трапеции или двух приводных продольных тяг.

Рулевой привод с наиболее распространенной рулевой трапецией заднего расположения приведен на рис. 12.2. Рулевая трапеция представляет собой шарнирный четырехзвенный механизм, состоящий из основания - неподвижной балки передней оси 1, двух одинаковых рычагов 4 и 8, поворотных цапф управляемых колес 3 и задней

неразрезной поперечной тяги 7.

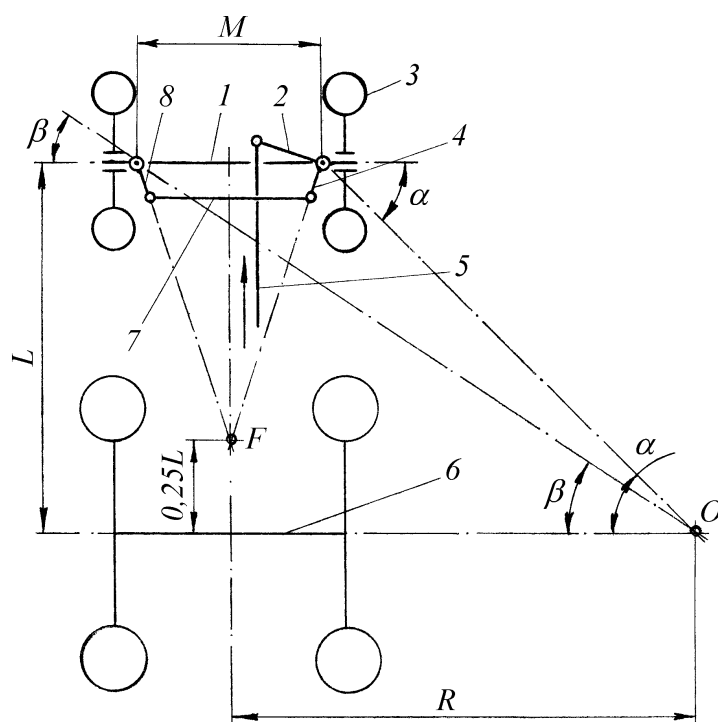


Рис. 12.2. Схема поворота трактора с рулевой трапецией заднего расположения

Для обеспечения поворота управляемых колес трактора на разные углы α и β необходимо, чтобы рычаги 4 и 8 при прямолинейном движении были наклонены под одинаковым углом к продольной оси трактора. Этот угол обычно определяется точкой F пересечения их продолжения на вышеуказанной оси и зависит от продольной базы L трактора и расстояния M между осями шкворней поворотных цапф.

Рычаг 4 выполнен как одно целое с поворотным рычагом 2 трапеции, к которому шарнирно прикреплена продольная рулевая тяга 5, соединяющая его с сошкой рулевого механизма (не показана). При приложении силы к тяге 5, как показано стрелкой, рычаг 2 непосредственно поворачивает правое (внутреннее) колесо на угол α и через элементы трапеции - левое (внешнее) на угол β . Этим обеспечивается пересечение продолжения осей колес в одной точке O на продолжении оси 6 задних ведущих колес при повороте трактора с радиусом R .

Тяга 5 в большинстве сельскохозяйственных тракторов располагается с правой стороны трактора, на которой находится и рабочее место тракториста. При перемещении тяги 5 назад колеса 3 трактора поворачиваются влево.

В зависимости от назначения трактора, компоновки его передней части, применяются и другие виды рулевых трапеций и их приводов (рис. 12.3).

Переднее расположение типовой рулевой трапеции показано на рис. 12.3,а. Передняя поперечная тяга 1 выполнена цельной и по длине больше рассмотренной трапеции заднего расположения. Рычаги 2 и 7 поворотных цапф ступиц 3 управляемых колес по длине и направлению такие же, как в предыдущей схеме. Балка передней оси 6 на

этой и других схемах на рис. 12.3 показана штриховой линией. Поворотный рычаг 4 трапеции приводится от продольной рулевой тяги 5.

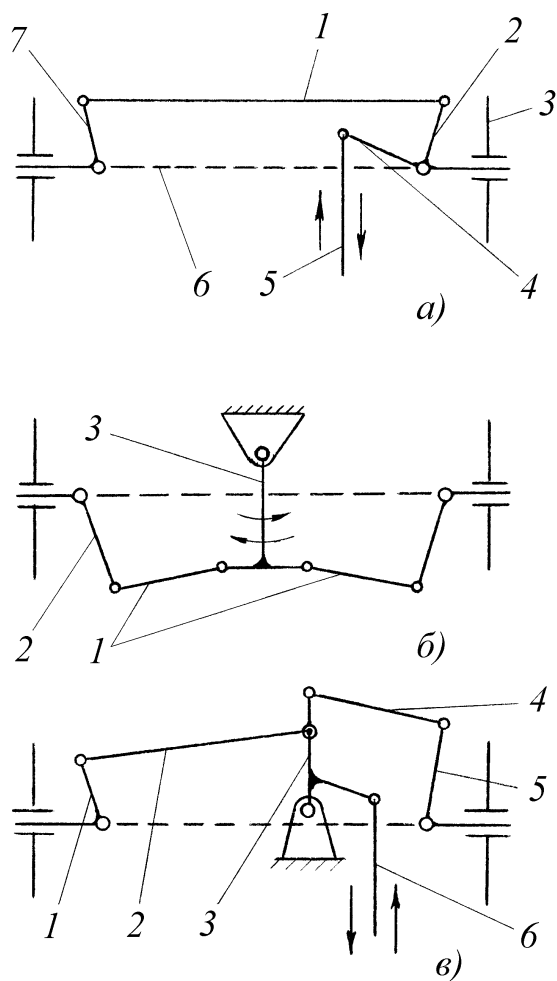


Рис. 12.3. Схемы рулевых трапеций

Рулевая трапеция заднего расположения с разрезной симметричной поперечной тягой (рис. 12.3,б) состоит из двух одинаковых тяг 1, одним концом шарнирно прикрепленных к рычагам 2 поворотных цапф, а другим - к шарниру рулевой сошки 3 с вертикальным приводным валом.

Рулевая трапеция переднего расположения с асимметричными поперечными тягами показана на рис. 12.3,в. В данном случае рычаги 1 и 5 поворотных цапф и тяги 2 и 4 имеют разную длину, а поворотный двухплечий рычаг 3 тяг значительно смещен к правой стороне трактора. Поворот рычага 3 производится продольной рулевой тягой 6. Встречаются аналогичные

асимметрические трапеции, где рычаг 3 является рулевой сошкой с вертикальным приводным валом, как на предыдущей схеме.

Следует обратить внимание, что на пропашных колесных тракторах с переменной колеей при ее изменении необходимо и изменение длины или длин поперечных тяг, что ведет к ухудшению кинематики поворота управляемых колес. Поэтому оптимальные параметры рулевой трапеции устанавливаются для наиболее часто применяемой ширины колеи подобных тракторов, чтобы ее изменение меньше сказывалось на увеличении бокового скольжения управляемых колес.

Определенными недостатками привода рулевых трапеций с использованием продольной тяги от сошки рулевого механизма являются: сложность бокового навешивания машин-орудий и возможность нарушения прямолинейного движения трактора. Последнее связано с тем, что при наезде одного из управляемых колес на препятствие происходит поперечный поворот передней оси и шарнира крепления

продольной тяги, вызывающий кинематическое несоответствие с положением другого ее шарнира на сошке рулевого механизма, приводящее к произвольному повороту управляемого колеса.

Вследствие этого преимущественное применение на тракторах имеют приводы рулевых трапеций без продольных тяг.

Рулевые приводы с продольными тягами выполняют двумя способами (рис. 12.4).

При первом способе (рис. 12.4,а) - продольные тяги 2 располагаются параллельно сторонам CD и ED равнобедренного треугольника CDE . Они шарнирно соединяют концы рычагов 1 поворотных цапф управляемых колес с реечно-шестеренным приводом 3 рулевого механизма. При движении тяг 2 по направлению штриховых стрелок трактор поворачивается вправо, а по направлению сплошных стрелок - влево. При этом одинаковые элементарные перемещения тяг 2 в противоположные стороны на величину ΔS вызывают появление разных углов поворота рычагов 1, обеспечивающих необходимую кинематику поворота управляемых колес.

Во втором способе (рис. 12.4,б) тяги 2 располагаются параллельно продольной оси трактора. Они шарнирно соединяют рычаги 1 поворотных цапф управляемых колес с двумя сошками 3 и 5 рулевого механизма 4. Для прямолинейного движения трактора сошки 3 и 5 располагаются параллельно установленными вниз с некоторым одинаковым их отклонением назад. Для поворота трактора сошки 3 и 5 поворачиваются в противоположные стороны, но на равные углы. Однако при этом из-за предварительного отклонения сошек 3 и 5 назад перемещения тяг 2 также в разные стороны происходят с разными значениями элементарных перемещений ΔS , чем и обеспечивается получение разных углов поворота управляемых колес.

Для обоих способов поворота при изменении ширины колеи трактора необходимо корректировать длину продольных тяг.

Несмотря на достаточно удовлетворительную кинематику поворота управляемых колес рулевые приводы с двумя продольными тягами не нашли широкого применения вследствие ряда существенных недостатков. Помимо самих тяг, один из недостатков которых отмечен выше, они уменьшают дорожный просвет трактора, а их взаимно противоположное движение при его повороте требует более сложного рулевого механизма.

Ввиду сложности рулевых приводов рулевые управления для совершения поворотов по схемам, показанным на рис. 12.1,з и д, применяемым в основном на специальных колесных машинах, не рассматриваются.

Тяги рулевого привода для облегчения делаются обычно труб-

чатыми и соединяются с рычагами посредством шаровых шарниров.

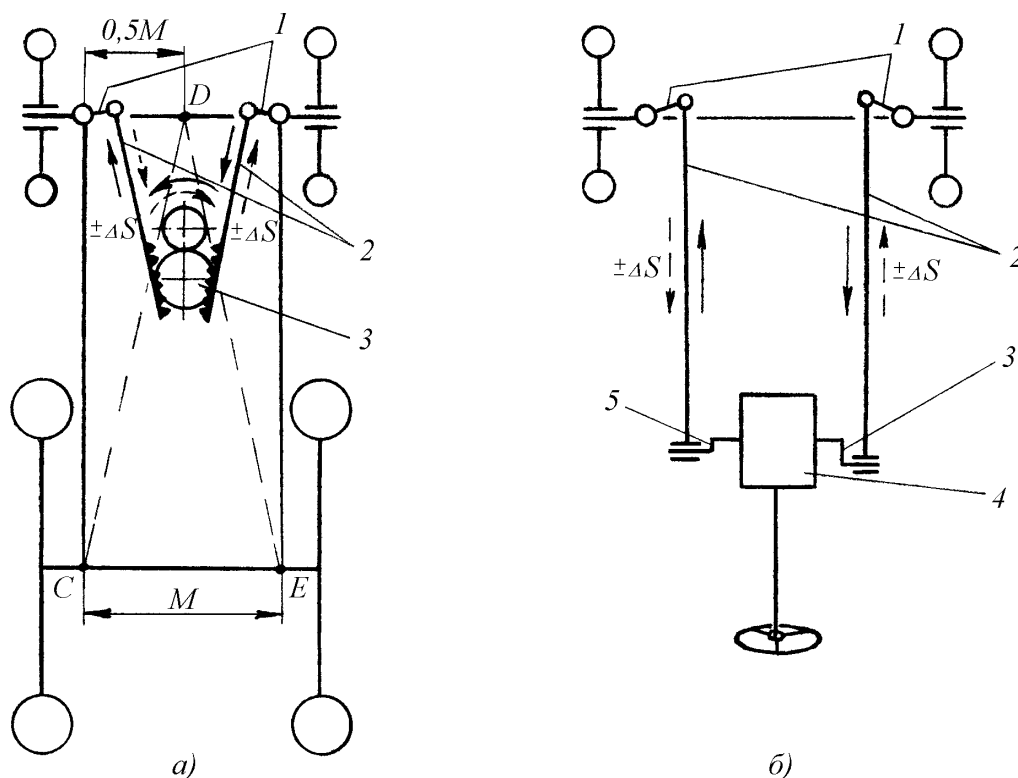


Рис. 12.4. Схемы рулевых приводов с продольными тягами

Шаровые шарниры рулевых тяг представлены на рис. 12.5. Основными деталями шарнира являются: шаровая головка (палец) с конусной шейкой 2, закрепленной в аналогичной расточке рычага 3 посредством гайки, и стяжные сухари 5 и 8, устанавливаемые в корпусе 1 шарнира. В зависимости от типа сухарей шарниры бывают с осевыми сухарями 5 и 8 (рис. 12.5,а) и с поперечными. Последние подразделяются на цилиндрические (рис. 12.5,б), клиновые (рис. 12.5,в) и с регулируемым шарниром (рис. 12.5,г). В первых трех типах шарниров для устранения зазоров сухари 5 и 8 поджаты к шаровой головке пружинами 6, которые удерживаются или простой пробкой 9 со стопорным шплинтом (рис. 12.5,а), или резьбовой пробкой 9 (рис. 12.5,б), или крышкой 9, фиксируемой стопорным разрезным кольцом (рис. 12.5,в).

Шарниры с металлическими сухарями обычно смазываются через масленки 7 (рис. 12.5,а и б). Шарниры с сухарями из антифрикционных полимерных материалов имеют одноразовое смазывание при сборке, что упрощает их эксплуатацию (рис. 12.5,в и г). Иногда нижний сухарь 5 (рис. 12.5,г) делают из упругого эластомера для устранения зазоров в шарнире. Здесь вместо пружин сухари 5 и 8 сжимаются

регулирующей пробкой 9, фиксируемой проволоочной стяжкой 10.

Для защиты внутренней полости шарниров обычно применяются различные уплотнения 4.

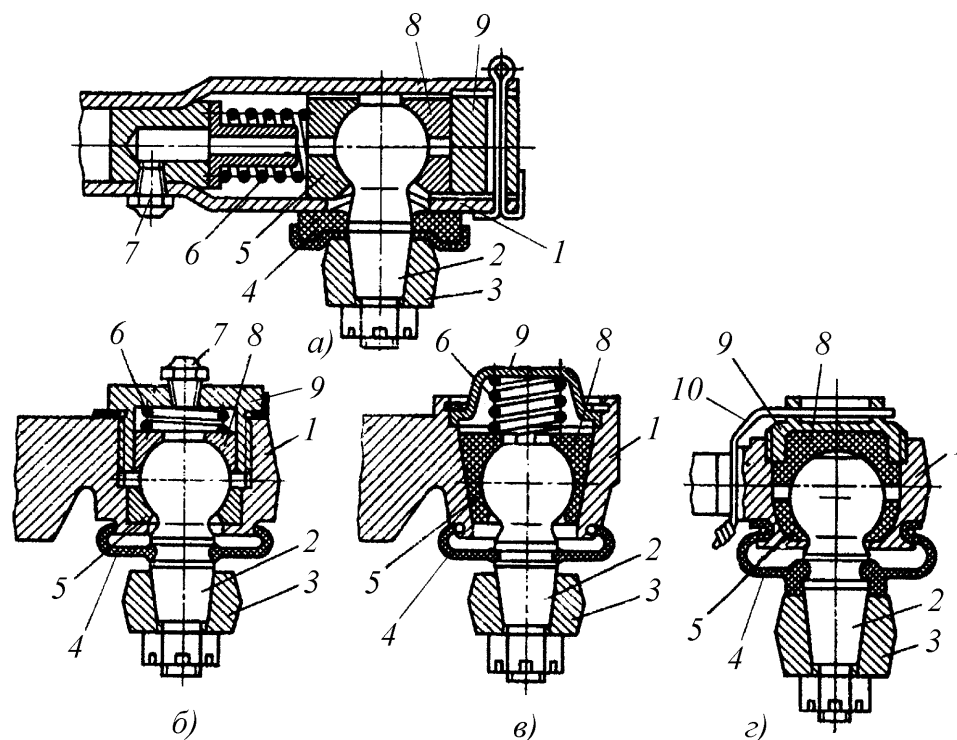


Рис. 12.5. Шаровые шарниры рулевых тяг

Гидравлический рулевой привод. Этот привод обычно применяется для взаимного поворота полурам остова трактора 4К4б с неповоротными ведущими колесами посредством силовых гидроцилиндров двойного действия (рис. 12.6.), управляемых от рулевого колеса через рулевой механизм с усилителем рулевого управления.

На рис. 12.6,а приведена схема гидравлического рулевого привода с одним гидроцилиндром 3 двойного действия, применяемая обычно на малогабаритных тракторах 4К4б. Корпус гидроцилиндра 3 шарнирно закреплен на кронштейне 5 задней полурамы 6, а его шток с поршнем шарнирно закреплен на аналогичном плече кронштейна 2 передней полурамы 1. Полурамы 1 и 6 соединены между собой в вертикальном шарнире 7. По трубопроводам 8 и 9 жидкость под давлением подается соответственно в надпоршневую А или в подпоршневую В полости гидроцилиндра 3, что обеспечивает поворот трактора в разные стороны.

Рулевой механизм с распределителем гидроусилителя (не показан), как правило, располагается на передней полураме 1 и тягой 4 обратной связи соединен шарнирно с кронштейном 5 задней полурамы 6.

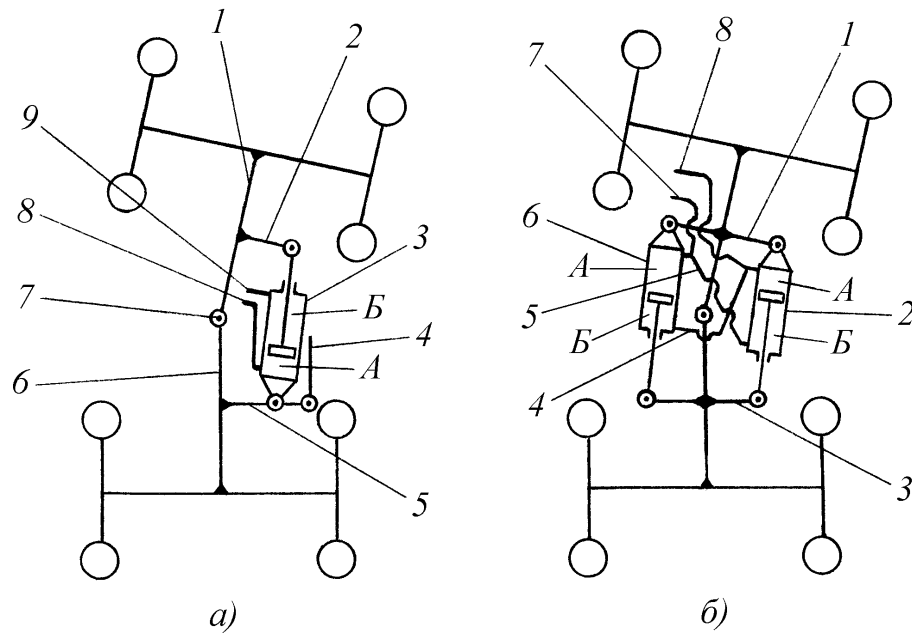


Рис.12.6. Схемы гидравлического рулевого привода тракторов с поворотными полурамами

Необходимо отметить, что при постоянной скорости подачи жидкости в неравные по объему полости гидроцилиндра время поворота трактора вправо несколько меньше времени его поворота влево. Для выравнивания времени поворота в обе стороны на мощных тракторах 4К4б ставят два гидроцилиндра (рис. 12.6,б). К двум одинаковым кронштейнам 1 передней полурамы шарнирно прикреплены корпуса гидроцилиндров 2 и 6, а к двум аналогичным кронштейнам 3 задней полурамы - их штоки с поршнями. Трубопроводы 4 и 5 соединяют соответственно полость А цилиндра 2 с полостью Б цилиндра 6 и полость Б цилиндра 2 с полостью А цилиндра 6. Соединенные объемы полостей цилиндров трубопроводами 8 и 7 соединены с распределительным устройством гидроусилителя (не показано).

12.3. Рулевой механизм

Тип рулевого механизма зависит от общего принципа действия рулевого управления. Поэтому их также можно классифицировать как: *механический; механический с усилителем и гидрообъемный*. Независимо от типа рулевой механизм должен обеспечивать:

- 1) устойчивое прямолинейное движение, при котором свободный ход рулевого колеса (люфт) не должен превышать 10...15°;
- 2) необходимую обратимость, позволяющую управляемым колесам возвращаться в положение прямолинейного движения при ос-

вобождении рулевого колеса (под действием стабилизирующих моментов, рассмотренных выше);

3) усилие на рулевом колесе, которое должно быть не менее 30 Н и не более 120 Н при движении трактора на повороте и не должно превышать 400 Н при повороте трактора на месте при выходе из строя усилителя;

4) отсутствие толчков и ударов на рулевом колесе при движении управляемых колес по неровностям пути.

Рулевой механизм механического типа. Он преобразует вращение рулевого колеса в угловое движение рулевой сошки, шарнирно соединенной с продольной тягой рулевой трапеции или непосредственно с ее поворотным рычагом. Так как в данном случае тракторист непосредственно собственной мускульной силой обеспечивает управление движением трактора, то для него особенно важно, чтобы наиболее полно удовлетворялись два последних требования к рулевым механизмам.

Рулевой механизм, как правило, представляет собой понижающий редуктор с достаточно большим передаточным числом.

По типу выполнения различают шестеренные, червячные, винтовые и смешанные рулевые механизмы.

Эти механизмы оценивают, в первую очередь, по степени обратимости, зависящей от прямого и обратного КПД. Прямым КПД рулевого механизма оценивается передача усилия от рулевого колеса к валу рулевой сошки, а обратным - передача на рулевое колесо возмущающих воздействий управляемых колес, приведенных к валу рулевой сошки. Оба КПД взаимосвязаны: при увеличении одного КПД - другое уменьшается. Так, при увеличении прямого КПД уменьшается требуемое усилие на рулевом колесе для поворота управляемых колес трактора, а также толчки и удары на нем вследствие уменьшения обратного КПД. Однако увеличивающиеся потери на трение внутри рулевого механизма при уменьшающемся обратном КПД ухудшают возможность самовозврата рулевого колеса в положение прямолинейного движения управляемых колес под действием стабилизирующих моментов.

Поэтому для рационального облегчения управлением трактора и соответствующего снижения толчков и ударов на рулевом колесе рулевые механизмы обычно выполняются на пределе обратимости с относительно высоким прямым КПД (0,75...0,85) и пониженным обратным (0,5...0,65).

Следует отметить, что потери на трение в рулевом механизме составляют примерно половину потерь на трение во всем рулевом управлении.

В шестеренном двойном рулевом механизме (рис. 12.7,а) передача усилия от рулевого колеса 8 к рулевой сошке 1 с поперечной рулевой тягой 9 осуществляется двумя парами конических шестерен: первая пара шестерен 6 обычная, а вторая состоит из ведущей шестерни 4 и ведомой 3, выполненной в виде сектора. Соединяют элементы передачи внешний рулевой вал 7 и внутренние валы 5 и 2. Однако вследствие повышенных габаритов редуктора, относительно малого передаточного числа и полной обратимости передачи (прямой и обратный КПД равны), шестеренные рулевые механизмы имеют очень ограниченное применение.

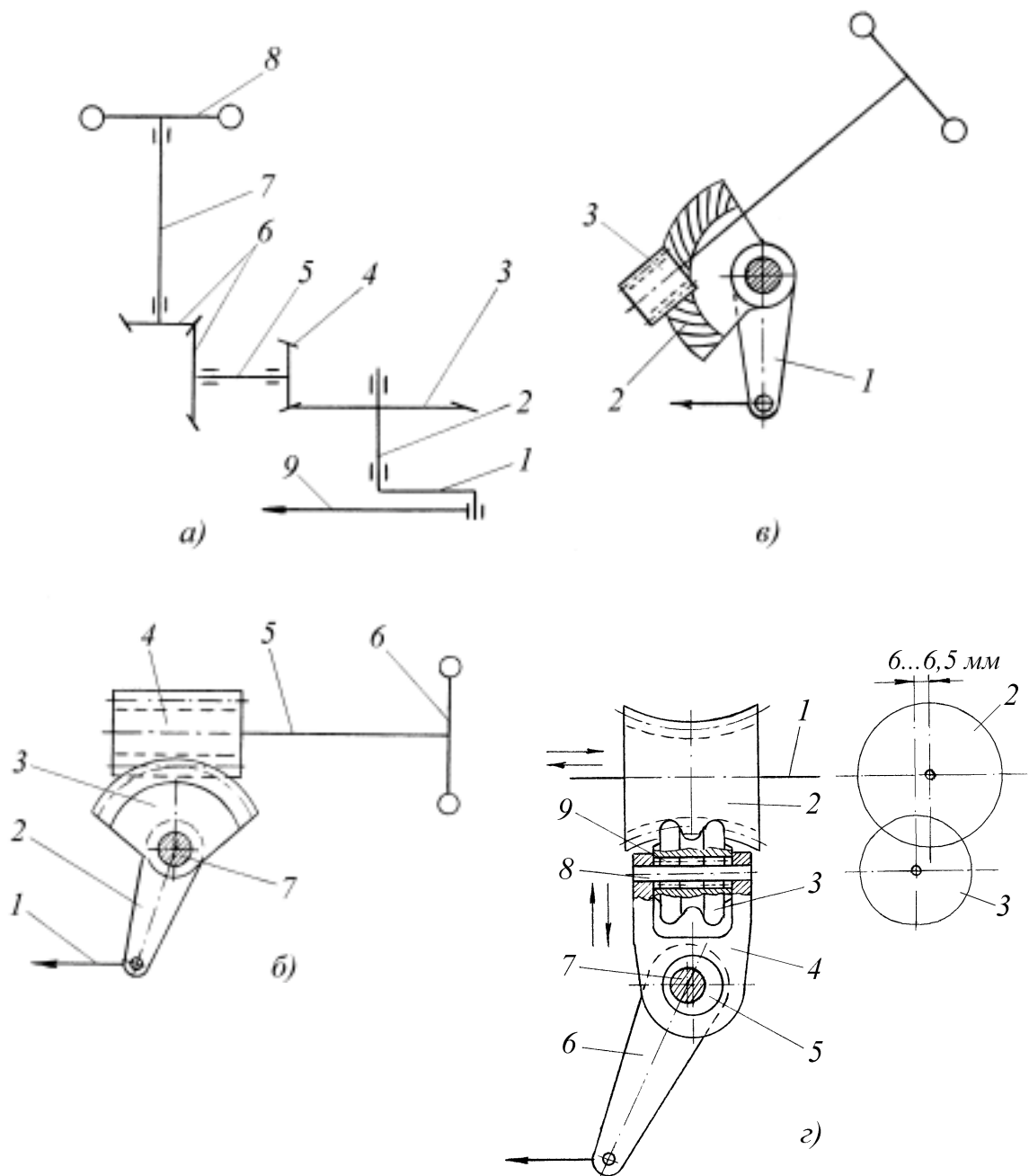


Рис. 12.7. Кинематические схемы рулевых механизмов

В червячном рулевом механизме (рис. 12.7,б), где рулевое колесо 6 и его вал 5 соединены с обычным цилиндрическим червяком 4, находящимся в зацеплении с сектором 3 червячного колеса. Рулевая сошка 2 с продольной тягой 1 соединены с сектором 3 посредством соединительного вала 7.

При наличии одного или двух спаренных управляемых колес сектор 3 устанавливается непосредственно на хвостовике вертикального поворотного вала 7.

Встречаются рулевые механизмы (рис. 12.7,в), в которых червяк 3 имеет зацепление с боковым червячным сектором 2, что обеспечивает большую площадь их контакта, а следовательно, меньшее давление в зубьях, способствующее уменьшению их износа. Как правило, сошка 1 непосредственно крепится на хвостовике вала сектора 2.

В двух рассмотренных рулевых механизмах (см. рис. 12.7,б и в) предусмотрено обязательное регулирование зазора в червячной паре.

В рулевом механизме с глобоидным червяком и радиальным двух- или трехгребневым роликом (рис. 12.7,г) при повороте рулевого вала 1 глобоидный червяк 2 заставляет поворачиваться ролик 3 (в этой схеме двухгребневой), перемещая его по дуге вместе с поворотной головкой 4 вала 7 сошки 6. Ролик 3 устанавливается на оси 8 обычно посредством игольчатых или шариковых подшипников 9, что снижает потери на трение в рулевом механизме. Поэтому подобные рулевые механизмы имеют более высокие значения прямого и обратного КПД.

Однако эти механизмы требуют двух регулировок: осевого зазора (посредством осевого перемещения червяка 2) и зацепления червячной пары (перемещением вала 7 рулевой сошки для изменения расстояния между центрами осей червяка 2 и ролика 3). Последнее обычно осуществляется установкой вала 7 на промежуточной эксцентриковой втулке 5 или предварительным боковым смещением на 6...6,5 мм оси вала 7 сошки вместе с роликом 3 относительно проекции оси червяка 2.

Следует отметить, что рулевые механизмы с глобоидным червяком и роликом имеют переменное передаточное число, определяемое отношением числа зубьев червячного колеса (ролик как его сектор) к числу заходов червяка. Обычно применяется однозаходный червяк. Наибольшее передаточное число рулевой механизм имеет при прямолинейном движении трактора. При повороте ролика 3 на большие углы он сопрягается с крайними витками червяка 2 и передаточное число рулевого механизма несколько уменьшается, что увеличивает усилие на рулевом колесе. В данном случае это способствует повышению безопасности движения, как сигнал трактористу об опасности

крутых поворотов трактора, особенно при повышенных скоростях его движения.

Винтовые рулевые механизмы, требующие больших углов поворота рулевого колеса при повороте управляющих колес на незначительный угол и не имеющие возможности регулирования зазоров в сопряженной паре винт-гайка при их изнашивании, практического применения в настоящее время почти не имеют.

Смешанные рулевые механизмы обычно применяются для рулевых управлений с двумя продольными тягами, которые в отечественных тракторах практически не применяются.

Механический рулевой механизм с усилителем. Его применяют на колесных тракторах, начиная с тягового класса 0,9 и выше, с целью облегчения управления. Так, при его отсутствии для поворота трактора на мягкой почве или его выезде из борозды к рулевому колесу приходится иногда прикладывать усилие до 400...500 Н, что значительно превышает допустимую норму. Без усилителя затруднен поворот с малым радиусом, так как необходимо увеличение скорости поворота рулевого колеса при ограниченном времени движения трактора (до 2,5 с). Это необходимо для уменьшения ширины поворотной полосы МТА при проведении различных сельскохозяйственных и других работ.

Эффективность применения усилителя оценивается коэффициентом усиления

$$K = P_p / P_y,$$

где P_p - усилие на рулевом колесе при отсутствии усилителя; P_y - усилие на рулевом колесе при наличии усилителя.

Для современных усилителей $K = 2...6$.

Вместе с тем, применение усилителя усложняет систему механического рулевого управления, его техническое обслуживание и в ряде случаев приводит к повышению изнашивания протекторов шин, затруднению стабилизации управляемых колес и нарушению синхронизации их поворота с поворотом рулевого колеса.

С целью снижения негативных последствий применения усилителя он должен отвечать следующим специфическим требованиям:

обеспечивать кинематическое и силовое следящее действие (т.е. угол поворота и сила сопротивления повороту управляемых колес должны пропорционально соответствовать углу поворота и силе сопротивления повороту рулевого колеса);

не включаться при наезде управляемого колеса на препятствие при прямолинейном движении;

обладать высокой чувствительностью (иметь минимальное время срабатывания системы усиления);

иметь минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;

не препятствовать управлению трактором при поломке.

В общем виде усилитель рулевого управления представляет собой систему, состоящую из источника энергии усиления, распределительного устройства с обратной связью и исполнительного механизма, управляющего рулевым приводом.

Усилители классифицируют, в первую очередь, по виду применяемой энергии усиления: на электрические; пневматические и гидравлические.

Электрические усилители применяются на специальных колесных шасси с большим числом ведущих и управляемых колес, обеспечивающих разнообразные траектории их поворота. На тракторах они практического применения пока не имеют.

Пневматические усилители в настоящее время применяются очень ограниченно и только на тракторах, имеющих пневматическую тормозную систему. Основные их недостатки - большое время срабатывания (благодаря сжимаемости воздуха) и большие габаритные размеры (из-за низких рабочих давлений воздуха в пневматической системе).

Гидравлические усилители с золотниковыми распределителями получили наиболее широкое применение в отечественном тракторостроении. В них в качестве рабочей жидкости применяют обычно минеральное масло.

Положительными качествами гидравлических усилителей являются:

малое время срабатывания;

малые габаритные размеры (благодаря высоким рабочим давлениям масла);

поглощение ударов при наезде управляемых колес на препятствие, предотвращающее их передачу на рулевое колесо;

относительная простота их конструкции.

Определенными их *недостатками* являются:

некоторое ухудшение стабилизации управляемых колес из-за противодействия масла действию на них стабилизирующих моментов;

необходимость применения высококачественных уплотнений в гидросистеме усилителя, исключающих возможность подтекания масла, приводящее к отказу в работе.

Питание гидроусилителя производится от отдельного гидронасоса с автономной гидросистемой или от насоса гидронавесной системы трактора через распределительный клапан гидропотока.

Исполнительными механизмами гидроусилителя обычно являются гидроцилиндры с высокими рабочими давлениями порядка 6...10 МПа и выше, делающими их достаточно компактными.

Гидравлические усилители можно классифицировать по следующим основным признакам:

по виду циркуляции масла в распределителе - с замкнутой или открытой системой;

по виду следящего действия - по перемещению, по усилию или комбинированное;

по типу компоновки его агрегатов - моноблочная или раздельная.

В рулевом управлении с гидроусилителем (рис. 12.8,*a*) рулевой привод условно представлен двухплечим рычагом 2, устанавливающим положение управляемого колеса 1 и рулевой трапеции (отсутствующей на схеме).

Рулевой механизм представлен рулевым колесом 7 и рулевой сошкой 6, управляющей золотником 14 распределителя 15 гидросистемы усилителя. Корпус гидроцилиндра 3 двойного действия шарнирно прикреплен к балке переднего моста трактора, а его шток поршня шарнирно соединен с рычагом 2 рулевого привода. Гидравлическая система состоит из бака 8 для масла, нагнетательного гидронасоса 9 с перепускным клапаном 10, гидроаккумулятора 11, нагнетательного 12 и сливных 13 трубопроводов, гидрораспределителя 15, а также трубопроводов 4, соединяющих последний с соответствующими полостями гидроцилиндра 3.

Гидроаккумулятор 11 служит для поддержания постоянства давления в нагнетательном трубопроводе 12 гидросистемы вне зависимости от режима работы насоса 9, получающего энергию от двигателя трактора.

Центрирующие пружины 5 в распределителе 15 улучшают процесс управления трактором, ограничивая усилие на рулевом колесе 7, при котором включается гидроусилитель. Кроме этого, они удерживают золотник 14 в нейтральном положении при наезде одного из управляемых колес на неровности пути, а также при разгоне и торможении трактора, что способствует стабилизации его движения.

В рассматриваемой схеме применен распределитель с замкнутой системой циркуляции масла - *"распределитель с закрытым центром"*. По этой системе, при нейтральном (среднем) положении золотника 14, его средний поясок перекрывает центральный вход нагнетательного трубопровода 12 в корпус распределителя 15.

В этом положении золотника полости гидроцилиндра 3 и их присоединительные трубопроводы 4 отсоединены от нагнетательного

трубопровода 12, что соответствует выключенному состоянию гидроусилителя. Постоянно работающий насос 9 в это время работает на перепуск масла через разгрузочный клапан 10 и подпитку гидроаккумулятора 11.

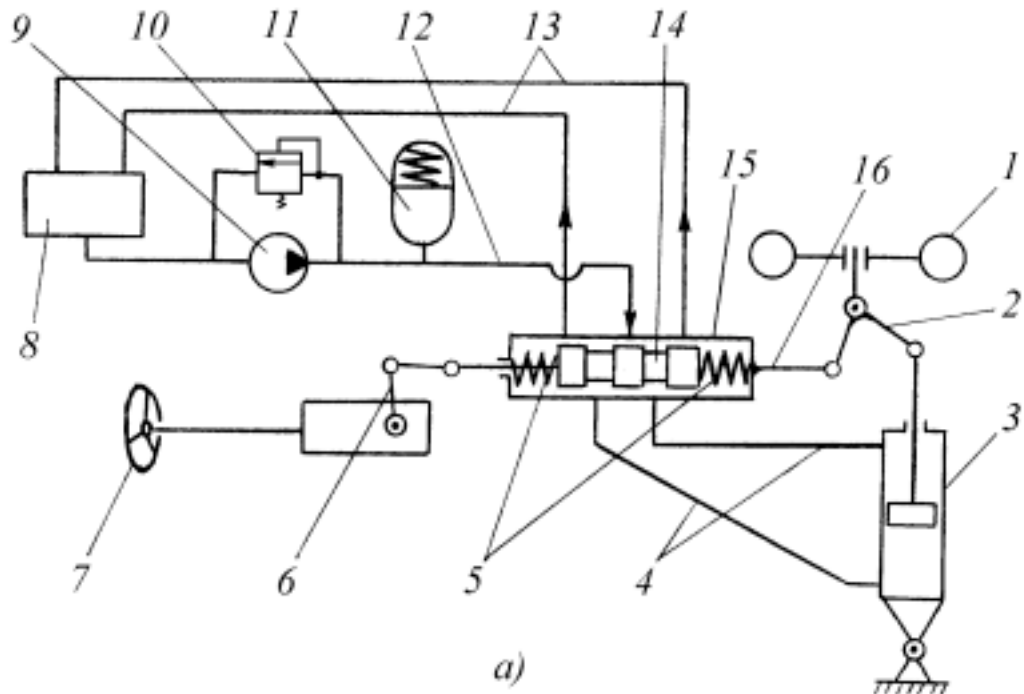


Рис. 12.8. Схема рулевого управления трактора с гидроусилителем

Большим преимуществом подобной схемы гидроусилителя является его постоянная готовность к действию, обеспечивающая минимальное время срабатывания.

При повороте рулевого колеса 7 сошка 6 смещает золотник 14 в корпусе распределителя 15 от нейтрального положения вперед или

назад (в зависимости от требуемого направления движения трактора). При этом одновременно нагнетательный трубопровод 12 соединится с одним из трубопроводов 4, подающим масло под давлением в необходимую нагнетательную полость гидроцилиндра 3, а другой трубопровод 4 соединится для слива масла из другой полости цилиндра 3 в один из сливных трубопроводов 13. Под действием давления масла поршень гидроцилиндра 3 через шток передает усилие на рычаг 2 в направлении, необходимом для поворота управляемого колеса 1.

Корпус распределителя 15 подвижный, так как посредством жесткой тяги 16 обратной связи соединен с рычагом 2. При этом направление движения корпуса распределителя 15 совпадает с направлением движения золотника 14. Поэтому, если повернуть рулевое колесо 7 в какую-либо сторону и прекратить вращение, то подача масла в нагнетательную полость гидроцилиндра 3 прекратится, а трактор будет поворачиваться с постоянным радиусом. Для совершения более крутого поворота трактора необходимо продолжать вращение рулевого колеса 7.

Таким образом, в данной схеме гидроусилителя *следящее действие осуществляется по перемещению (вращению) рулевого колеса*, отличительной чертой которого является чисто механическая обратная связь посредством тяги 16.

При отказе в работе гидронасоса 9 гидроусилитель некоторое время будет работать за счет давления жидкости в гидроаккумуляторе 11, а затем поворот трактора возможен только за счет мускульной силы тракториста с помощью рулевого механизма с продольной тягой для перемещения золотника 14. При этом повышение усилия для управления трактором обусловлено и меньшим передаточным числом рулевого механизма по сравнению с обычным. Одновременно возрастает свободный ход рулевого колеса 7, так как требуется дополнительное перемещение золотника 14 до его упора в дно или крышку корпуса распределителя 15, чтобы затем через тягу 16 воздействовать на рычаг 2.

Распределитель, работающий по открытой системе циркуляции масла, - "*распределитель с открытым центром*". При нейтральном положении золотника центральный канал корпуса распределителя открыт и масло под действием насоса циркулирует по замкнутому кругу: насос - распределитель - бак с маслом - насос. При этом, масло, попадая в бак, несколько охлаждается. Иногда для этой цели предусматривают специальные радиаторы. Отсутствие гидроаккумулятора в таком гидроусилителе упрощает его конструкцию. Все это является причинами достаточно широкого применения в гидроусилителях "*распределителей с открытым центром*".

Следящее действие усилителя в значительной степени зависит от конструкции его распределителя. *Следящее его действие по перемещению рулевого колеса* было рассмотрено выше (см. рис. 12.8,а). Наряду с положительными качествами этого распределителя (пропорциональное кинематическое соответствие между поворотом рулевого колеса и поворотом управляемых колес) он имеет следующие недостатки: из-за быстродействия системы тракторист не ощущает момент включения усилителя, а резкие удары управляемых колес, передающиеся через тягу 16 на корпус 15 распределителя, несмотря на наличие пружин 5, могут производить самопроизвольное включение усилителя, ухудшающее стабильность движения трактора.

В усилителе, обеспечивающем следящее действие по усилию на рулевом колесе при повороте управляемых колес, обратная связь обеспечивается изменением давления масла в системе его распределителя.

На рис. 12.8,б представлена принципиальная схема "распределителя с открытым центром", в корпусе 1 которого установлены реактивные шайбы (иногда плунжеры) 6 и 9, поджатые центрирующими пружинами 7 и 10. Золотник 2 распределителя показан в нейтральном положении, когда вся система усилителя заполнена маслом. Масло, поступающее из центрального нагнетательного трубопровода 8, проходит по каналам в корпусе 1 и сливается через выходной трубопровод 4 обратно в бак гидросистемы.

В обоих полостях гидроцилиндра (не показан), соединенных с распределителем трубопроводами 3 и 5, устанавливается одинаковое давление слива.

При повороте рулевого колеса вначале преодолевается сопротивление пружины 7 или 10 (в зависимости от направления поворота), оказываемое перемещению золотника 2 и соответствующей шайбе 6 или 9, после чего происходит включение усилителя. По одному из каналов 3 или 5 масло под давлением поступает в необходимую полость гидроцилиндра, а по другому - на слив из полости цилиндра по каналу 4 в бак гидросистемы.

При увеличении сопротивления повороту управляемых колес увеличивается и давление масла во всей системе усилителя и в корпусе 1 распределителя. С ростом давления в корпусе 1 распределителя возрастает сопротивление перемещению соответствующей реактивной шайбы. Поэтому, для дальнейшего перемещения золотника 2 необходимо приложить большее усилие для преодоления сопротивления реактивной шайбы, что достигается увеличением усилия для поворота рулевого колеса.

Таким образом, тракторист реально ощущает процесс поворота управляемых колес, т.е. "чувствует дорогу".

При прекращении поворота рулевого колеса прекратится рост давления в корпусе 1 распределителя, произойдет его выравнивание в обеих полостях с реактивными шайбами 6 и 9, и золотник 2 вернется в нейтральное положение. Объемы масла в полостях цилиндра обеспечат постоянство положения управляемых колес для движения трактора с постоянным радиусом поворота.

Комбинированный распределитель осуществляет следящее действие как по перемещению, так и по силе сопротивления повороту рулевого колеса. При установке распределителя, представленного на схеме рис. 12.8,б, в схему на рис. 12.8,а получим схему рулевого управления трактора с гидроусилителем комбинированного следящего действия.

По типу компоновки основных элементов гидроусилителя (распределителя и силового (силовых) гидроцилиндров) с рулевым механизмом различают две принципиальные конструктивные схемы: *моноблочную* (иногда называемую интегральной, совмещенной, встроенной) и *раздельную*. При этом необходимо отметить, что элементы гидравлической схемы усилителя (гидронасос с перепускным клапаном, гидроаккумулятор, масляный радиатор и масляный бак с фильтром), как правило, устанавливаются отдельно от рулевого управления.

При моноблочной компоновке элементов гидроусилителя распределитель, гидроцилиндр и рулевой механизм скомпонованы в одном общем картере, что уменьшает число и длину трубопроводов гидросистемы, а также число промежуточных механических передач. Иногда картер служит даже полостью масляного бака.

Помимо этого, установка распределителя непосредственно на валу рулевого колеса значительно повышает чувствительность системы, так как между ними практически нет промежуточных деталей, снижающих скорость прохождения исполнительного сигнала.

Недостатками моноблочной схемы являются повышенная нагрузка всех деталей рулевого механизма от усилия гидроцилиндра, а также сложности в модернизации и унификации агрегатов гидроусилителя.

При раздельной компоновке элементов гидроусилителя гидроцилиндр всегда устанавливается отдельно от рулевого механизма, а распределитель может устанавливаться на картере рулевого механизма, на гидроцилиндре или непосредственно в тяге к рулевому приво-

ду.

Достоинствами отдельных схем компоновок являются большая свобода выбора конструкций отдельных агрегатов рулевого механизма и гидроусилителя (использования стандартных гидроцилиндров), а недостатками - повышенная длина трубопроводов, которая в ряде случаев может привести к пульсации давления в гидросистеме, а следовательно, к колебаниям управляемых колес, что нежелательно (особенно при повышенных транспортных скоростях движения трактора).

В гидроусилителе руля моноблочного типа (рис. 12.9) гидроцилиндр 1 и распределитель 3 установлены на общем корпусе рулевого механизма, внутренняя полость которого является масляным баком 10 гидросистемы усилителя. Питание гидроусилителя производится от автономного шестеренного насоса 11, который системой внешних трубопроводов соединен с масляным баком 10 и корпусом распределителя 3.

Рулевой механизм состоит из червяка 18 и сектора 26 червячного колеса, закрепленного на вертикальном поворотном валу 24 рулевой сошки 25. Особенностью сектора 26 является то, что он выполнен как одно целое с частью венца зубчатого колеса, находящегося в зацеплении с зубчатой рейкой 27. Рейка 27 шарнирно соединена со штоком 36 поршня 2 гидроцилиндра 1. Тем самым осуществлена непосредственная связь рулевого механизма с управляющим рулевым колесом 23 и исполнительным гидроцилиндром 1 гидроусилителя.

Червяк 18 расположен в эксцентриковой втулке 20 на шарикоподшипниках 19, наружные кольца которых установлены во втулке с некоторым зазором. Вследствие этого червяк 18 вместе с золотником 7 распределителя 3 может перемещаться в осевом направлении. Полный трехбуртиковый золотник 7, несколько длиннее корпуса распределителя 3, закреплен на хвостовике червяка 18 между двумя упорными шарикоподшипниками 5 посредством гайки 6. Тем самым исключается совместное вращение червяка 18 и золотника 7, а более широкие опорные кольца подшипников 5, обращенные к торцам золотника, выполняют роль центрирующих шайб последнего.

Центрирование золотника 7 в нейтральном положении распределителя 3 достигается тремя парами плунжеров (ползунов) 12, установленных в параллельных расточках корпуса распределителя 3 на одной окружности с дугами по 120° и разжимаемых пружинами 13. Концы плунжеров 12 одновременно упираются в центрирующие шайбы золотника 7, торцовые поверхности корпуса рулевого механизма и

крышки 4. При этом между центрирующими шайбами и торцовыми поверхностями корпуса распределителя 3 остаются одинаковые зазоры Π , равные максимальному осевому ходу золотника 7 в любую сторону от его нейтрального положения; в среднем $\Pi=1,25$ мм.

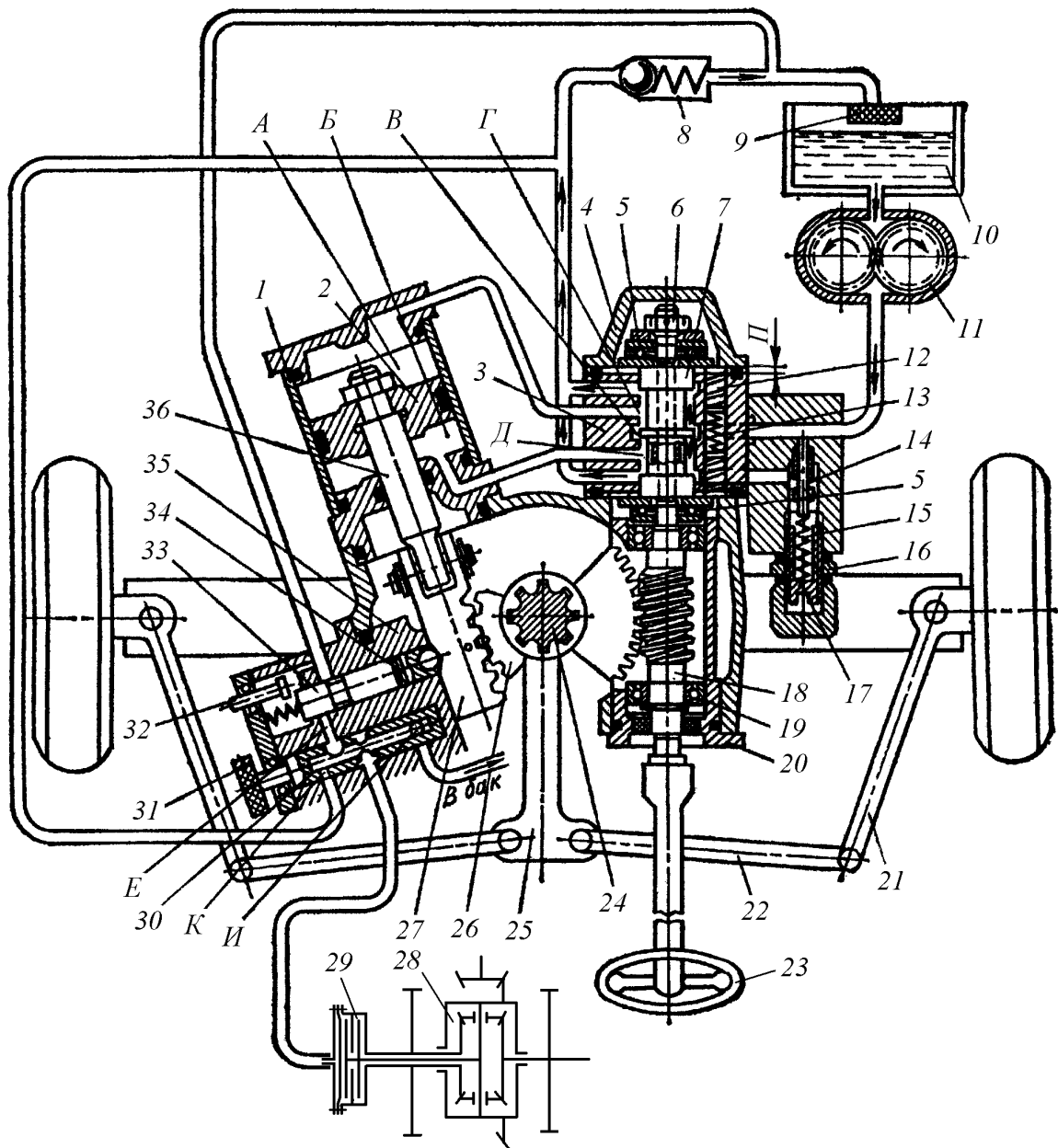


Рис. 12.9. Схема рулевого управления трактора с гидросилителем моноблочного типа

При прямолинейном движении трактора золотник 7 находится в нейтральном положении и гидросилителем выключен. Тогда масло от насоса 11 поступает к центральному буртику золотника 7 и, так как последний уже кольцевой выточкой В в корпусе распределителя 3, то

оно перетекает через зазоры в крайние (сливные) выточки золотника *Г* и *Д*. Далее масло через редукционный клапан *8* и фильтр *9* сливается обратно в бак *10* гидросистемы, минуя полости гидроцилиндра *1*.

При повороте рулевого колеса *23* (в зависимости от направления движения трактора) поворачивается и червяк *18*, вследствие чего на нем возникает осевое усилие, зависящее от момента сопротивления повороту управляемых колес, которое воспринимается пружинами *13*. Если это усилие меньше, чем усилие сжатых пружин *13*, то золотник *7* по-прежнему остается в нейтральном положении и поворот управляемых колес производится без участия гидроусилителя, как с обычным червячным рулевым механизмом, за счет мускульной силы тракториста. А так как при повороте сектора *26* происходит и осевое перемещение зубчатой рейки *27*, то в гидроцилиндре *1* будет происходить перетекание масла из одной его полости в другую через открытые выточки *Г*, *Д* и *В* в золотнике *7* и корпусе распределителя *3*. Путь масла от насоса *11* аналогичен рассмотренному.

Когда момент сопротивления повороту управляемых колес увеличивается, тормозится и поворот зубчатого сектора *26*, при дальнейшем вращении рулевого колеса *23* на червяке *18* возникает осевое усилие, превышающее усилие сжатых пружин *13*. Тогда червяк *18*, опираясь на неподвижные зубья червячного венца сектора *26*, будет перемещаться вместе с золотником *7* вперед или назад (в зависимости от направления поворота рулевого колеса), включая тем самым гидроусилитель.

Например, при повороте рулевого колеса *23* направо золотник *7* переместится вперед (вверх по схеме). При этом его средний буртик закроет проход масла от насоса *11* в сливную выточку *Г*, задний - выход масла из полости *Б* гидроцилиндра *1* в сливной канал распределителя, а передний буртик увеличит проходное отверстие для слива масла из полости *А* гидроцилиндра *1* обратно в бак *10*.

Тогда масло из средней нагнетательной выточки *В* распределителя *3* поступит в выточку *Д* золотника *7* и далее по трубопроводу в полость *Б* гидроцилиндра *1*. Под давлением масла поршень *2* со штоком *3б* переместятся вверх, передвигая за собой зубчатую рейку *27*, и повернут зубчатый сектор с поворотным валом *24*. Рулевая сошка *25*, поворачиваясь, переместит разрезные тяги *22* рулевой трапеции влево (по схеме) и посредством поворотных рычагов *21* развернет управляемые колеса вправо.

При повороте рулевого колеса *23* влево золотник *7* переместится назад; масло под давлением будет поступать в полость *А* и сливаться из полости *Б* гидроцилиндра *1* обратно в бак *10*, а управляемые колеса, соответственно, повернутся влево.

Поворот управляемых колес с помощью гидроусилителя производится только при вращении рулевого колеса 23. При его остановке рейка 27 еще некоторое время будет действовать на сектор 26, перемещая червяк 18 в сторону противоположную им при совершении поворота, и пружины 13 плунжеров 12 установят золотник 7 в нейтральное положение.

Таким образом, в данном гидроусилителе осуществляется следящее действие по перемещению рулевого колеса.

Для того чтобы у тракториста при повороте было "чувство дороги", в рассматриваемом гидроусилителе применяется следящее действие и по усилию на рулевом колесе. Для этого нагнетательный канал распределителя 3 соединен с пространством между плунжерами 12, где размещаются пружины 13. При увеличении момента сопротивления повороту управляемых колес давление масла в нагнетательном канале также возрастает добавляется к усилию пружин 13. Таким образом, при повороте рулевого колеса 23 приходится преодолевать не только сопротивление пружин 13, но и дополнительно возрастающее давление масла между плунжерами 12.

Нормальное давление масла в подобных системах гидроусилителей руля равно 2...4 МПа. В тяжелых условиях поворота давление масла может повышаться до срабатывания предохранительного клапана 14, поджимаемого пружиной 15, после чего оно, минуя гидроцилиндр 1, поступает на слив в бак 10. Клапан 14 обычно регулируют на давление 8...9 МПа посредством регулировочного винта 17 и контргайки 16.

В некоторых конструкциях усилителей рулевого управления на них одновременно устанавливают датчик автоматической блокировки дифференциала 28 в зависимости от угла поворота управляемых колес трактора. В данной схеме он установлен на упоре 35 рейки 27 и включает золотник 33 с упорной пружиной, поворотный кран 30 с управляющим маховиком 31, толкатель 34, шуп 32 для определения среднего положения сошки 25 при проверке схождения управляемых колес и редукционный клапан 8.

При установке управляющего маховика 31 в положение «ВКЛ» бустер фрикционной муфты 29 блокировки дифференциала 28 соединен через внутреннюю полость и дроссельное отверстие *K* крана 30 с напорной магистралью редукционного клапана 8. В результате при прямолинейном движении трактора сливной канал *E* закрыт золотником 33 и жидкость из напорной магистрали поступает в бустер фрикционной муфты 29, сжимая ее диски и блокируя дифференциал 28. При повороте управляемых колес на угол больше 8° рейка 27 переместится и толкатель 34 передвинет золотник 33 так, что он соединит

внутреннюю полость крана 30 через канал *E* со сливным отверстием.

В результате напорная магистраль и бустер фрикционной муфты 29 соединятся со сливом, фрикционная муфта выключится и произойдет разблокировка дифференциала 28.

При установке управляющего маховика 31 в положение «ВЫКЛ» кран 30 отключает дроссельное отверстие *K* от напорной магистрали, а внутренние полости крана и бустера фрикционной муфты 29 сообщаются со сливной магистралью через отверстие *И* крана. Здесь при любом положении управляемых колес трактора дифференциал 28 разблокирован.

Редукционный клапан 8 поддерживает необходимое давление жидкости в системе автоблокировки дифференциала.

Раздельная компоновка элементов гидроусилителя применяется обычно для поворота трактора 4К4б с шарнирносочлененными полурамами их остовов и неповоротными колесами относительно них. На рис. 12.10 показано действие гидроусилителя при повороте полурам 7 и 9 для движения трактора вправо.

Распределитель 17 аналогичен рассмотренному выше. Он также установлен на корпусе рулевого механизма, а его золотник 18 закреплен на хвостовике червяка 4. Сектор 5 червячного колеса установлен на валу рулевой сошки, которая посредством тяги 6 обратной связи соединена с задней полурамой 7, что обеспечивает следящее действие гидроусилителя по перемещению рулевого колеса 3. Гидроцилиндры 11 двойного действия - гидравлический рулевой привод для поворота полурам тракторов 4К4б рассмотрены выше.

Отличительной особенностью системы подачи масла в гидроцилиндры 11 и его отвода из них является установка на них клапанных коробок 14 с двумя запорными клапанами 12, поджатых пружинами 15 и не позволяющих поршню 10 произвольно перемещаться под действием внешних сил. Между торцами клапанов 12 помещен поршень-толкатель 13, задачей которого является открытие запорного клапана 12 сливной полости гидроцилиндра 11 при совершении поворота трактора. Полости гидроцилиндров 11 от высокого давления предохраняют клапаны 16, соединяющие их со сливными трубопроводами. Обычно они регулируются на давление 13 МПа.

При прямолинейном движении трактора золотник 18 находится в нейтральном положении и гидронасос 1 перекачивает масло из бака 2 через распределитель 17 обратно в бак 2, как в рассмотренной схеме работы распределителя. Предохранительный клапан 19 ограничивает давление масла до 10 МПа. Полости гидроцилиндров 11 закрыты клапанами 12, что удерживает полурамы 7 и 9 от поворота вокруг оси 8.

При повороте рулевого колеса 3 червяк 4, также как в предыду-

шей схеме, поворачиваясь относительно неподвижного сектора 5, перемещает золотник 18, соответствующие нагнетательная и сливная полости распределителя 17 соединяются с клапанными коробками 14 гидроцилиндров 11.

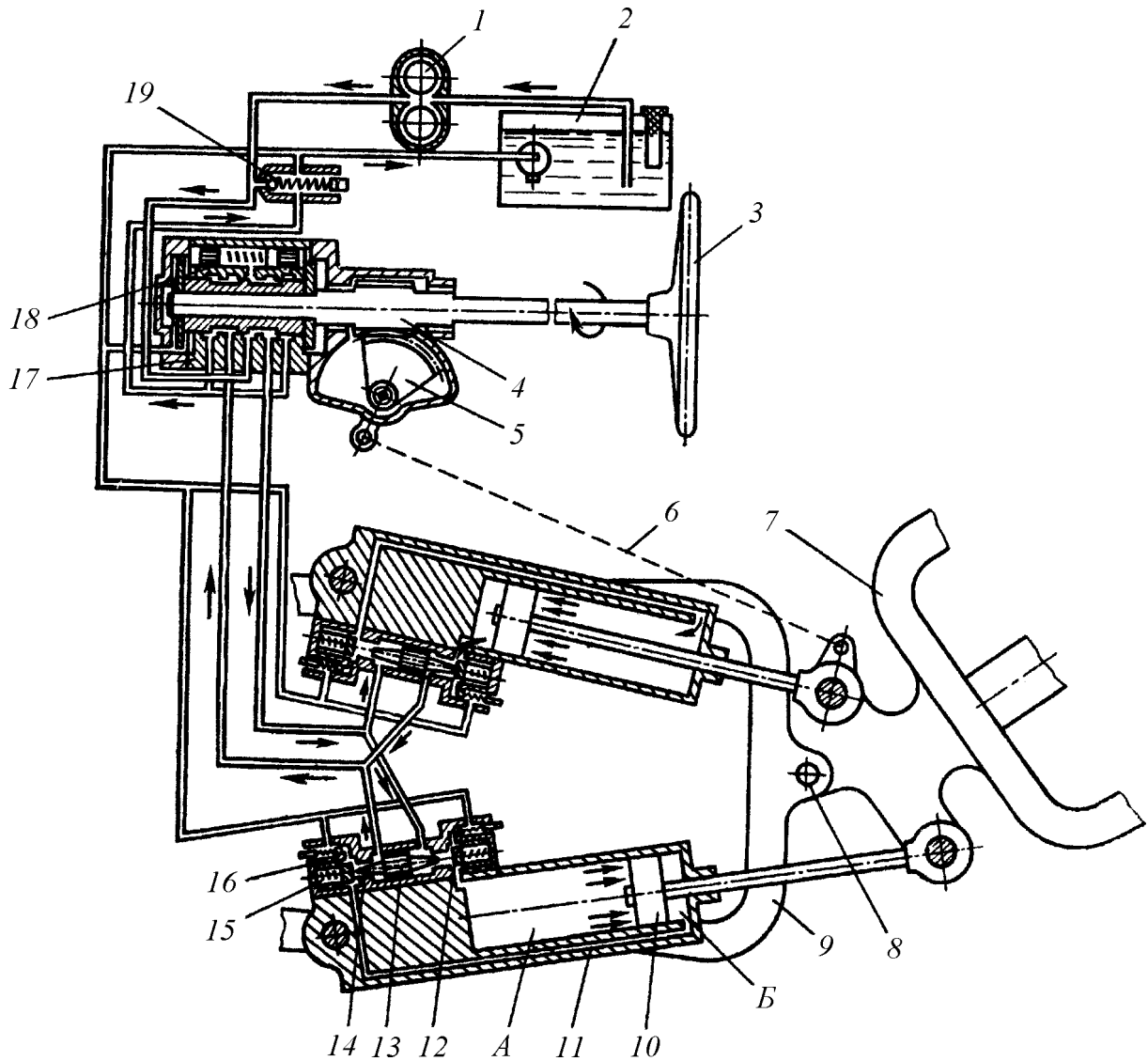


Рис. 12.10. Схема рулевого управления трактора с гидроусилителем раздельного типа

Например, при повороте рулевого колеса 3 вправо золотник 18 (как показано на схеме) направляет поток масла под давлением по трубопроводу указанному стрелкой от распределителя 17 к клапанным коробкам 14 обоих гидроцилиндров 11. При этом в правой клапанной коробке 14 (верхней по схеме) давлением масла открыт клапан 12 для пропуска его в подпоршневую полость Б гидроцилиндра 11 и одновременно это же давление масла, действуя на поршень-толкатель 13, открывает противоположный клапан 12 для слива масла из надпоршневой полости А в сливной трубопровод и обратно в бак.

Аналогично левая клапанная коробка 14 обеспечивает подачу масла в полость А гидроцилиндра 11 и его слив из полости В в тот же сливной трубопровод. Поршни гидроцилиндров 11 перемещаются в противоположные стороны, чем и обеспечивается взаимный разворот полурам 7 и 9 для поворота трактора вправо.

При повороте рулевого колеса 3 влево золотник 18 переместится влево, все процессы будут происходить в обратной последовательности и трактор повернется влево.

Тяга 6 обратной связи, воздействуя на рулевую сошку сектора 5, стремится вернуть золотник 18 распределителя 17 в нейтральное положение. Поэтому при прекращении вращения рулевого колеса 3 золотник 18 возвратится в нейтральное положение, давление масла на поршень-толкатель 13 и клапаны 12 уравниются. Последние закроют полости гидроцилиндров 11, фиксируя тем самым полурамы 7 и 9 в положении соответствующего поворота трактора с постоянным радиусом. Для дальнейшего поворота трактора необходимо вновь повернуть рулевое колесо 3.

Так как в данной схеме гидроусилителя применен распределитель 17 с центрирующими плунжерами, принцип действия которых рассмотрен выше, то при увеличении момента сопротивления развороту полурам 7 и 9 возрастает усилие для поворота рулевого колеса 3. Следовательно, гидроусилитель имеет следящее действие и по усилию на рулевом колесе, а у тракториста при повороте трактора создается "чувство дороги".

Как видно из двух рассмотренных конструктивных схем гидроусилителей, в обоих случаях используется комбинированное следящее действие - по перемещению и по усилию, что характерно для большинства отечественных тракторных гидроусилителей.

Повышение технического уровня трактора неразрывно связано с совершенствование системы его управления.

В рассмотренных механических и гидромеханических рулевых управлениях рулевой привод и рулевой механизм соединены между собой механической связью, которая в ряде случаев осложняет комплектацию МТА навесными машинами-орудиями. Расположение рулевого колеса не всегда обеспечивает комфортные условия работы тракториста.

12.4. Гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ)

Как отмечалось выше, такое управление дает возможность свободной компоновки ее основных агрегатов, упрощает их конструкцию и эксплуатацию, снижает материалоемкость колесного трактора и улучшает условия труда тракториста.

Вместе с тем, учитывая, что ГОРУ представляет собой чисто гидравлическую передачу с гибкими соединительными трубопроводами (шлангами) относительно высокого давления, менее надежными в эксплуатации, чем механические тяги, это требует повышенного внимания к надежности и безопасности ее эксплуатации. Так, ГОРУ не рекомендуется применять на тракторах, транспортные скорости движения которых выше 50 км/ч.

Для повышения надежности и безопасности работы ГОРУ соединительные шланги имеют четырех - пятикратный запас прочности, а остальные агрегаты гидросистемы выполняются с достаточно высокой степенью точности. В гидравлических схемах ГОРУ часто предусматривается применение противоударных и противовакуумных предохранительных клапанов. Противоударные клапаны предохраняют шланги от пиковых нагрузок, возникающих при резких, ударных наездах управляемых колес на препятствия. Их давление обычно превышает расчетное максимальное в системе на 3...6 МПа. Противовакуумные клапаны предотвращают возможность разрыва циркуляции потока масла из-за попадания в него воздуха.

К ГОРУ предъявляются следующие специальные требования:

усилие на рулевом колесе при работающем гидронасосе должно быть в пределах 30...60 Н, а при неработающем не должны превышать 300...500 Н;

свободный ход рулевого колеса (люфт) должен быть не более 15...25°;

поворот управляемых колес или полурам шарнирного остова из одного крайнего положения в другое должен совершаться не более чем за пять оборотов рулевого колеса;

работоспособность должна быть в интервале температур окружающей среды от минус 40 до плюс 50°С;

частота вращения рулевого колеса должна быть обеспечена не менее 90 мин⁻¹ при частоте вращения вала двигателя 60...100% номинальной.

Несмотря на разнообразие конструктивных схем ГОРУ наиболее распространенными из них являются схемы с использованием управляющих устройств, называемых насосами-дозаторами.

Схемы ГОРУ можно классифицировать по следующим признакам:

по количеству контуров управления;

по способу регулирования;

по наличию усиления мощности.

Одноконтурные схемы ГОРУ. Наиболее распространенной схемой ГОРУ является одноконтурная, применяемая на большинстве тракторов 4К2 и 4К4а, включая новые отечественные модели. Она ха-

рактируется тем, что весь поток масла, поступающего от гидронасоса в исполнительный гидроцилиндр привода рулевой трапеции (или другого рулевого привода), проходит по одной последовательной гидравлической цепи.

Принципиальная кинематическая и гидравлическая схема одноконтурного ГОРУ применительно к трактору 4К4а и его компоновка на тракторе показаны на рис. 12.11.

При прямолинейном движении трактора гидронасос 5 подает масло по нагнетательному трубопроводу 4 к насосу-дозатору 3 и его распределительному устройству (не показано) и далее на выход к сливному трубопроводу 14. По нему масло сливается в бачок 13 с фильтром, откуда оно вновь поступает по всасывающему трубопроводу 12 к насосу 5 и цикл движения масла повторяется. Верхний 10 и нижний 11 трубопроводы находятся под давлением масла запертого в обеих полостях гидроцилиндра 7 посредством золотника распределителя насоса-дозатора 3.

Корпус гидроцилиндра 7 шарнирно закреплен в кронштейне 6 корпуса передней ведущей оси трактора, а конец штока его поршня шарнирно закреплен на поворотном рычаге 8 рулевой трапеции. В рассматриваемом случае последняя удерживает управляемые колеса 9 в положении прямолинейного движения.

При повороте трактора золотник распределителя направляет масло по трубопроводу 10 или 11 в рабочую полость гидроцилиндра в количестве пропорциональном углу поворота рулевого колеса 1, закрепленного на приводном валу 2 насоса-дозатора 3, а упругая система их соединения при этом осуществляет обратную связь. Из противоположной полости гидроцилиндра 7 масло идет на слив в бачок 13. Поэтому при прекращении вращения рулевого колеса 1 управляемые колеса 9 трактора остаются в повернутом положении, а золотник распределителя возвратится в нейтральное положение, запирая полости гидроцилиндра 7.

На рис. 12.12 представлены две наиболее распространенные схемы одноконтурных ГОРУ с управляемыми распределителями насосов-дозаторов.

На рис. 12.12,а показана схема с механически управляемым распределителем 1, в которой регулирование происходит посредством насоса-дозатора 2, состоящего из дозирующего узла 8 (мотор-насоса) механически связанного с гидрораспределителем 1.

При прямолинейном движении трактора золотник гидрораспределителя 1 находится в нейтральном положении. В результате масло из бака 11 подается насосом 12 в гидрораспределитель 1 и из него обратно сливается в бак 11.

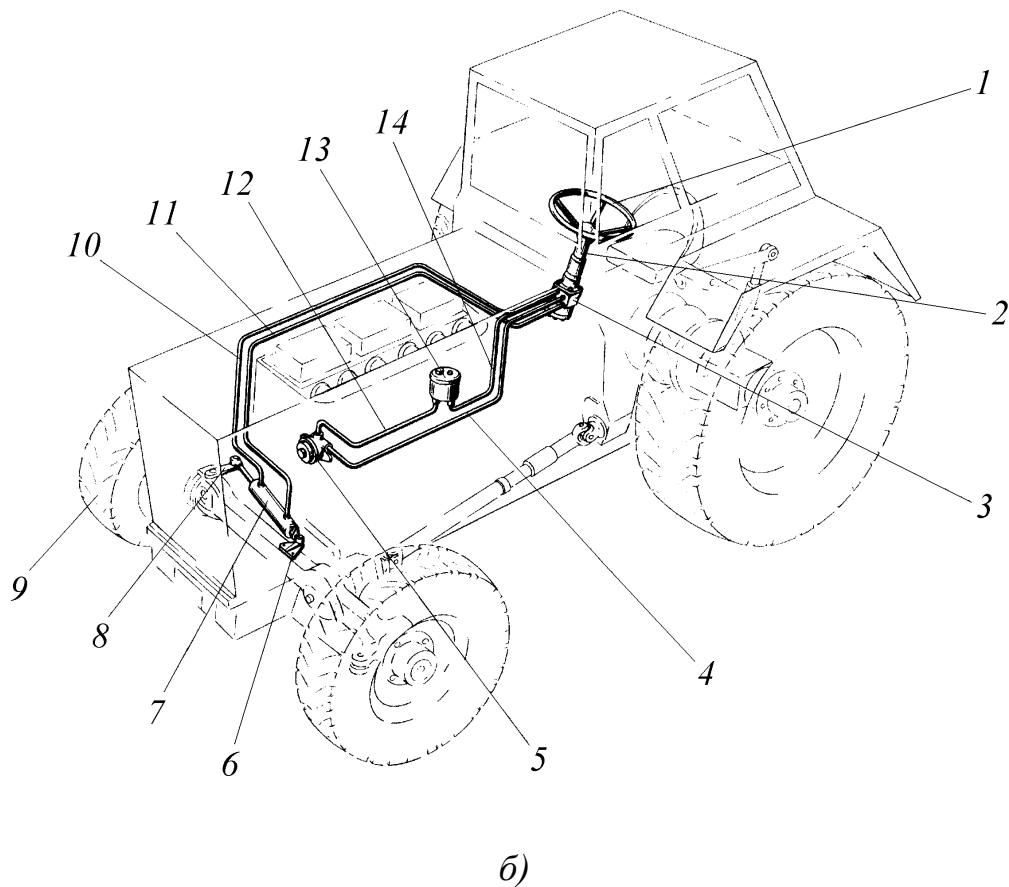
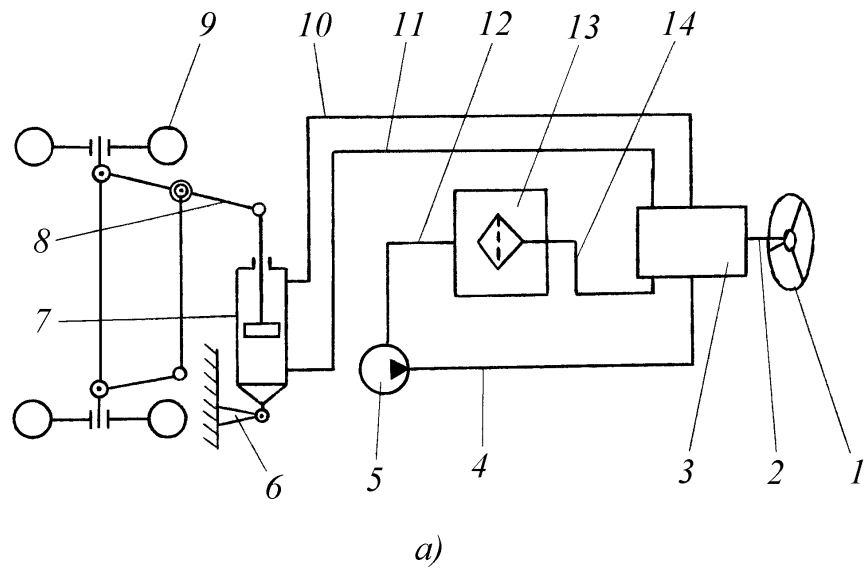


Рис. 12.11. Одноконтурное ГОРУ:
а - схема; *б* - компоновка агрегатов на тракторе

При повороте рулевого колеса 3 золотник гидрораспределителя 1 смещается из нейтрального положения вперед или назад в зависимости от направления вращения рулевого колеса и масло от насоса 12 под давлением поступает через дозатор 8 в одну из полостей гидро-

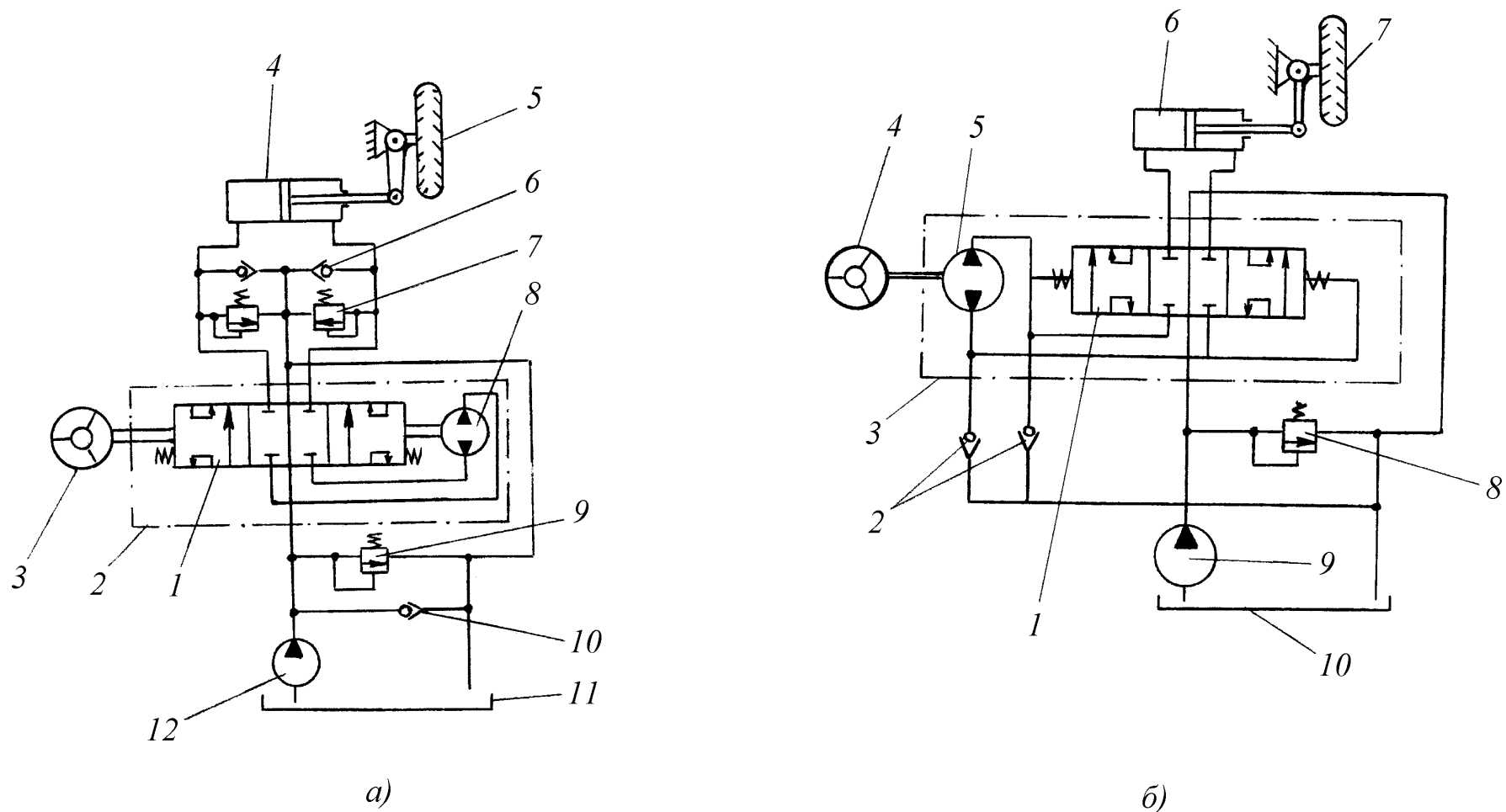


Рис. 12.12. Схемы одноконтурных ГОРУ:
а – с механически управляемым распределителем; *б* – с гидравлически управляемым распределителем

цилиндра 4. Из другой полости гидроцилиндра масло поступает на слив в бак 11. В результате происходит перемещение штока гидроцилиндра 4 и поворот управляемых колес 5 трактора.

Вместе с тем дозатор 8 соединен с валом рулевого колеса 3 и золотником гидрораспределителя 1 через упругий дифференциальный механизм (не показан). Поэтому при остановке поворота рулевого колеса 3 золотник распределителя 1 начинает смещаться в сторону, противоположную заданной поворотом рулевого колеса 3, тем самым согласовывая систему и возвращая золотник в нейтральное положение. При такой связи рулевого колеса 3 с золотником гидрораспределителя 1 и дозатором 8 обеспечивается пропорциональность между подачей масла в гидроцилиндр 4 для поворота управляемых колес 5 на заданный угол и углом поворота рулевого колеса 3.

Таким образом, дозатор 8 в данной схеме выполняет роль обратной связи.

При отказе в работе насоса 12 ГОРУ работает от дозатора 8 с ручным приводом от рулевого колеса 3 (аварийное управление). При этом всасывание масла производится из сливного трубопровода через обратный клапан 10.

В схеме имеется предохранительный клапан 9, ограничивающий верхний уровень давления масла в гидросистеме при повороте трактора. Противовакуумные 6 и противоударные 7 клапаны способствуют повышению уровня надежности и безопасности работы данной схемы ГОРУ.

Противовакуумные клапаны связывают полости гидроцилиндра 4 с насосом 12, что исключает возникновения в них зон разрежения. Противоударные клапаны 7 срабатывают при резком изменении давления масла в гидроцилиндре 4 за счет изменения момента сопротивления повороту управляемых колес 5 при боковом ударе.

На рис. 12.12,б представлена схема, в которой дозатор 5 (мотор-насос) и гидрораспределитель 1 имеют между собой только гидравлическую связь. Вследствие этого компоновка насоса-дозатора 3 может быть моноблочной (как показано на схеме), так и отдельной. Принцип действия системы состоит в следующем.

При вращении рулевого колеса 4 создается перепад давлений масла в бустерных полостях распределителя 1. Вследствие этого его золотник, преодолевая сопротивление центрирующих пружин, смещается от нейтрального положения. При этом поток масла под давлением от насоса 9 начинает поступать к дозатору 5, в направлении соответствующем направлению вращения рулевого колеса 4.

Это уменьшает перепад давления в дозаторе 5 и вызывает возврат золотника в обратную сторону. Поток масла при этом ограничи-

вается до величины, соответствующей частоте вращения дозатора 5. От последнего масло через гидрораспределитель 1 поступает в соответствующую рабочую полость гидроцилиндра 6, для поворота управляемых колес 7, а из противоположной полости - на слив в бак 10.

Для лучшего заполнения маслом трубопроводов дозатора 5, как правило, устанавливаются два обратных подпиточных клапана 2. Предохранительный клапан 8 ограничивает в данной схеме максимальное давление масла при повороте трактора.

Аварийное управление ГОРУ при отказе в работе насоса 9 аналогично рассмотренному в предыдущей схеме.

Данная схема имеет некоторые недостатки, ограничивающие ее применение:

- достаточно большие усилия на рулевом колесе 4, что связано с преодолением сопротивления давления масла в бустерах гидрораспределителя 1 и при вращении дозатора 5;
- менее надежное гидравлическое управление, чем механическое.

ГОРУ, выполненные по одноконтурной схеме наиболее просты по конструкции, но требуют насосов-дозаторов с увеличивающимися рабочими объемами в зависимости от повышения тягового класса и назначения трактора. Поэтому их применение наиболее целесообразно на тракторах классов 0,9-1,4, на которых требуются насосы-дозаторы с рабочим объемом не более 80 см³ и с механически управляемым распределителем.

Двухконтурные схемы ГОРУ. Они обычно применяются для колесных тракторов тягового класса 3,0 и выше. В них масло от гидронасоса к исполнительному гидроцилиндру поступает по двум гидравлическим цепям, что позволяет не увеличивать типоразмеры насосов-дозаторов, применяемых в одноконтурных схемах. Из достаточно большого количества разнообразных двухконтурных схем большой интерес представляет отечественная схема ГОРУ с усилителем потока для колесных тракторов типа Т-150К (рис. 12.13).

Усилитель потока управляет потоком масла, поступающим от насоса к гидроцилиндру в соответствии с направлением и величиной управляющего потока, задаваемого насосом-дозатором. Необходимое соотношение между величинами рабочего и управляющего потоков (коэффициентом усиления K_y) обеспечивается подбором проходных сечений специальных дросселей в усилителе потока:

$$K_y = f_2 / f_1 + 1,$$

где f_1 и f_2 – площадь проходного сечения дросселя соответственно

управляющего и рабочего потока.

В представленной на рис. 12.13 схеме усилитель потока состоит из распределительного золотника 8, регулятора давления 11, малого 7 и большого 10 дросселей, регулятора потока 13 и обратного клапана 14. Порядок работы рассматриваемой системы при повороте трактора состоит в следующем. При повороте рулевого колеса 4 золотник 5 насоса-дозатора 6 смещается из нейтрального положения в сторону, зависящую от направления поворота, и создает давление в напорной магистрали. Под давлением поток масла направляется через дозатор (мотор-насос) 12 под соответствующий торец золотника 8 и перемещает его в противоположное крайнее положение. При этом создается давление и под торцом регулятора давления 11. Масло от насоса-дозатора 6 через малый дроссель 7 и золотник 8 поступает к соответствующей полости силового гидроцилиндра 9. Одновременно масло через обратный клапан 14, регулятор давления 11, большой дроссель 10 и золотник 8 также попадает в гидроцилиндр 9.

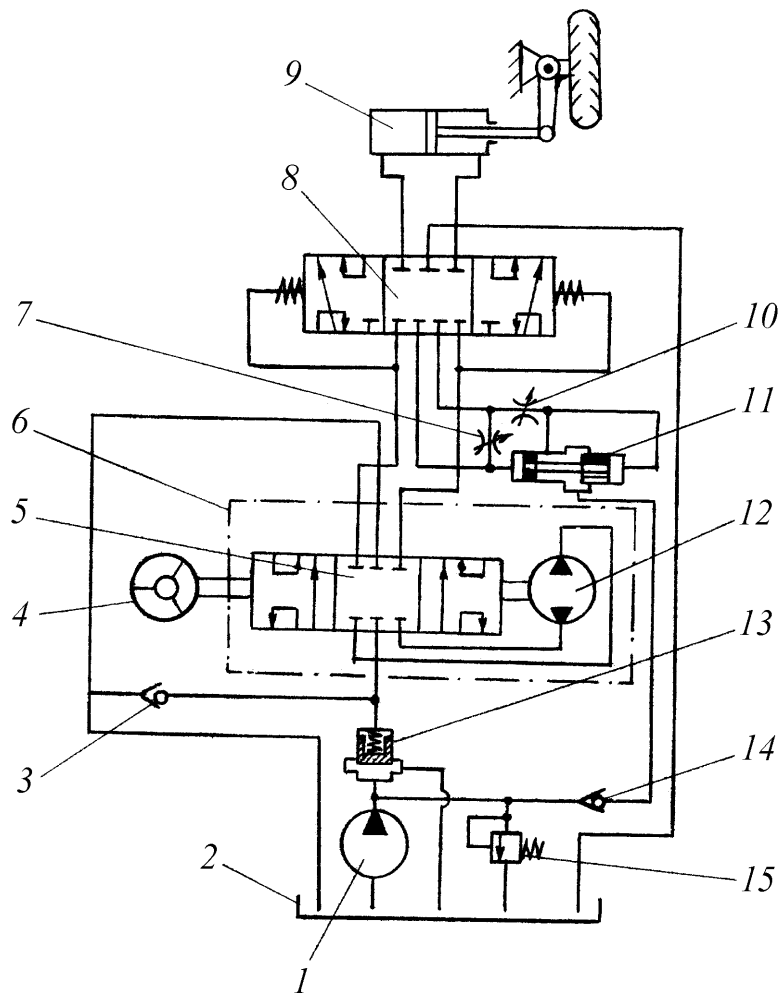


Рис. 12.13. Схема двухконтурного ГОРУ

Так как регулятор давления 11 уравнивает давление перед

дросселями 7 и 10, расход масла будет пропорционален площадям их проходных сечений. Изменяя площадь проходного сечения дросселя 10, можно в достаточно широких пределах менять величину расхода масла, т.е. коэффициент усиления K_U .

При прекращении подачи масла от насоса-дозатора 6 золотник 8 усилителя потока под действием пружин возвращается в нейтральное положение и запирает полости гидроцилиндра 9. Разгрузка гидронасоса 1 на слив масла в бак 2 происходит через регулятор потока 13 и насос-дозатор 6.

При неработающем гидронасосе 1 дозатор 12 работает от рулевого колеса 4, а всасывание масла производится через два обратных клапана 3 и 14. При этом усилие на рулевом колесе существенно не возрастает, но значительно увеличивается число оборотов рулевого колеса для выполнения поворота трактора. Предохранительный клапан 15 рассчитывается на максимальное давление в системе с учетом возможных пиковых нагрузок.

Как видно из рассмотренных схем ГОРУ, их основным управляющим гидроагрегатом является *насос-дозатор*. Это комбинированный агрегат, состоящий из двух основных узлов - гидрораспределителя с золотником и дозатора (мотор-насоса). При отказе в работе основного нагнетательного гидронасоса системы, дозатор выполняет роль аварийного насоса, обеспечивающего работу ГОРУ.

Взаимодействие гидрораспределителя и дозатора может быть механическим или гидравлическим. Из-за отмеченных недостатков последних наиболее распространены насосы-дозаторы с механическим управлением распределителя.

Насосы-дозаторы могут быть классифицированы по следующим основным признакам:

по способу связи гидрораспределителя и дозатора;

по типу дозатора;

по типу гидрораспределителя.

Различают насосы-дозаторы с механической или с гидравлической связью между гидрораспределителем и дозатором. По надежности более предпочтительны насосы-дозаторы с механической связью с гидрораспределителем.

Дозаторы (мотор-насосы) бывают *планетарные* (героторные, героллерные, героторно-пластинчатые), *пластинчатые*, *шестеренные*, *поршневые*, *плунжерные* (аксиального и радиального исполнения). Наиболее распространены планетарные и поршневые дозаторы ввиду их компактности и надежности в работе.

Гидрораспределители могут быть *кранового* (поворотного), *золотникового* и *клапанного типа*. Наиболее распространенные

ны два первые типа.

На рис. 12.14 показана конструктивная схема наиболее распространенного насоса – дозатора с дозатором планетарно-роторного типа и золотниковым гидрораспределителем, управляемым от вала рулевого колеса.

Дозатор состоит из неподвижной шестерни (эпицикла) 8 с семью внутренними зубьями и подвижной планетарной шестерни (ротора) 7 с шестью наружными зубьями. Этим самым совместно образуются семь рабочих камер *A*, объемы которых изменяются при вращении ротора 7. При этом за один оборот вокруг своей оси ротор 7 совершает шесть орбитальных движений, вызывая каждый раз полный цикл изменения объема во всех семи рабочих камерах *A*. За счет этого обеспечивается большая объемная подача масла при небольших габаритах качающего устройства.

Золотник 2 совмещает функции основного распределителя потока масла при осевом перемещении и распределителя масла в рабочих камерах *A* дозатора при вращении.

Центрирование золотника 2 в нейтральном положении производится пластинчатыми пружинами 11, которые одновременно установлены в продольном пазу вала 1 рулевого колеса и в приводном хвостовике 4 карданного валика 6. Тем самым осуществляется упругая связь золотника 2 с ротором 7 дозатора.

Работает насос-дозатор следующим образом. При повороте рулевого колеса его вал 1 с помощью винтовой передачи перемещает золотник 2 в осевом направлении. Золотник 2 перекрывает свободный перепуск масла на слив в бак 10. В то же время масло под давлением гидронасоса 9 поступает в продольные пазы *Г* золотника 2 и через радиальные сверления *B* - в продольные каналы *B* - отверстия для стягивающих болтов 5, к камерам *A* дозатора, вызывая поворот ротора 7 в сторону противоположную вращению рулевого колеса. Из соответствующих камер *A* дозируемое масло поступает в соответствующие проточки золотника 2 и далее - к гидроцилиндру 3. Вращение ротора 7 передается через карданный валик 6 на золотник 2, который сдвигается в обратную сторону, осуществляя обратную связь.

Клапан 12 ограничивает максимальное давление в системе.

На рис. 12.15 представлен вариант оригинальной конструкции насоса-дозатора аксиально-шарикового типа, применяемого на отечественных тракторах. Он содержит два основных узла - дозатор аксиально-шарикового (поршневого) типа и поворотного-осевого золотниковый гидрораспределитель.

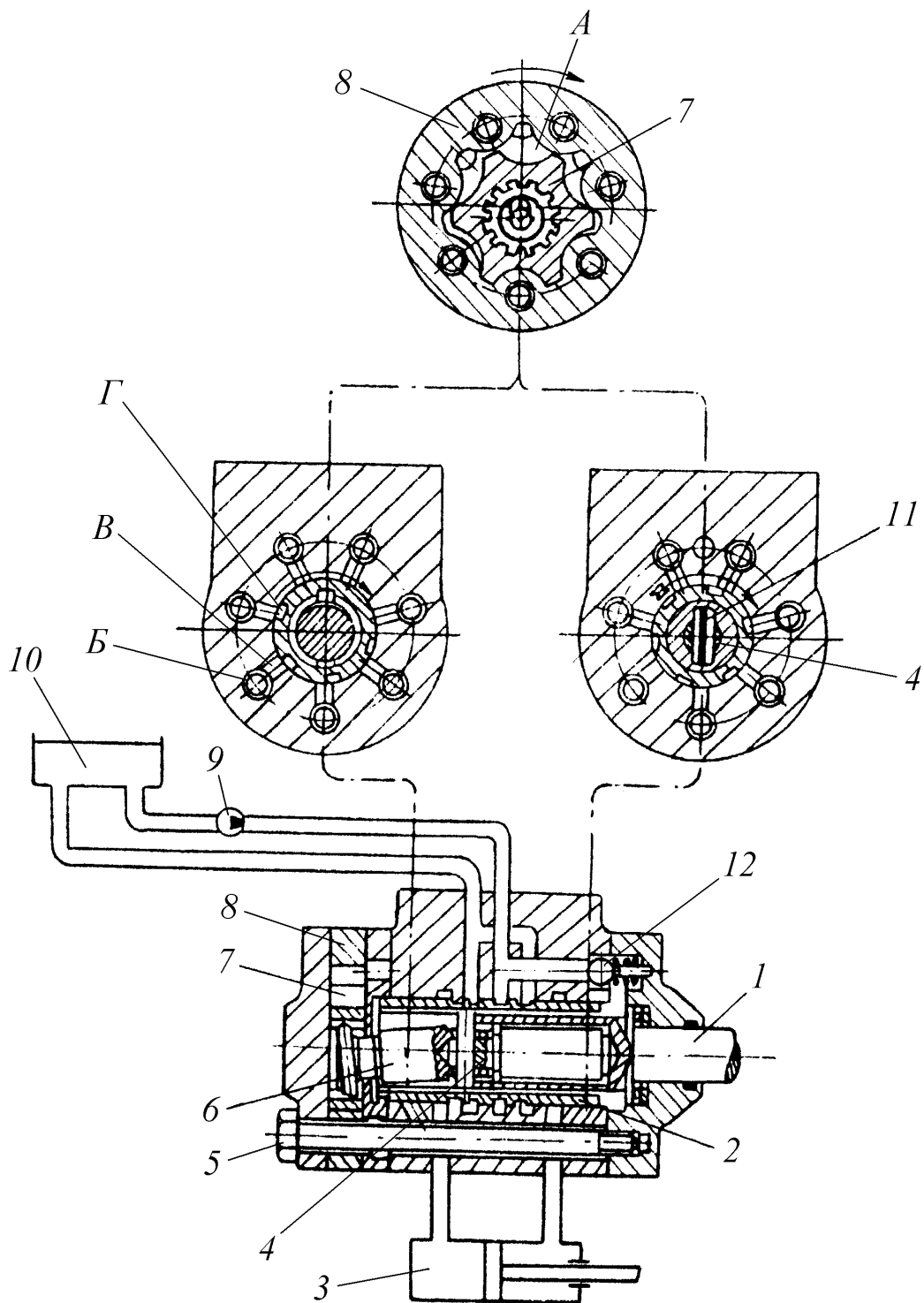


Рис. 12.14. Схема насоса-дозатора с дозатором планетарно-героторного типа и золотниковым гидрораспределителем

Дозатор состоит из двух блоков цилиндров 4, разделенных неподвижной проставкой 5 и вращающимся профилированным по торцам кулачковым диском 15. В цилиндрах блока 4 установлены поршни-шарики 6, поджатые возвратными пружинами 7 к кулачкам диска 15. При вращении последнего его кулачки приводят к осевому пере-

мещению поршней-шариков 6, производя сжатие масла. Процесс всасывания масла в полости цилиндров происходит под действием возвратных пружин 7. Дозатор снаружи защищен бандажом 3 и притянут к корпусу 8 гидрораспределителя болтами 17. Болты 18 служат для установки насоса-дозатора в наиболее удобном месте при компоновке рулевого управления.

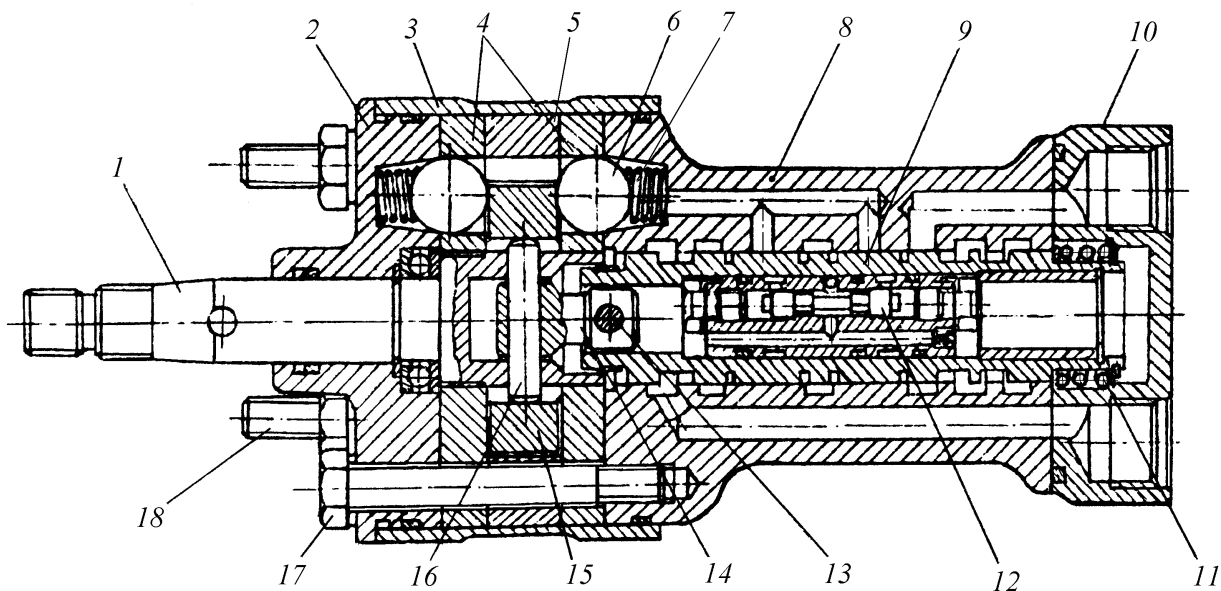


Рис. 12.15. Насос-дозатор аксиально-шарикового типа

Золотник 9 выполнен с продольными пазами для распределения масла в цилиндрах дозатора. В нейтральном положении он удерживается центрирующей пружиной 11, которая дополнительно сжимается при любом его перемещении. Клапан 12 разгрузки позволяет соединять внутреннюю полость насоса-дозатора с выходными трубопроводами дозатора и обеспечивает защиту деталей от повышенных давлений масла, уменьшая тем самым внутренние его утечки.

Связь золотника 9 с приводным валом 1 от рулевого колеса и с кулачковым диском 15 осуществляется посредством шарнира, состоящего из соединительного валика 14 и двух поводковых пальцев 13 и 16. При этом концы пальца 16 одновременно находятся в винтовых отверстиях стенки расточки заднего конца вала 1 и в продольных поводковых пазах внутреннего отверстия кулачкового диска 15. Поэтому при повороте вала 1 золотник 9 получает осевое перемещение.

Конструкция насоса-дозатора предусматривает возможность установки обратного, предохранительного и двух противоударных клапанов.

Нормальная работа насоса-дозатора аналогична рассмотренной выше. При осевом смещении золотника 9 обеспечивается подача мас-

ла к гидроцилиндру в количестве, пропорциональном углу поворота вала *1* от рулевого колеса. При этом масло, проходя через дозатор, вызывает перемещение поршней-шариков *б*, поворот кулачкового диска *15* и перемещение золотника *9* в противоположную сторону, также обеспечивая обратную связь.

При отказе в работе гидронасоса ГОРУ необходимо предварительным поворотом рулевого колеса выбрать винтовой ход пальца *16*, сместив при этом золотник *9* в одно из крайних его положений. После этого при дальнейшем повороте рулевого колеса дозатор будет подавать масло в соответствующую полость гидроцилиндра для поворота управляемых колес трактора.

Конструкции подобных насосов-дозаторов рассчитаны обычно на максимальное рабочее давление 15 МПа. Кроме того, они допускают последовательное соединение с другими гидравлическими агрегатами, в частности - с гидроаккумулятором, обеспечивающим более надежную работу ГОРУ при отказе основного гидронасоса.

12.5. Привод рулевого механизма

Привод рулевого механизма соединяет рулевое колесо с ведущим валом рулевого механизма любого типа или насосом-дозатором в системе ГОРУ. Основными элементами этого устройства являются рулевое колесо, рулевой вал и рулевая колонка.

Диаметр рулевого колеса в определенной степени зависит от тягового класса трактора и передаточного числа рулевого управления. В существующих моделях рулевого колеса он колеблется в пределах 420...480 мм. Ступица рулевого колеса в большинстве случаев имеет конусное соединение с приводным концом рулевого вала посредством шлиц или шпонки и закрепительной гайки.

Рулевой вал в зависимости от компоновки рулевого управления бывает *цельным* или *составным*.

Ц е л ь н ы е (ц е л ы е) более длинные в а л ы для облегчения часто изготавливают полыми из тонкостенной трубы с вваренными в концы хвостовиками - конусным с резьбой для закрепительной гайки крепления рулевого колеса и шлицевым для соединения с рулевым механизмом.

С о с т а в н ы е в а л ы бывают *соосными (телескопическими)*, что позволяет в определенных пределах менять их длину, и *сочлененными*, соединенными друг с другом карданными шарнирами. Последние применяются в случае, если при компоновке привода исключена возможность линейного соединения вала рулевого колеса с привод-

ным валом рулевого механизма.

Длина и крепление рулевой колонки, внутри которой проходит и закрепляется рулевой вал, зависит от конструкции последнего. Рулевые колонки с цельными или соосно-составными рулевыми валами обычно закрепляются непосредственно на корпусе рулевого механизма. Они могут устанавливаться в зависимости от типа и назначения трактора - вертикально или с наклоном к горизонту.

Рулевая колонка с более коротким рулевым валом любого типа (первый вал сочлененного типа) обычно устанавливается отдельно от корпуса рулевого механизма. Причем наклон ее может быть постоянным или переменным, что определяется удобством использования.

Более простой вид имеет рулевая колонка при применении ГОРУ, устанавливаемая обычно непосредственно к торцу корпуса насоса-дозатора.

С целью удобства работы по управлению движением трактора желательно чтобы рулевое колесо имело возможность линейной фиксации в пределах не менее 100...120 мм, а рулевая колонка - угловую фиксацию в пределах не менее 25...40°.

На рис. 12.16 представлены наиболее характерные принципиальные схемы приводов рулевого механизма.

На рис. 12.16,*а* показан наиболее простой привод, состоящий из рулевого колеса 1, цельного рулевого вала 2 и наклонно расположенной рулевой колонки 3, закрепленной на корпусе рулевого механизма 4. Нижний шлицевой конец рулевого вала 2 соединен с ведущим элементом рулевого механизма 4, а его верхний конец закреплен в опоре 5 верхнего конца рулевой колонки 3.

На рис. 12.16,*б* представлен вертикально расположенный привод, позволяющий менять положение высоты рулевого колеса 1. Рулевой вал телескопического типа состоит из короткого шлицевого вала 2 и полый шлицевой трубы 4 с нижним шлицевым хвостовиком 6 для соединения с ведущим элементом рулевого механизма 7. Рулевая колонка телескопического типа состоит из нижнего основания 5, закрепленного на корпусе рулевого механизма 7, и верхней подвижной части 8, фиксируемой закрепительным устройством 3, чаще всего клеммового типа.

На рис. 12.16,*в* показана схема привода с сочлененным рулевым валом. Рулевое колесо 1 закреплено на коротком рулевом валу 2, установленном в наклонно расположенной рулевой колонке 8, закрепленной на отдельной опоре 3. Нижний конец вала 2 посредством шарнира 4 соединен с промежуточным карданным валом 5. Последняя карданная вилка 6 имеет шлицевое соединение с ведущим валом рулевого механизма 7.

На рис. 12.16,з представлена схема привода с осевым перемещением рулевого колеса 1 и шарнирным креплением рулевой колонки, позволяющим изменять ее наклон. Рулевой вал телескопического типа состоит из короткого шлицевого вала 2 и полого шлицевого вала 3, шлицевой хвостовик 9 которого закреплен в сдвоенном карданном шарнире 6. Последний, в свою очередь, закреплен на приводном валу 7 рулевого механизма 8.

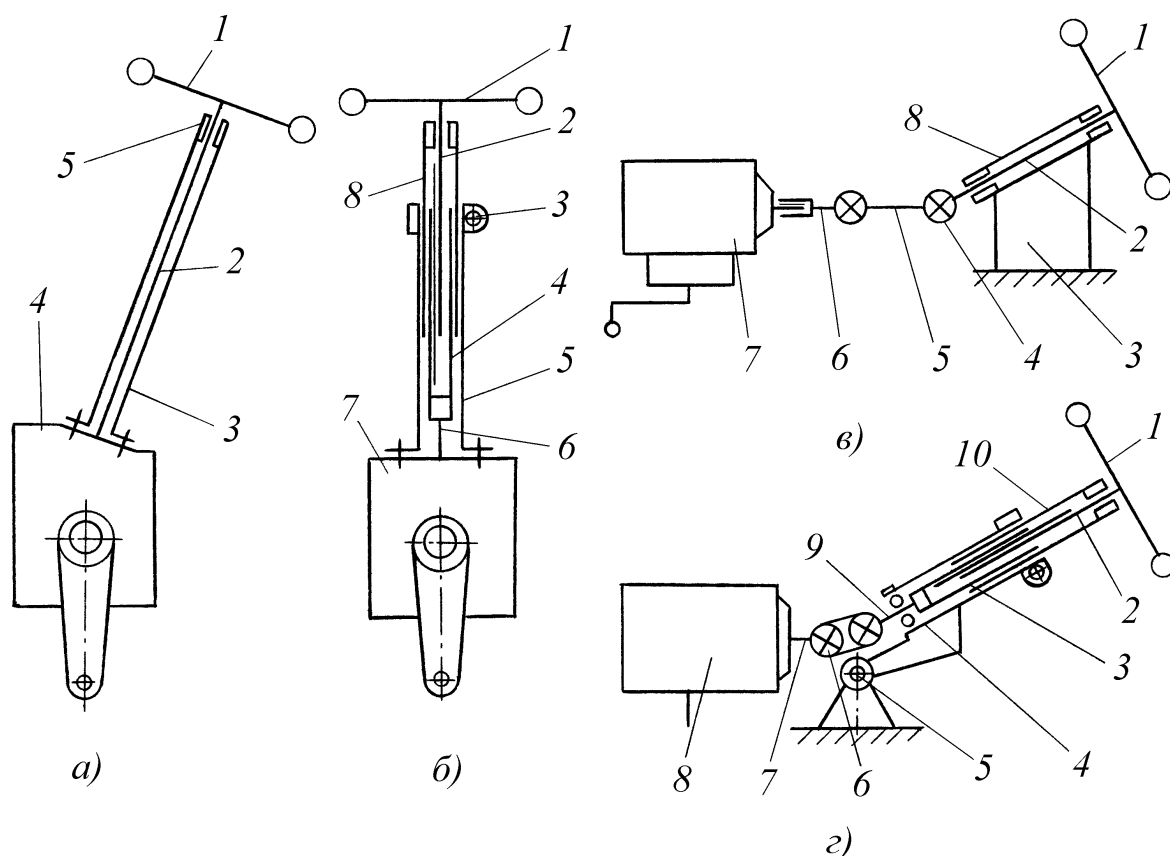


Рис. 12.16. Принципиальные схемы приводов рулевого механизма

Верхний подвижный цилиндр 10 рулевой колонки фиксируется в его нижнем основании 4, наклон которого в свою очередь может меняться посредством шарнира 5 с последующим его закреплением.

Данный привод обеспечивает наиболее удобные условия работы тракториста, также как в системе ГОРУ.

12.6. Уход за рулевым управлением и тенденции его развития

Уход за рулевым управлением трактора является важнейшим компонентом, обеспечивающим безопасность его движения. Гаранти-

ей надежной работы механизмов рулевого управления являются:

периодическая проверка и подтяжка всех резьбовых соединений;

своевременная смазка сопрягающихся подвижных деталей (шарниров, зубчатых зацеплений, подшипников и т.п.);

проверка и регулировка соответствующих зазоров в шарнирах рулевых тяг и зацепления червячных пар рулевых механизмов; обеспечение нормального свободного хода рулевого колеса.

Внешними проявлениями основных дефектов рулевого управления является увеличение усилия, необходимого для поворота рулевого колеса, и повышенный его свободный ход. Их причинами могут быть нарушения соответствующих регулировок и износы как в механических системах рулевого управления, так и в гидравлических системах гидроусилителей руля или системы ГОРУ. В последних возможно подтекание масла, подсос воздуха в систему, повреждение трубопроводов, износ уплотнений и т.п.

Дефекты обычно устраняются соответствующими регулировками. При износе деталей необходима их замена.

Особенностью рулевых управлений современных колесных тракторов является широкое применение ГОРУ.

Дальнейшее развитие рулевых управлений связано с совершенствованием системы ГОРУ, ее унификации для применения в разных тяговых классах колесных тракторов, что повысит уровень условий труда тракториста при управлении движением трактора и безопасность движения, а следовательно, производительность МТА.

Ходовые системы гусеничных тракторов

Ходовая система гусеничного трактора служит для обеспечения его движения и преобразования крутящего момента, подводимого от двигателя к ведущим колесам, в касательную силу тяги, а также для поддержания его остова, являясь его опорой. Ходовая система состоит из гусеничного движителя и подвески. Первые две функции выполняются двумя гусеничными движителями, расположенными по обеим сторонам трактора, а последняя - подвеской, соединяющей движители с остовом.

Гусеничный движитель в отличие от колесного обеспечивает передвижение трактора не непосредственно по грунту (почве), а по промежуточной замкнутой гусеничной ленте - гусеничной цепи (гусенице). Гусеница имеет значительно большую опорную поверхность, чем площадь контакта колеса, что обеспечивает небольшое давление трактора на грунт (0,025...0,07 МПа). На опорной поверхности гусеницы имеются грунтозацепы (почвозацепы), повышающие ее сцепление с грунтом. Внутренняя поверхность гусеницы представляет собой достаточно твердый гладкий путь, по которому опорные катки движителя катятся с меньшим сопротивлением, чем колеса по грунту. Все это обеспечивает гусеничному трактору высокие тяговые качества при значительно меньшем буксовании его движителей, проходимость по мягким и влажным грунтам, меньшие потери мощности на самопередвижение, а следовательно, большую экономичность его работы.

Гусеничные тракторы по сравнению с колесными более материалоемки, их движители конструктивно сложнее, металлические гусеницы создают более высокий уровень шума, а срок их службы в большинстве случаев меньше. Они менее универсальны при использовании в сельскохозяйственном производстве и на транспортных работах, так как имеют более низкие транспортные скорости и в ряде случаев движение с металлическими грунтозацепами по дорогам с твердым покрытием запрещено.

Помимо общих требований, предъявляемых к ходовой системе трактора, гусеничные движители должны иметь:

- относительно небольшую шумность движения;

- самоочищаемость гусеницы от залипания и наволакивания частиц влажных грунтов (грязи) и снега;

- хорошую защиту узлов и механизмов от проникновения в них абразива и влаги;

небольшие потери на трение в зацеплении ведущих колес с гусеницей.

Гусеничный движитель традиционного типа содержит следующие основные элементы (рис. 13.1):

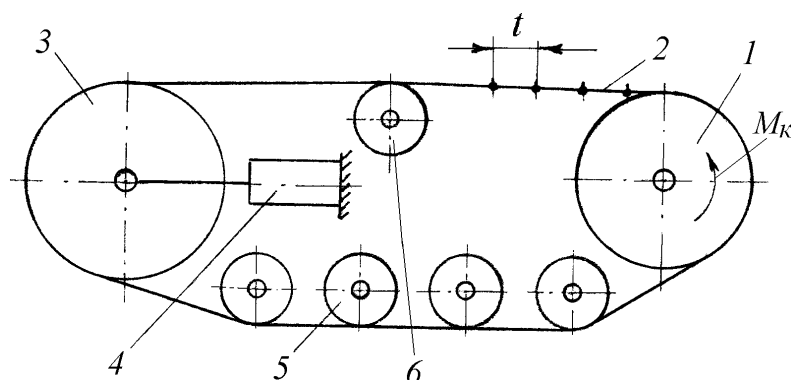
заднее ведущее колесо *1* (звездочку);

гусеничную цепь (гусеницу), состоящую из шарнирно соединенных звеньев *2* (траки) с шагом *t*;

переднее направляющее колесо *3*;

натяжное и амортизирующее устройства *4*;

опорные катки *5* и поддерживающие катки *6* (ролики).



Компоновка элементов движителя на тракторе во многом зависит от типа его подвески.

Рис. 13.1. Схема гусеничного движителя

13.1. Ведущие колеса

Ведущие колеса *1* (см. рис. 13.1) под действием подведенного крутящего момента M_k заставляют перематываться находящиеся в зацеплении с ними гусеницы *2*. При этом на участке гусеницы между ведущими колесами *1* и последним опорным катком *5* возникает тянущее усилие, которое передается на участок гусеницы, находящейся в контакте с грунтом. Вследствие этого в последнем возникают касательные реакции, направленные по движению трактора, с результирующей касательной силой тяги P_k , которая через детали движителя передается остову трактора, заставляя катки *5* катиться по подстилающейся внутренней поверхности гусениц.

Таким образом, ведущие колеса предназначены для перематывания гусениц при движении трактора и создания силы тяги, обеспечивающей передвижение тракторного агрегата.

Ведущие колеса классифицируют по месту расположения на тракторе, способу изготовления, конструктивному исполнению венцов, типу зацепления с гусеницей.

По месту расположения в традиционных гусеничных движителях различают *заднее и переднее расположение ведущих колес*. На

сельскохозяйственных и большинстве лесопромышленных и промышленных тракторах применяют заднее расположение ведущих колес с более высоким КПД при скоростях движения менее 25 км/ч. Переднее расположение ведущих колес встречается на некоторых типах лесопромышленных, более быстроходных специальных и транспортных тракторах.

Мощные промышленные и лесопромышленные гусеничные тракторы с высоко поднятыми ведущими колесами разработаны фирмой Катерпиллар (США). Такое расположение ведущих колес вне зоны достигаемости грязи при движении по увлажненному грунту увеличивает их долговечность. Кроме того, высокое положение ведущих колес позволяет осуществить модульную конструкцию трансмиссии трактора (рис. 13.2). Последнее сокращает время демонтажно-монтажных работ при проведении плановых ремонтов без дополнительного демонтажа соседних устройств.

Гусеничный движитель при этом приобретает треугольную форму; переднее и заднее направляющие колеса становятся опорными, что значительно повышает площадь контакта гусениц с грунтом, увеличивая тяговые качества и проходимость трактора.

Такая схема начинает получать распространение на сельскохозяйственных тракторах общего назначения.

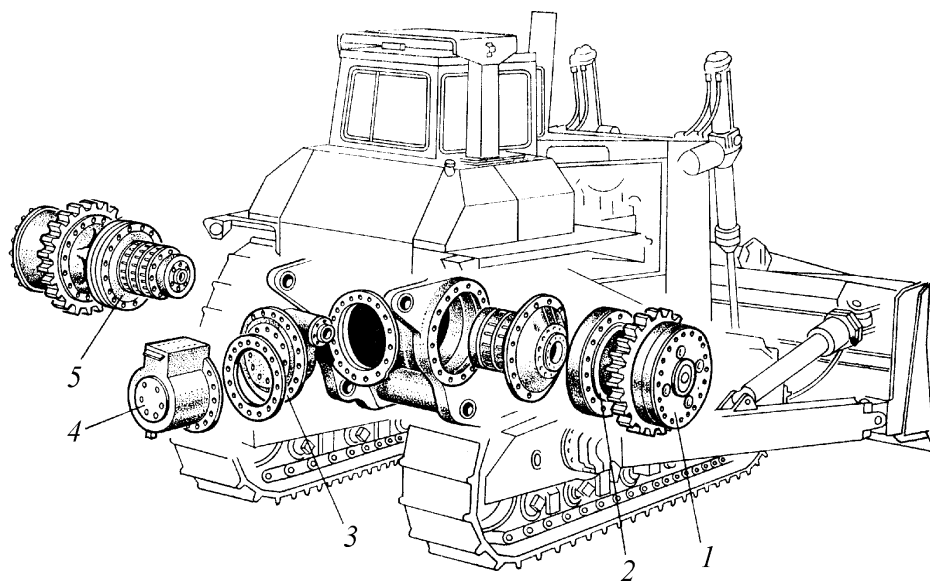


Рис. 13.2. Конструктивная схема трактора с треугольным гусеничным обводом:
1 – конечная передача с ведущим колесом; 2, 5 – механизмы поворота; 3 – центральная передача; 4 – коробка передач

По способу изготовления ведущие колеса бывают *цельными* или *составными* (рис. 13.3). В первом случае зубчатый венец и ступица ведущего колеса выполняются как единое целое из высокомарганцовистых и углеродистых литых сталей. Крепится ведущее

колесо 1 обычно или к фланцу 2 выходного вала конечной передачи (рис. 13.3,а), или непосредственно на его шлицевом конце 2 (рис. 13.3,б). В составном ведущем колесе (рис. 13.3,в) высококачественный зубчатый венец 1 из специальных хромоникелевых или хромованадиевых сталей посредством болтового соединения закрепляется на ступице 2 из менее дефицитного материала. Такая конструкция колеса более ремонтпригодна и дешевле в эксплуатации.

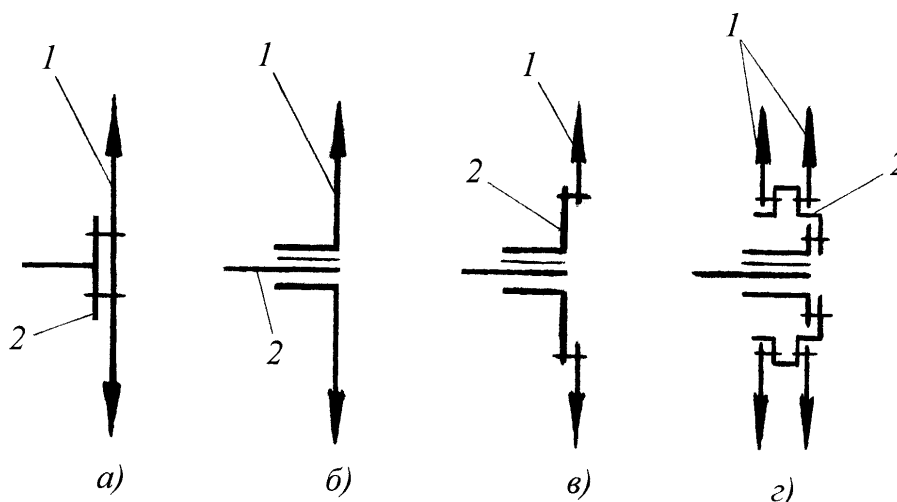


Рис. 13.3. Конструктивные схемы ведущих колес гусеничного трактора

По конструктивному исполнению венцов *ведущие колеса* бывают *одновенцовые* (все вышерассмотренные конструкции) и *двухвенцовые*, со *сплошным венцом* и *составным*, состоящим из набора сегментов.

Одновенцовые колеса имеют преимущественное применение на сельскохозяйственных и ряде промышленных тракторов, в основном малой и средней мощности. Они проще по конструкции и лучше обеспечивают самоочищаемость от прилипающих частиц грунта.

Двухвенцовые колеса, как правило, выполняются составными (рис. 13.3,г); зубчатые венцы 1 закрепляются на промежуточной ступице 2. Их применяют в основном на мощных промышленных, болотоходных и некоторых типах трелевочных тракторов с более широкими гусеницами. Двухвенцовые колеса обеспечивают более устойчивое положение широких гусеничных звеньев на ведущем колесе, но требуют специальных устройств, предотвращающих их забивание грунтом.

На современных гусеничных тракторах наметилась тенденция к применению составных ведущих колес, зубчатые венцы которых выполнены в виде набора сегментов (см. рис. 13.4). Собираемые на болтах сегменты обода ведущего колеса сокращают продолжительность простоев, поскольку могут быть заменены без расчленения гусенич-

ной цепи или удаления тележек опорных катков. При этом замена отдельных сегментов без замены самого ведущего колеса значительно сокращает расход металла.

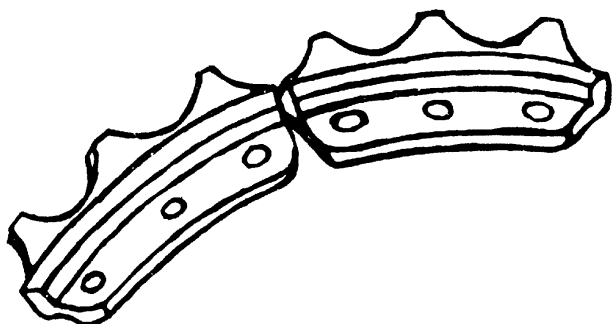


Рис. 13.4. Сегменты обода ведущего колеса, закрепляемые на ступице колеса посредством болтового соединения

По типу зацепления с гусеницей *ведущие колеса* бывают в основном с *цевочным* или *гребневым* зацеплением (рис. 13.5).

При *цевочном зацеплении* (рис. 13.5,а) зубья 1 венца ведущего колеса последовательно входят в контакт с цевками 2 звеньев гусеницы, заставляя ее перематываться по ободу гусеничного движителя. Цевкой называют поверхность проушины или соединительной втулки гусеничного звена, на которую давит зуб ведущего колеса. Обычно число зубьев колеса и гусеничных звеньев делают некратными. Иногда применяют шаг зубьев в 2 раза меньше шага цевок. В этом случае в работе всегда будут контактировать разные пары зуб – цевка, а зуб будет зацепляться один раз за два оборота колеса. Это способствует равномерному и менее интенсивному изнашиванию пар зацепления и повышению долговечности ведущих колес. Цевочное зацепление ведущего колеса с гусеницей получило широкое применение на отечественных и зарубежных гусеничных тракторах.

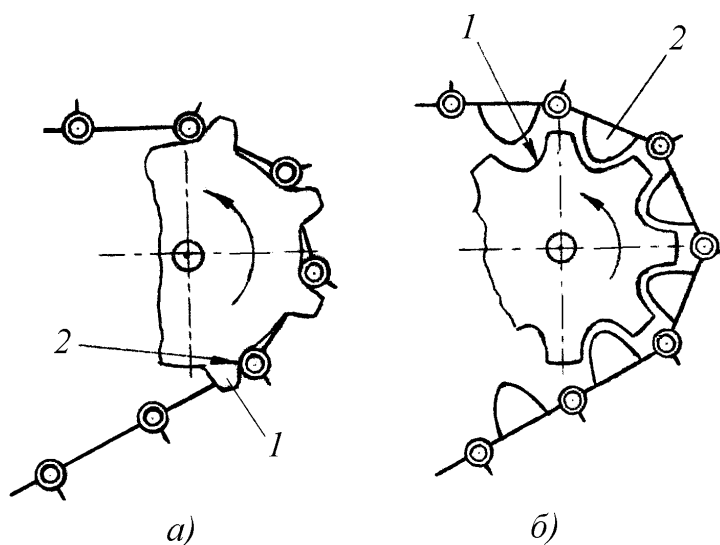


Рис. 13.5. Схемы зацепления ведущих колес с гусеницей

При гребневом зацеплении (рис. 13.5,б) на ведущем колесе обычно выполняются профильные выемки 1, в которые при его вращении входят гребни 2, выполненные на внутренней поверхности гусеничного звена. Ввиду сложности изготовления профильной поверхности выемок ведущего колеса гребневое зацепление имеет ограниченное применение.

13.2. Гусеничная цепь

Обычно на тракторе устанавливают движитель с двумя гусеницами. Существуют конструкции сочлененных тракторов с четырьмя гусеницами.

Гусеницы служат для создания большой опорной поверхности, обеспечивающей необходимое давление на почву при значительном весе трактора и надежное сцепление его с почвой, а также для создания бесконечных рельсовых путей для перекачивания опорных катков движителя и преобразования крутящего момента, подводимого к ведущим колесам, в силу тяги, перемещающую тракторный агрегат.

Учитывая назначение гусениц и тяжелые внешние условия их работы, к ним предъявляют ряд *дополнительных требований*:

они должны обладать повышенной прочностью и износостойкостью при возможно меньшей материалоемкости;

быть предельно простыми и недорогими в изготовлении, эксплуатации и ремонте.

Современные гусеницы классифицируют:

по типу их общей конструкции - традиционные, состоящие из отдельных металлических шарнирно соединенных звеньев; монолитные резиноармированные (РАГ), на отечественных тракторах ранее не применявшиеся;

по конструктивному выполнению металлических звеньев – составные и цельнолитые;

по типу беговой дорожки опорных катков - рельсовые и плоские;

по расположению шарнира на звене - приподнятый и опущенный;

по типу шарнира – закрытый, открытый, упругий (резинометаллический).

Необходимо отметить, что конкретной конструкции звена обычно присущи сразу несколько квалификационных признаков.

Составные звенья гусениц. Составное звено гусеницы рельсового типа с приподнятым закрытым шарниром на сельскохозяй-

ственных тракторах появилось раньше литого плоского звена. Оно состоит из двух отдельных штампованных щек (рельсов) 6 и 7 зеркальной конфигурации, соединительных деталей - втулки 11 и пальца 12, опорной профильной плиты 8 (башмака) и болтов 5 с шайбами 9 и гайками 10 (рис. 13.6,а).

Обработанные механически и термически щеки 6 и 7 имеют по два отверстия: большое для запрессовки втулки 11 и малое для соединительного пальца 12 звеньев. Втулки и пальцы выполняют, как правило, из малоуглеродистых сталей, с последующей цементацией и закалкой поверхностей трения. На внутренней обработанной плоскости щеки у малого отверстия сделана небольшая кольцевая выточка А (рис. 13.6,б).

При сборе гусеницы вначале на концы втулки 11 напрессовывают правую 6 и левую 7 щеки так, чтобы ее края несколько выступали за внешние обработанные плоскости щек. При последующей сборке соединительный палец 12 свободно проходит через отверстие втулки 11, а на его выступающие концы последовательно напрессовывают следующую пару щек с соединительной втулкой и т. д. Соединенные таким образом щеки звеньев образуют беговую дорожку для опорных катков в виде рельс. Поэтому такие звенья и получили название - "рельсового типа".

К нижней поверхности каждой пары щек посредством болтов 5, гаек 10 и стопорных шайб 9 крепится башмак 8 с поперечным грунтозацепом В, выполненный из стали фасонного профиля.

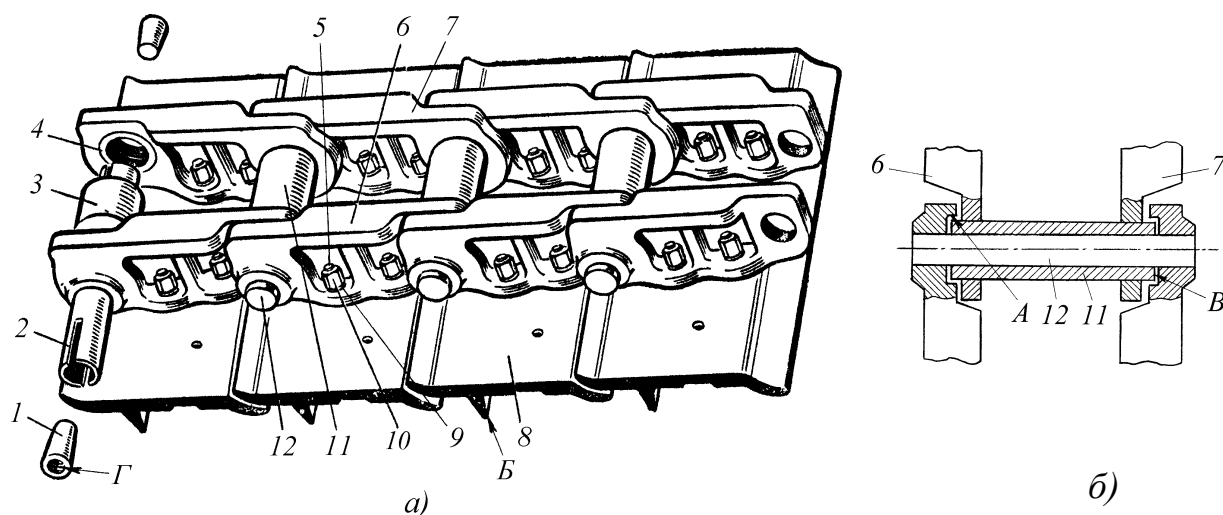


Рис. 13.6. Составная гусеница рельсового типа с приподнятыми закрытыми шарнирами

Шарниры рельсовых звеньев обычно закрытого типа и приподняты над поверхностью башмака. В закрытом шарнире выступающие концы втулок 11 входят в кольцевые выточки А сложных наружных

щек 6 и 7, образуя лабиринтное уплотнение *B*, препятствующее попаданию внешнего абразива в его внутреннюю часть.

Так как звенья спрессовываются большим усилием, порядка 1000 кН, для установки гусеницы или ее снятия с движителя одно из ее звеньев делается легкозамыкающим. В этом звене (рис. 13.6,*a*) втулку 3 делают более короткой, чтобы она не выходила за пределы отверстий щек, в которые она запрессована, а концы соединительного пальца 2 чаще всего делают с коническими отверстиями и продольным разрезом. При замыкании гусеницы соединительный палец 2 свободно входит в малые отверстия наружных щек и соединительную втулку 3, после чего в его концы запрессовывают стопорные конусы 1, заклинивающие концы пальца в отверстиях щек. Для того чтобы выпрессовать конусы 1 при разборке гусеницы в них выполнены резьбовые отверстия *Г*, закрытые во время работы деревянными пробками. Дополнительные кольца (шайбы) 4, заменяющие отсутствующие выступающие концы соединительной втулки 3, создают лабиринтное уплотнение закрытого шарнира замыкающего звена.

Рассматриваемая гусеница имеет цевочное зацепление с ведущим колесом движителя, где роль цевки выполняет наружная поверхность соединительной втулки звена.

Достоинствами составных гусениц рельсового типа являются:

наличие закрытого шарнира, изолирующего его внутренние поверхности трения от попадания на них абразива, что значительно снижает их износ и повышает долговечность его работы;

приподнятость шарнира над башмаком, что также в известной степени предохраняет его от попадания в него абразива;

приподнятый над грунтом более чистый рельсовый путь, оказывающий меньшее сопротивление качению опорных катков;

лучшая ремонтпригодность, позволяющая заменять изношенные детали составного звена и, при необходимости, увеличивать (уменьшать) площадь опорной поверхности башмаков или устанавливать на них дополнительные резиновые подкладки для движения трактора по дорогам с твердым покрытием.

Основными недостатками этих гусеничных звеньев являются:

большая металлоемкость (достигающая до 25% от массы трактора);

большая сложность и трудоемкость их изготовления по сравнению с цельнолитыми гусеничными звеньями;

сложность в эксплуатации, требующая специальных прессовых приспособлений для их разборки и сборки во время ремонта.

Однако несмотря на отмеченные недостатки составные рельсовые гусеницы имеют весьма широкое применение на промышленных тракторах, особенно больших тяговых классов, работающих на песчаных грунтах, главным образом из-за высокой долговечности шарниров закрытого типа и ремонтпригодности составных звеньев гусениц.

Для повышения долговечности шарниров и снижения в них потерь мощности на трение в лучших их конструкциях применяют жидкостное смазывание пар трения и дополнительные уплотнения (рис. 13.7). В этих шарнирах соединительная втулка 2 по длине такая же, как в замыкающем звене, не выходящая за пределы отверстия щеки 3, но с тщательно обработанными торцами, используемыми как поверхности трения торцового уплотнения. К ним и к торцу расточки в щеке 5 поджаты стороны резиновых уплотнительных колец 4 с расжимным резиновым кольцом 8. Одновременно уплотнение 4, находясь на поверхности полиуретановых упорных колец 9, дополнительно защищает внутреннюю полость шарнира от проникновения в него абразива.

Соединительный палец 6 делается полым для заправки смазочного материала и с отверстием 10 для ее подачи на поверхности трения шарнира. В торцы пальца 6 запрессовываются резиновые заглушки 7 с отверстием для закачки смазочного материала, закрытым пластиковой пробкой.

В некоторых конструкциях подобного шарнира вместо уплотнения 4 применяют уплотнительное нажимное кольцо 11 из плотной резины, закрепленное в металлической обойме 12, которая запрессовывается в расточку щеки 5 так, чтобы торец кольца 11 был поджат к торцу втулки 2.

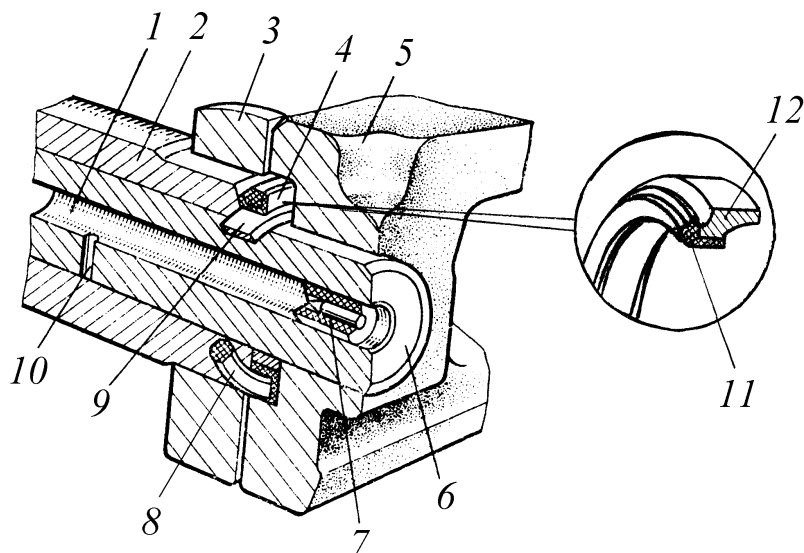


Рис. 13.7. Шарнир звена составной гусеницы с жидкостным смазыванием пар трения

Составные рельсовые звенья позволяют значительно увеличивать опорную поверхность гусеничного движителя (рис. 13.8,*а*) путем замены обычных башмаков более широкими. Для этого к обычной гусеничной цепи 2 посредством болтов 3 и гаек 4 крепятся уширенные башмаки 5. С целью повышения жесткости гусеницы по краям башмаков закрепляют тем же способом одинарные гусеничные цепи 1 и 6, закрытый шарнир которых показан на рис. 13.8,*б*. Он состоит из короткой втулки 7 и пальца 8, запрессованных в соответствующие отверстия щек 9 и 10. Внутренний конец втулки 7 входит в расточку отверстия смежной щеки 9, образуя уплотнительный лабиринт закрытого шарнира, а другой ее конец с заглушкой 11 несколько выступает за плоскость щеки. Во втулке образована полость для закладки смазочного материала на весь срок службы шарнира.

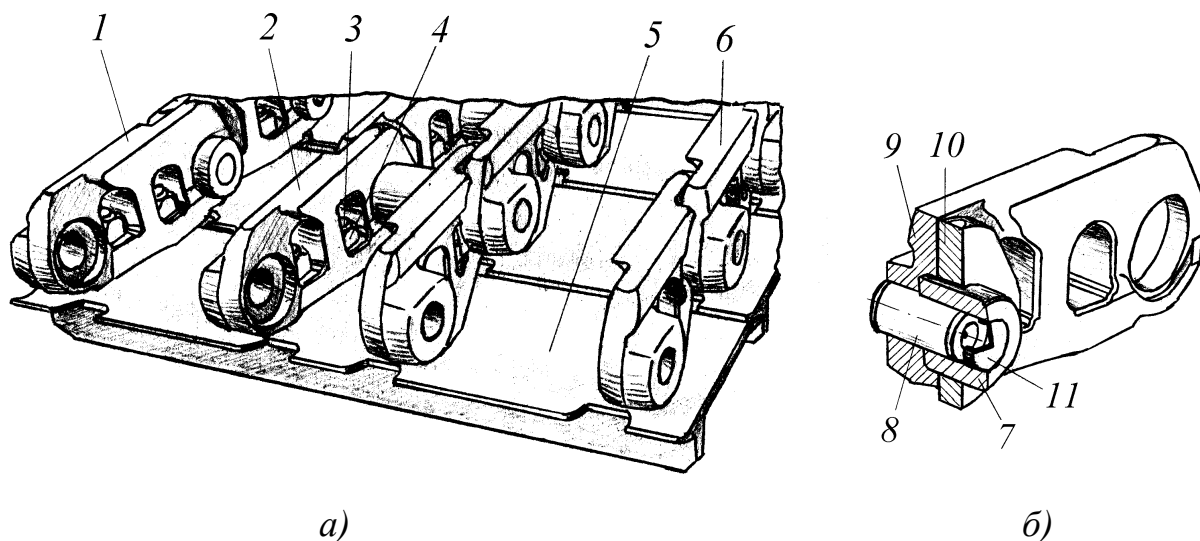


Рис. 13.8. Гусеница с уширенными башмаками

Цельнолитые звенья гусениц. Их изготавливают отливкой из высокомарганцовистых сталей. По типу беговой дорожки они могут быть плоскими или рельсовыми.

Плоские необработанные звенья гусениц для цевочного зацепления (рис. 13.9,*а*) представляют собой литые фасонные плиты с беговыми дорожками 1, которые в средней части соединены широкой перемычкой - проушиной 2, являющейся цевкой для зацепления с ведущим колесом. Чтобы гусеница не соскакивала во время работы, на звеньях отлиты направляющие гребни 3 для качения опорных катков. Звенья соединены между собой цементованными и закаленными стальными пальцами 6, свободно вставленными в отверстия 4 соединительных проушин и закрепленными в них посредством шайб 7 и шплинтов 8. Число проушин зависит от ширины звена. При большем их числе уменьшается концентрация напряжений на кромках

проушин из-за изгиба пальца, что несколько повышает долговечность шарнира открытого типа. Обычно применяют пяти - и семипроушинные шарниры.

Для лучшего сцепления звеньев с грунтом на стороне проушин обращенных к нему выполнены приливы - грунтозацепы в виде шпор 5.

Плоские литые звенья гусениц для гребневого зацепления (рис. 13.9,б) имеют беговые дорожки 1, аналогичные рассмотренным. Основные отличия этого звена от предыдущего состоят в наличии центрального гребня 2, расположенного между беговыми дорожками и служащего для зацепления звена с ведущим колесом и направления движения опорных катков, и в наличии одного сплошного поперечного грунтозацепа 3.

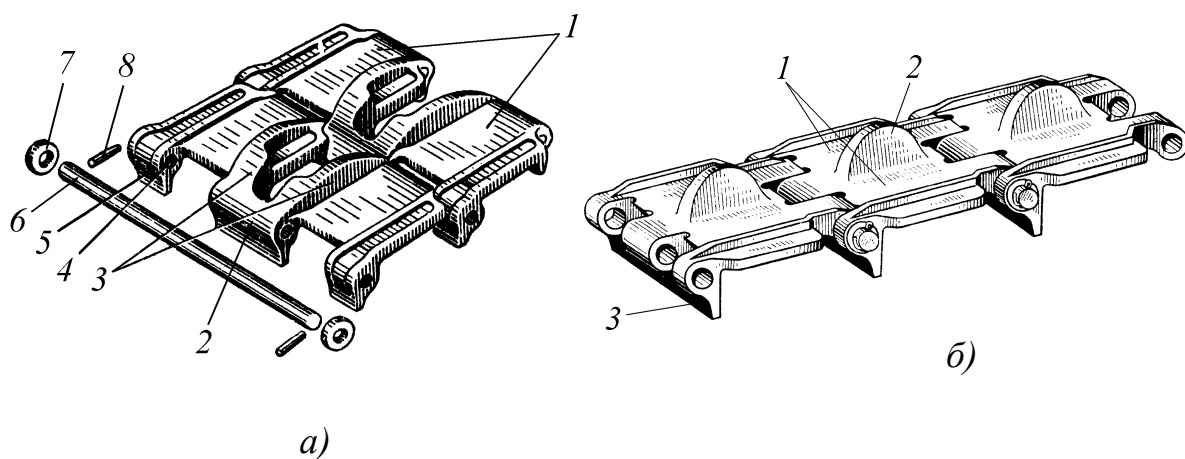


Рис. 13.9. Гусеницы с цельнолитыми звеньями:
а – с цевочным зацеплением; *б* – с гребневым зацеплением

Преимуществом литых плоских звеньев по сравнению с составными рельсовыми, являются простота их изготовления и обслуживания, небольшая стоимость и относительно малая масса.

Основным недостатком этих звеньев является низкая долговечность, не превышающая на обычных почвах 1200...2000 ч., а на песчаных даже 250...350 ч. Объясняется это тем, что открытый шарнир низкого расположения позволяет абразиву свободно проникать в проушины и в результате быстрого изнашивания их и соединительных пальцев звено становится неремонтопригодным.

Недостатком гусениц с цельнолитыми звеньями является повышенное сопротивление качению опорных катков по плоским беговым дорожкам, покрытым землей, при работе трактора на мягких и рыхлых грунтах.

Чтобы повысить срок службы шарниров плоских литых гусениц предложено много способов, среди которых наиболее перспективным

является применение резинометаллических шарниров (РМШ). Рассмотрим схему РМШ с ограничителями радиальной деформации резиновых втулок (рис. 13.10). На соединительный палец 2 предварительно поочередно устанавливают ограничительные металлические втулки 4 с наружным диаметром меньше, чем отверстие в проушине, и резиновые втулки 3 с внешним диаметром на 35...40% больше диаметра отверстия в проушине, которые затем вулканизируются. После этого обычно комплект палец - втулки впрессовывается в предварительно расточенные проушины соединяющихся звеньев 1 и 5.

В обычных условиях эксплуатации под действием тягового усилия сжимаются только резиновые втулки 3. Когда сила тяги приближается к максимальной в контакт в проушину вступают и металлические втулки 4, предотвращая тем самым разрушение резиновых. Поворот звена 1 относительно звена 5 приводит к закручиванию резиновых втулок 3. При этом втулки, запрессованные в проушины звеньев 1 и 5, закручиваются в разные стороны. Чтобы уменьшить деформацию скручивания резиновых втулок при перегибах гусеницы в ее движении с ведущим и направляющим колесами движителя, звенья гусеницы предварительно соединяют друг с другом под углом 12...14°.

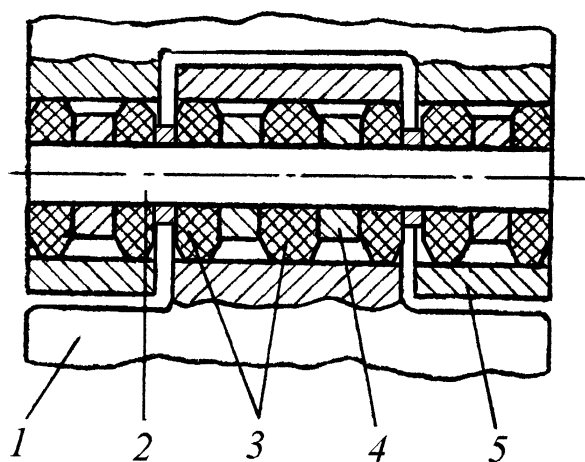


Рис. 13.10. Схема РМШ с ограничителями радиальной деформации резиновых втулок

Таким образом, в гусеницах с РМШ возможность складывания звеньев друг относительно друга в точках перегиба обвода обеспечивается использованием упругого элемента. Наибольшее распространение в качестве упругих элементов в гусеницах получили резиновые втулки, работающие на сжатие и кручение. При этом в зависимости от схемы расположения резиновых втулок различают два вида упругих шарниров: с последовательным расположением

упругих элементов и с параллельным расположением упругих элементов, или, как принято сокращенно называть, последовательный и параллельный РМШ.

В последовательном РМШ (рис. 13.11,а) звенья 1 и 3 гусеницы соединены между собой соединительным пальцем 2. При этом сила тяги P от одного звена к другому передается через резиновые втулки 4, которые в точках перегиба обвода скручиваются на угол $\alpha/2$ в каж-

дой проушине (где α - угол относительного поворота звеньев 1 и 3 гусеницы). В собранном виде резиновые элементы соседних звеньев гусеницы составляют один блок из последовательно расположенных вдоль оси пальца втулок чередующихся проушин.

В параллельном РМШ (рис. 13.11,б) растягивающее усилие P от звена 1 на звено 3 передается посредством двух соединительных пальцев 2 и скоб 5. Резиновые втулки 4 каждого звена, как и у последовательного РМШ, скручиваются в точках перегиба на угол $\alpha/2$. У параллельного РМШ в собранном виде упругие элементы смежных звеньев гусеницы составляют два блока.

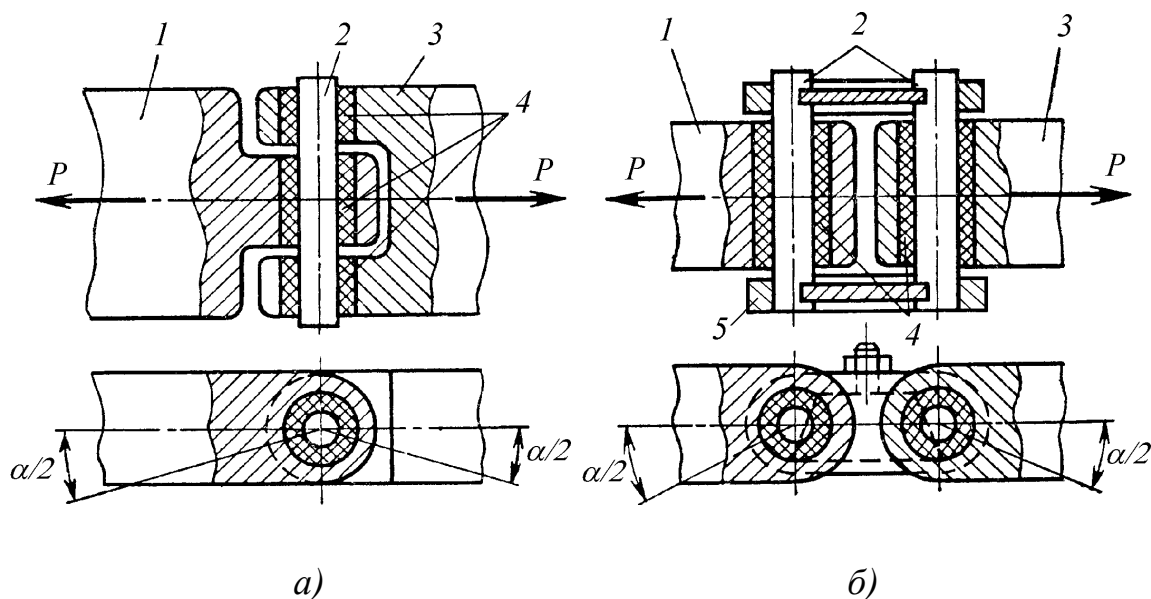


Рис. 13.11. Схема гусеницы с РМШ:

a – с последовательным шарниром; *б* – с параллельным шарниром

В гусеницах с параллельными РМШ разборность конструкции обеспечивается при помощи соединительных скоб 5, которые обычно крепят к пальцам болтами с клиновыми головками.

Для обеспечения разборности гусениц с последовательными РМШ приходится шарнир делать в виде составного блока из резино-металлических втулок (резиновое кольцо привулканизировано к металлическому кольцу) и соединительного пальца. При этом неподвижность втулок на пальце достигается тем, что палец и внутренние отверстия втулок делают фасонными, чаще всего шестигранными. Втулки стягиваются на пальце гайками.

Длина резиновых втулок, через которые передается тяговое усилие P у гусеницы с последовательными РМШ составляет 45...50% общей ширины гусеницы, а у гусеницы с параллельными РМШ – 60...70%. Поэтому гусеницы с параллельными РМШ целесообразно

применять только на мощных тракторах больших тяговых классов, так как они обеспечивают более высокую стабильность шага при изменении тягового усилия.

Однако, несмотря на значительное повышение долговечности РМШ (до 6000 ч) и меньшую шумность работы гусеницы, их широкое применение на тракторах ограничено повышенной стоимостью производства и сложностью эксплуатации.

Цельнолитые гусеничные звенья рельсового типа (рис. 13.12) представляют собой фигурные стальные отливки, состоящие из плоской опорной плиты 4 (башмака) с грунтозацепом 6 на ее нижней стороне и двух направляющих фигурных щек 5 (рельс) на верхней. Щеки имеют в основном такую же конфигурацию, что и штампованные щеки составного рельсового звена - с отверстиями для втулки

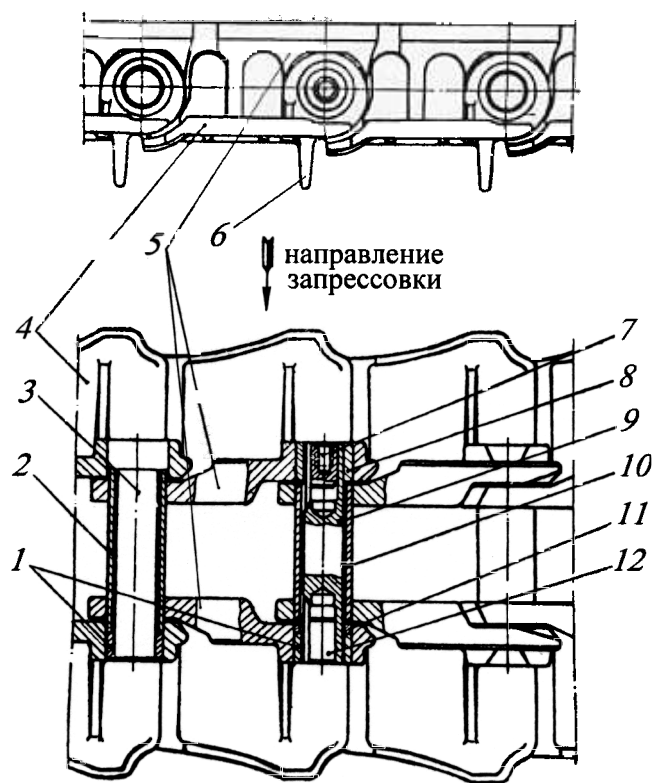


Рис. 13.12. Цельнолитая гусеница рельсового типа

и соединительного пальца. При этом внутренние щеки одного звена при сборке входят в пространство между наружными щеками другого звена.

Перед сборкой гусеницы в каждое отверстие одной наружной стороны щеки запрессовывают малые втулки 1. Затем последовательно совмещают отверстия наружных и внутренних щек сопрягаемых звеньев и запрессовывают в последние втулку 2 так, чтобы ее концы несколько входили в отверстия наружных щек. Соединительный палец 3, выполненный ступенчатым с утолщенной головкой, свободно входит во втулку 2 и запрессовывается

концом в ранее установленной втулке 1, а головкой - в отверстие противоположной наружной щеки, образуя тем самым закрытый приподнятый шарнир.

Выступающие концы втулки 2 одного звена, входя в отверстия щек другого звена, образуют лабиринтное уплотнение, предотвра-

щающее попадание абразива в шарнир, как в рассмотренных составных звеньях рельсового типа.

Перед замыканием гусеницы в отверстие внешней щеки замыкающего звена впрессовывают короткую втулку 8, не выступающую за ее края, а в отверстие противоположной внешней щеки устанавливают дополнительное кольцо 11. Во внутренние щеки другого замыкающего звена впрессовывают короткую втулку 10, не выступающую за габариты щек. Затем совмещают отверстия замыкаемых звеньев и свободно вставляют замыкающий палец 9 с продольно разрезанными коническими отверстиями на его торцах. После этого вставляют стопорные конусы 12 в отверстия пальца и запрессовывают их через оправку. Резьбовые отверстия в конусах, закрытые пробками 7, служат для выпрессовки конусов при размыкании гусеницы. Гусеница имеет цевочное зацепление с ведущим колесом, причем обычно оно осуществляется через один зуб.

Достоинством литых гусеничных звеньев рельсового типа является их более высокая долговечность по сравнению с плоскими литыми звеньями (примерно в 1,5-2 раза) и относительная простота изготовления. Помимо этого они имеют и другие положительные качества составных рельсовых звеньев.

Их недостатками являются большая металлоемкость, достигающая 20...22% массы трактора, шумность в работе и плохая ремонтпригодность, что сдерживает их широкое применение в гусеничных движителях.

Резиноармированные гусеницы (РАГ) представляют собой монолитную конструкцию, армированную стальными тросами и закладными металлическими элементами, завулканизированными в кордовую резиновую ленту. Последние служат в большинстве случаев для цевочного зацепления гусеницы с ведущим колесом движителя. Общий вид РАГ показан на рис. 13.13,а, а условный ее разрез по закладному элементу и цевке показан на рис. 13.13,б.

Существуют конструкции РАГ, в которых отсутствуют закладные металлические элементы. Здесь передача крутящего момента с ведущего колеса на гусеницу осуществляется за счет сил трения между ними. При этом ведущее колесо выполняется гладким с резиновым бандажом или пневматической шиной для увеличения трения с гусеницей. Такие конструкции РАГ менее перспективны, так как требуют

сильного натяжения гусениц, что приводит к снижению их долговечности.

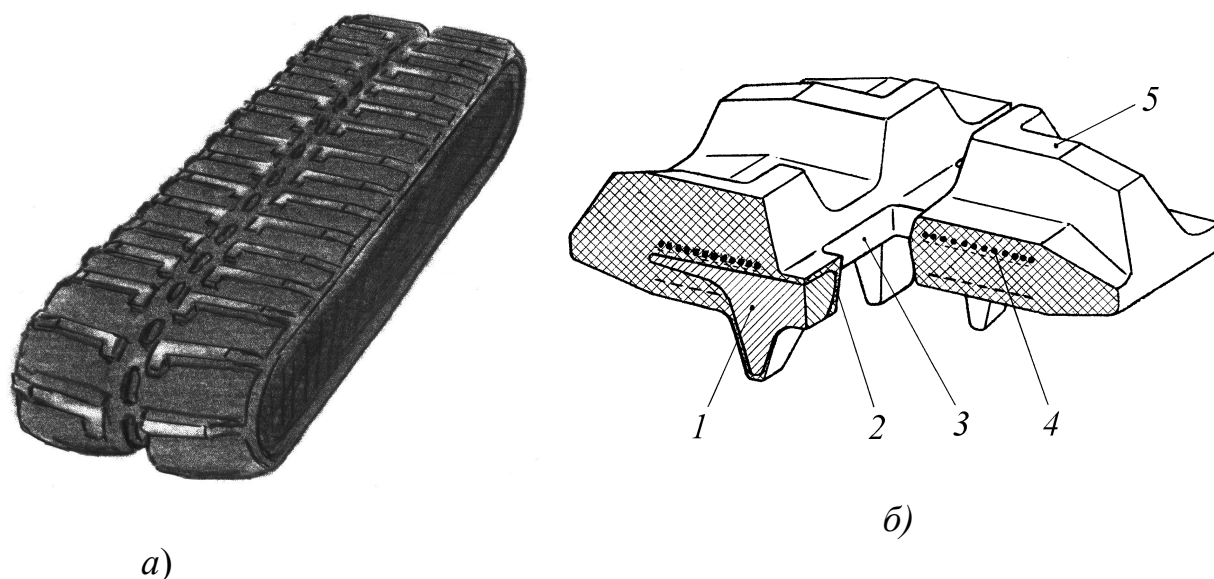


Рис. 13.13. Резиноармированная гусеница (РАГ):

1 - закладной металлический элемент с направляющим выступом для фиксации качения опорных катков и направляющего колеса; 2 – обрезиненная цевка закладного элемента; 3 - отверстие в резиновом корде для зуба ведущего колеса; 4 - сечение стальных тросов; 5 – резиновые грунтозацепы

Более перспективны РАГ с закладными металлическими элементами, зацепляющимися с ведущим колесом.

РАГ начинают находить все более широкое применение в современных тракторах, благодаря следующим положительным качествам:

- высокой долговечности (до 6000 ч), примерно в два раза больше по сравнению с гусеницами с открытыми металлическими шарнирами;
- возможностью выполнения трактором транспортных работ на асфальтовом и бетонном покрытиях без их разрушения;
- меньшим на 25...30% уплотняющим воздействием на почву при одинаковой ширине с металлическими гусеницами;
- возможностью установки РАГ на серийный гусеничный трактор без переделки конструкции двигателя.

Кроме того, они обладают хорошей самоочищаемостью от грязи при любой влажности и снабжены формами грунтозацепов, исключающих сползание трактора при работе на косогорах.

К недостаткам РАГ подобного типа следует отнести относительную сложность производства и сложность установки гусеницы на трактор в полевых условиях.

13.3. Направляющее колесо

Направляющее колесо в комплексе с натяжным и амортизирующим устройствами (НАУ) служит для следующего:

- направления движения гусеницы и укладки ее траков под передний опорный каток;
- изменения степени натяжения гусеницы;
- смягчения (амортизации) ударов и толчков при наезде трактора на препятствия;
- предохранения механизмов гусеничного движителя (особенно гусениц) при попадании твердых предметов между ведущим и направляющим колесами и гусеницей.

Помимо общих требований, предъявляемых к гусеничному движителю, эти механизмы должны отличаться отсутствием значительных сопротивлений при перематывании гусеницы и простотой конструкции, а также и операций по натяжению гусениц.

Направляющие колеса классифицируются по расположению колеса, типу обода, конструкции обода, способу крепления и наличию амортизационного устройства.

По расположению направляющие колеса бывают *поднятые*, *полуопущенные* и *низкоопущенные*, когда они работают как опорный каток. Расположение колеса зависит в основном от типа подвески и назначения трактора:

поднятые - при эластичной подвеске;

полуопущенные - при жесткой и полужесткой подвесках;

низкоопущенные - на болотоходных тракторах и тракторах с треугольным гусеничным обводом не зависимо от типа подвески.

Обод служит для направления движения гусеницы, его тип зависит от конструкции траков и ведущего колеса движителя: *одноободьевый гладкий* (рис. 13.14,а), *одноободьевый с выступом в средней части* (рис. 13.14, б) и *двухободьевый* (рис. 13.14,в).

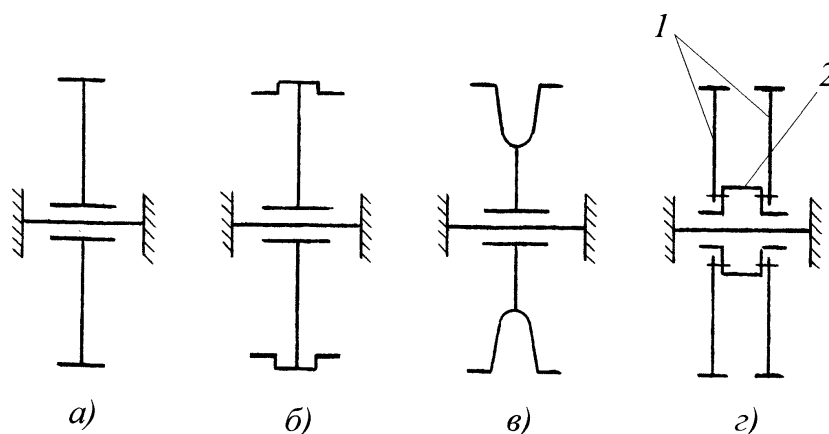


Рис. 13.14. Схемы конструкций ободьев направляющих колес

По конструкции обода различают *цельнолитые* колеса - из высокоуглеродистых сталей ободья отлиты с последующей закалкой обода как одно со ступицей (рис. 13.14, а-в) и *составные* (рис. 13.14, г) - ободья 1 крепятся к отдельной ступице 2.

По способу крепления направляющие колеса бывают *на ползунах* или *на кривошине*.

Способ крепления оси колеса на ползунах (в подвижных опорах), имеющих скользящее перемещение необходимое для натяжения гусеницы и для хода амортизации, применяется на тракторах с жесткой или полужесткой подвеской, когда имеется отдельная тележка гусеницы, на которой установлены все элементы гусеничного движителя. Подобное крепление представлено на рис. 13.15, а. Опоры неподвижной оси 5 направляющего колеса 6 выполнены в виде ползунов 4, опирающихся на направляющие планки 3 в передней части лонжеронов 1 тележки гусениц. Захваты 2 предотвращают отрыв ползунов 4 от последней.

Очень часто ползуны 4 опираются на направляющие планки 3 через промежуточную упругую систему состоящую из двух пружин 8 в каждом ползуне и их опорной плиты 9. Пружины разжимаясь приподнимают ползуны над плитой 9, выбирая зазоры в нижних захватах 2. Такое упруго-взвешенное положение ползуна 4 устраняет износ его нижней части и удары его и захватов 2 с соприкасающимися поверхностями при работе направляющего колеса.

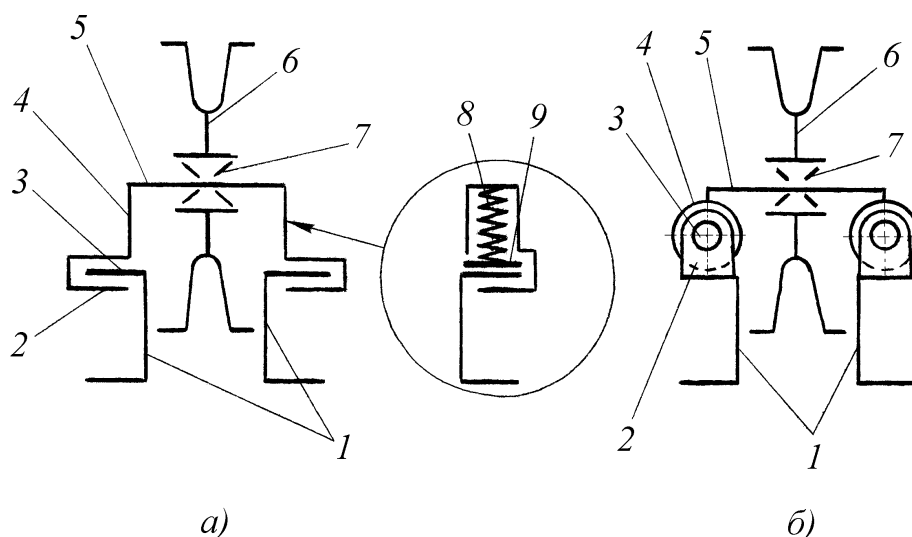


Рис. 13.15. Схемы установки направляющего колеса на ползунах

Встречаются конструкции (рис. 13.15, б), в которых ползуны крепления оси 5 направляющего колеса 6 выполнены в виде фасонных втулок 4, скользящих по продольным направляющим стержням 3.

Последние закреплены в кронштейнах 2 на лонжеронах 1 рамы, что и предотвращает отрыв ползунов от тележки гусениц.

Оси 5 направляющих колес, закрепленных на ползунах, выполняются, как правило, неподвижными. Подшипники 7 колес в большинстве случаев - качения (чаще роликовые конические), редко - скольжения. В рассматриваемых конструкциях обычно устанавливают два одинаковых подшипника. Но встречаются конструкции, когда устанавливают три подшипника: два крайних одинаковых роликовых, воспринимающих радиальные усилия, и один средний - шариковый, воспринимающий осевые нагрузки, возникающие в основном при повороте трактора.

При креплении направляющего колеса на кривошипе (коленчатой оси) ось качания может устанавливаться в передней части тележки гусениц (жесткая или полужесткая подвеска) или в передней части рамы трактора (эластичная подвеска). В этих конструкциях перемещение оси направляющего колеса для натяжения гусеницы или хода амортизации происходит по дуге радиусом, равным плечу кривошипа R_a (рис. 13.16).

На рис. 13.16,а неподвижная ось 2 качания кривошипа 3 закреплена в стенках лонжерона 1 рамы тележки гусениц. В расточке кривошипа 3 на подшипниках 7 закреплена ось 4, на фланце которой установлено направляющее колесо 5, расположенное всегда выше оси 2 его качания. Закрепительная втулка от регулировочного болта механизма натяжения гусеницы крепится к шарниру 6 на кривошипе.

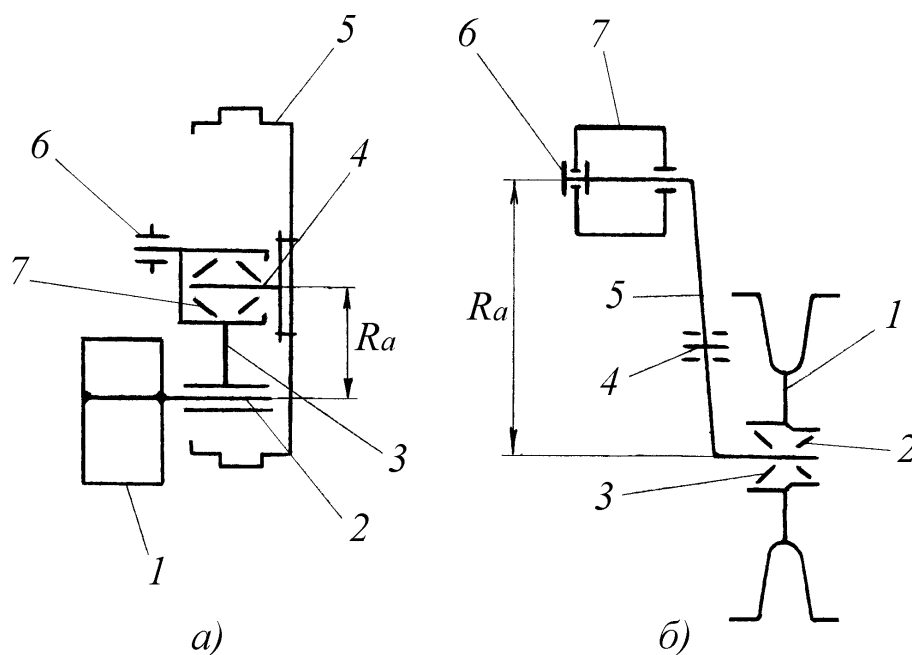


Рис. 13.16. Схемы установки направляющего колеса на кривошипе

Схема сечения кривошипного крепления направляющего колеса с осью качания в передней части рамы трактора показана на рис. 13.16,б. Кривошип 5 выполнен в виде коленчатой оси, верхний конец которой установлен во втулках лонжерона рамы 7 трактора и удерживается от осевых перемещений стопорной шайбой 6.

На нижней цапфе кривошипа 5 на подшипниках 2 и 3 установлено направляющее колесо 1.

В отличие от предыдущих схем установки подшипников одинакового размера, в подобных схемах кривошипной установки направляющего колеса обычно применяются только конические подшипники, причем внутренний диаметр наружного подшипника 2, как правило всегда меньше чем у внутреннего 3.

В щеке кривошипа 5 закреплен палец 4 вилки механизма натяжения гусеницы.

13.4. Натяжное и амортизирующее устройства

Направляющие колеса могут быть с амортизирующим устройством или без него.

В настоящее время подавляющее большинство направляющих колес имеют натяжные устройства, выполненные вместе с амортизирующим устройством. Без этих устройств могут быть только направляющие колеса специальных промышленных тракторов с очень небольшими скоростями движения.

Натяжное и амортизирующее устройства состоят из двух механизмов практически не влияющих друг на друга, но связанные с одним общим объектом их действия - направляющим колесом.

Натяжное устройство обеспечивает правильное предварительное натяжение гусеницы, которое обеспечивает долговечность ее работы. Достигается это перемещением подвижной опоры оси направляющего колеса относительно неподвижной оси ведущего колеса движителя до тех пор, пока стрела провисания верхней ветви гусеницы не достигнет определенной величины, которая всегда оговаривается в инструкции по эксплуатации трактора конкретной модели.

Ход регулирования направляющего колеса должен обеспечивать возможность удаления одного изношенного трака и восстановления нормального натяжения гусеницы.

Амортизирующее устройство обеспечивает снижение динамических нагрузок, действующих на трактор при его наезде на препятствие и предохранение движителя при попадании в него

посторонних предметов, вызывающих резкое натяжение гусеницы. Достигается это за счет перемещения направляющего колеса назад и дополнительного сжатия упругого элемента амортизирующего устройства. Такое перемещение называется упругим ходом направляющего колеса.

Амортизирующее устройство представляет собой замкнутую предварительно сжатую упругую систему - в большинстве случаев пружинную. Сила предварительного сжатия должна быть такой, чтобы амортизирующее устройство не срабатывало при заднем ходе трактора и резком его торможении. При меньшей силе предварительного сжатия упругого элемента возможно спадание гусеницы.

Основное требование к амортизирующему устройству - сила сжатых пружин в статике не должна передаваться на ось направляющего колеса. В противном случае произойдет чрезмерное натяжение гусениц, приводящее к быстрому их износу, увеличатся потери на качение трактора и напряжения во всех деталях его ходовой системы.

Натяжное и амортизирующее устройства можно классифицировать:

по месту их расположения на тракторе - на тележке гусениц или на его раме;

по способу натяжения гусениц - винтовой или гидравлический.

Принципиальные схемы натяжного и амортизирующего устройств с винтовым натяжением гусеницы, устанавливаемые на ее тележке, показаны на рис. 13.17,а и б.

К ползунам 3 оси 1 направляющего колеса 2 крепится направляющая вилка 4 (цельная или составная из отдельных боковин) с центральным резьбовым стержнем 5 (рис. 13.17,а). Между торцом упорного диска 8 с резьбовым стержнем 7, вставленным в отверстие переднего неподвижного упора 11, и задним регулируемым упором 9 закреплена амортизирующая пружина 10. Предварительное ее сжатие производится упором 9. Таким образом, создается замкнутая силовая система в статике между двумя упорами 9 и 11. При этом усилие предварительного сжатия пружины 10 не передается на ось 1 направляющего колеса.

Стержни 5 и 7 имеют разное направление резьб, а соединительная резьбовая регулировочная втулка 6 по краям имеет также разное направление резьб. В результате этого при вращении втулки 6 в ту или иную сторону ввернутые в нее стержни 5 и 7 будут сближаться или раздвигаться, устанавливая необходимое положение направляющего колеса 2 для нормального натяжения гусеницы.

На аналогичной схеме (рис. 13.17,б) к ползунам 2 оси 1 направляющего колеса крепится составная вилка из двух боковин 3 с полуотверстиями, охватывающими цилиндрическую проточку регулировочного винта 5. Другой конец винта 5 ввинчен в резьбовую втулку 6, вставленную в отверстие крышки 11. Две амортизирующие пружины 8, между которыми установлена разделительная шайба 9, расположены в неподвижной трубе 7 одним концом опираясь в ее днище, а другим - в упорный фланец втулки 6. Предварительное сжатие пружин 8 осуществляется крышкой 11 посредством закрепительных болтов 10. Усилие предварительного сжатия пружин 8 не передается на ось 1 направляющего колеса.

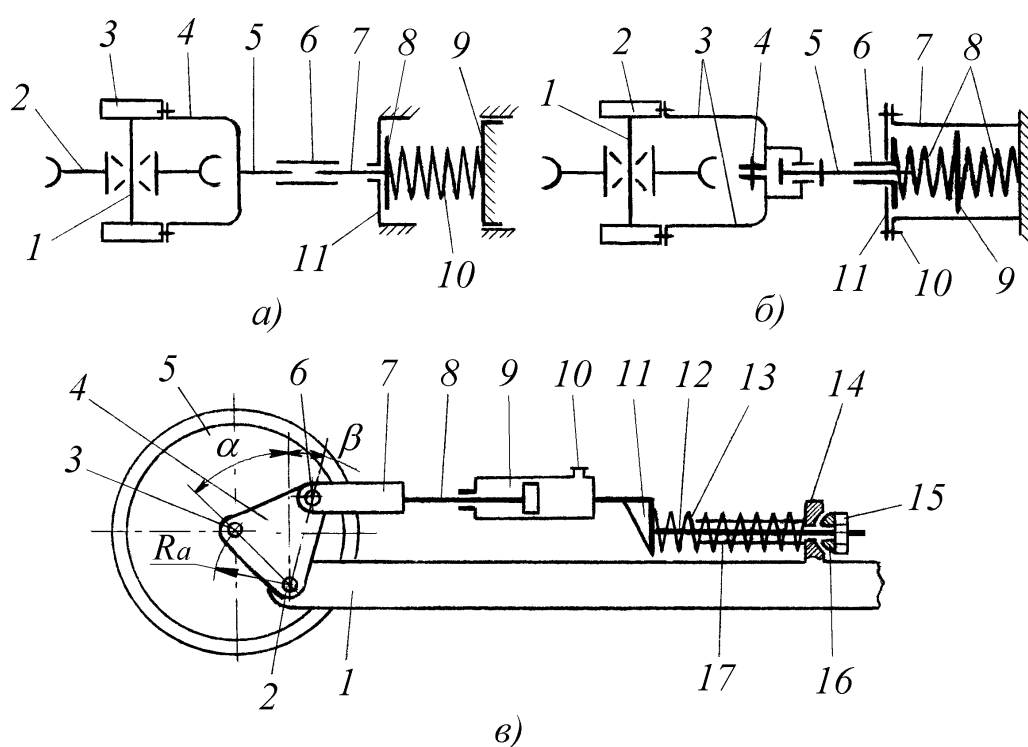


Рис. 13.17. Принципиальные схемы конструкций натяжного и амортизирующего устройств, устанавливаемых на тележке гусениц

Разделительная шайба 9 служит для снижения уровня колебаний, возникающих при работе амортизирующего устройства, благодаря силам трения между ней и стенками трубы 7.

Для натяжения гусеницы необходимо предварительно отпустить закрепительные болты 4 крепления боковин направляющей вилки и затем поворачивать регулировочный винт 5, ввертывая или вывертывая его из резьбовой втулки 6. После установки направляющего колеса в необходимое положение вновь затянуть болты 4, закрепляя направляющую вилку с винтом 5.

В натяжном и амортизирующем устройствах с гидравлическим натяжением гусеницы и направляющим колесом, установленном на кривошипе в передней части тележки гусениц (рис. 13.17,в) оси 3 направляющего колеса 5 и 6 шарнира крепления направляющей вилки 7 механизма натяжения гусеницы не лежат на одной вертикали, проходящей через ось 2 шарнира крепления кривошипа 4 в передней части рамы 1 тележки гусениц, а отклонены от нее на углы α и β . Такое расположение осей на кривошипе позволяет амортизирующей пружине 13 поглощать не только горизонтальные, но и вертикальные толчки на направляющем колесе 5, возникающие при преодолении препятствий, являясь дополнительным подрессоривающим устройством трактора.

В отличие от предыдущих схем конструкций натяжного и амортизирующего устройств, в которых оси регулировочных резьбовых стержней располагались соосно с осью амортизирующей пружины, в данной схеме ось штока 8 гидронатяжителя 9 гусеницы и ось амортизирующей пружины 13 смещены по вертикали. Такая компоновка обычно обусловлена с необходимостью иметь свободное пространство между регулировочным винтом (или гидронатяжителем) и поверхностью тележки гусениц для крепления опор поперечного балансира подвески.

Предварительное сжатие пружины 13 осуществляется гайкой 15 стягивающего болта 12, закрепленного в подвижном кронштейне 11 и проходящем через отверстие в упорной стойке 14. Так как при работе направляющего колеса происходит угловое колебание всего механизма, то под гайку 15 устанавливают сферическую шайбу 16, прилегающую к сферическому гнезду на стойке 14. На стяжной болт 12 надета труба 17 ограничивающая сжатие пружины 13, а следовательно, ход направляющего колеса, чтобы исключить сбрасывание гусеницы при ослаблении ее натяжения.

Для натяжения гусеницы в цилиндр гидронатяжителя 9 закачивают через масленку 10 консистентное масло при помощи масляного насоса. В цилиндре создается давление, передаваемое через шток 8, вилку 7 и кривошип 4 на ось 3 направляющего колеса 5, поворачивая его вперед по дуге с радиусом R_a относительно неподвижной оси 2, обеспечивая необходимое натяжение гусеницы.

Простейшая принципиальная схема натяжного и амортизирующего устройств, располагаемых на раме трактора, с винтовым натяжением гусеницы представлена на рис. 13.18,а. Направляющее колесо 1 установлено на кривошипе, ось 3 качания которого шарнирно закреплена в раме 5

трактора. Конструкция состоит из направляющей вилки 4, посредством шарнира 14, закрепленной на щеке 2 кривошипа, натяжного винта 10, амортизирующей пружины 13 и регулируемого устройства, замыкающегося на сферическую опору кронштейна 6.

Предварительное сжатие пружины 13 создается упорной шайбой 12 и регулировочной гайкой 11. Усилие пружины 13 замыкается на головку винта 10 и не передается на ось направляющего колеса.

Для того чтобы получить необходимое усилие предварительно сжатых пружин при меньших их размерах, стараются шарнир 14 расположить на щеке 2 как можно ближе к оси направляющего колеса.

Натяжение гусеницы производится регулировочной гайкой-штулкой 8, навинченной на резьбовой хвостовик винта 10 и вставленной в отверстие упорного яблока 7, поджатого к опорной сфере кронштейна 6. От проворачивания винт 10 удерживается молоткообразной головкой, расположенной между направляющими проушинами вилки 4. Поэтому в зависимости от направления вращения гайки-штулки 8, винт 10 перемещается вперед или назад вместе с пружиной 13 и вилкой 4, поворачивая кривошип 2 и направляющее колесо 1, увеличивая или уменьшая натяжение гусеницы.

При наезде гусеницы на препятствие натяжное колесо подается назад и вилка 4, скользя по цилиндрической части неподвижного винта 10, сжимает дополнительно пружину 13, поглощающую значительную часть энергии удара.

Принципиальная схема конструкции натяжного и амортизирующего устройств аналогичная предыдущей, но с гидронатяжителем и промежуточной рычажной системой в приводе к пружинному амортизирующему устройству, показана на рис. 13.18,б. Направляющая вилка 4 штока гидронатяжителя 5 закреплена на боковой цапфе кривошипа 2 соосно с осью 1 направляющего колеса (оптимальный случай подобного крепления). Закрепительная вилка 17 корпуса гидронатяжителя установлена на среднем подвижном шарнире 16 промежуточного рычага 6, закрепленного на цапфе 15 рамы 3 трактора.

Амортизирующее устройство состоит из цилиндрической пружины 12, сжатой между упорным яблоком 13 и регулировочной гайкой 10 с упорной шайбой 11, установленных на натяжном болту 9. Передний конец болта 9 ввинчен в торец упорной вилки 8 и закреплен контргайкой. Амортизирующее устройство в сборе яблоком 13 уперто в сферическую опору кронштейна 14 на раме 3, а вилкой 8 закреплено в шарнире 7 рычага 6.

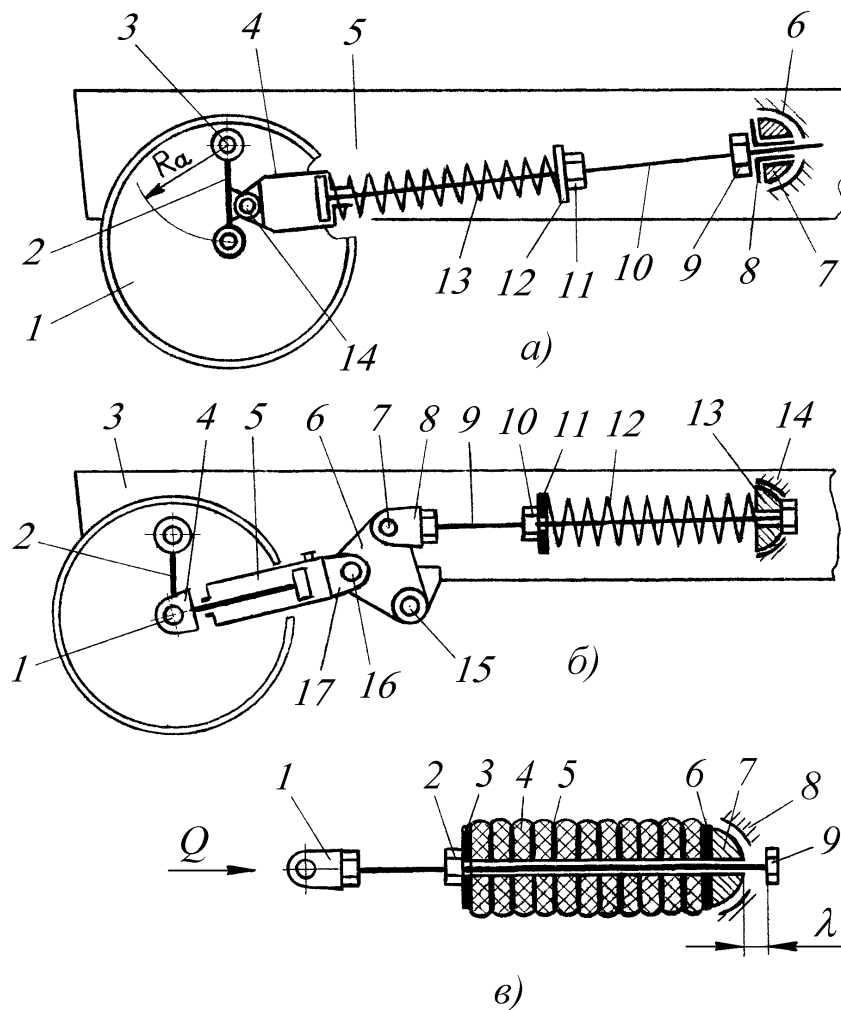


Рис. 13.18. Принципиальные схемы конструкций натяжного и амортизирующего устройств, устанавливаемых на раме трактора

Применение промежуточного рычага *б* позволяет значительно уменьшить силу удара, приходящегося на амортизирующее устройство при наезде трактора на препятствие.

Следует отметить, что пружинные амортизирующие устройства выполняются с одинарными цилиндрическими пружинами или с двумя пружинами разного диаметра, как правило, разного направления навивки.

В последнее время в амортизирующих устройствах вместо винтовых цилиндрических пружин находят применение резиновые блоки с нелинейной характеристикой упругости, что снижает динамическое воздействие на движитель и остов трактора. Кроме того, применение резиновых блоков вместо винтовых цилиндрических пружин приводит к снижению массы амортизирующего устройства.

Однако работоспособность и долговечность амортизирующих устройств с резиновыми блоками во многом зависят от темпера-

турных условий работы трактора, так как характеристика их упругости сильно зависит от температуры окружающей среды.

На рис. 13.18,в представлена схема амортизирующего устройства с резиновыми блоками 4 в момент их сжатия. На натяжной болт 9 последовательно установлены упорное яблоко 7, передняя упорная шайба 6, цилиндрические резиновые блоки 4 с разделительными шайбами 5, задняя упорная шайба 3 и закрепительная гайка 2. Амортизирующее устройство с резиновыми блоками, полностью заменяющее пружинное (рис. 13.18,б), также устанавливается яблоком 7 в сферическую опору 8, а вилкой 1 крепится в шарнире промежуточного рычага.

При приложении осевого усилия Q , возникающего при вынужденном повороте направляющего колеса, цилиндрические резиновые блоки 4, сжимаясь, несколько выпучиваются, а их общая осевая деформация λ равна упругому ходу амортизирующего устройства (головки болта 9).

В движителях некоторых тяжелых промышленных тракторов начинают применять пневмогидравлические натяжные и амортизирующие устройства без пружинных или резиновых амортизирующих устройств (рис. 13.19). Ползунковая вилка 1 оси направляющего колеса в плане соединена со штоком 2 поршня 4, находящегося примерно в средней части цилиндра 7, закрепленного на тележке гусениц. В полость 5 цилиндра над поршнем подается азот под давлением 9 МПа, а в полость 3 под поршнем - полужидкий смазочный материал, уравновешивающий давление азота.

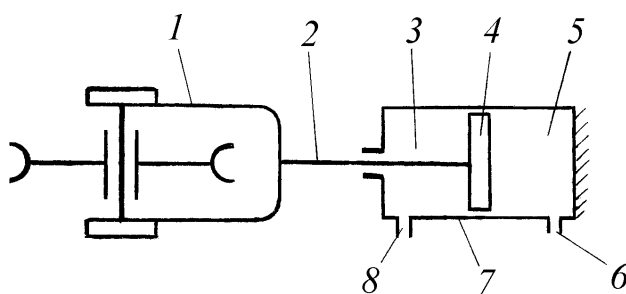


Рис. 13.19. Схема конструкции пневмогидравлического натяжного и амортизирующего устройств

Таким образом, на ось направляющего колеса в статике действует давление азота, необходимое только для нормального натяжения гусеницы. Для увеличения натяжения гусеницы необходимо выпустить часть смазочного материала, а для уменьшения натяжения (при ремонте гусеницы), наоборот, - добавить его. Запорные устройства 6 и 8 обеспечивают подачу и выпуск соответственно азота и смазочного материала. Роль амортизирующего устройства выполняет газовая среда азота в полости 5 цилиндра над пор-

шнем. При этом характеристика упругости амортизирующего устройства при сжатии азота в полости 5 описывается уравнением политропы.

13.5. Опорные и поддерживающие катки

Опорные катки служат для поддержания и перемещения остова трактора по направляющей поверхности гусениц, передачи его веса через гусеницу на грунт и восприятия боковых реакций грунта при поворотах трактора.

Работают катки в тяжелых условиях: при больших статических и динамических нагрузках, особенно при преодолении препятствий и поворотах трактора; в абразивной среде (пыли и грязи), в воде и по снегу. Поэтому к ним помимо общих требований, предъявляемых к движителям трактора, предъявляют *дополнительные требования*:

высокой износостойкости рабочих поверхностей и надежности уплотнений, позволяющих применять жидкостное смазывание их подшипников;

минимального сопротивления качению трактора;

постоянного контакта с гусеницей.

Размеры опорных катков, их число и конструкция в первую очередь зависят от назначения трактора, типа подвески и конструкции гусеницы. Так, лесопромышленные и транспортные тракторы имеют эластичную подвеску и большие размеры катков, которые имеют меньшее сопротивление качению, но далеко расставлены друг от друга и оказывают большее единичное давление на грунт. Поскольку это недопустимо для сельскохозяйственных и ряда промышленных тракторов, на них устанавливают катки меньшего размера, но с большим числом на единицу длины опорной поверхности гусеницы. Этим уменьшается единичное давление на грунт, хотя сопротивление качению у них большее. Аналогично взаимосвязаны тип обода катка и вид беговой дорожки гусеницы (необходимо исключить сход с нее катка).

Опорные катки изготавливают из высокоуглеродистых сталей с последующей термообработкой ободьев.

Опорные катки можно классифицировать по типу обода, способу изготовления, способу крепления его оси, степени амортизации.

По типу обода опорные катки бывают *одноободьевые* и *двухободьевые* (рис. 13.20).

Одноободьевые опорные катки выполняют чаще всего с гладким цилиндрическим ободом (рис. 13.20,а). Такие катки обычно большого диаметра устанавливаются чаще всего на лесопромысловых и транспортных тракторах. Реже встречаются одноободьевые катки со сферической формой обода, но отличающиеся видом ступиц. Так, показанный на рис. 13.20,б, каток имеет одну общую ступицу, а на рис. 13.20,в - разделенную ступицу. Такие катки, как правило, небольшого диаметра, встречаются на промышленных и специальных тракторах.

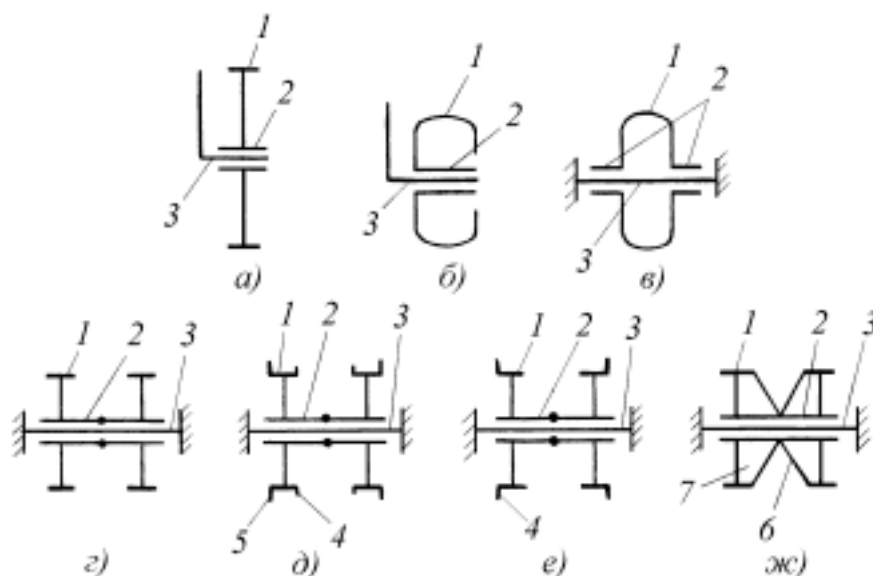


Рис. 13.20. Схемы конструкций опорных катков:
 1 – обод катка; 2 – ступица; 3 – ось катка; 4, 5 – реборды; 6 – кольцевая канавка;
 7 – ребро жесткости

Двухободьевые опорные катки в зависимости от типа беговой дорожки сопрягающейся гусеницы выполняются или с гладкими цилиндрическими ободьями (рис. 13.20,г), когда применяются плоские траки, или с боковыми ребордами, предотвращающими сход катка с гусеницы рельсового типа. Причем реборды выполняются как с двух сторон обода (рис. 13.20,д), так и только с наружной его стороны (рис. 13.20,е). При этом внутренние реборды 4 выполняются обычно меньшего диаметра, чем внешние 5. Кроме того, для уменьшения износа торцов реборды ее внутренняя боковая грань делается слегка наклонной, что уменьшает скольжение по направляющему рельсу трака. Обычно подобные катки последовательно чередуются при их установке на тележке гусениц тракторов с жесткой и полужесткой подвеской.

Двухободьевые катки находят широкое применение при всех типах гусениц и подвесок трактора. При этом их размеры относительно небольшие.

По способу изготовления опорные катки бывают *цельнолитыми, штампованными и составными*.

Цельнолитыми обычно изготавливаются одноободьевые катки, схемы которых рассмотрены выше (рис. 13.20,а-в), и двухободьевые для движения по гусеницам с гребневым зацеплением. В последнем случае в их средней части выполняется литая кольцевая канавка б для прохода гребней траков гусеницы (рис. 13.20,ж). В таких катках иногда делают радиальные ребра жесткости 7.

Штампованные двухободьевые катки обычно состоят из двух одинаковых половинок или роликов, сваренных между собой торцами ступиц, соответственно для плоских или рельсовых гусениц (рис. 13.20,з-е).

Составной двухободьевый каток (рис. 13.21,з) состоит из двух литых или штампованных дисков 4 обычно с цилиндрическими ободьями, закрепленных на концах соединительной оси 1 посредством гаек 5.

По способу крепления различают опорные катки, устанавливаемые *на неподвижных осях и вращающиеся вместе с ними*.

Способ крепления во многом зависит от типа подвески трактора. На тракторах с жесткой и полужесткой подвесками катки обычно устанавливают на двухопорных неподвижных осях (рис. 13.21,а), закрепленных на раме тележки гусениц. Двухободьевый каток 1 с ребордами установлен на оси 2 посредством двух одинаковых подшипников 3. Концы оси 2 закреплены в кронштейнах 4, которые болтами 5 притянуты к нижним полкам лонжеронов б рамы тележки гусениц.

В современных конструкциях опорных катков обычно применяют жидкостное смазывание подшипников, защищаемое торцовыми 7 и грязезащитными лабиринтными уплотнениями 8.

Иногда встречается консольное неподвижное крепление оси катка к боковой стороне лонжерона рамы тележки гусениц (рис. 13.21,б). Здесь применена полая ось 2, на которой закреплены два одинаковых подшипника 3 ступицы цилиндрического двухободьевого катка 1.

При консольном расположении катка улучшается защита его внутренней полости от проникновения постороннего абразива и меньше вероятность вытекания из нее жидкого смазочного материала, так как необходим только один комплект торцово-лабиринтного уплотнения 5. С противоположной стороны полость катка закрыта крышкой 4. Применение полой оси 2 позволяет организовать централизованное смазывание всех подшипников 3, установленных в катках тележки гусениц, используя при этом внутреннюю полость

лонжеронов 6, как емкость для жидкого смазочного материала, который заливается в лонжерон через отверстие, закрываемое сапуном 7.

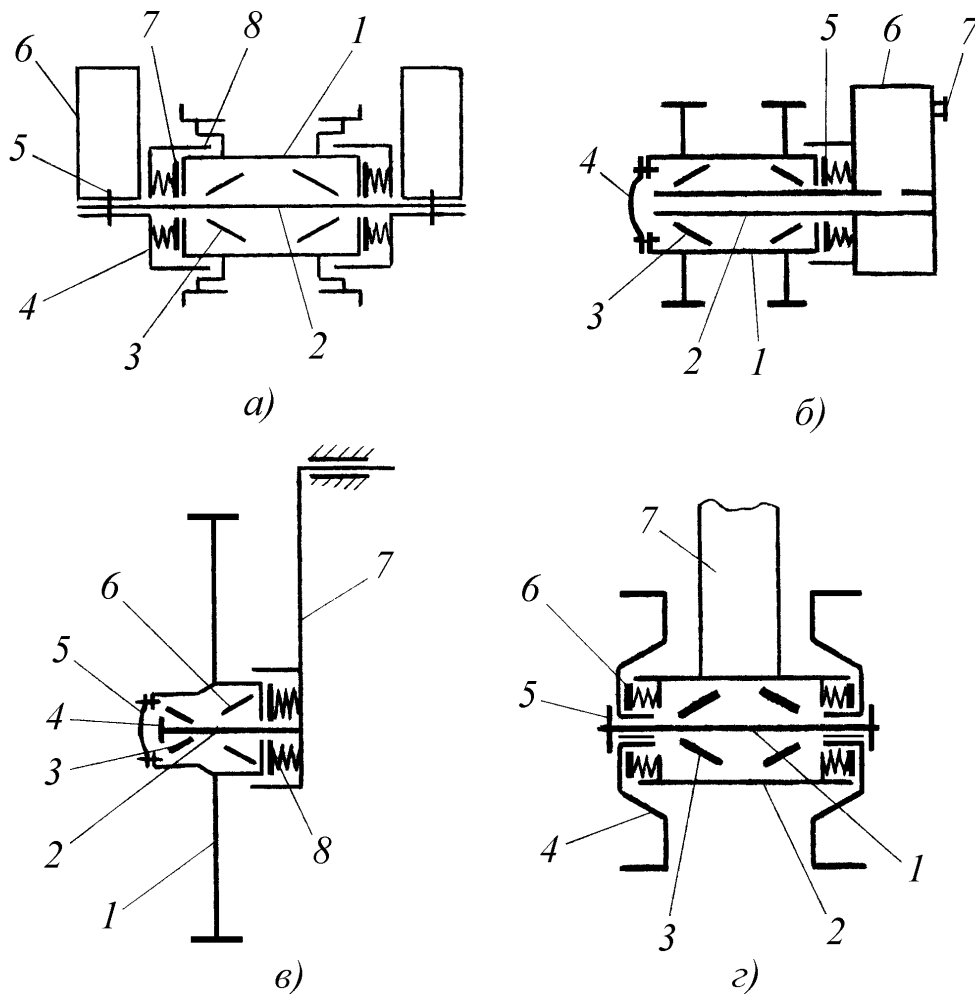


Рис. 13.21. Схемы крепления опорных катков

Однободьевые опорные катки 1 большого диаметра (рис. 13.21,в) обычно устанавливаются на консольно расположенной неподвижной цапфе 2 рычага 7 или балансира эластичной подвески. При этом, как правило, наружный подшипник 3 всегда меньше внутреннего 6 и удерживается на цапфе гайкой 4. Внутренняя полость ступицы катка защищена крышкой 5 и торцово-лабиринтным уплотнением 8.

Двухбодьевый каток с вращающейся осью (рис. 13.21,г) является составным. Подшипники 3 крепления оси 1 обычно устанавливаются в расточках 2 балансира 7 подвесок, смазываются жидким смазочным материалом и защищаются, как правило, торцово-лабиринтными уплотнениями 6.

Опорные катки, как и рассмотренные направляющие колеса, обычно устанавливаются на роликовых конических подшипниках качения. На тяжелых промышленных тракторах встречаются опорные

катки на роликовых подшипниках, в которых осевые усилия воспринимаются или третьим шариковым подшипником, или специальными упорными боковыми шайбами.

Однако встречаются опорные катки, в которых с целью снижения шумности движения устанавливают подшипники скольжения, которые представляют собой втулки, выполненные из бронзы или латуни, смазываемые маслом, или изготовленные из специальных пластмасс, смазываемые графитовым смазочным материалом.

По степени амортизации опорные катки разделяются на *жесткие* и *упругие*.

Рассмотренные конструкции опорных катков являются жесткими без дополнительной амортизации ободьев.

Упругие опорные катки бывают двух типов – с внешней амортизацией (с наружным резиновым бандажом) или с внутренней. В первом случае (рис. 13.22,*а*) на наружную поверхность цилиндрического обода *1* привулканизирован или напрессован резиновый бандаж *2*, а во втором случае (рис. 13.22,*б*) – внутренние амортизационные кольца *2* заложены между металлическим ободом *3* и установочным диском *1* катка.

Опорные катки с внешней амортизацией уменьшают уровень шума движителя и повышают долговечность их подшипников качения, так как снижают вибрационные нагрузки на тела качения (шарики или ролики). Опорные катки с внутренней амортизацией применяют

только с целью повышения долговечности их подшипников качения.

Упругие опорные катки обычно устанавливают на транспортных, ряде промышленных и специальных тракторах, а также при применении РАГ.

На сельскохозяйственных тракторах общего назначения опорные катки с внешней амортизацией практически не применяются

вследствие повышенного сопротивления качению по металлическим гусеницам (примерно в 1,5 раза) и недостаточной долговечности резины при работе в абразивной среде, характерной для полевых условий работы МТА. При этом резиновый бандаж быстро выходит

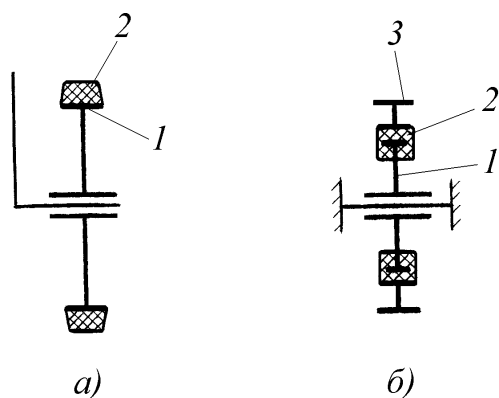


Рис. 13.22. Схемы конструкций упругих опорных катков:
а – с внешней амортизацией; *б* – с внутренней амортизацией

из строя при попадании между опорным катком и гусеницей режущих и колющих предметов.

Опорные катки с внутренней амортизацией на тракторах не применяются.

Поддерживающие катки (ролики). Их применяют при необходимости поддержки верхней ветви гусеницы от значительного провисания. Число поддерживающих катков зависит от продольной базы трактора - расстояния между осями направляющего и ведущего колес. При короткой базе их можно не применять, а обычно их число не превышает двух. Если применяется только один каток, то его, как правило, располагают ближе к ведущему колесу.

Классифицировать эти катки можно по тем же признакам, что и опорные катки.

Профили обода катка обычно такие же, как опорного катка или направляющего колеса. Диаметр обода катка должен обеспечивать его вращение за счет сил трения между ним и гусеницей. При очень малом диаметре катка возможно проскальзывание гусеницы по ободу катка, что приводит к появлению лысок на нем и прекращению его вращения, а также к дополнительному износу беговой дорожки гусениц.

Поэтому одним из дополнительных требований к поддерживающему катку является небольшое сопротивление его качению и оптимальный размер его обода.

Для улучшения сцепления обода поддерживающего катка с гусеницей и снижению уровня шума при его работе некоторые конструкции выполняются с резиновыми бандажами.

Установка и крепление поддерживающих катков зависит от типа подвески (рис. 13.23).

При жесткой и полужесткой подвеске (рис. 13.23,*а*) поддерживающие катки, как правило, устанавливаются на консольных осях, закрепленных в боковых кронштейнах на тележках гусениц. Это связано с тем, что на продольной оси тележки обычно размещается натяжное и амортизирующее устройства.

На рис. 13.23,*а* представлена схема установки поддерживающего двухободьевого катка 1 с ребордами на консольной неподвижной оси 2. Фиксирующий шариковый подшипник 3 воспринимает осевые и радиальные нагрузки на каток, а роликовый 4 - радиальные нагрузки. Ось 2 закреплена в боковом кронштейне 5, установленном на верхней части рамы 6 тележки гусениц.

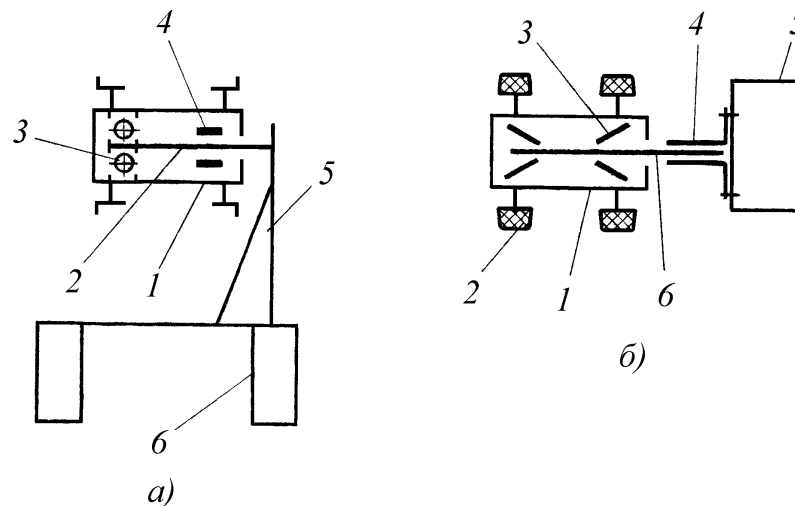


Рис. 13.23. Схемы установки поддерживающих катков

При эластичной подвеске двухободьевый каток *1* с резиновыми бандажами *2* (рис. 13.23,б) установлен на консольной оси *б*, закрепленной в кронштейне *4* лонжерона *5* рамы трактора. Ступица катка закреплена в конических подшипниках *3*.

Приведенные способы установки подшипников являются характерными для поддерживающих катков. В большинстве случаев они обычно имеют жидкостное смазывание и защищены торцово-лабиринтными уплотнениями (не показан). Однако встречаются поддерживающие катки на подшипниках скольжения, например, при применении РАГ.

На транспортных, трелевочных и иных тракторах с большими опорными катками поддерживающие катки не применяют, так как верхняя ветвь гусеницы непосредственно опирается на опорные катки.

13.6. Подвеска

Подвеска предназначена для соединения остова трактора с осями опорных катков и обеспечения необходимой плавности хода трактора.

Подвеска состоит из элементов, обеспечивающих соединение остова трактора с осями опорных катков. В эту группу могут входить упругие элементы (рессоры), амортизаторы и направляющее устройство.

Упругие элементы вводят в подвеску с целью смягчения толчков и ударов, передаваемых на остов при движении трактора по неровностям пути.

Амортизаторы применяют с целью гашения колебаний остова трактора.

Направляющее устройство определяет траекторию перемещения опорных катков при движении трактора.

Конструкция подвески и требования к ней во многом зависят от назначения трактора и предполагаемых скоростей движения основных МТА. Так, на тракторах, выполняющих технологические операции с малыми скоростями, подвеска в первую очередь должна способствовать равномерному распределению давления на почву под опорной поверхностью гусениц, а на транспортных и специальных тракторах с большими скоростями движения - плавности хода.

Общими технико-эксплуатационными требованиями к подвеске являются простота и надежность конструкции, достаточная энергоемкость ее упругих элементов, технологичность обслуживания.

Упругими элементами подвески обычно являются разнообразные пружины (чаще винтовые одинарные или двойные), листовые рессоры и торсионы (цельностержневые или наборные из рессорных листов, стержней, прутков прямоугольного сечения), изготовленные из качественных пружинных сталей и прошедших термическую и иную соответствующую обработку. В последнее время достаточно широко применяют резиновые упругие элементы и на ряде зарубежных тракторов начали устанавливать гидропневматические упругие элементы.

Классифицировать подвески можно по конструкции связи опорных катков с остовом трактора. В настоящее время они подразделяются на *жесткие, полужесткие, упругие* и *смешанные*.

Жесткая подвеска. В жесткой подвеске (рис. 13.24,*a*) оси 1 опорных катков обычно жестко закреплены на раме 2 тележек гусениц в сборе, а последние жестко прикреплены к остову 3 трактора. Такая подвеска на мягком (ровном) грунте позволяет получить наиболее равномерное распределение давления опорных катков на гусеницу, что повышает ее тягово-сцепные качества. Но движение движителей по плотным и неровным грунтам с большой неподрессоренной массой остова сопровождается большими динамическими нагрузками, вредно действующими как на тракториста, так и на все системы и механизмы трактора.

Поэтому такая подвеска применяется только на специальных промышленных тракторах с небольшой скоростью движения и практически без колебания остова - трубоукладчиках, роторных канавокопателях и т.п.

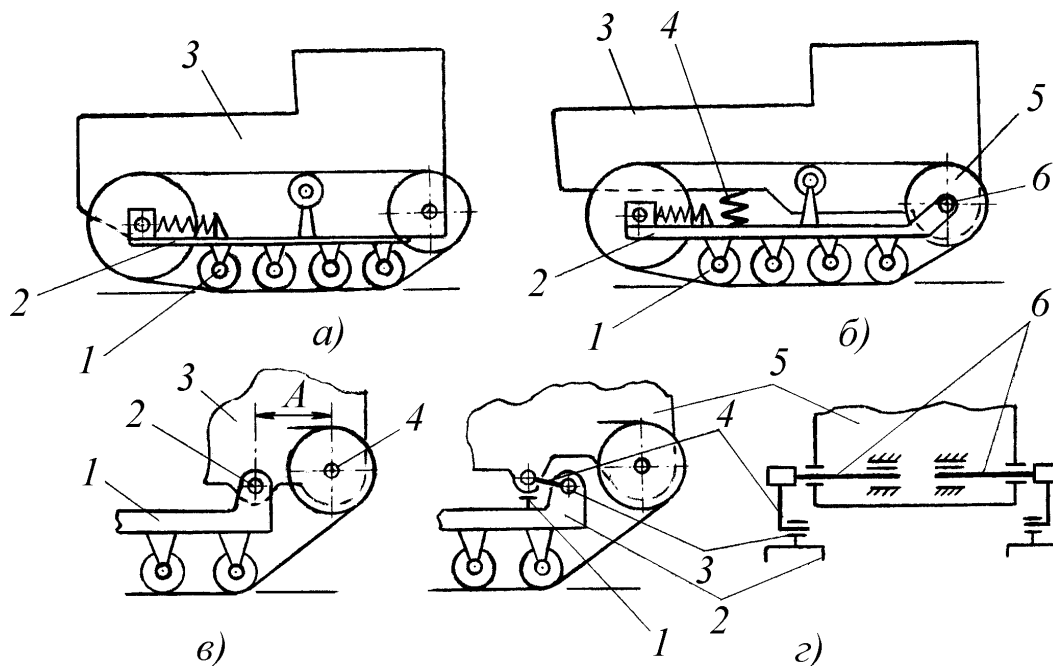


Рис. 13.24. Схемы жесткой и полужесткой подвесок трактора

Полужесткая подвеска. В полужесткой подвеске (рис. 13.24,б) тележки 2 гусениц с опорными катками 1 соединены с остовом 3 трактора: сзади посредством жесткого шарнира б, а спереди упругим элементом 4.

Причем ось качания тележки гусениц относительно остова 3 может совпадать с осью ведущего колеса 5, как показано на данной схеме, или не совпадать с ней, как показано на рис. 13.24,в. Во втором случае ось 2 качания тележки 1 относительно остова 3 смещена вперед на расстояние A от оси 4 ведущего колеса. Однако при качании тележки 1 происходит дополнительное натяжение гусеницы, что нежелательно с точки зрения ускорения изнашивания шарниров ее трактов. Положительным моментом такого крепления является простота конструкции опоры оси 2.

Конструкции с совпадающими осями качания тележек и ведущих колес в большинстве случаев применяются на мощных сельскохозяйственных и промышленных тракторах. На остальных обычно используют вторую схему установок тележек гусениц.

Название подвески "полужесткая" связано с тем, что в момент наезда движителя на препятствие (камень, поперечное бревно и т.п.) одной или двумя гусеницами одновременно происходит их упругое угловое перемещение относительно задних шарниров крепления тележек к остову трактора и последний как бы "мягко" наезжает на препятствие. Однако по мере пересечения препятствия остов поднимается на всю его высоту и резко ("жестко") сходит с него, что

сопровождается возникновением динамических нагрузок во всем тракторе.

С целью снижения жесткости этих подвесок иногда применяют заднее подрессоривание шарнира крепления тележки гусениц, как показано на рис. 13.24,з. Для этого чаще всего применяют короткие торсионные валы 6, внутренним концом жестко закрепленные в средней части остова 5, и рычаги 4. Последние ступицей жестко соединены с внешними концами торсионов 6, а цапфами закреплены в шарнирах 3 тележек 2 гусениц. При качании тележки происходит закручивание торсионов 6. Обычно качание задней части тележки 2 ограничено регулируемым упором 1.

Упругая связь остова трактора с передними частями рам тележек гусениц представлены на рис. 13.25.

Самая простая связь осуществляется с применением поперечного жесткого равноплечего балансира 3 (рис. 13.25,а), опирающегося своими концами на сферические жесткие опоры 2 на рамах 1 тележек гусениц. Остов 5 трактора опирается на шарнир 4 балансира 3, чем обеспечивается его трехточечное шарнирное соединение с движителями (остальные два шарнира задние).

Эта связь не является чисто упругой, но она по сравнению с жесткой подвеской позволяет гусеницам лучше приспособляться к рельефу поверхности грунта при движении трактора.

Если концы балансира 3 (рис. 13.25,б) установить на упругие опоры 2 (пружины, рессоры и т.п.) рам 1 тележек гусениц, то передняя часть остова 5 трактора, опирающаяся на шарнир 4, становится подрессоренной и тем самым снижается уровень динамических воздействий на него при наезде гусениц на препятствие.

В качестве упругого элемента очень распространены балансирно установленные листовые рессоры (рис. 13.25,в). Листы рессоры 4, стянутые в закрепительной коробке 5 и посредством шарнира 6 установлены в кронштейне 7 остова трактора. Концы рессоры 4 опираются на сферические опоры 2 рам 1 тележек гусениц, а кронштейны-ограничители 3 предотвращают их отрыв от рам тележек во время работы.

При безшарнирном креплении поперечных листовых рессор обычно устанавливается одна главная большая рессора 2 (рис. 13.25,г), стянутая в коробке 3, на которую опирается остов 4 трактора и две параллельные малые рессоры 5. Большая рессора 2 опирается на сферические опоры 1 рам тележек гусениц, а малые 5 - шарнирными стойками 6 упруго соединены с остовом 4.

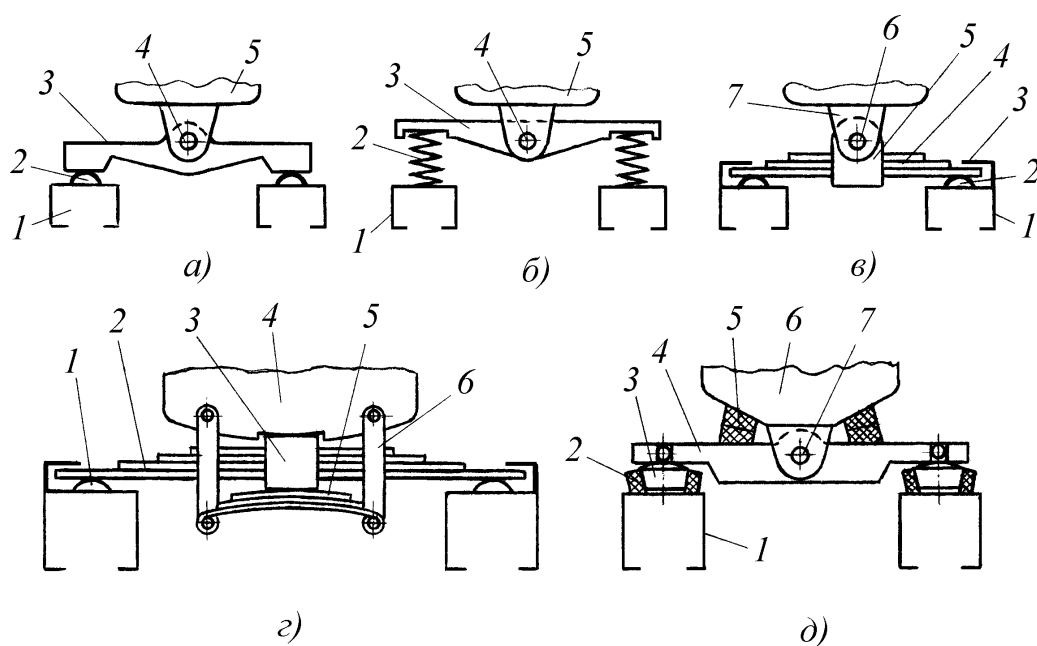


Рис. 13.25. Схемы упругой связи остова трактора с передними частями рам тележек гусениц

Большая рессора 2 поглощает ударные нагрузки, возникающие при движении трактора, обеспечивает независимое качание тележек гусениц. Малые рессоры 5 предотвращают отрыв рессоры 2 как от остова, так и от тележек гусениц, а при их сильном качании способствуют более плавной работе подвески.

На зарубежных промышленных тракторах достаточно широко применяют жесткие балансиры с резиновыми упругими элементами (рис. 13.25, д). Концы балансира 4 опираются на плунжеры 3 резиновых подушек 2, закрепленных на рамах 1 тележек гусениц. При наезде на препятствие одной гусеницей сжимаются оба резиновых упругих элемента 2, так как балансир 4 поворачивается относительно остова 6 в шарнире 7. При этом параллельно в работу вступает соответствующий резиновый упругий элемент 5, закрепленный на раме остова 6 трактора. При переезде через препятствие одновременно сразу обеими гусеницами работают только резиновые упругие элементы 2.

На ряде сельскохозяйственных и промышленных тракторов применяют торсионное подрессоривание передней части остова трактора. В схеме, показанной на рис. 13.26, а, продольно расположенные торсионы 6 установлены во втулке 3 рамы 7 остова трактора. На передних их концах закреплены поперечные рычаги 2, опирающиеся на установочные кронштейны 1 тележек гусениц. На их задних концах жестко закреплены вертикально расположенные рычаги 4, концы которых шарнирно соединены с

поперечной тягой 5. При качании какой-либо рамы тележки гусениц происходит поворот рычага 2 и закручивание торсиона 6, которое через рычаг 4 и тягу 5 передается рычажной системой на торсион противоположного борта, закручивая и его. Таким образом, в работе участвуют оба торсиона, обеспечивая лучшее поддрессоривание передней части остова трактора и более плавный его ход.

В схеме, показанной на рис. 13.26,б, применен один поперечно расположенный торсион 5, установленный во втулках рамы 3 остова, на концах которого жестко закреплены рычаги 4 и 6, развернутые в противоположные стороны. Концевые цапфы этих рычагов установлены в стойках (шатунах) 2, шарнирно закрепленных на рамах 1 тележек гусениц. Такая система поддрессоривания обеспечивает достаточно независимое качание тележек 1 гусениц за счет упругого закручивания торсиона 5.

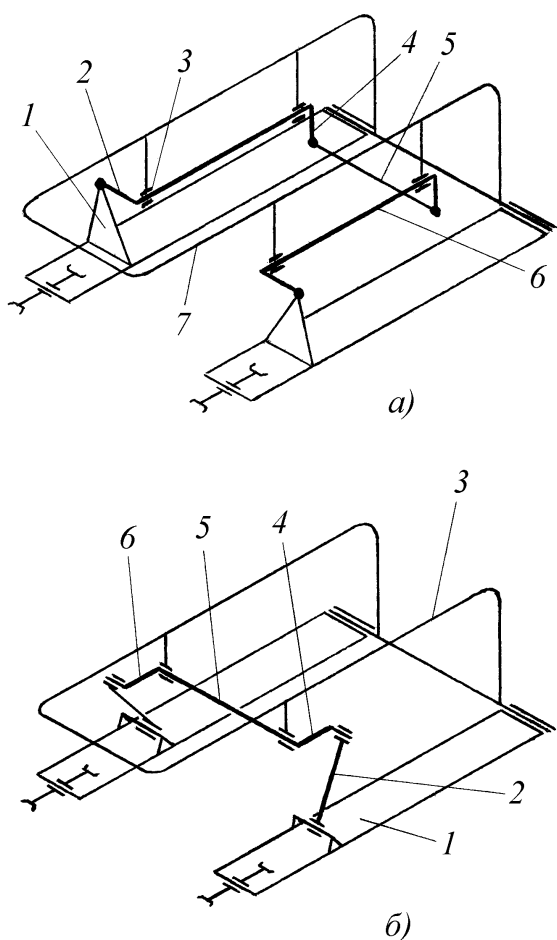


Рис. 13.26. Схемы полужесткой подвески с торсионным поддрессориванием передней части остова трактора

Рамы тележек гусениц с полужесткой подвеской служат для установки на них большинства рассмотренных элементов движителя. Выполняются они литыми, клепаными и сварными. Наибольшее распространение имеют клепаные рамы и сварные из листовой или швеллерной стали коробчатого или П-образного сечения.

Элементами, обеспечивающими неизменность плоскости качания относительно остова, являются задняя ось крепления и направляющие устройства, предотвращающие их развод от боковых сил, возникающих при повороте трактора. Ось качания неподвижно закреплена на корпусе заднего моста трактора, а на ее цапфах установлены подшипники скольжения закрепительных кронштейнов рам тележек гусениц.

Исключение составляют оси качания, закрепленные на цапфах рычагов задней торсионной подвески тележек гусениц (см. рис. 13.24,з).

Схемы направляющих устройств, наиболее часто применяемых в полужесткой подвеске, представлены на рис. 13.27.

На рис. 13.27,а рама 3 тележки гусеницы с направляющим колесом 4 имеет внутренний боковой раскос 5, воспринимающий боковые усилия, возникающие при повороте трактора. Широко расставленные шарнирные опоры рамы 2 и 6 на неподвижной закрепительной оси 7, соосной с осью ведущего колеса 1, создают жесткий треугольник, уменьшающий нагрузку в каждой опоре и обеспечивающий параллельное качание обеих тележек гусениц.

На рис. 13.27,б ось 2 качания рамы 3 тележки гусениц не совпадает с осью ведущего колеса 1. В этом случае передняя часть рамы 3 соединена с рамой остова 6 трактора шатунно-кривошипным устройством, позволяющим тележке гусениц совершать угловые перемещения относительно остова 6 и одновременно предотвращать ее развод при повороте трактора. Достигается это взаимной жесткой осевой фиксацией шатуна 5 и кривошипа 4 и их креплением соответственно к остову 6 и раме 3.

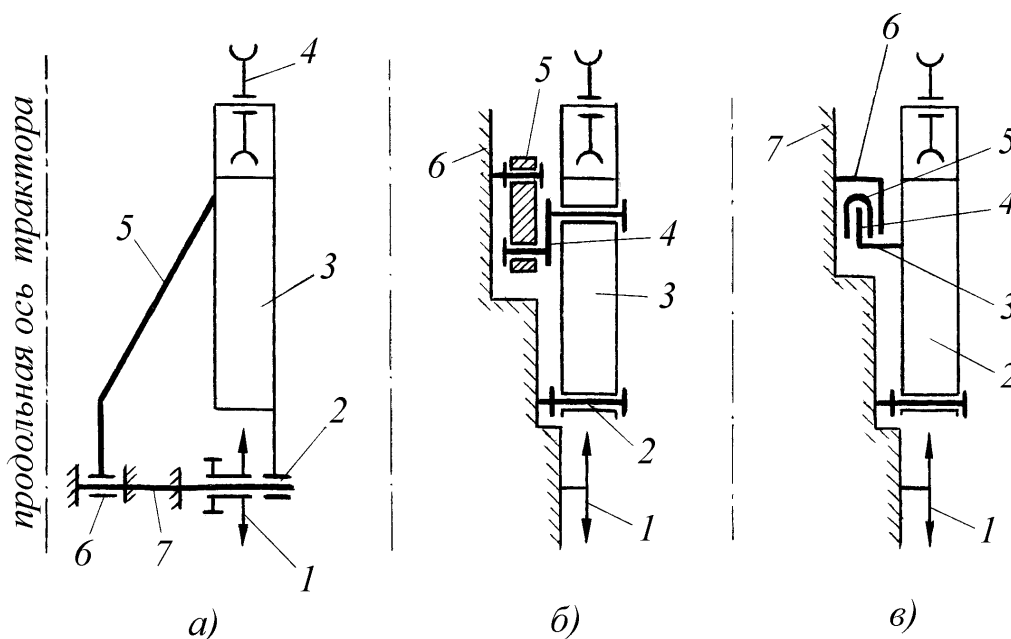


Рис. 13.27. Схемы направляющих устройств тележек гусениц, применяемых в полужесткой подвеске

На рис. 13.27,в рама 2 тележки гусениц подвижно соединена с остовом 7 трактора посредством вертикальной скобы 6, закрепленной на нем, и упорного ролика 5 кронштейна 3 рамы 2. При качании последний ролик 5, установленный на оси 4 кронштейна 3, свободно перекачивается по внутренней направляющей поверхности скобы 6,

удерживая тем самым тележку гусениц от развода и ограничивая амплитуду ее колебания.

При наличии общего торсионного подрессоривания задней и передней части остова трактора (см. рис. 13.24,*з* и рис. 13.26,*б*) направление качания тележки гусеницы и предотвращение ее от развода аналогичны способу, показанному на рис. 13.27,*б*.

Полужесткая подвеска имеет ряд положительных качеств:

равномерное распределение давления на грунт, повышающее тягово-сцепные качества движителя;

увеличение срока службы трактора вследствие поглощения упругим элементом большей части толчков и ударов, передаваемых на остов;

комфортность работы тракториста при относительно небольших скоростях движения.

Определенными недостатками полужесткой подвески являются повышенная материалоемкость и большая масса неподрессоренных частей остова трактора, ограничивающие повышение его рабочих и транспортных скоростей.

Однако, ее положительные качества способствуют достаточно широкому их применению на сельскохозяйственных и промышленных тракторах отечественного и зарубежного производства.

Упругая подвеска. В упругой подвеске опорные катки соединены с остовом трактора системами, позволяющими каткам перемещаться в вертикальной плоскости относительно последнего и между собой. Разнообразие этих систем можно разделить на две группы: *балансирные* и *индивидуальные* подвески.

В *балансирных подвесках* оси опорных катков (от двух и более) соединительными рычагами (балансирами) объединены в отдельные каретки, шарнирно крепящиеся к остову трактора. Упругие элементы устанавливаются в каретки или в систему их крепления к остову, или в обе системы одновременно.

Схемы наиболее распространенных балансирных кареток представлены на рис. 13.28.

Двухкатковая каретка с асимметричными балансирами (рис. 13.28,*а*) состоит из опорных катков 1 и 9, оси которых закреплены соответственно во внешнем 2 и внутреннем 8 балансирах, соединенных между собой в шарнире 7. Между верхними концами балансиров установлена винтовая цилиндрическая пружина 4 подвески. Каретка в сборе посредством шарнира 3 во внешнем балансире 2 установлена на цапфе кронштейна 5 рамы 6 остова трактора. На тракторе обычно установлены по две каретки на борт с внутренними балансирами 8, обращенными друг к другу.

Под действием веса остова трактора, приходящегося на шарниры 3 крепления кареток, катки 1 и 9 стремятся раскатиться, заставляя верхние упоры балансиров 2 и 8 сжимать пружину 4.

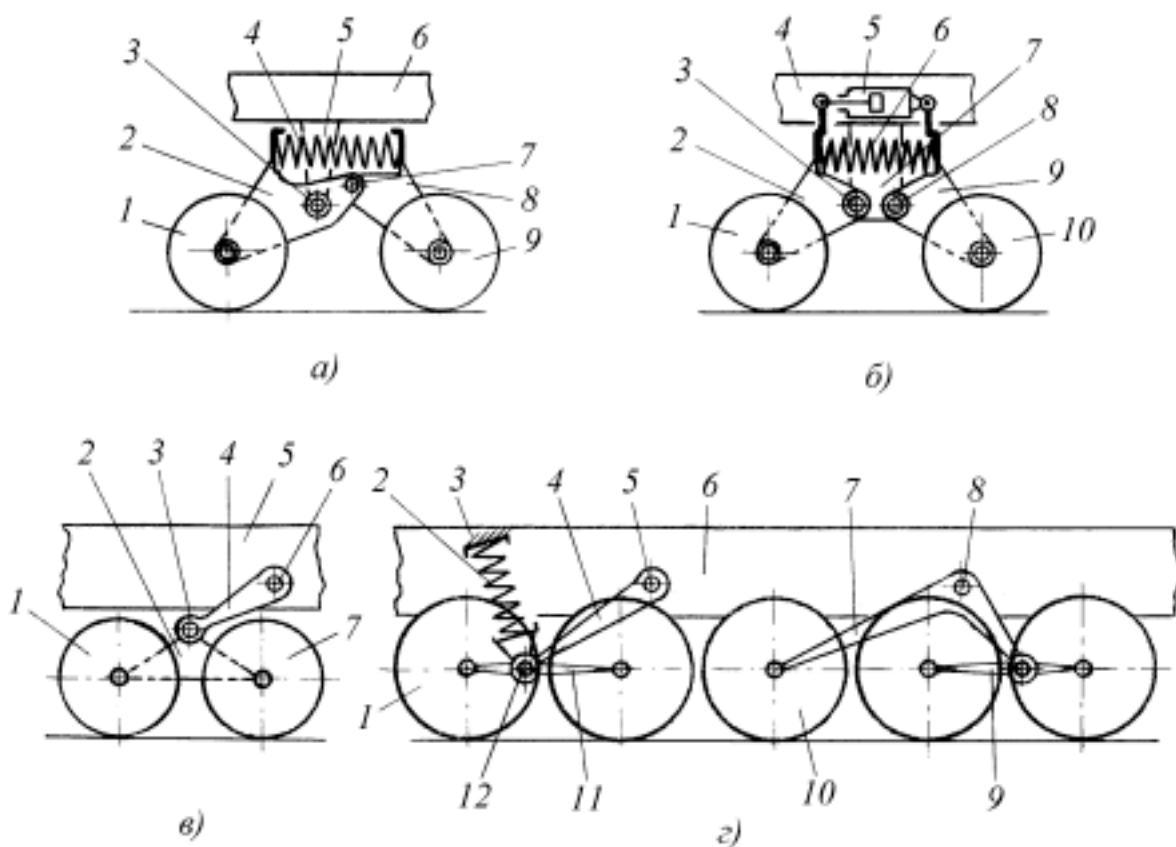


Рис. 13.28. Схемы балансирных кареток

При наезде на препятствие каток 1 поднимается на его высоту и поворачивает балансир 2 относительно двух шарниров 3 и 7. Этим вызывается поворот балансира 8 и дополнительное сжатие пружины 4, поглощающей энергию удара катка 1 при наезде на препятствие. Затем каток 9 последовательно преодолевает то же самое препятствие и аналогично воздействует на пружину 4.

И так последовательно работают все катки кареток, обеспечивая плавность хода при повышенных скоростях движения МТА, что является положительным качеством подобной подвески. При данной подвеске уменьшается масса неподрессоренных частей трактора. Положительные качества подвесок такого типа являются причиной широкого их применения на отечественных сельскохозяйственных и специальных тракторах.

Вместе с тем их недостатком по сравнению с полужесткими подвесками является неравномерность распределения давления на грунт под опорными катками и большое его значение.

В аналогичной каретке (рис. 13.28,б) опорные катки 1 и 10 установлены на симметричных балансирах 2 и 9, шарнирно закрепленных на цапфах 3 и 8 кронштейна 7 рамы 4 остова трактора. Пружина 6 подвески также установлена между верхними концами балансиров 2 и 9.

В данной каретке между балансирами дополнительно установлен гидравлический амортизатор 5, служащий для гашения колебаний остова трактора при его движении. Это способствует повышению плавности хода трактора и улучшению условий работы тракториста.

На промышленных и специальных тракторах устанавливают каретки (рис. 13.28,в) с опорными катками 1 и 7, соединенными попарно жестким симметричным балансиrom 2. Последний центральным шарниром 3 установлен на цапфе рычага 4 торсиона 6, поперечно расположенного в раме 5 остова трактора. Как правило, таких кареток по борту трактора менее трех, что обеспечивает более равномерное распределение давления на опорную поверхность гусениц, повышающее их тягово-сцепные качества.

П р у ж и н н о – б а л а н с и р н у ю п о д в е с к у с опорными катками большого диаметра часто применяют на лесопромышленных тракторах (рис. 13.28,г).

Пять опорных катков 1 борта объединены в две каретки – переднюю двухкатковую и заднюю трехкатковую. При этом передняя и задняя пары катков установлены на асимметричных малых балансирах 11 и 9 с направлением их длинных плеч друг к другу, а средний каток 10 установлен на длинном плече большого балансира 7. В связи с тем, что на этих тракторах кабина размещается в передней части рамы 6 остова, передняя каретка поддрессорена пружиной 2. Она установлена между упором 3 на раме 6 и упором на конце рычага 4 над шарниром 12 его крепления к каретке. Задний балансир 9 шарнирно соединен с малым плечом балансира 7 и соответственно с катком 10. Оси качания рычага 4 и балансира 7 закреплены в шарнирах 5 и 8 рамы 6 остова.

Задняя часть остова имеет только балансирное поддрессоривание. Однако это вполне приемлемо для тракторов подобного типа, у которых сзади обычно размещается только технологическое оборудование.

В некоторых конструкциях лесопромышленных тракторов встречается полное поддрессоривание остова. В этом случае часто используются две поддрессоренные каретки по борту трактора, аналогичные передней каретке на рис. 13.28,г и установленные друг к друг длинными плечами малых балансиров.

Положительным качеством таких подвесок является их конструктивная простота и достаточная плавность хода.

Общий недостаток балансирных подвесок всех типов – повышенное давление на грунт под опорными катками.

В индивидуальных подвесках каждый опорный каток в отдельности упруго соединен с остовом трактора.

В "свечной" подвеске (рис. 13.29,а) ось опорного катка 1 соединена с опорным стаканом 2, в котором установлена винтовая цилиндрическая пружина 3, упирающаяся в остов 5 трактора. Для устойчивого вертикального перемещения катка 1 при наезде гусеницы на препятствие, на остова 5 закреплен направляющий цилиндр 4.

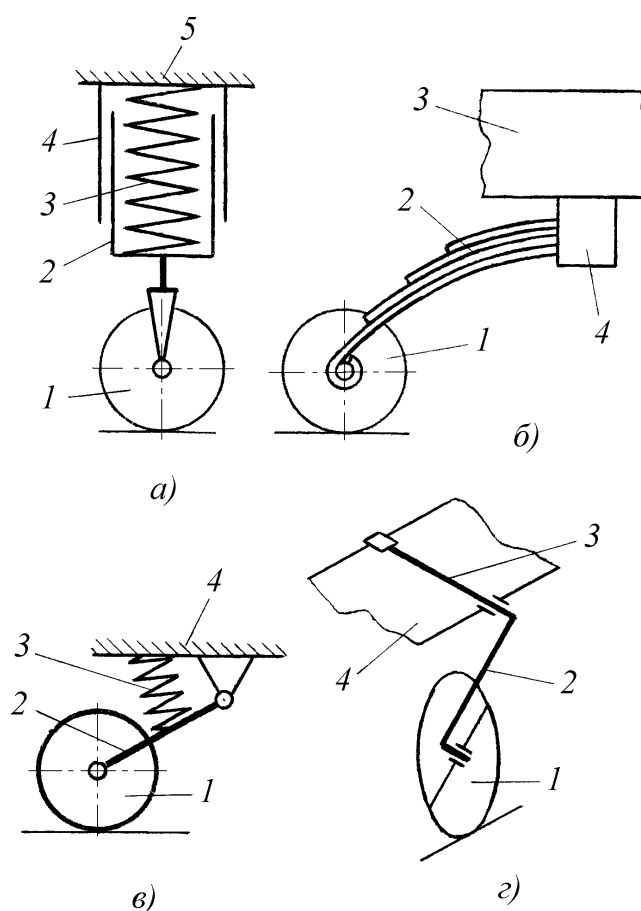


Рис. 13.29. Схемы индивидуальных подвесок

На рис. 13.29,б ось опорного катка 1 закреплена на листовой рессоре 2, установленной в закрепительном кронштейне 4 остова 3 трактора.

При очевидной простоте двух типов рассмотренных подвесок в них требуется дополнительная фиксация направления перемещения катков, в противном случае упругие элементы подвески дополнительно нагружаются силой сопротивления качению опорного катка.

Более надежны в работе широко применяемые индивидуальные рычажные подвески с пружинным или торсионным подрессориванием, таким, как на балансирных каретках.

На рис. 13.29,*в* опорный каток 1 установлен на рычаге 2, шарнирно закрепленном на остова 4 трактора и подрессоренный пружиной 3, а на рис. 13.29,*г* - на рычаге 2 торсиона 3, поперечно установленного в раме 4 остова трактора.

Индивидуальные подвески обеспечивают более плавное движение трактора на повышенных скоростях, создают лучшую приспособляемость гусенице к рельефу пути, что в целом способствует повышению ее тягово-сцепных качеств и более высокой производительности МТА.

Недостаток такой же, как у балансирных подвесок - повышенное давление на грунт под опорными катками.

Смешанные подвески. Они все большее применяются на промышленных тракторах, когда на тележках гусениц полужесткой подвески устанавливаются индивидуально подрессоренные опорные катки. Такие подвески удачно сочетают преимущества обеих рассмотренных систем подрессоривания трактора. При этом оси качания тележек могут совпадать с осью ведущего колеса или располагаться впереди последних, а поперечные балансиры могут быть жесткими или с упругими элементами.

Одна из принципиальных схем смешанной подвески представлена на рис. 13.30,*а*. Ось 1 качания рамы 3 тележки гусениц совпадает с осью ведущего колеса 2. Жесткий поперечный балансир 10 остова 9 трактора опирается своими концами на сферические опоры 11 рамы 3 тележек. Опорные катки 5 установлены на рычагах 6 коротких поперечно установленных торсионных в раме 3 этих же тележек гусениц. Для ограничения хода подвески катков в кронштейнах рамы 3 установлены резиновые упоры 4. Переднее направляющее колесо 7, соединенное с натяжным и амортизирующим устройством 8, является обычно опорным и имеет индивидуальное вертикальное подрессоривание.

Такая подвеска является сочетанием полужесткой подвески остова трактора с индивидуальной подвеской катков тележки гусениц.

Более сложная схема подвески, применяется на промышленных тракторах с треугольным гусеничным обводом с верхним расположением ведущего колеса 1 (рис. 13.30,*б*). Здесь сочетаются полужесткая и балансирная подвески при двух направляющих колесах - переднего 14 и заднего 4 в движителе одного борта трактора. Остов 15 трактора задней осью 3 шарнирно соединен с рамами 2 тележек

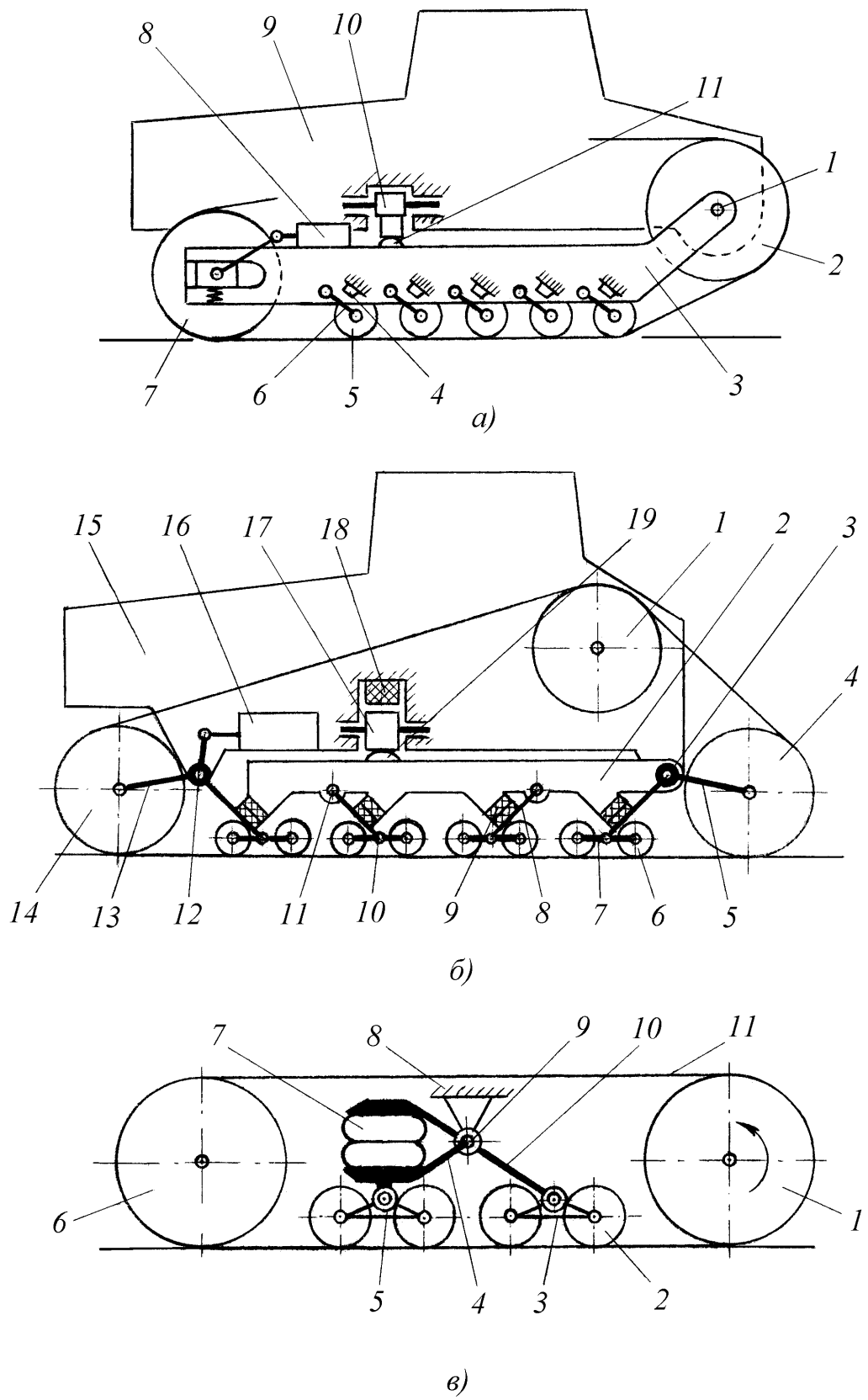


Рис. 13.30. Схемы смешанных подвесок

гусениц, а концы его жесткого поперечного балансира 17 опираются на их передние сферические опоры 19. При качании тележек они через балансиры 17 упираются в резиновые упругие ограничители 18 на раме остова 15.

Восемь опорных катков 6 небольшого диаметра посредством равноплечих малых балансиров 7 образуют четыре двухкатковые каретки. Две средние каретки посредством рычагов 8 и шарниров 10 и 11 закреплены в раме 2 тележки гусениц, а первая и задняя каретки посредством больших балансиров 13 и 5 объединены с направляющими колесами соответственно 14 и 4, образуя большие каретки. Их оси качания 12 и 3 закреплены непосредственно в раме остова 15 трактора. Балансир 13 выполнен трехплечим и соединяет колесо 14 с натяжным и амортизирующим устройствами 16. Упругими элементами подвески являются резиновые блоки 9, закрепленные в кронштейнах рамы 2, и опирающиеся на подушки рычагов малых балансиров 7.

Большая опорная поверхность гусениц при их треугольном обводе и подобный тип подвески обеспечивают промышленному трактору высокие тягово-сцепные качества.

Схема оригинальной смешанной подвески сельскохозяйственного трактора с РАГ представлена на рис. 13.30,в, в которой ведущее 1 и направляющее 6 колеса также являются опорными, а опорные катки 2 объединены в одну большую каретку с пневматическим подпрессориванием. Опорные катки 2 попарно соединены малыми балансирами 3 и 5, которые шарнирно соединены соответственно с нажимным двухплечим главным 10 и опорным 4 балансирами. Балансиры шарнирно соединены между собой на цапфе 9 опорного кронштейна, закрепленного на раме 8 остова трактора.

На нижнем и верхнем плечах балансиров 4 и 10 выполнены упоры, между которыми установлена пневматическая рессора 7, воспринимающая статические и динамические нагрузки при работе трактора и обеспечивающая тем самым необходимую плавность его хода.

13.7. Уход за ходовой системой

Он состоит в строгом соблюдении определенных правил и действий предотвращающих нарушение работы ходовой системы, своевременно определяющих дефекты и качественно их устраняющих. Конкретно для каждой модели трактора эти действия описаны в инструкции по их уходу, которые необходимо неукоснительно выполнять.

Общими же действиями являются периодическая очистка всех механизмов ходовой системы от грязи, проверка качества болтовых и иных соединений и соответствующих уплотнений, проведение необходимых регулировок и тщательное смазывание всех поверхностей трения.

Особое внимание необходимо обращать на состояние шарниров гусеничной цепи, внешним признаком износа которых является увеличивающееся провисание ее верхней ветви.

Основными неисправностями ходовых систем гусеничных тракторов являются дефекты гусениц и уплотнений системы. Проскальзывание гусениц по вершинам зубьев ведущего колеса и последующее их спадение зависит от износа пальцев и проушин траков, износа зубьев ведущего колеса, а также от недостаточного натяжения гусениц. Поэтому вначале необходимо проверить и отрегулировать натяжение гусеницы, а если этого недостаточно, то заменить один трак и в зависимости от характера износа зубьев ведущих колес поменять их местами или полностью заменить.

Дефекты уплотнений проявляются в подтекании смазочного материала из подшипников направляющих колес, опорных и поддерживающих катков движителя и других шарнирных соединений подвески. Если уплотнения не ремонтпригодны, то их следует заменить.

13.8. Тенденции развития конструкций ходовых систем гусеничных тракторов

Развитие конструкций ходовых систем гусеничных тракторов направлено на снижение уплотняющего воздействия движителя на почву, повышение их тягово-сцепных качеств, обеспечение требуемой долговечности узлов и механизмов и улучшение условий труда тракториста.

В связи с этим намечается тенденция более широкого применения РАГ не только на сельскохозяйственных, но и на промышленных тракторах. При этом большое внимание уделяется совершенствованию способов передачи движения РАГ от ведущего колеса.

Продолжается совершенствование металлических гусениц, главным образом в решении проблемы надежного шарнира трака составного типа, материала и формы его уплотнения, конструкции соединительного трака, а также создания надежных упругих накладок для составных и цельнолитых траков с РМШ.

С целью повышения долговечности металлических гусениц предполагается более широкое применение жидкостного смазывания шарниров.

Ведутся работы по использованию в массовой эксплуатации новых гидравлических и гидропневматических элементов в подвесках тракторов и системе натяжного и амортизирующего устройств движителей.

Более широкое применение получают резиновые упругие элементы как в движителе, так и в подвеске.

Предполагается применение ведущих и направляющих колес с внутренней амортизацией (установкой между ступицей колеса и ободом резинового упругого элемента), обеспечивающей их внутреннее подрессоривание.

Продолжаются работы по совершенствованию ходовой системы тракторов с треугольной формой гусеничного обвода. Эти работы направлены на создание конструкций более надежных поперечных балансиров и способов установки тележек опорных катков, обеспечивающих более равномерное распределение давления гусениц на грунт с целью снижения уплотняющего воздействия и повышения их тягово-сцепных качеств.

Больше внимание будет уделяться типизации и унификации деталей и узлов ходовой системы трактора.

Рабочее оборудование тракторов

В соответствии с областью применения в составе МТА трактор должен оснащаться рабочим оборудованием, позволяющим наиболее успешно выполнять свои функции.

К рабочему оборудованию трактора относятся:

гидронавесная система;

тягово-сцепные устройства;

валы отбора мощности и приводные шкивы.

К рабочему оборудованию могут быть отнесены так же лебедки, гидроманипуляторы, трелевочные щиты, ковши (тракторы-погрузчики), гидравлические выходы, электрические выходы, пневматические выходы и др.

14.1. Гидронавесная система

Виды агрегатирования. Машинно-тракторный агрегат (МТА) образуется при соединении с трактором различной сельскохозяйственной или промышленной техники. Образование МТА носит название "агрегатирование" и может осуществляться разными способами.

Прицепное агрегатирование - наиболее старый способ. В этом случае между трактором и прицепной машиной связь осуществляется в одной точке, условно называемой "крюком". Управлять различными механизмами прицепной машины или передавать мощность от тракторного двигателя к рабочим органам машины трудно. Прицепной МТА обладает большими габаритами, плохой маневренностью и рядом других отрицательных свойств.

Навесное агрегатирование, широко применяемое с 50-х г., позволяет образовать компактный высокоманевренный МТА, состоящий из предельно упрощенной рабочей машины, и трактора, оборудованного дополнительными механизмами которые позволяют:

управлять всем МТА с рабочего места тракториста;

приводить в движение рабочие органы навешенной на трактор машины через специальный привод;

легкого переводить МТА из транспортного положения в рабочее и обратно;

догружать ведущие колеса трактора, улучшая их сцепные свойства;

обеспечивать легкость и простоту соединения с трактором различной техники.

Особенности навесных машинно-тракторных агрегатов. Навесные машины можно разделить на две группы:

полностью навесные (навесные) - полный вес которых в транспортном положении передается на трактор;

полунавесные – машины, у которых в транспортном положении только часть веса передается на трактор (по пределу грузоподъемности трактора), а остальная часть воспринимается собственной ходовой системой.

Колеса навесной техники служат обычно только для поддержания рабочих органов ее в заданном положении по высоте и при необходимости для привода активных рабочих органов у бесприводных машин. Рабочие органы приводных машин специальным приводом соединены с тракторным двигателем.

Как навесные, так и полунавесные машины соединяют с трактором шарнирно для возможного их перемещения в вертикальной и в горизонтальной плоскости (или только в вертикальной). Для соединения сельскохозяйственных или промышленных машин с трактором служит гидравлическая навесная система (гидронавесная система), которая позволяет трактористу управлять подсоединенной машиной с рабочего места.

В зависимости от способа агрегатирования МТА могут быть прицепные, навесные, полунавесные и комбинированные. В последнем случае к трактору можно присоединить несколько машин разными способами агрегатирования.

Навесному способу агрегатирования присущ ряд преимуществ по сравнению с прицепным:

для рабочих машин вес в 1,5-2,5 раза меньше из-за отсутствия ходовой части, ряда механизмов управления, упрощения рамы и т. д.; конструкция проще и надежнее, что облегчает ее обслуживание и удешевляет обновление парка машин; уменьшается тяговое сопротивление, так как отсутствует ходовая система и снижается вес;

для МТА в целом - управление трактором и машиной осуществляется одним человеком с рабочего места через удобную и не требующую больших усилий гидравлическую систему; повышается маневренность МТА благодаря возможности его поворота с радиусами близкими к минимальным радиусам поворота трактора и движения задним ходом при поднятых рабочих органах; повышаются тягово-сцепные качества МТА, так как уменьшается тяговое сопротивление навесной техники и улучшается сцепление ходовой части трактора под действием реакции со стороны навешенной машины.

Достоинства навесных машин проявляются в том, что они позволяют повысить на 5...30% производительность МТА и снизить на 10...15% расход топлива по сравнению с аналогичными прицепными машинами.

Все современные колесные и гусеничные трактора сельскохозяйственного назначения и большинство тракторов промышленного назначения приспособлены для работы не только с прицепной, но и с навесной техникой. В отличие от навесной техники, прицепная располагается только сзади трактора и всегда движется в тяговом режиме. Навесная техника может располагаться на тракторе (в различных местах) и двигаться как в тяговом, так и в толкаемом режимах.

Различаются следующие варианты навески (место расположения) на тракторе.

Задняя навеска - машина навешивается на тракторе так, что она располагается сзади вне базы трактора. Этот вид навески применяется у сельскохозяйственных тракторов для агрегатирования с большинством почвообрабатывающих машин сплошной обработки почвы, с посевными, посадочными, некоторыми уборочными машинами, с рыхлителями у промышленных тракторов и во многих других случаях. Машина в задней навеске неудобна для обзора, при повороте смещается в сторону противоположную повороту МТА, осложняя работу тракториста. Ее воздействие на трактор обычно догружает заднюю часть ходовой системы и разгружают переднюю, что создает как положительный эффект - улучшается сцепление задних ведущих колес, так и отрицательный - ухудшаются устойчивость и управляемость колесного трактора.

Фронтальная навеска - машина располагается перед трактором – осуществляется с помощью универсального фронтального навесного устройства трактора, либо специального навесного устройства, придаваемого к навесной машине.

Фронтальная навеска обычно применяется в случаях, когда такое расположение машины удобно с точки зрения выполняемой операции (уборочные операции сельскохозяйственного производства, которые высвобождают место для движения ходовой системы трактора, бульдозерная работа промышленного трактора и т.д.) или при необходимости выполнения одновременно нескольких операций, когда на трактор навешивается несколько разных машин. Фронтальная навеска используется у сельскохозяйственного крутосклонного трактора, ввиду специфики его движения: в конце каждого рабочего хода отсутствуют традиционный поворот (из-за опасности опрокидывания в условиях ограниченного маневрирования), трактор останавливается

и последующий рабочий ход выполняет реверсивным движением. На тракторе навешиваются машины во фронтальном и заднем расположении, которые попеременно работают так, что при каждом ходе трактор буксирует машину в тяговом режиме.

Рабочие органы фронтально навешенных машин часто невидимы из-за капота двигателя, хотя и располагаются в направлении сектора обзора тракториста (вперед по ходу движения МТА). Поэтому фронтальное агрегатирование (фронтальная навеска) требует такой компоновки моторной части, что бы капот двигателя имел максимально возможный наклон вперед и вниз.

Боковая навеска осуществляется, когда машина располагается сбоку трактора (если машина одна, то обычно с правой стороны, так как эта зона особенно хорошо просматривается трактористом) и соединяется с трактором через специальный механизм, придаваемый к сельскохозяйственной машине.

Боковая навеска характерна тем, что сила сопротивления рабочего хода, создаваемая машиной, действует не в плоскости симметрии трактора, а на определенном плече, что создает крутящий момент приложенный к МТА и стремящийся его повернуть в сторону расположения навешенной машины. Поэтому боковую навеску стремятся использовать с машинами, воздействие которых не нарушает стабильного прямолинейного движения МТА. В сельском хозяйстве боковую навеску используют для навешивания однобрусных косилок и некоторой другой техники.

Передняя навеска, иногда называемая средней, представляет расположение навешенной машины внутри базы трактора между осями его передних и задних колес. Очевидно, что такой вариант навески возможен только с тракторами, имеющими в указанной зоне достаточное свободное пространство, и требует особой компоновки трактора, получившей название самоходного шасси.

Особенностью такой навески является наименьшее отклонение рабочих органов машины от необходимого положения при неточном вождении МТА. Эта специфика особенно важна при выполнении пропашных работ (совокупность операций по уходу за растениями, выполняемых рабочими органами пропашной техники, движущимися между рядками растений), так как обеспечивает минимальное повреждение растений.

Достоинствами передней навески являются повышенные тягово-сцепные свойства трактора, лучшие продольная устойчивость и управляемость, компактность МТА и хорошие маневренные свойства. При необходимости уплотнение почвы по следу колес ликвидируется

с помощью специальных рыхлителей установленных за задними колесами.

Секционная (эшелонированная) навеска представляет комбинацию нескольких вариантов навесок: фронтальной и боковой; задней и боковой; фронтальной и задней. Она используется при работе с широкозахватными машинами (культиваторами, сеялками, сенокосилками и др.), когда расположить их в одном варианте навески невозможно. Секционная навеска целесообразна при совмещении отдельных операций (рыхления и подкормки, внесения удобрений и посева и др.) с применением задней и фронтальной навесок, либо фронтальной и передней или передней и задней.

Как уже отмечалось, агрегатирование с трактором различной техники осуществляется с помощью гидравлической навесной системы, которая состоит из подъемно-навесного устройства (механизм навески) и гидросистемы.

Подъемно-навесные устройства - механизмы навески. Они служат для соединения с трактором различных сельскохозяйственных или промышленных машин навесного типа.

Подъемно-навесные механизмы можно классифицировать: по признакам их универсальности, месту расположения и кинематике связи с трактором, типу буксировки и способу соединения с навесной машиной (рис. 14.1).



Рис. 14.1. Классификация подъемно-навесных устройств

Универсальное подъемно-навесное устройство является принадлежностью трактора и позволяет присоединять к трактору большое количество самых различных машин и орудий. С этой целью эти устройства стандартизированы и разделены на четыре категории в соответствии с категорией трактора и мощностью передаваемой через ВОМ.

Конструкция механизма навески должна обеспечивать:

легкость, простоту и надежность соединения;

необходимый диапазон вертикального перемещения навешенной техники;

самозаглубляемость рабочих органов почвообрабатываемых орудий (главным образом у плугов);

возможность свободного поперечного смещения орудия в рабочем положении относительно трактора при пахоте и других операциях сплошной обработки поля;

хорошее копирование рельефа поверхности;

возможность регулирования рабочего положения машины в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

устойчивое движение машины за трактором;

легкость поворота МТА в рабочем и транспортном положениях;

возможность блокирования в рабочем положении поперечного смещения машин выполняющих посев и междурядную обработку;

подъем машин или орудий в транспортное положение с надежным блокированием от опускания, раскачивания и с обеспечением необходимой проходимости МТА по полевым и проселочным дорогам;

необходимую грузоподъемность соответствующую категории трактора;

необходимую навесоспособность (допустимая масса навешиваемого на трактор оборудования и полезного груза в процентах от эксплуатационной массы трактора с балластным грузом: *для гусеничных тракторов* при смещении центра масс МТА относительно середины опорной поверхности не более $0,2L$, где L - длина опорной поверхности гусеницы; *для колесных тракторов* в стандартной комплектации рабочего оборудования и при обеспечении нагрузки на колеса в соответствии с требованиями стандартов).

Схема заднего трехточечного механизма навески представлена на рис. 14.2.

У механизмов навески тракторов и навесных машин есть элементы со специфическими названиями:

присоединительные точки - места шарнирных соединений навесной машины с тягами механизма навески. Под точками подразумеваются геометрические центры шаровых шарниров, которыми оканчиваются верхняя и нижняя тяги;

присоединительный треугольник - фигура, получаемая путем условного соединения верхней и нижних присоединительных точек на навесной машине.

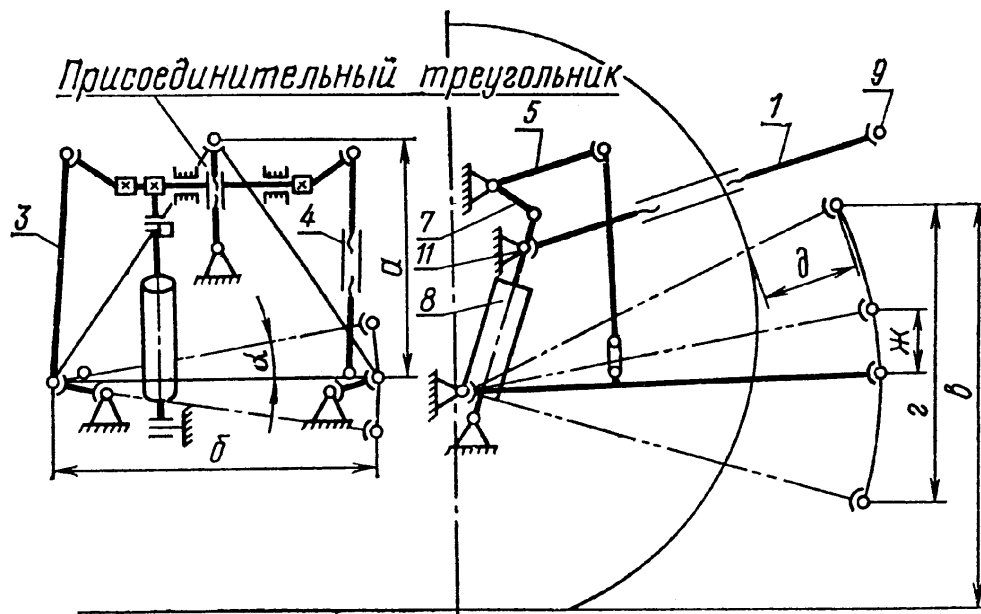
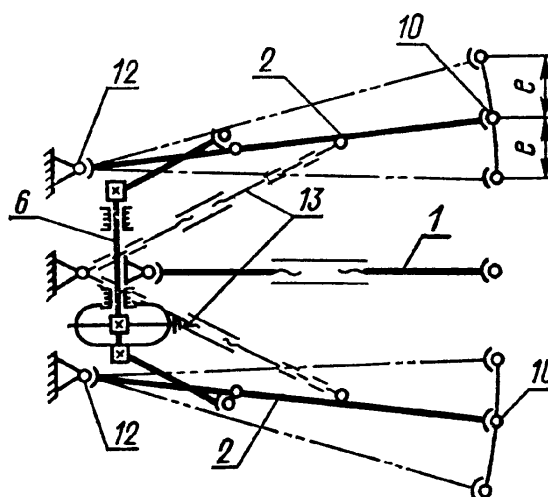


Рис. 14.2. Схема заднего навесного трехточечного механизма:

1 - верхняя тяга; 2 - нижняя тяга; 3 - левый раскос; 4 - правый раскос (регулируемый); 5 - подъемные рычаги; 6 - подъемный (поворотный) вал; 7 - рычаг гидроцилиндра; 8 - основной гидроцилиндр; 9 - присоединительный шарнир верхней тяги; 10 - присоединительный шарниры нижних тяг; 11 - точка присоединения верхней тяги к трактору; 12 - точки присоединения нижних тяг треугольника; 13 - блокировочное устройство; a - высота присоединительного треугольника; b - длина основания присоединительного треугольника (оси подвеса); v - максимальная высота подъема оси подвеса от поверхности почвы; z - ход оси подвеса; d - расстояние от заднего колеса до заднего шарнира нижней тяги в крайнем верхнем положении; e - допустимое отклонение задних шарниров нижних тяг в рабочем положении; $ж$ - величина свободного перемещения задних шарниров нижних тяг за счет установки пальцев в прорези раскосов



Высота a присоединительного треугольника (табл. 14.1), длина оси подвеса b (основание присоединительного треугольника) и ход оси подвеса z (вертикальное перемещение оси подвеса, соответ-

вующее полному ходу основного цилиндра, связанного с механизмом навески трактора) для тракторов разных категорий имеют разные размеры.

14.1. Координаты верхней и нижней присоединительных точек заднего навесного трехточечного механизма

Категория трактора	Высота a	Длина оси подвеса b	Рабочий ход c
1	460	718	min 610
2	610	870	min 700
3	685	1010	min 785
4	685	1200	900

Соединение с трактором навесной машины или орудия через универсальный трехточечный механизм навески достаточно просто и быстро. Однако для фиксации шаровых шарниров присоединительного треугольника механизма навески с рамой машины (орудия) приходится применять ручные операции. Этот недостаток отсутствует у механизма навески с автоматической сцепкой.

Задние универсальные трехточечные механизмы навески применяют для всех тракторов тяговых классов 0,6; 0,9; 1,4; 2, а механизмы навески трехточечные с возможностью их перерегулирования на двухточечные - для тракторов тяговых классов 3; 4; 5; 6; 8. В этом случае нижние тяги подсоединяются к трактору не в двух разнесенных точках, а в одной общей (посредине), либо в двух максимально сближенных. При такой наладке кинематика относительного движения трактора и машины в навесном варианте идентична кинематике в прицепном варианте.

Двухточечная регулировка обычно применяется при агрегатировании гусеничных тракторов с плугами, что позволяет таким агрегатом совершать криволинейное движение с заглубленными рабочими органами без поломок и повреждений, а трехточечная - при агрегатировании трактора с широкозахватными машинами или орудиями, так как она обеспечивает устойчивый их ход относительно трактора в горизонтальной плоскости.

Иногда с целью улучшения обзорности рабочих органов (обычно у уборочных машин) трактор с навешенной на задний универсальный механизм навески машиной работает, двигаясь задним ходом. При этом механизм навески нагружен не тяговым усилием, а толкающим, что вызывает необходимость фиксации нижних тяг в поперечном направлении, которая осуществляется с помощью изменения длины двух блокировочных устройств 13 (см. рис. 14.2).

Для повышения эксплуатационных качеств некоторые тракторы оснащаются не только задним, но и фронтальным универсальным механизмом навески. Чаще всего это универсально-пропашные тракторы второй категории, которые при такой комплектации смогут выполнять пропашные работы с совмещением операций: одна операция выполняется машиной (орудием) во фронтальной навеске, а вторая - другой машиной в задней навеске.

К фронтальному механизму навески предъявляют те же требования, что и к заднему, а кроме того, не допускается свободное поперечное смещение машины-орудия относительно трактора.

С этой целью у фронтального механизма навески обе нижние тяги соединены в единую жесткую конструкцию.

Фронтальный механизм навески крутосклонного трактора работает в тяговом режиме буксировки, поэтому конструктивно не отличается от заднего универсального механизма навески.

Некоторые из машин-орудий не могут агрегатироваться с трактором через универсальные подъемно-навесные устройства и требуют иных средств агрегатирования. В этом случае применяют специальные способы навески, зависящие от конструкции машины и наличия на тракторе соответствующих мест для крепления. Одним из таких мест является подмоторная рама трактора, на которой с этой целью выполнен ряд крепежных отверстий. Специальный механизм навески машины-орудия является принадлежностью этой машины-орудия, и позволяет навешиваться ей только на определенную модель трактора. Такая навеска носит название индивидуальной.

Комбинированный способ навески сочетает универсальный и специальный способы навески. Он применяется главным образом для машин секционного типа, когда одна секция крепится к трактору через универсальный механизм навески, а другие - через специальные.

Задний механизм навески трактора. Заднее навесное устройство предназначено для присоединения к трактору навесных и полунавесных сельскохозяйственных машин, регулировки их рабочего положения, подъема в транспортное и опускания в рабочее положения. Навесные машины присоединяют к трактору в трех точках задних шарниров нижних и верхней тяг.

Типичной конструкцией заднего механизма навески трактора категории 2 является конструкция МТЗ-100/102, а категории 3 - конструкция ДТ-175С.

На тракторе МТЗ-100/102 (рис. 14.3) гидроцилиндр 2 соединен с литой крышкой 3 заднего моста через ось 1. В проушинах крышки установлен поворотный вал 7, на шлицах которого закреплен поворот-

ный рычаг 6 с помощью пальца 22. На шлицах вала 7 установлены наружные рычаги 8 и 14, соединенные раскосами 23 и 24 с нижними тягами 10 и 16.

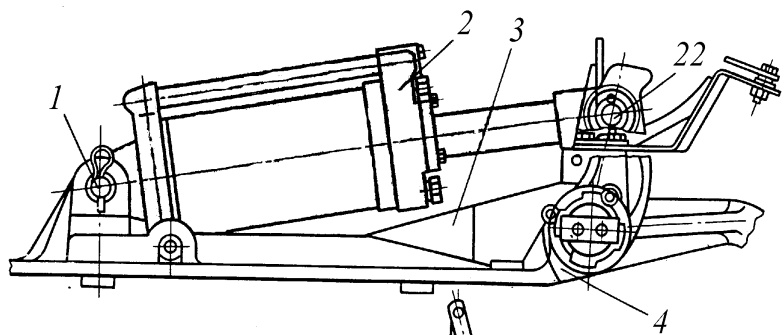
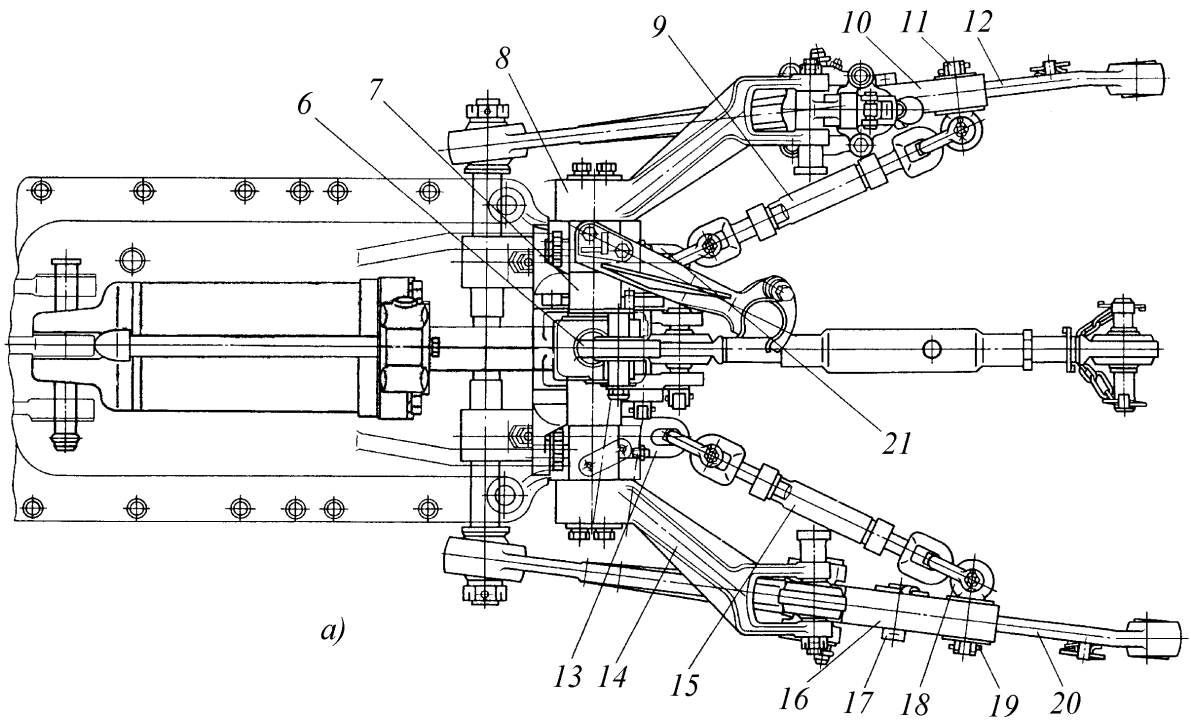
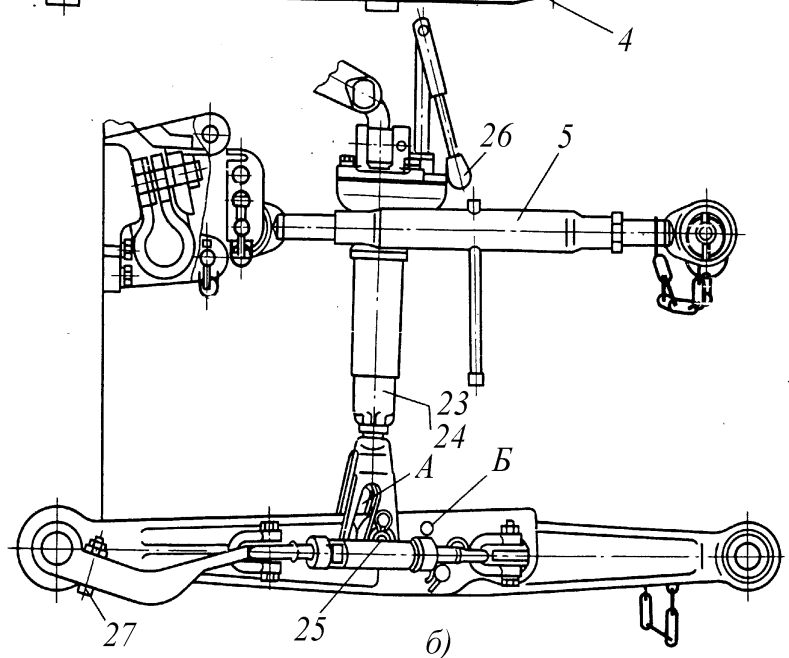


Рис. 14.3. Заднее навесное устройство трактора МТЗ-100/102:

а - вид сверху; *б* - вид сбоку; 1 - ось; 2 - гидроцилиндр; 3 - крышка заднего моста; 4, 13 и 21 - кронштейны; 5 - центральная тяга; 6 - поворотный рычаг; 7 - поворотный вал; 8 и 14 - наружные рычаги; 9 и 15 - стяжки; 10 и 16 - нижние тяги; 11 - чека; 12 и 20 - продольные тяги; 17 и 22 - пальцы; 18 - проушина; 19 - кольцо; 23 - правый настроечный раскос; 24 - левый раскос; 25 - палец продольной тяги; 26 - рукоятка; 27 - регулировочные болты



Длина левого раскоса 24 (расстояние между осями верхнего и нижнего пальцев) должна быть 515 мм. Поперечное положение навешенной машины регулируется правым телескопическим резьбовым раскосом 23, длина которого меняется путем вращения рукоятки 26, связанной через шестеренную передачу с вращающейся резьбовой втулкой.

Нижние тяги составные, имеют выдвижные задние концы 12 и 20, соединяемые пальцами 17 с тягами 10 и 16, которые передними шарнирами закреплены на поперечной горизонтальной оси.

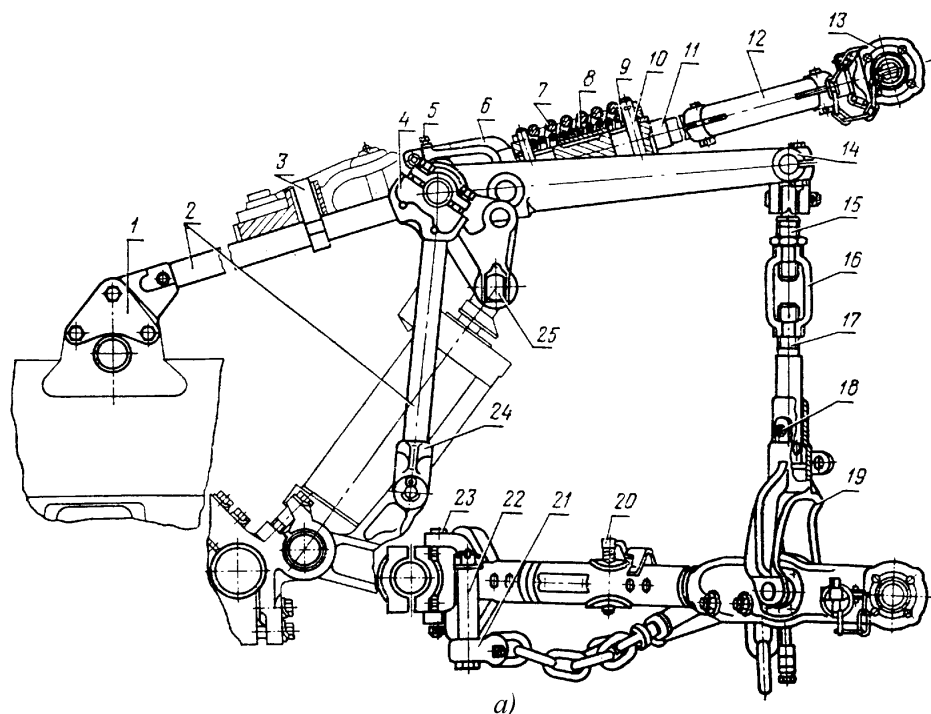
Верхняя тяга 5 регулируемой длины состоит из двух наконечников с шаровыми шарнирами и центральной резьбовой муфты, вращаемой вставленным в нее воротком. Передним концом тяга 5 крепится к одному из трех отверстий кронштейна датчика силового регулятора с помощью пальца и запорной чеки. Перестановка тяги приводит к изменению величины заглубляющего момента (при работе с плугом), что влияет на догрузку ведущих колес трактора.

При агрегатировании трактора с широкозахватными машинами нижние тяги 10 и 16 соединяются с раскосами 23 и 24 через продольные пазы А, что позволяет машине иметь необходимый вертикальный свободный ход для лучшего копирования рельефа.

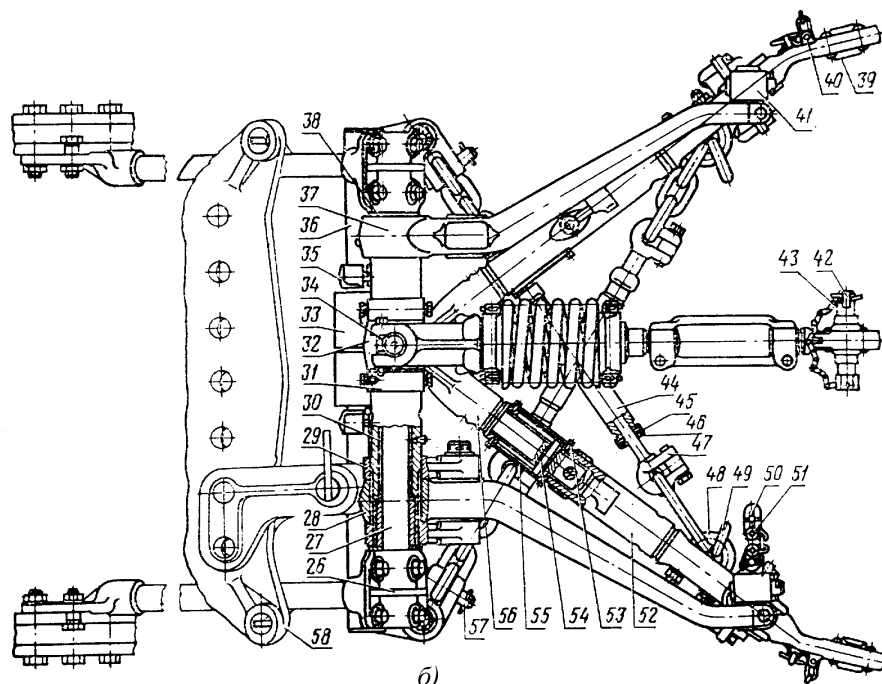
С целью ограничения поперечного смещения навешенной машины в рабочем или транспортном положениях нижние тяги связываются с остовом трактора регулируемыми стяжками 9 и 15 через кронштейны 13 и 21, установленными на оси продольных тяг. В кронштейны 13 и 21 ввернуты регулировочные болты 27, которые, упираясь в корпус заднего моста трактора, обеспечивают натяжение стяжек при подъеме машины в транспортное положение.

В тракторе ДТ-175С механизм навески закреплен на специальных кронштейнах рамы при помощи сварных стоек (рис. 14.4). В расточках головок 4 установлена концами гладкая цилиндрическая верхняя ось 27, закрепленная крышками. На верхней оси свободно вращается на втулках полый вал 30, на шлицевых концах которого закреплены подъемные рычаги 28 и 37. На левом конце вала, охватывая ступицу рычага 28, расположена ступица рычага 29 штока, свободно вращающаяся на валу.

Рычаг штока соединен с головкой штока гидроцилиндра пальцем 25. В средней части к валу 30 шарнирно прикреплена верхняя центральная тяга механизма навески, состоящая из вилки 6 с приваренной к ней трубой, амортизатора, заднего винта 13 и регулировочной муфты 12.



a)



b)

Рис. 14.4. Механизм навески трактора ДТ-175С:

a - вид сбоку; *б* - вид сверху; 1 - кронштейн стойки; 2 - стержни стоек; 3 - штыри; 4 - головка верхней оси; 5 - пресс-масленка; 6 - вилка верхней тяги; 7, 8 - пружины; 9 - опорная шайба; 10, 18, 23, 57 - пальцы; 11, 15, 17 - винты; 12, 16, 44 - регулировочные муфты; 13 - задний винт; 14 - палец раскоса; 19 - вилка раскоса; 20 - быстросъемный палец; 21 - серьга блокировочной тяги; 22 - палец прицепной скобы; 24 - вилка стойки; 25 - палец рычага штока; 26 - крышка верхней оси; 27 - верхняя ось; 28 - подъемный левый рычаг; 29 - рычаг штока; 30 - вал рычагов; 31 - ограничитель; 32 - траверса верхней тяги; 33 - головка нижней тяги; 34 - втулка; 35 - упор; 36 - нижняя ось; 37 - подъемный правый рычаг; 38 - упорная шайба; 39 - шаровая опора; 40 - задняя головка; 41 - серьга раскоса; 42 - чека; 43 - палец верхней тяги; 45 - обойма; 46 - уплотнительное кольцо; 47 - винт блокировочной цепи; 48 - стремянка; 49 - запасное звено; 50 - планка фиксатора; 51 - фиксатор; 52 - труба нижней тяги; 53 - болт; 54 - направляющий штифт; 55 - крышка; 56 - вилка нижней тяги; 58 - прицепная скоба

Вилка 6 рождками с установленными в них и зажатыми при помощи болтов втулками 34 шарнирно соединена с цилиндрическими упорами траверсы 32, свободно вращающейся на валу 30. От осевого смещения траверсы фиксируется ограничителями 31, закрепленными установочными болтами в глухих отверстиях вала. При этом эти отверстия на валу расположены так, что траверсу можно зафиксировать в трех положениях: 1) по оси трактора; 2) смещенной вправо на 58 мм; 3) смещенной вправо на 116 мм. Это позволяет регулировать положение верхней тяги при необходимости смещения орудия от оси трактора для обеспечения наилучших условий агрегатирования.

Трущиеся поверхности втулок вала 30 и верхней оси 27, а так же вала и траверсы 32 смазывают через масленки 5.

Амортизатор верхней тяги двустороннего действия, смонтированный на трубе вилки 6, предназначен для смягчения толчков, возникающих в навесном механизме при продольном раскачивании орудий в транспортном и рабочем положениях. Он состоит из наружной 7 и внутренней 8 пружин, двух опорных шайб 9 и установленных в них пальцев 10. Пальцы проходят через овальные отверстия трубы и вставленного в него гладкого конца винта 11.

Если усилие, растягивающее верхнюю тягу, превысит силу предварительного сжатия пружин, то винт 11 начнет выдвигаться из трубы, увлекая за собой через палец 10 опорную шайбу 9, расположенную у вилки 6, и дополнительно сжимая пружины.

При сжатии верхней тяги винт 11 вдвигается внутрь трубы, сжимая пружины опорной шайбой 9, расположенной ближе к середине тяги. Упругий ход амортизатора ограничен упором пальцев 10 во внутренние кромки овальных отверстий трубы.

Задний винт 13 верхней тяги имеет плоскую головку с шаровым шарниром и резьбовой хвостовик. В отверстии шарнира установлен палец 43, которым тяга соединена со стойкой навесного орудия. Палец фиксируется от выпадения чекой 42 с пружинным кольцом. Концы винтов 11 и 13, имеющие резьбу различных направлений, соединены регулировочной муфтой 12. Разрезные концы муфты стягиваются болтами для предотвращения износа резьбы и самопроизвольного изменения длины тяги.

Нижняя ось 36 механизма навески прикреплена к соединительным кронштейнам рамы при помощи бугелей прицепного устройства.

На оси шарнирно установлены две цилиндрические головки 33, к которым при помощи пальцев 23 прикреплены вилки 56 нижних тяг. От осевого перемещения по нижней оси головки 33 удерживают-

ся упорами 35, состоящими из двух бугелей, стянутых болтами. Болты проходят через лунки, выфрезерованные на нижней оси, что обеспечивает неподвижную фиксацию упоров. Система лунок выполнена на оси 36 так, что головки 33 можно устанавливать по оси трактора или со смещением вправо на 51 и 102 мм. Передвигают головки нижних тяг одновременно со смещением верхней тяги.

Правая и левая нижние тяги состоят каждая из вилки 56, трубы 52 с телескопическим устройством и задней головки 40. Цилиндрический хвостовик вилки 56 входит в трубу 52 до упора и фиксируется в ней быстросъемным пальцем 20 через отверстия в трубе и хвостовике.

В задние концы труб 52 вварены головки 40 с установленными в них двумя (в каждой головке) шаровыми шарнирами. Задние шарниры служат для соединения нижних тяг с навесными орудиями, а средние - для крепления вертикальных раскосов.

Для быстрого и удобного совмещения отверстий шаровых шарниров нижних тяг с отверстиями в проушинах навесного орудия в каждой тяге предусмотрено телескопическое устройство. Оно позволяет при снятом пальце 20 удлинять тягу в пределах до 80 мм за счет перемещения трубы 52 по хвостовику вилки. Запрессованные в хвостовик штифты 54 перемещаются по пазам в трубе закрытым крышками 55, что предотвращает угловой разворот трубы.

Пальцы 20 ставят на место после присоединения и подъема орудия, когда под действием его силы тяжести труба переместится по хвостовику до упора в торец вилки 56 и совместятся отверстия в трубе и хвостовике.

Для предотвращения раскачивания в поперечном направлении поднятых в транспортное положение орудий служат две цепные стяжки, передние концы которых через серьги 21 закреплены на торцах бугелей пальцами 22, а задние через стремянки 48 - к нижним тягам.

Длина цепей регулируется при поднятом положении орудия вращением регулировочных муфт 44, в резьбовые отверстия которых ввернуты винты 47. Для защиты резьб и исключения самоотворачивания муфт на их концы надеты и завальцованы обоймы 45 с запрессованными внутрь уплотнительными резиновыми кольцами 46.

Нижние тяги и подъемные рычаги соединены раскосами регулируемой длины. Верхние концы раскосов свободно вращаются на пальцах 14, закрепленных в головках рычагов 28 и 37. При работе с орудиями, имеющими одно опорное колесо (плуги), вилку 19 жестко соединяют с винтом 17 пальцем 18. При работе с навесными орудиями (машинами), имеющими в поперечной плоскости два опорных

колеса (культиваторы, сеялки и др.), раскосы устанавливаются на свободный ход, вынимая пальцы 18, которые для хранения вставляют в запасные отверстия приливов вилок.

Верхние концы раскосов в зависимости от смещения нижних тяг устанавливаются справа или слева от подъемных рычагов путем перестановки пальцев 14, обеспечивая вертикальное положение раскосов.

Механизм навески имеет два варианта регулировки: двухточечный и трехточечный. Для получения двухточечного механизма навески сдвигают друг к другу головки 33 нижних тяг, фиксируя их упорами 35 (показано на рисунке). Трехточечный механизм навески получается, если головки 33 располагают по концам оси.

Подъем навешанного орудия происходит при воздействии опорной площадки рычага 29 на опорную площадку левого подъемного рычага 28, а опускание - под весом орудия. Заглубления почвообрабатывающих рабочих органов осуществляется в этом случае под действием заглубляющего момента (самозаглубление).

При необходимости принудительного заглубления рабочих органов орудия (действием гидроцилиндра в режиме "опускания") рычаги 28 и 29 соединяют между собой путем установки пальца в блокировочные отверстия рычагов.

Фронтальный механизм навески трактора. Фронтальный механизм навески трактора МТЗ-100/102 (рис. 14.5) представляет устройство в виде сварной рамы 19, на которой смонтированы все сборочные единицы и детали. Рама прикреплена к кронштейну 11 передних грузов с помощью растяжек 17 и штанг 16. Все соединения выполнены с помощью легкоъемных пальцев 10 и 13.

На проушине рамы 19 установлен гидроцилиндр 18, вилка штока которого соединена с рычагом 4, закрепленным на шлицах поворотного вала 23. По концам поворотного вала установлены наружные рычаги 3, связанные раскосами 22 с нижними тягами 20. Верхняя тяга 2 задним концом соединена со щеками рамы 19 через палец, установленный в наклонном пазу 21.

Навесные машины присоединяют к механизму навески с помощью автосцепки СА-1, рамка 1 которой соединена с передними шарнирами нижних 20 и верхней 2 тяг, а замок устанавливается на навешиваемой машине. Для при соединения машины механизм навески опускают и, подавая трактор, вперед вводят рамку 1 в полость ответного замка на машине, после чего подъемом механизма навески осуществляется надежная фиксация машины на тракторе за счет срабатывания запирающей собачки.

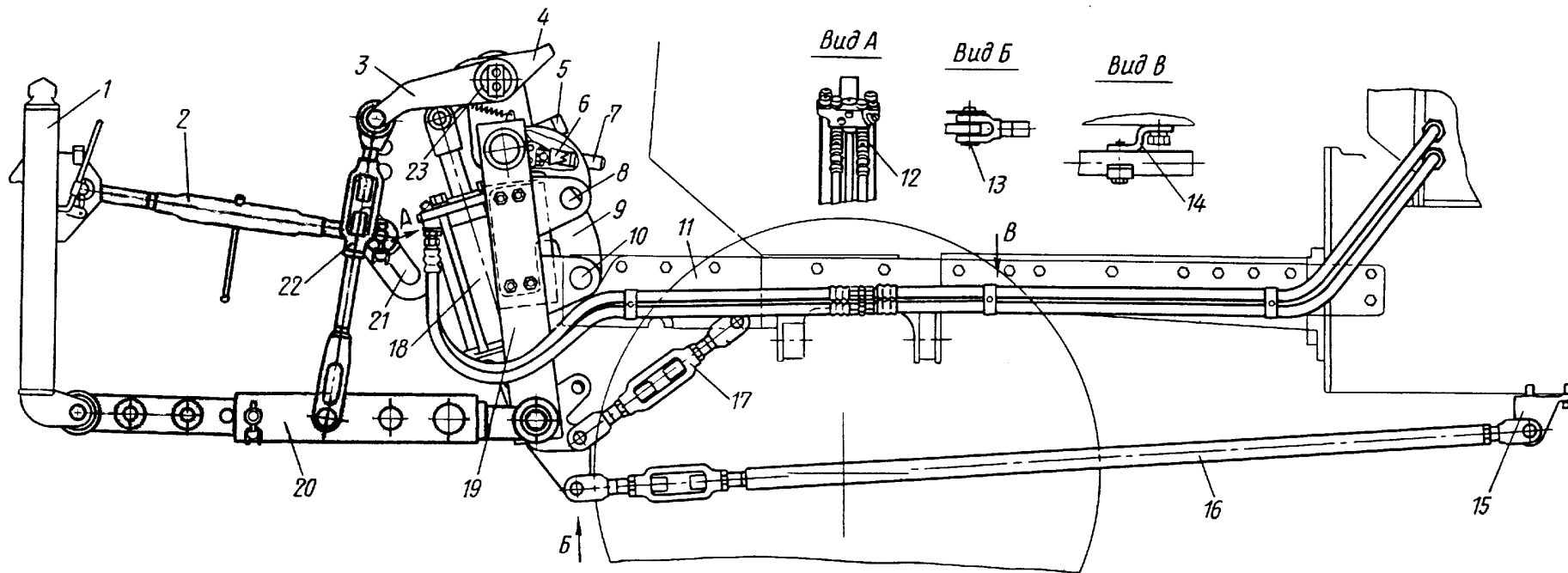


Рис. 14.5. Фронтальное навесное устройство:

1 – рамка автосцепки СА-1; 2 – центральная тяга; 3 – наружные рычаги; 4 – поворотный рычаг; 5 – захват; 6 – фиксатор; 7 – рукоятка; 8 – отверстия; 9 – опорная пластина; 10, 13 – легкоъемные пальцы; 11, 14 и 15 – кронштейны; 12 – трубопроводы; 16 – штанга; 17 – растяжка; 18 – гидроцилиндр; 19 – рама; 20 – продольная тяга; 21 – наклонный паз; 22 – раскос; 23 – поворотный вал

Для отсоединения машины с помощью ручного управления со-бачку выводят из зацепления с упором, опускают механизм навески до разъединения рамки с замком и, используя задний ход, отъезжают от машины на необходимое расстояние.

С целью исключения перемещения сельскохозяйственной ма-шины в поперечной плоскости продольные тяги 20 должны быть полностью заблокированы.

При агрегатировании трактора с широкозахватными машинами раскосы соединяют с продольными тягами через прорези в вилках. Длину продольных тяг необходимо устанавливать минимальной ис-ходя из условия получения наименьшего зазора между рабочими ор-ганами и передними колесами трактора при поднятой сельскохозяй-ственной машине.

При транспортных переездах сельскохозяйственную машину в верхнем положении необходимо удерживать механизмом фиксации, состоящим из захвата 5, соединяемого с рычагом 4 гидроцилиндра посредством управления рукояткой 7. Для фиксации с помощью гид-росистемы навесная машина поднимается в крайнее верхнее положе-ние, освобождается рукоятка 7 от фиксатора 6 и воздействием на нее захват 5 вводится во взаимодействие с рычагом 4.

Для снятия с фиксации необходимо механизм навески гидросис-темой приподнять и вернуть рукоятку 7 в исходное положение.

Механизм навески в сборе можно устанавливать в дополнитель-ное нижнее положение. Для этого необходимо отсоединить опорную пластину 9, опустить устройство до совмещения отверстия 8 с соот-ветствующим отверстием на кронштейне грузов, совместить отвер-стия вилок растяжек 17 и штанг 16 с дополнительными отверстиями пластин рамы 19 и вставить легкоъемные пальцы 13.

Возможность перестановки фронтального механизма навески по вертикали расширяет область его применения и улучшает нагрузоч-ные условия.

Устройства быстросоединяющие – автосцепки. Процесс соедине-ния трактора с навесной машиной требует ручного труда тракториста и выхода его из кабины трактора. С увеличением энергонасыщенности трак-торов возрастает вес агрегируемых с ним машин. Поэтому дальнейшее совершенствование навесных устройств тракторов направлено на упроще-ние процессов соединения и разъединения их с подсоединяемой техникой и по возможности без выхода тракториста из кабины.

Устройства, обеспечивающие автоматическое сцепление механизма навески трактора с навесной машиной - автоматические сцепные устрой-ства (автосцепки), существуют двух основных видов:

однофазные автосцепки - сцепление машины с трактором происходит в одну фазу - вертикальным перемещением вверх механизма навески;

двухфазные автосцепки - процесс сцепления состоит из двух фаз сцепления - нижних тяг механизма навески с машиной и верхней тяги.

О д н о ф а з н а я с ц е п к а, показанная на рис. 14.6,*а*, состоит из двух самостоятельных частей: рамки 1, навешиваемой на трактор, и замка 5, являющегося принадлежностью сельскохозяйственного орудия. Рамка 1 сцепного устройства присоединяется в трех точках к навесному устройству трактора и представляет собой равнобедренный треугольник. В нижней части рамки имеются съемные пальцы 3 для ее соединения с нижними продольными тягами навесного устройства, а в верхней части - планки 2 для соединения с центральной тягой. Рамка выполнена из трубы прямоугольного сечения. В верхней части рамки расположен запирающий механизм в виде подпружиненной защелки (собачки) 4 с рычагом 6.

Замок 5 имеет форму, как и рамка 1, равнобедренного треугольника. В верхней части замка смонтирован упор 8 защелки.

Для навешивания машины навесное устройство вместе с рамкой 1 опускают вниз и, подавая трактор назад, совмещают рамку с замком, поднимают навесное устройство и рамку 1 вводят в полость замка 5. При этом собачка 4 рамки входит в паз А замка.

Плотность соединения рамки и замка обеспечивается установкой минимального зазора между упором замка и носком собачки с помощью эксцентриков 7.

Во избежание самопроизвольного отсоединения сельскохозяйственной машины от трактора в процессе работы защелка 4 зафиксирована пружинным шплинтом (на рис. не показан).

Для отсоединения машины удаляют шплинт, поворотом рычага 6 выводят защелку из паза замка и опускают навесное устройство, рамку 1 выводят из замка 5.

Другой вид однофазного быстросоединяющего сцепного устройства рамной конструкции представлен на рис. 14.6,*б*. Это П-образная рама с тремя присоединительными крюками 4-6, которая устанавливается и закрепляется по концам верхней (точка 1) и нижних тяг (точки 2 и 3) механизма навески трактора. На сельскохозяйственной машине устанавливается присоединительный треугольник, позволяющий вертикальным движением тяг механизма навески обеспечить соединение крюками трактора и машины.

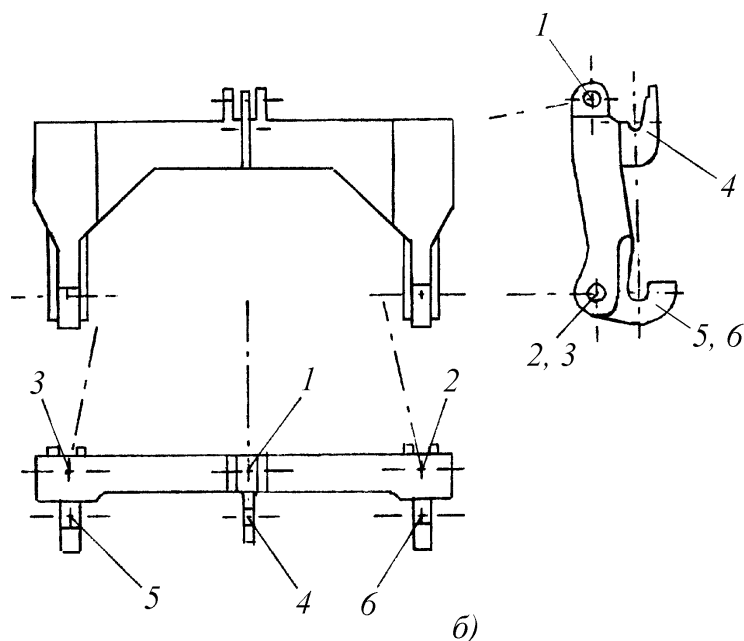
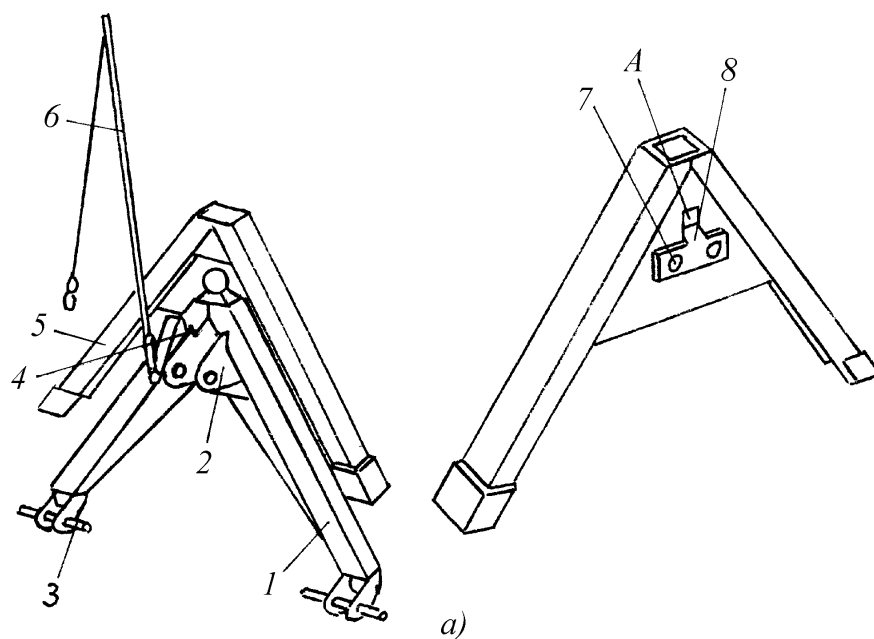


Рис. 14.6. Автоматические сцепки

Отечественная промышленность выпускает быстросоединяющие устройства первого вида под марками СА-1 для тракторов тяговых классов 0,9-2 и СА-2 для тракторов тяговых классов 3-4, и устройства второго вида для тракторов этих же тяговых классов соответственно под марками БСУ-2 и БСУ-3. Для тракторов класса 0,6 выпускаются БСУ-1.

Оба вида быстросоединяющих устройств позволяют выполнять соединение трактора с машиной в условиях положения машины по

отношению к трактору с продольными и поперечными наклонами (4...6°), боковым перекосе (3...5°) и поперечном смещении (20...50 мм).

Д в у х ф а з н о е б ы с т р о с о е д и н я ю щ е е у с т р о й с т в о представляет типовой универсальный механизм навески с измененными задними концами верхней и нижней тяг. Вместо шаровых шарниров тяги оборудуются крюками с защелками. Управление защелками ведется из кабины трактора тросовыми тягами.

Присоединительные точки на навесной машине оснащаются сферами, входящими при соединении трактора и машины в контакт с внутренними сферическими поверхностями крюков. С целью облегчения соединения, сферы нижних точек дополняются козырьковыми ограничителями, а верхняя тяга может выполняться телескопической конструкции с гидроуправлением.

14.2. Общая характеристика гидросистем

Гидросистема служит для трансформации и передачи энергии тракторного двигателя к различным исполнительным звеньям с целью:

- управления навесной машиной;
- управления прицепной машиной через установленные на ней гидроцилиндры;
- привода в движение рабочих органов навесных или прицепных машин через гидравлическую систему отбора мощности трактора;
- выполнения автосцепки с навесными и прицепными машинами;
- изменения и автоматического поддержания выбранной глубины почвообработки;
- корректировки вертикальной реакции почвы на движитель трактора;
- выполнения вспомогательных операций по обслуживанию трактора (изменение базы, изменение колеи, подъем остова и т.п.).

Гидросистема должна отвечать следующим основным требованиям:

- рациональность конструкции составляющих ее элементов и их компоновки на тракторе, что обеспечивает высокий КПД гидропривода и возможность автоматизации его управления при агрегатировании трактора с различными машинами;
- компактность элементов и всей гидросистемы в целом;
- удобство управления гидросистемой из кабины трактора, а при необходимости и вне ее;

- высокая универсальность по направлениям использования;
- возможность легкой модернизации при необходимости по наращиванию ее мощности;
- высокая надежность и безопасность;
- малая уязвимость от внешнего воздействия;
- высокий уровень унификации.

Классифицировать гидросистемы достаточно сложно ввиду множества возможных признаков классификации.

По компоновке все гидросистемы можно подразделить на: единогоагрегатные, раздельногоагрегатные и полураздельногоагрегатные.

В единогоагрегатной гидросистеме все составные элементы (насос, распределитель, цилиндр, фильтр, масляный бак и др.) объединены в один моноблок, который крепится к остову трактора и получает энергию от приводного вала (обычно от ВОМ).

К достоинствам единогоагрегатной компоновки можно отнести простоту оснащения трактора гидросистемой, компактность и отсутствие внешних коммуникационных связей, а к недостаткам - малую унифицированность, низкий КПД, возможность агрегатирования только с одной машиной и др.

Единогоагрегатные гидросистемы НС-37 и НС-52 выпускались для тракторов "Универсал-2", ДТ-24, МТЗ-2, КПД-35, ХТЗ-7 и ДТ-14.

Раздельногоагрегатными гидросистемами в настоящее время оснащены все выпускаемые в нашей стране тракторы. Эта система обладает многими преимуществами по сравнению с единогоагрегатной.

К числу достоинств раздельногоагрегатной системы можно отнести:

рациональность размещения компонентов гидросистемы на тракторе - насос вблизи высокооборотных валов двигателя или трансмиссии, распределитель в кабине трактора, бак в защищенном месте и т.п.;

высокая унифицированность гидроагрегатов, рассчитанных на работу с максимальным давлением жидкости до 20 МПа;

простота модернизации путем встраивания в гидросистему дополнительных гидроагрегатов, расширяющих ее возможности;

возможность раздельного управления машинами с секционной навеской;

возможность раздельного управления рабочими органами прицепных машин;

возможность выполнения автосцепки с навесными или прицепными машинами;

возможность легкой раздачи мощности внешним потребителям путем установки на тракторе гидровыводов в желательных местах; доступность и простота обслуживания гидроагрегатов и др.

Гидросистема полураздельноагрегатного типа применяется иногда, когда часть агрегатов объединена в моноблок, а часть - вынесена как самостоятельные узлы. Так, в самоходных шасси ДСШ-14 и ДВСШ-16 объединены в один блок насос и распределитель, блок жестко закреплен на корпусе трансмиссии, являющимся масляным баком. При этом два вынесенных гидроцилиндра служат для независимого управления навесными машинами, сцепленными с самоходным шасси.

Известна другая комбинация компоновки узлов гидросистемы, когда в качестве самостоятельных узлов вынесены насос и распределитель, а все остальные элементы (бак с маслом, фильтр и гидроцилиндр) объединяются в моноблок. Мощность гидросистемы тракторов разных модификаций меняется путем изменения числа установленных на тракторе моноблоков и соответствующих замен насоса и распределителя.

Полураздельноагрегатные гидросистемы пока находят ограниченное применение, а наибольшее распространение получили раздельноагрегатные.

14.3. Раздельноагрегатная гидросистема

Унифицированная раздельноагрегатная гидравлическая навесная система тракторов (рис. 14.7) включает: насос 1 с приводом и механизмом включения; распределитель 5 золотникового типа с механизмом управления; масляный бак 2 с фильтром 3; основной гидроцилиндр 8; выносные гидроцилиндры; стальные трубопроводы 4 и эластичные рукава 6; запорные и быстросоединяемые муфты 7; проходные штуцера; замедлительный клапан и уплотнительные устройства.

Гидросистемы некоторых тракторов имеют гидроувеличитель сцепного веса с гидроаккумулятором, силовой регулятор или систему автоматического регулирования глубины обработки почвы (САРГ), гидросистему отбора мощности (ГСОМ).

Гидросистема построена так, чтобы обеспечить максимально широкую работу исполнительного звена - гидроцилиндра двухстороннего действия (или нескольких гидроцилиндров с независимым управлением).

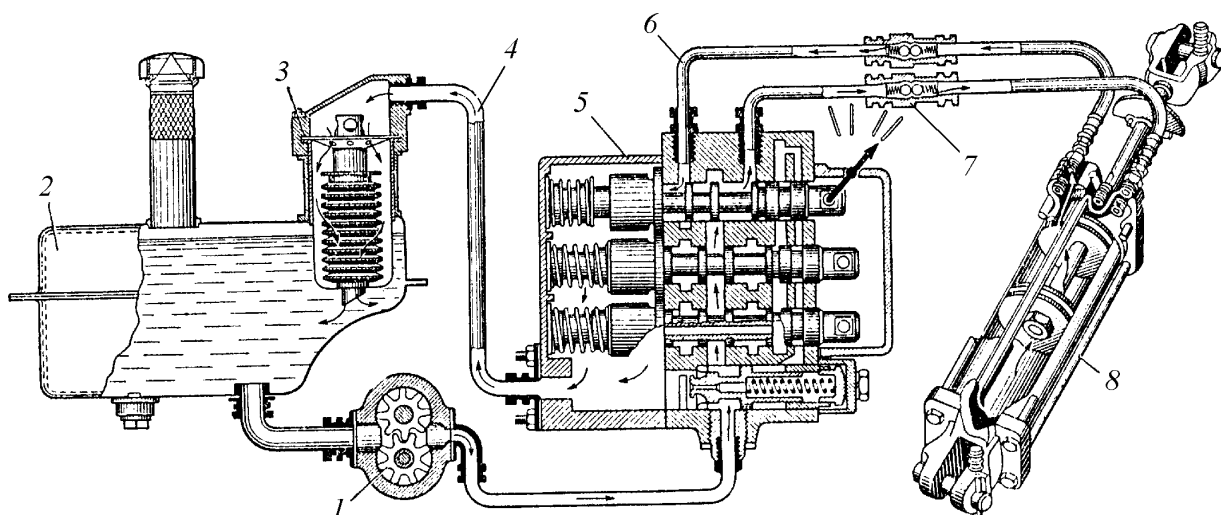


Рис. 14.7. Схема раздельноагрегатной гидравлической навесной системы:
 1 - насос; 2 - масляный бак; 3 - фильтр; 4 - стальной трубопровод; 5 - распределитель;
 6 - эластичный рукав; 7 - быстросоединяемая муфта; 8 - гидроцилиндр

Гидроцилиндр может иметь четыре основных состояния: движение поршня в одну сторону; движение поршня в другую сторону; фиксация поршня путем перекрытия маслу входа и выхода из гидроцилиндра; возможность свободного перемещения поршня в обе стороны от внешнего усилия за счет соединения обеих полостей гидроцилиндра между собой и со сливной магистралью. Распределитель, в который от насоса поступает поток масла под давлением, обеспечивает один из четырех вариантов работы гидроцилиндра. В этом случае распределитель имеет один золотник с осевым перемещением в одну из четырех позиций.

Если трактор оснащен несколькими гидроцилиндрами с независимым управлением, то распределитель должен иметь столько же золотников с независимым механическим, гидравлическим, электрическим, пневматическим или смешанным приводом к каждому из них.

Для предохранения гидросистемы от чрезмерного повышения давления распределитель оснащается предохранительным клапаном отрегулированным на давление не выше 20,5 МПа.

Гидронасос является наиболее ответственным элементом гидросистемы. От него в большой мере зависит эффективность работы гидропривода. Наибольшее распространение получили шестеренные насосы типа *НШ* одно- или двухсекционные. Обычно в гидросистему входит один насос, реже два или три. Производительность насоса (насосов) должна обеспечивать необходимую скорость перемещения поршня при совместной или раздельной (в зависимости от поставленных требований) работе гидроцилиндров. Применение нескольких не-

зависимо включаемых насосов позволяет варьировать их совместной производительностью, что целесообразно при изменении количества используемых потребителей (цилиндров или моторов) или при необходимости изменения режима их работы.

В тяжелых сельскохозяйственных и промышленных тракторах применяют так же аксиально-поршневые насосы как регулируемого, так и нерегулируемого типов.

Насос забирает масло через всасывающую магистраль из бака, емкость которого должна составлять 0,5...0,8 минутной производительности насоса. Конструкция и конфигурация бака предопределяются местом его установки на тракторе и дополнительными функциями, которые он выполняет (например, на бак могут устанавливаться и крепиться к нему насос, рулевая колонка, распределитель и т.д.). Поэтому баки могут выполняться штампованными, сварными и литыми из чугуна или легких алюминиевых сплавов.

Очистка масла выполняется сетчатым фильтром или фильтром со сменным фильтровальным элементом, обеспечивающим удаление посторонних частиц размером от 25 мкм для жидкости, подаваемой от шестеренных насосов и распределителей с механическим управлением, и от 10 мкм для поршневых насосов и электрогидравлических распределителей.

Обычно фильтры устанавливают на сливной магистрали, а у промышленных тракторов встречается установка фильтров и на напорной магистрали.

Рассмотрим конкретные типовые конструкции узлов гидросистемы.

Гидронасосы. В гидросистемах тракторов МТЗ-80/82, МТЗ-100/102, ДТ-75МВ, ДТ-175С, Т-150К и др. применены шестеренные насосы типа *НШ* разных вариантов исполнения.

Каждая модель насоса имеет определенное буквенно-цифровое обозначение, характеризующее его технические данные.

Так, обозначение *НШ-32-У-2Л* расшифровывается так:

НШ - насос шестеренный;

32 - объем рабочей жидкости в см³, вытесняемый из насоса за один оборот вала (теоретическая подача);

У - унифицированная конструкция;

2 - группа исполнения;

Л - левое направление вращения привода насоса. Если насос правого направления вращения, то соответствующей буквы в обозначении нет.

Группа исполнения характеризует номинальное давление нагнетания насоса: 2 – 14 МПа; 3 – 16 МПа; 4 – 20 МПа.

В обозначении вместо буквы *У* могут присутствовать буквы *В*, *Д* или *Е*, что соответствует более ранним вариантам конструкций.

Если в обозначении насоса отсутствует буква после рабочего объема, то это указывает на то, что насос имеет конструкцию типа *К*, т.е. корпус в отличие от ранее рассмотренных вариантов выполнен круглой конфигурации.

Для двухсекционных насосов применяется обозначение с указанием рабочих объемов каждой секции.

Например, двухсекционный насос с рабочими объемами секций 32 и 10 см³ исполнения 3 с левым направлением вращения ведущего вала имеет обозначение: *НШ-32-10-3Л*.

Рассмотрим конструкцию шестеренного гидронасоса и его приводов в тракторах. В тракторе МТЗ – 100 / 102 применен насос *НШ-32-3* правого вращения (рис. 14.8). Нагнетание масла в насосе осуществляется при помощи ведущей 2 и ведомой 3 шестерен, расположенных между подшипниковой 1 и поджимной 5 обоймами и платиками 4. Подшипниковая обойма 1 служит единой опорой для цапф шестерен. Поджимная обойма 5 под давлением масла в полости манжеты (на рис. не показана, расположена в зоне нагнетательного отверстия) поджимается к наружной поверхности зубьев шестерен, обеспечивая требуемый зазор между зубьями и уплотняющей поверхностью обоймы.

Пластики 4 под давлением масла в полости торцовых манжет 16 и 14 поджимаются к шестерням 2 и 3, уплотняя их по боковым поверхностям в зоне высокого давления. Вал ведущей шестерни 2 в корпусе уплотняется двумя манжетами 19. Центрирование ведущего вала шестерни 2 относительно установочного бурта корпуса обеспечивается втулкой 20.

Разъем корпуса с крышкой уплотняется с помощью резинового кольца круглого сечения.

Насос закреплен четырьмя шпильками 18 на корпусе 9 гидроагрегатов через стакан 17, в котором он центрируется посадочным пояском корпуса. Шлицевой хвостовик ведущей шестерни 2 насоса входит во внутренние шлицы вала 7, установленного на подшипниках 6 и 10.

При работающем двигателе вращение через шестерни привода независимого ВОМ и промежуточную шестерню 13 передается на шестерню 8 (при включенном положении), которая через шлицы передает вращение валу 7 и ведущей шестерне 2.

Шестерня 8 перемещается ручным механизмом управления через валик 12 с закрепленной на нем вилкой 11 и может фиксироваться ручкой управления в двух позициях: включенный привод, когда шестерня 8 находится в зацеплении с шестерней 13; выключенный привод - шестерня 8 выводится из зацепления с шестерней 13.

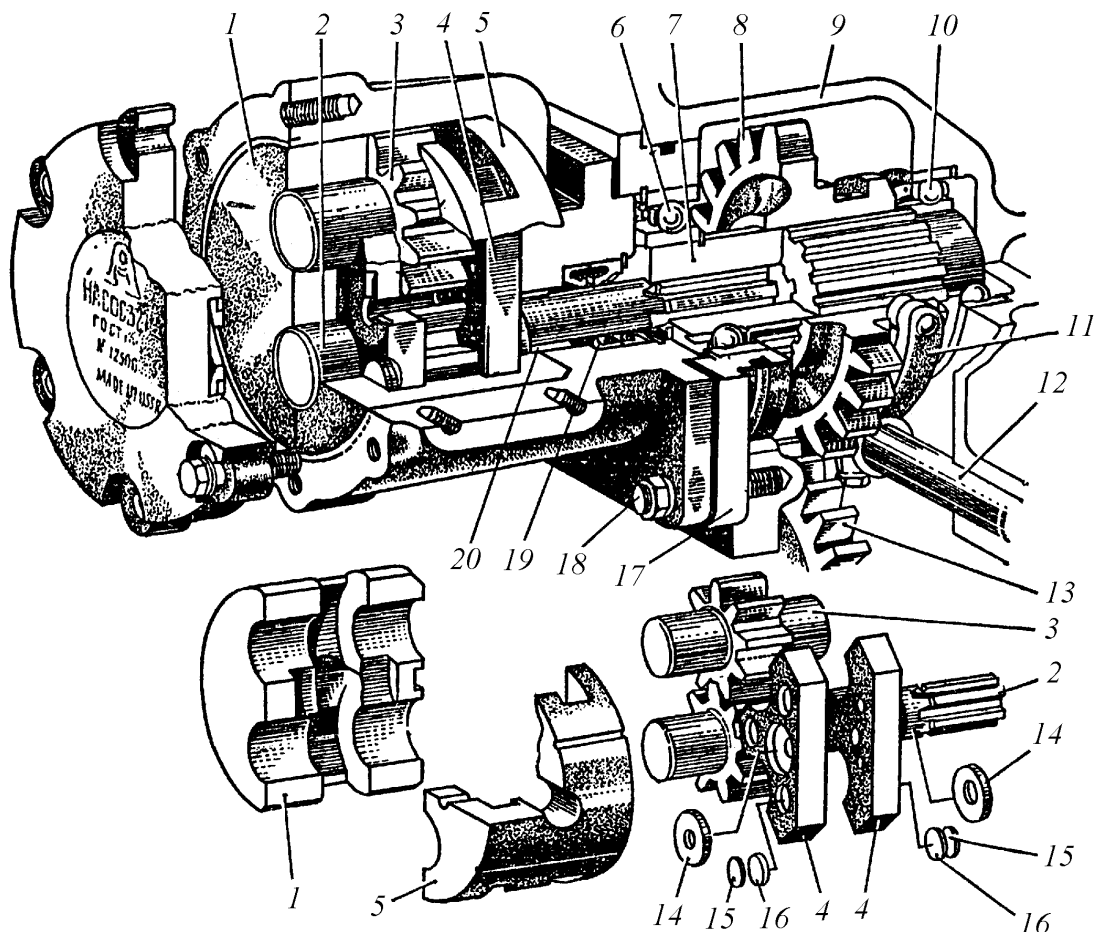


Рис. 14.8. Масляный насос НШ-32-3:

1 - подшипниковая обойма; 2 - ведущая шестерня; 3 - ведомая шестерня; 4 - пластик; 5 - поджимная обойма; 6, 10 - шарикоподшипники; 7 - вал; 8 - шестерня; 9 - корпус; 11 - вилка; 12 - валик управления; 13 - промежуточная шестерня; 14 - манжета; 15 - шайба; 16 - манжета; 17 - стакан подшипника; 18 - шпилька; 19 - манжета; 20 - втулка центрирующая

Включение или выключение привода насоса выполняется при неработающем двигателе в зависимости от потребности в гидроприводе при работе МТА.

Часть тракторов оснащена ГСОМ, которая предназначена для привода гидрофицированных рабочих органов сельскохозяйственных машин (льнокомбайны, разбрасыватели минеральных удобрений, ротационные сенокосилки и др.), требующих повышенного отбора масла из гидросистемы с постоянной его циркуляцией по магистралям, связывающим трактор с машиной. Поэтому гидросистема с отбором

мощности для этих тракторов дополнительно к основному гидронаосу имеет еще два дополнительных: *НШ-10-3Л* и *НШ-32-3*, которые в сочетании с основным насосом позволяют получить необходимую максимальную суммарную производительность в 110 л/мин.

Привод насосов ГСОМ представляет шестеренный редуктор с шариковой муфтой включения, смонтированный с левой стороны корпуса сцепления трактора.

В тракторе ДТ – 75 М насос *НШ-46-У* установлен с левой стороны двигателя на корпус привода, который прикреплен к картеру распределительных шестерен дизеля. Насос приводится во вращение от шестерни 6 (рис. 14.9), которая находится в постоянном зацеплении с шестерней распределительного вала двигателя. Валик привода соединен с хвостовиком ведущей шестерни кулачковой муфтой. При включении кулачковой муфты вращение от валика 5 передается ведущей шестерне 18. Насос включают и выключают через механизм с ручным приводом, состоящим из ручки с шариковым фиксатором, установленной на валике 8, на шлицах которого закреплена вилка 9, связанная с кулачковой муфтой. Механизм управления фиксируется в двух положениях: "привод включен" и "привод выключен". Включение и выключение насоса должно выполняться только при остановленном двигателе.

Распределители. Распределители тракторной навесной гидросистемы служат для распределения потока рабочей жидкости между потребителями, для автоматического переключения системы на режим холостого хода (перепуск рабочей жидкости в бак) в периоды, когда все потребители отключены, и для ограничения давления в гидросистеме при перегрузках.

В зависимости от назначения трактора, его тягового класса, развитости гидросистемы применяют разные по конструкции распределители, которые условно могут быть классифицированы по следующим конструктивным особенностям:

по конструкции корпуса - моноблочный и секционный распределитель;

по принципу управления - с ручным механическим, электромеханическим и электрогидромеханическим управлением;

по количеству золотников (количеству независимо управляемых потребителей) - одно- двух- и трехзолотниковые;

по типу золотников - с открытым центром (распределитель обеспечивает при необходимости соединение через себя насоса со сливом при минимальном гидравлическом сопротивлении) и закрытым (золотник распределителя в позиции "нейтраль" перекрывает

путь маслу от насоса, а избыток давления стравливается через перепускной клапан, заставляя гидросистему на режиме холостого хода работать на высоком давлении);

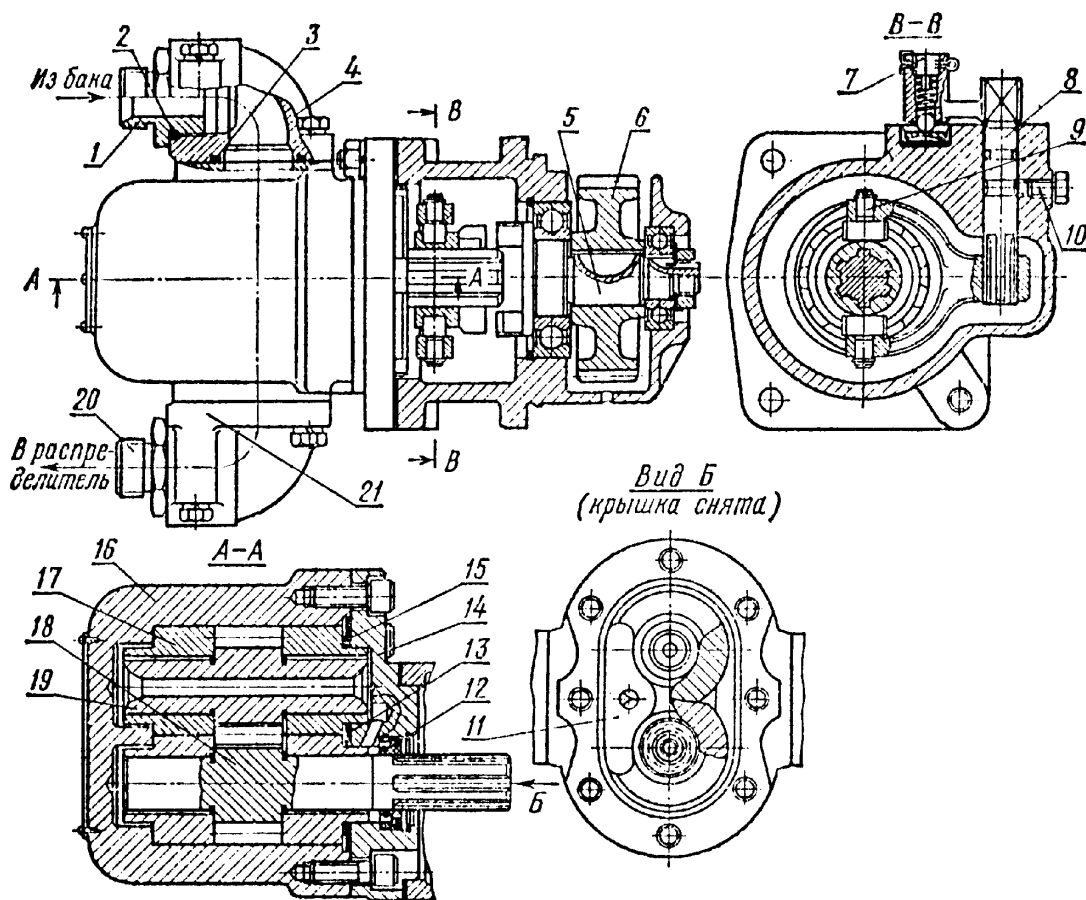


Рис. 14.9. Масляный насос НШ-46-У:

1, 20 - штуцера; 2, 3 - уплотнительные кольца; 4, 21 - угловые муфты; 5 - валик; 6 - шестерня привода; 7 - пробка; 8 - валик; 9 - вилка; 10 - болт; 11 - уплотнительный вкладыш; 12 - сальник; 13 - полость высокого давления; 14 - крышка; 15 - уплотнительная резиновая пластина; 16 - корпус насоса; 17 - бронзовая втулка; 18 - ведущая шестерня; 19 - ведомая шестерня

по количеству позиций – трехпозиционные, обеспечивающие работу гидроцилиндров в режимах подъема, нейтральном и опускании и четырехпозиционные, обеспечивающие работу гидроцилиндров в режимах подъема, нейтральном, опускании и плавающем.

На сельскохозяйственных тракторах наибольшее распространение получили моноблочные трехзолотниковые четырехпозиционные распределители типа "закрытый центр" с ручным управлением. На промышленных тракторах применяются моноблочные одно-, двух- или трехзолотниковые, а чаще трехпозиционные распределители с ручным и дистанционным управлением.

Некоторые промышленные тракторы, имеющие более трех исполнительных органов (трактор-погрузчик, трелевочный трактор с гидроманипулятором и др.), оснащаются для независимого управления этими органами распределительными устройствами, представляющими комбинацию из двух взаимосвязанных распределителей. С этой же целью в тракторах могут применяться секционные распределители, в которых количество секций (золотников) соответствует количеству потребителей.

Тракторные распределители имеют буквенно-цифровое обозначение типа *P75-33P* (трактор МТЗ-80), *P80-23P* (трактор МТЗ-100), *P75-B3* (трактор ДТ-75М). Здесь буква *P* - означает распределитель; две первые цифры при букве - максимальную производительность насоса, л/мин, с которым распределитель может работать; остальные цифры и буквы - конструктивный вариант распределителя.

Отечественная промышленность выпускает распределители:

однозолотниковые (*P500-3/3-5* и др.);

двухзолотниковые (*P75-22; P75-42; P80-2/1-55; P80-2/2-44* и др.);

трехзолотниковые (*P75-23; P75-33; P75-43; P80-23; P150-23* и др.);

трехпозиционные (*P75-43; P80-23* и др.);

четырёхпозиционные (*P75-22; P75-23; P75-33; P150-23* и др.).

Типовой трехзолотниковый четырехпозиционный распределитель представлен на рис. 14.10.

В корпусе *1* с каналами *2* устанавливают золотники *3*, перепускной *7* и предохранительный клапан *11*. К корпусу привернуты две крышки. В верхней крышке *4* шарнирно укреплены рукоятки для управления золотниками. В нижней крышке *10* имеется полость для слива масла в бак. К распределителю по трубопроводу подводится масло от насоса. От распределителя по шести трубопроводам масло может поступать в поршневую и штоковую полости гидроцилиндров.

Перепускной клапан *7* закрывает отверстие, которое соединяет нагнетательный канал *8* со сливной полостью *9*. Клапан прижимается к седлу пружиной *5*.

Предохранительный клапан *11* сообщен каналом *6* с полостью над перепускным клапаном. При чрезмерном повышении давления в системе клапан *1* открывается и соединяет эту полость с полостью слива.

Схема действия распределителя при различных режимах работы представлена на рис. 14.11.

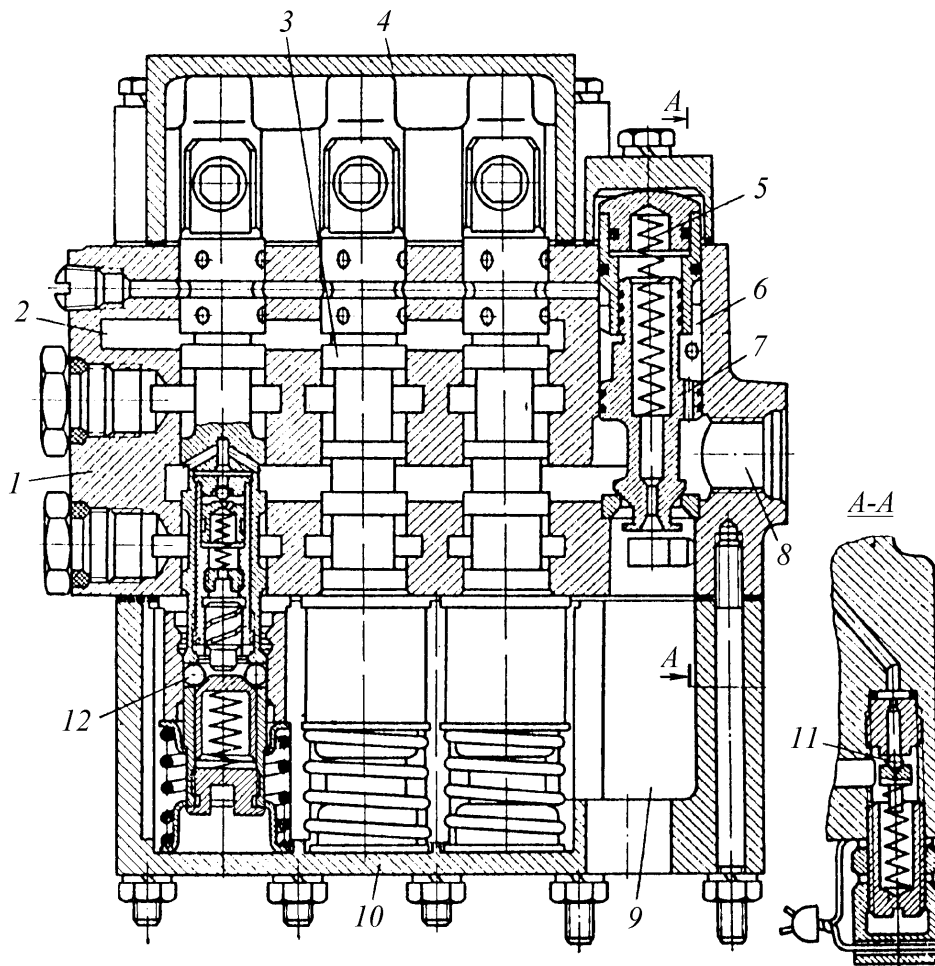


Рис. 14.10. Трехзолотниковый четырехпозиционный распределитель

Если орудие находится в транспортном положении и золотник установлен в нейтральном положении (рис. 14.11,а), то масло по калиброванному отверстию 2 перепускного клапана 4 поступает в отводный канал 9 и далее в сливную полость 6 и масляный бак. Ввиду дросселирующего действия калиброванного отверстия 2 перепускной клапан отходит от седла 5 и масло поступает параллельно основному потоку через клапан в сливную полость.

Нижняя полость гидроцилиндра 1 сообщается трубопроводом с каналом 8 распределителя, а верхняя полость - с каналом 7. Как видно из схемы кольцевые пояски золотника перекрывают оба канала, запирая масло в гидроцилиндре.

При установке золотника в плавающее положение (рис. 14.11,б) масло, поступающее от насоса, сливается в бак через перепускной клапан и отводной канал 9. Обе полости гидроцилиндра сообщаются со сливной полостью распределителя. Навесное орудие под действием веса опускается и рабочие органы его заглубляются (под действием заглубляющего момента). Величина заглубления ограничена положением опорного колеса орудия. При выполнении технологическо-

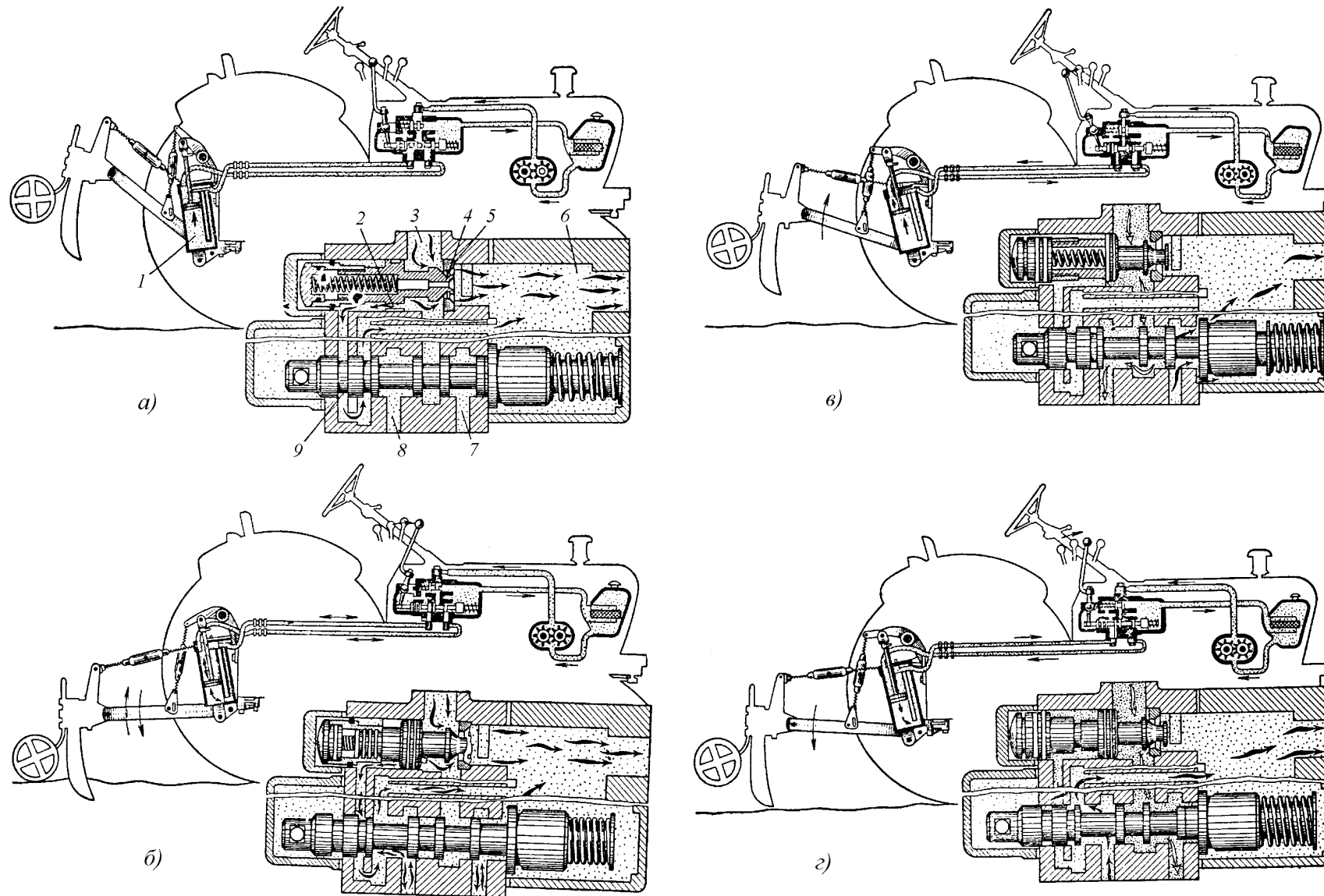


Рис. 14.11. Схема работы распределителя раздельноагрегатной навесной системы в положениях:
a - нейтральное; *б* - плавающее; *в* - подъем; *г* - опускание

го процесса золотник остается в плавающем положении и опорные колеса орудия при этом могут свободно копировать рельеф поля.

Подъем орудия в транспортное положение происходит при установке золотника в положение "подъем" (рис. 14.11,в). В этом случае золотник перекрывает отводный канал 9 и одновременно открывает доступ маслу из нагнетательного канала 3 в канал 8, который сообщается с нижней полостью гидроцилиндра 1.

При принудительном опускании орудия (рис. 14.11,г) перепускной клапан закрыт; в верхнюю полость гидроцилиндра поступает масло из нагнетательного канала 3, а из нижней полости гидроцилиндра масло вытесняется и поступает в бак. Принудительное опускание применяется при работе тракторов с ямокопателями, бульдозерами и некоторыми другими специальными машинами.

Ручной установкой золотника в нейтральное положение можно зафиксировать поршень гидроцилиндра в любом промежуточном положении.

В заданных положениях (плавающем, нейтральном и др.) золотник удерживается шариковым фиксатором 12 (см. рис. 14.10). Причем это устройство предусматривает автоматический возврат золотника из положений "подъем" и "опускание" в нейтральное положение. Из плавающего положения в нейтральное золотник переводится только вручную.

Схема работы устройства фиксации золотника и автоматического возврата показана на рис. 14.12. В нейтральном положении золотник удерживается пружиной. Шарики 4 располагаются между кольцевыми выточками обоймы. В положении подъема шарики 4 находятся в выточке 10 гильзы и прижимаются к ней конусом 3 под действием пружины 2, фиксируя золотник в этом положении. По окончании подъема орудия поршень упрется в верхнюю крышку силового цилиндра и остановится. Давление в нагнетательном канале 9 повысится. Масло, находящееся во внутренней полости золотника, преодолевая усилие пружины 6, отжимает шариковый клапан 8 через отверстие в толкателе 7, воздействует на плунжер 5. Плунжер перемещает фиксаторную втулку 3 вниз и золотник под действием пружины 1 возвращается в нейтральное положение. Вследствие понижения давления в системе шариковый клапан запирает осевой канал, а плунжер и толкатель возвращаются в исходное положение. В положении "опускание" шарики фиксатора находятся в выточке 11 обоймы. Возврат золотника в нейтральное положение происходит так же, как и в положении "подъем". В плавающем положении золотника шарики фиксатора входят в другую выточку обоймы.

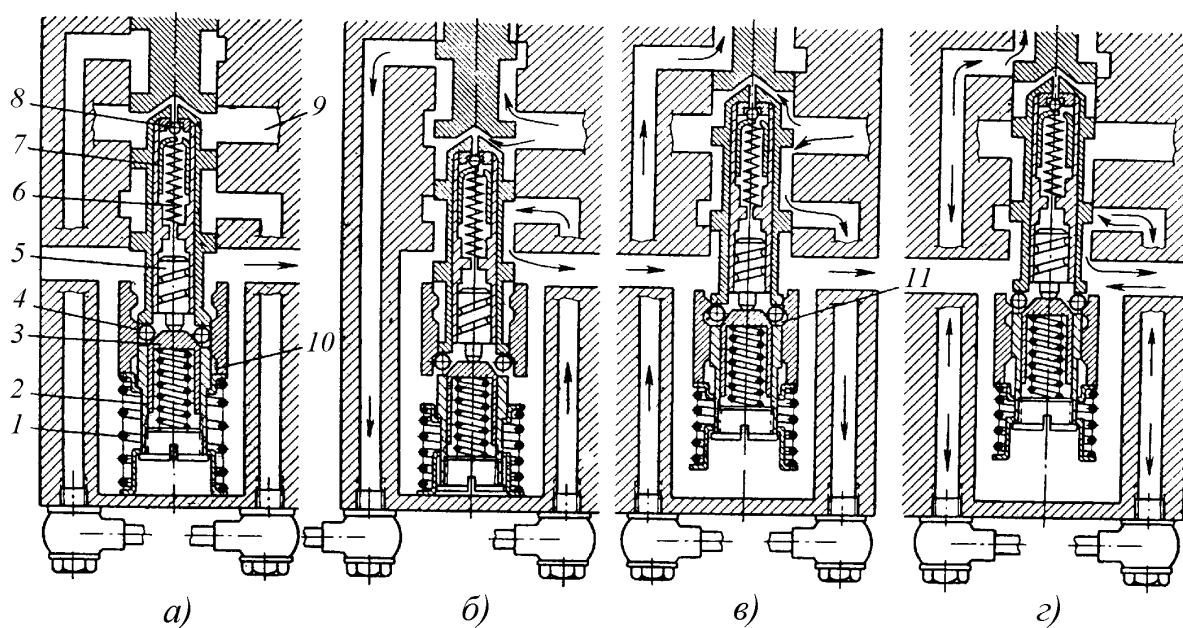


Рис. 14.12. Схема работы шарикового фиксатора золотника в положениях:
а - нейтральное; *б* - плавающее; *в* - подъем; *г* - опускание

Гидроцилиндры. Гидроцилиндр (объемный гидродвигатель возвратно-поступательного движения) применяется для привода механизмов навески трактора разного типа в качестве основного гидроцилиндра и для привода рабочих органов машин в качестве выносного гидроцилиндра. Выносные гидроцилиндры в отличие от основных имеют быстросъемные соединительные устройства, облегчающие их монтаж и демонтаж.

Для раздельноагрегатных гидросистем гидроцилиндры могут быть трех исполнений, обозначаемых цифрами 2, 3 и 4, что соответствует номинальному давлению жидкости соответственно в 14, 16 и 20 МПа. Единый типоразмерный ряд гидроцилиндров охватывает шесть марок: Ц55, Ц75, Ц80, Ц100, Ц125 и Ц140. Кроме того, выпускаются гидроцилиндры не вошедшие в этот ряд: Ц36, Ц90, Ц110 (для сельскохозяйственных тракторов) и специальные гидроцилиндры для промышленных тракторов: Ц125.1000, Ц140х1250-33, Ц160х1250-33, Ц160х1400-33 и др.

В обозначении гидроцилиндра буква Ц - цилиндр, а цифры при букве - внутренний диаметр цилиндра, мм. Согласно ГОСТ 8755-80 гидроцилиндр диаметром 80 мм с ходом поршня 200 мм, исполнения 4, обозначается: Ц80-200-4.

Обычно в механизме навески трактора используется один цилиндр: Ц75 на тракторе Т-25А; Ц90 - на Т-40АМ; Ц100 - на МТЗ-80; Ц110 - на ДТ-75М; Ц125 - на МТЗ-100, Т-150 и ДТ-175С; а на трак-

торах К-701 и Т-130М - два гидроцилиндра Ц125, включенные параллельно и управляемые одним золотником-распределителем.

В зависимости от исполнения конструкции гидроцилиндров отличаются друг от друга.

В исполнении 2 гидроцилиндр (рис. 14.13) имеет корпус разбирающийся на три основные части: цилиндр 9, задняя крышка 2 и передняя крышка 23. Все части стягиваются четырьмя длинными шпильками или болтами. Уплотнение крышек 2 и 23, штока 8 и поршня 6 производится резиновыми кольцами 3, 5, 7, 10 и 16. Для предотвращения попадания грязи в гидроцилиндр установлен "чистик" 13, состоящий из пакета стальных шайб.

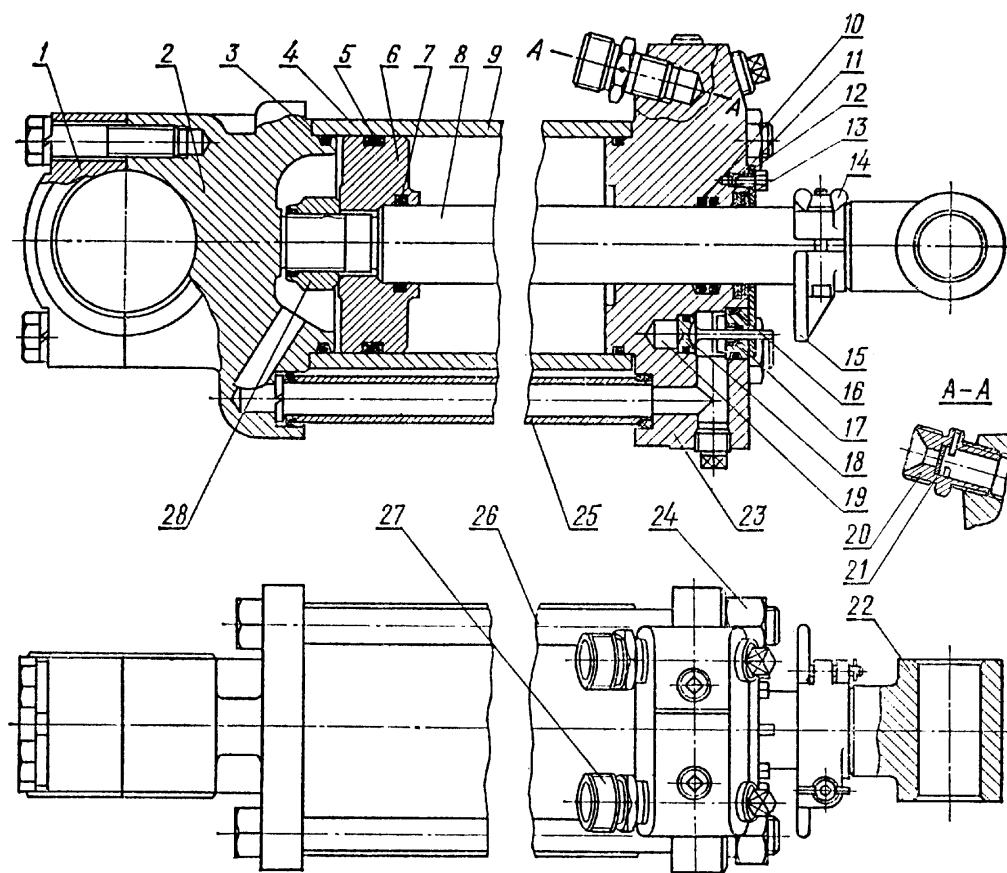


Рис. 14.13. Гидроцилиндр:

1 - бугель; 2 - задняя крышка; 3, 5, 7, 10, 16 - уплотнительные резиновые кольца; 4 - кольцо; 6 - поршень; 8 - шток; 9 - цилиндр; 11 - болт; 12 - шайба; 13 - "чистик"; 14 - барашковая гайка; 15 - упор; 17 - направляющая клапана; 18 - гидромеханический клапан; 19 - гнездо клапана; 20 - штуцер замедлительного клапана; 21 - шайба замедлительного клапана; 23 - передняя крышка, 24 - гайка; 25 - соединительная трубка; 26 - болт; 27 - штуцер; 28 - гайка штока

Для регулирования величины рабочего хода поршня 6 служит подвижный упор 15 и гидромеханический клапан 18, перекрывающий выход масла из цилиндра и вызывающий повышение давления в системе и автоматический возврат золотника в нейтральное положение.

Плавное опускание навесной машины обеспечивается установкой на выходе гидроцилиндра замедлительного клапана, состоящего из штуцера 20 и плавающей шайбы 21 с калиброванным отверстием.

В исполнении 3 корпус гидроцилиндра цилиндра состоит из двух основных частей: стакан корпуса цилиндра приворачивается к нижней крышке, а верхняя крышка крепится четырьмя короткими болтами к фланцу, приваренному к верхней части стакана. На цилиндре отсутствует гидромеханический клапан.

Цилиндры различаются по конструкции верхней и нижней крышек, мест подсоединения шлангов, уплотнений поршня и штоков и др.

Гидролинии. Гидролинии раздельноагрегатных гидросистем имеют большую протяженность и включают трубопроводы, шланги (рукава высокого давления), соединительные и разрывные муфты с запорными клапанами и уплотнения. По назначению гидролинии делятся на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления.

Металлические трубопроводы напорных гидролиний изготавливают из стальных бесшовных труб, рассчитанных на давление до 32 МПа с внутренним диаметром 10, 12, 14, 16, 20, 24 и 30 мм. Их наконечники представляют собой ниппель, приваренный к трубе с предварительно надетой накидной гайкой, или приваренную полуголовку под специальный полый болт с металлическими уплотнительными прокладками.

Трубопроводы изгибаются на специальном станке, исключающем образования складок и сплющиваний на местах изгиба.

Шланги (рукава высокого давления) применяют для соединения гидроагрегатов, имеющих взаимное перемещение.

Гибкий резинометаллический рукав состоит из резиновой камеры, хлопчатобумажной или капроновой оплетки, металлической оплетки, второго слоя капроновой оплетки, наружного резинового слоя и верхнего слоя ткани (бандаж). В рукавах применяется маслостойкая резина.

Для давления ниже 15 МПа используются рукава с одной металлической оплеткой, а для давления выше 15 МПа - с двумя и тремя оплетками.

На обоих концах рукавов смонтированы неразборные наконечники, состоящие из ниппеля и накидной гайки. Ниппель закреплен в шланге с помощью надетой и завальцованной муфты.

Рукава выпускают с внутренним диаметром 10, 12, 16, и 20 мм при длине от 400 до 2200 мм (от 400 до 800 мм с шагом 50 мм или от

800 до 2200 мм с шагом 200 мм). При необходимости рукава соединяют между собой с помощью проходных штуцеров.

Соединительные и разрывные муфты (рис. 14.14) применяют для подключения выносных гидроцилиндров и вставляются в местах соединения (разъединения) рукавов.

Соединительная муфта состоит из двух полумуфт 1 и 8 (рис. 14.14,а), вставляемых друг в друга и стягиваемых резьбовым соединением с помощью накладной гайки 6. Уплотнение осуществляется резиновым кольцом 7. Два шарика 5 прижимаются друг к другу с образованием кольцевого канала, через который перетекает масло. При разъединении полумуфт 1 и 8 шарики 5 под действием пружин прижимаются к седлам полумуфт, запирая их выходные отверстия и препятствуя вытеканию масла.

Наряду с резьбовыми применяют быстросоединяемые муфты, в которых полумуфты фиксируются друг с другом шариковым замком.

Разрывная муфта устанавливается обычно на прицепном гидрофицированном орудии между рукавами, подводящими масло к выносному гидроцилиндру и служит в качестве предохранительного устройства при внезапном непредусмотренном отцеплении орудия или при отезде трактора от отцепленного орудия, но с присоединенными к трактору шлангами.

Разрывная муфта (рис. 14.14,б) во многом аналогична соединительной муфте, но вместо резьбового соединения имеет шариковый замок. Две полумуфты 10 и 14 вставляются друг в друга с предварительно смещенной вправо запорной втулкой 11. Замковые шарики 9, установленные подвижно в полумуфте 14, входят в кольцевой паз полумуфты 10 и фиксируются в нем втулкой 11 под действием пружины 12. Центральные запорные шарики, нажимая друг на друга, соединяют масляные полости полумуфт. Разрывную муфту крепят на тракторе в специальной обойме 13.

В случае возникновения осевого усилия в стыке полумуфт более 200...250 Н замковые шарики 9 выходят из кольцевой проточки полумуфты 10 и, воздействуя на запорную втулку 11, заставляют ее перемещаться вправо, сжимая пружину 12. Происходит разъединение полумуфт, исключаящее разрыв шлангов и вытекание масла.

Баки и фильтры. *Баки гидронавесных систем тракторов* служат резервуаром для рабочей жидкости - масла. Объем бака рассчитан на такое количество масла, которое обеспечивает нормальную работу гидросистемы в течении смены, т.е. очистку и охлаждение, пополнение наружных утечек, компенсацию разности объемов гидроцилиндров двухстороннего действия, полную компенсацию рабочего объема

гидроцилиндров одностороннего действия, компенсацию рабочего объема гидроаккумулятора, и исключает подсос воздуха во всасывающую магистраль на предельных углах уклона при работе трактора (обычно до 15°).

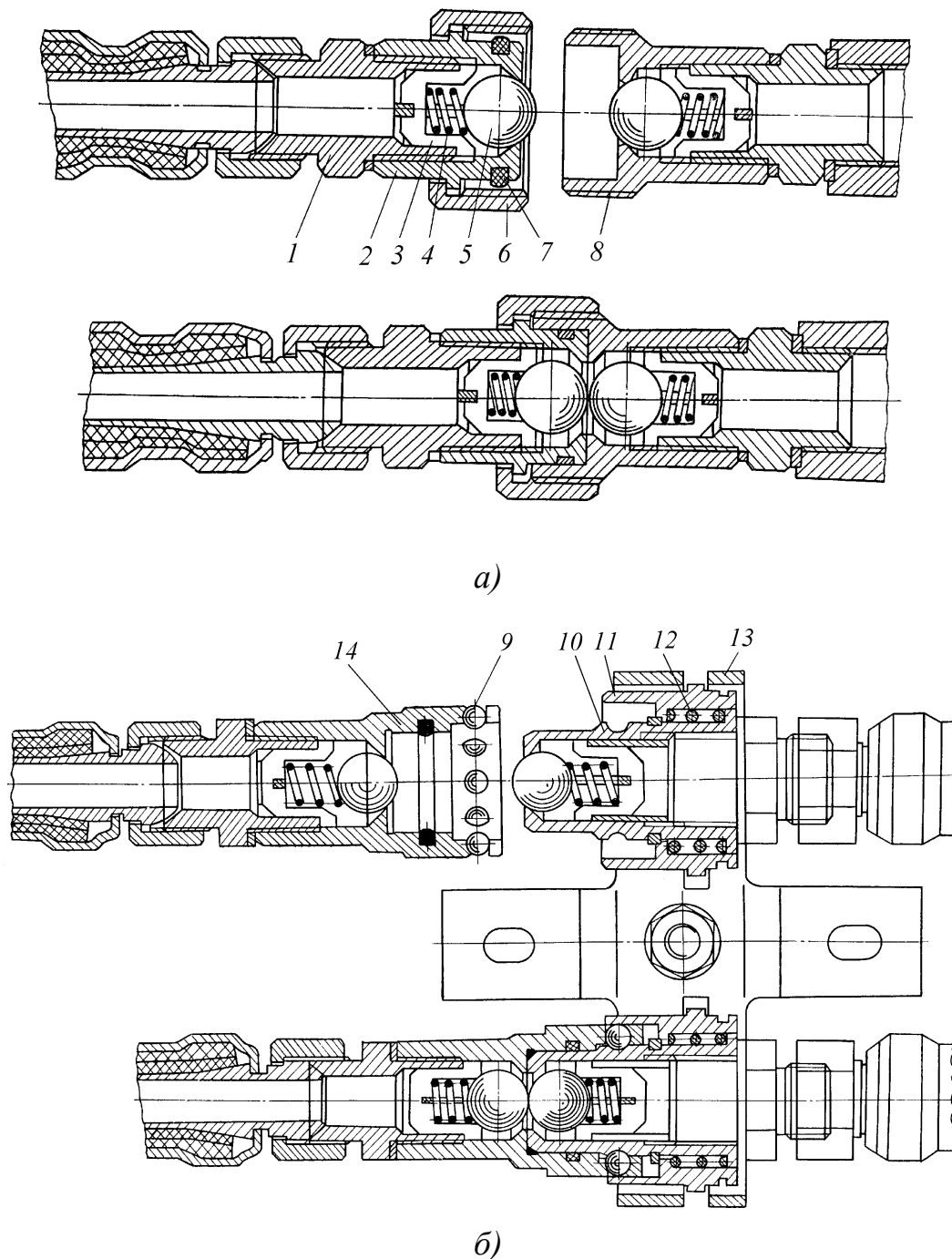


Рис. 14.14. Муфты:
а - соединительная; *б* - разрывная

Объем бака зависит от количества потребителей и их особенностей и составляет 0,5...0,8 минутной объемной подачи насоса (насосов).

Конфигурацию бака определяют конкретные компоновочные условия.

Расположение бака на тракторе выбирается таким, чтобы высота столба жидкости (масла) над всасывающим отверстием насоса была не менее 150 мм.

Внутри бака могут устанавливаться перегородки, выполняющие функции успокоителя масла и делителя всасывающей и сливной линий.

Баки соединяются с насосом всасывающим маслопроводом, а с распределителем - сливной трубой. Они оборудуются заливными горловинами с заливным фильтром, масломерными устройствами, полнопоточными сливными фильтрами, сапунами, спускными патрубками, закрываемыми пробками с магнитами, и устройствами для крепления бака к остову трактора. Часто разные гидросистемы трактора имеют единую емкость рабочей жидкости.

М а с л я н ы й б а к т р а к т о р а МТЗ-100/102 для жидкости гидронавесной системы и ГОРУ выполнен литым из чугуна объемом 24 л и установлен в передней части кабины на остова трактора. На баке размещены распределитель, кронштейн рычагов управления распределителем, гидроаккумулятор ГОРУ, гидронасос, привод насоса гидросистемы и его управление. Сверху бак закрыт крышкой, на которой закреплены заливная горловина с пробкой, перепускной клапан сливного фильтра, сапун.

Уровень масла в баке контролируется по трем меткам указателя, расположенного слева на корпусе бака: "О" - нижний; "П" - верхний; "С" - при работе с машинами, требующими увеличенного отбора масла (стогометатель, самосвальный прицеп и др.).

Масло фильтруется *полнопоточным фильтром* со сменным фильтрующим элементом и перепускным клапаном, перепускающим масло мимо фильтра в случае его сильного загрязнения и повышения давления до 0,25...0,35 МПа.

Фильтрующий элемент изготавливается из специально обработанной фильтровальной бумаги или синтетического нетканого материала.

Масляный бак трактора МТЗ-80/82 объемом 17,5 л подобен по конструкции баку трактора МТЗ-100/102, но является автономной емкостью только для масла гидронавесной системы. Он оборудован сливным фильтром с сетчатым фильтрующим обслуживаемым элементом.

М а с л я н ы й б а к т р а к т о р а К-701 (рис. 14.15) является резервуаром для гидросистем механизма навески и рулевого управле-

ния. Объем бака 114 л. Он расположен за кабиной трактора рядом с топливным баком и выполнен штампованным из стального листа толщиной 2 мм. Оборудование бака аналогично описанному, но с некоторыми изменениями.

Сливная труба 18, подающая масло от сливных магистралей, варена в дно бака, проходит сквозь него и соединена с полостью сливного фильтра, закрытого крышкой 7.

Масломерная линейка 1 установлена в специальное отверстие заливной горловины.

Параллельно спускному отверстию с магнитной пробкой 19 установлен штуцер 22 с запорным шариком 21, обеспечивающим при необходимости легкий отбор нужного количества жидкости.

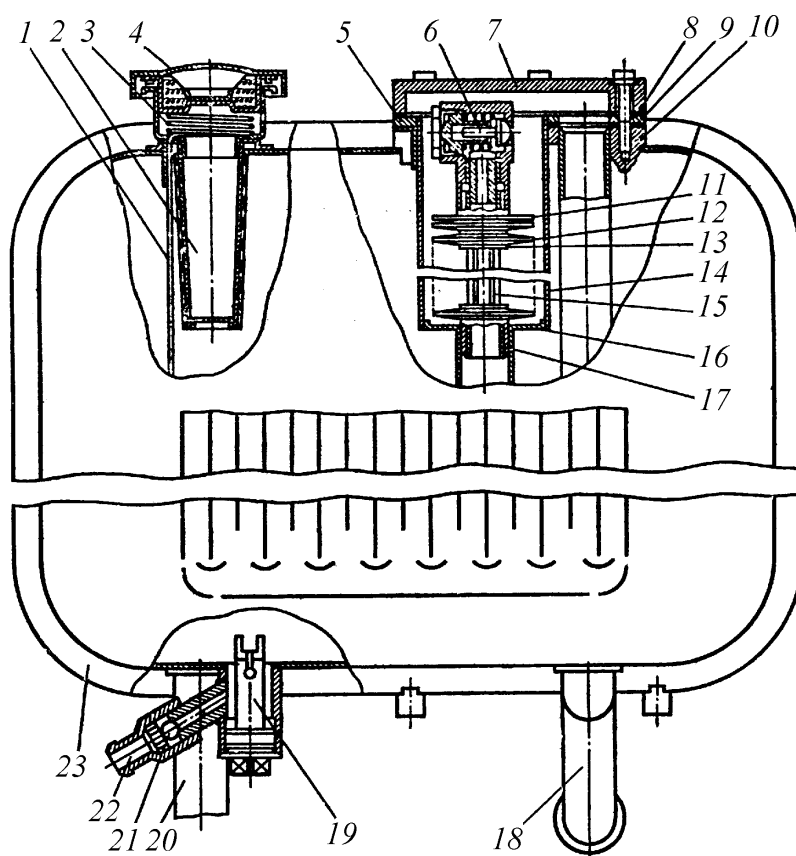


Рис. 14.15. Масляный бак трактора К-701:

1 - масломерная линейка; 2 - фильтр заливной горловины; 3 - пружина; 4 - крышка заливной горловины; 5, 10 - фланцы; 6 - предохранительный клапан фильтра; 7 - крышка; 8, 9 - прокладки; 11, 13 - шайбы; 14 - корпус фильтра; 15 - центральная трубка; 16 - дно корпуса филь-тра; 18 - сливная труба; 19 - сливная пробка с магнитом; 20 - заборная труба; 21 - запорный шарик; 22 - штуцер; 23 - корпус масляного бака

Крышка 4 заливной горловины наряду со своей прямой функцией выполняет также функцию сапуна, обеспечивая соединение воздушной полости бака с наружной атмосферой через установленную в

крышке проволочную или синтетическую набивку, служащую precisely-вытяжным фильтром.

На тракторе Т-150 масляный бак гидронавесной системы выполнен штампованным, имеет объем 35 л и установлен под кабиной, с правой стороны на двух кронштейнах, связанных с рамой трактора. На крышке заливной горловины установлены две пробки: большая для ручной заливки и малая для механизированной. Заливная горловина снабжена сапуном для сообщения воздушной полости бака с атмосферой.

Контроль за уровнем рабочей жидкости в баке осуществляется с помощью масломерного стекла, расположенного в задней стенке бака.

Для большинства других тракторов (в том числе и зарубежных) масляные баки гидронавесных систем выполняются штампованными из стального листа толщиной 1,8...2,0 мм различного объема.

14.4. Догружатели ведущих колес

Одним из недостатков колесных тракторов, особенно с колесной формулой 4К2, являются неудовлетворительные сцепные свойства ходовой системы при выполнении тяговых операций с максимальным усилием на крюке. Для компенсации этого недостатка такие тракторы оснащаются специальными механизмами - догружателями ведущих колес (ДВК). Несмотря на различные конструктивные решения, все ДВК построены по одному принципу - возможности регулирования вертикальной реакции почвы на опорно-копирующее колесо машины-орудия. При этом с уменьшением этой реакции нормальная реакция почвы на задние (ведущие) колеса трактора увеличивается и сцепные свойства этих колес возрастают. Это явление обусловлено передачей реакции почвы с ее рабочих органов и веса машины через механизм навески на остов и ходовую систему трактора. При этом одновременно уменьшается нормальная реакция почвы на передние колеса с ухудшением их сцепных свойств. В результате дополнительная нормальная нагрузка на задние колеса оказывается больше дополнительной нагрузки на все колеса трактора, что определяет эффективность работы ДВК.

Обычно в тракторах используются *два варианта ДВК: механический и гидравлический*, которые могут применяться отдельно или совместно.

Механический ДВК (рис. 14.16,а) основан на изменении величины заглубляющего момента $M_{загл} = R_{рез} m$, где $R_{рез}$ - результирующая

реакция почвы на рабочие органы машины (зависит от свойств почвы, конструкции рабочих органов, глубины обработки почвы, скорости движения и веса машины); m – плечо загибающего момента. Это достигается изменением положения мгновенного центра C поворота механизма навески. С этой целью передний конец верхней тяги 1 механизма навески может переставляться по нескольким вертикально расположенным отверстиям 2 , что изменяет величину плеча m загибающего момента, а следовательно, загибающий момент $M_{заг}$: при перестановке верхней тяги 1 в нижнее отверстие 2 плечо загибающего момента уменьшается до значения m_1 при новом положении центра поворота C' .

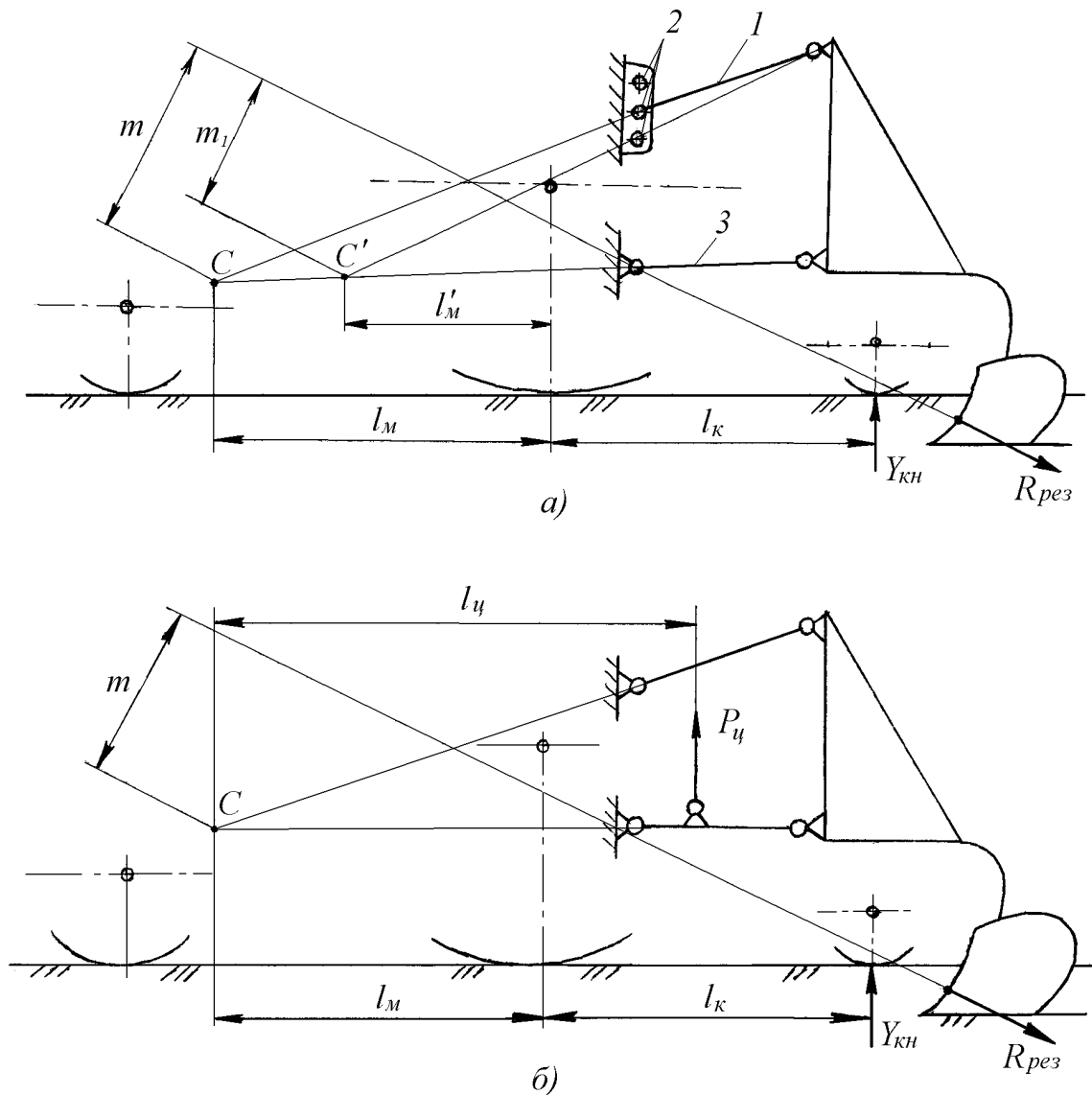


Рис. 14.16. Схема, поясняющая работу ДВК трактора:
 а - механического; б - гидравлического

Аналогичного эффекта можно достичь путем изменения положения нижних тяг 3 навески.

Из условия равновесия навешенной на трактор машины, интересующая нас нормальная реакция почвы на опорно-копирующее колесо $Y_{кн}$ будет иметь вид:

$$Y_{кн} = R_{рез} \frac{m}{l_M + l_K},$$

где l_K и l_M - горизонтальные координаты соответственно копирующего колеса и мгновенного центра поворота механизма навески.

С уменьшением плеча m уменьшается реакция $Y_{кн}$ и увеличивается догрузка ведущих колес.

При проведении регулировки необходимо следить за тем, чтобы величина $M_{загл}$ была достаточна для быстрого самозаглубления рабочих органов при движении МТА, а опорное колесо машины сохраняло копирующие свойства.

Гидравлический ДВК (рис. 14.16,б) - гидравлический увеличитель сцепного веса (ГСВ). В нем уменьшение нормальной реакции $Y_{кн}$ на опорное колесо машины достигается действием основного гидроцилиндра в сторону подъема машины при установке рычага управления распределителем в позицию "подъем".

Условие равновесия машины относительно мгновенного центра C имеет вид:

$$R_{рез} m = P_ц l_ц + Y_{кн} (l_M + l_K),$$

где $P_ц$ - усилие, развиваемое гидроцилиндром; m , $l_ц$, $l_M + l_K$ - плечи действия сил $R_{рез}$, $P_ц$ и $Y_{кн}$.

Тогда

$$Y_{кн} = \frac{R_{рез} m - P_ц l_ц}{l_M + l_K}.$$

Реакция $Y_{кн}$ будет уменьшаться с увеличением усилия $P_ц$, развиваемого гидроцилиндром при работе на подъем, и соответственно, будет возрастать догрузка задних ведущих колес трактора.

На отечественных тракторах ГСВ, впервые примененный в тракторе МТЗ-50/52, обеспечивает три режима работы: ГСВ включен, ГСВ выключен, гидроцилиндр заперт.

ГСВ в виде управляемого трактористом блока установлен в кабине на панели управления и связан с гидроаккумулятором.

Схема гидросистемы с включенным в нее ГСВ представлена на рис. 14.17. ГСВ расположен между четырехпозиционным распределителем и основным гидроцилиндром, обеспечивая регулирование давления масла в его штоковой полости (режим подъема).

Управляется ГСВ маховиком 3 и рычагом 2, который может устанавливать ползун 4 в одно из трех положений.

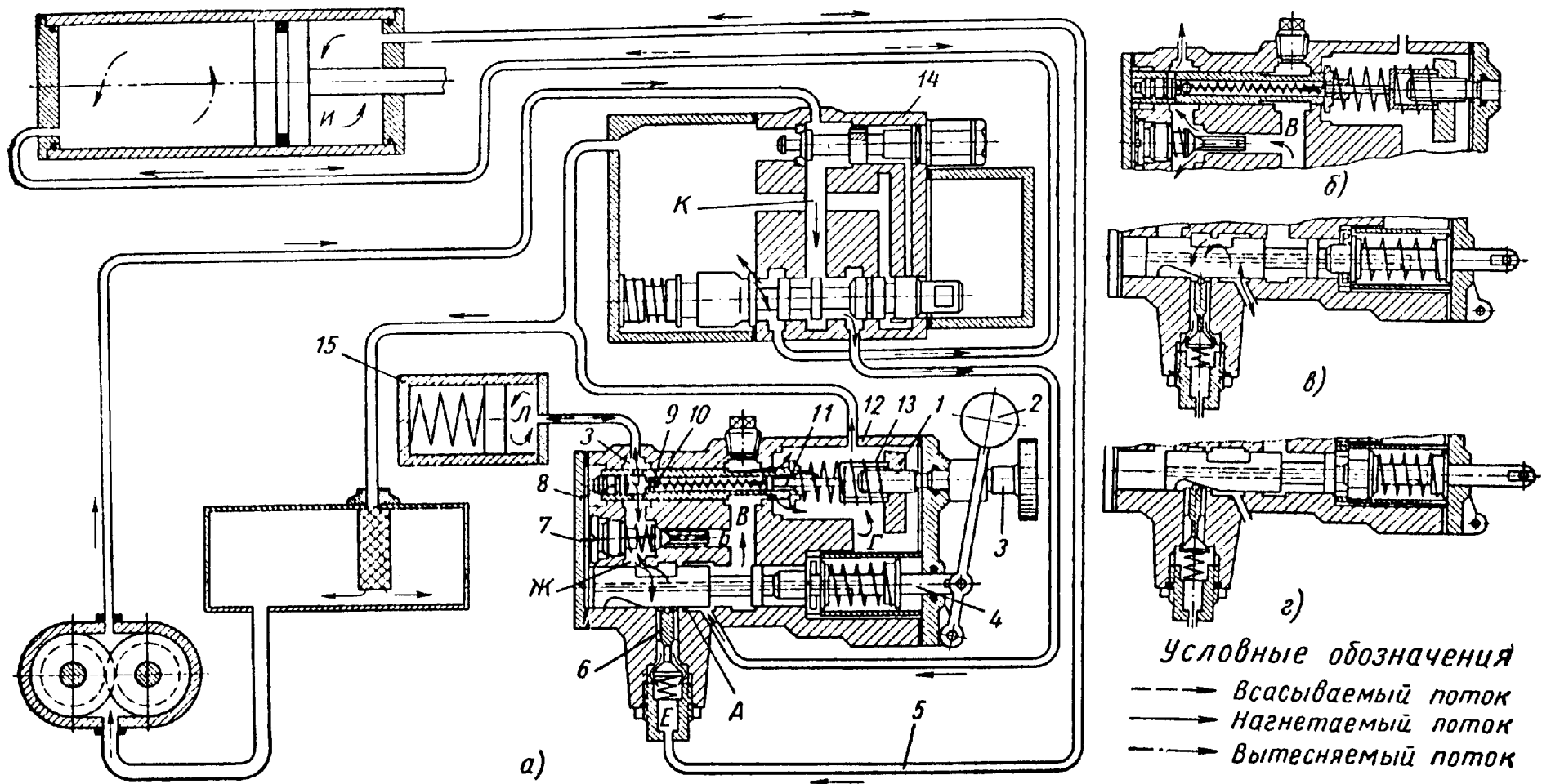


Рис. 14.17. Схема гидросистемы трактора с ГСВ:

a, в, г - положение догрузателя соответственно включено, выключено и заперто; *б* - положение золотника и клапана при зарядке гидроаккумулятора

При включенном ГСВ осуществляется дозагрузка ведущих колес трактора тем большая, чем выше давление масла, поступающего в гидроцилиндр. Его величина регулируется маховиком 3, вращение которого через винт и гайку 1 меняет усилие пружины 13, действующей на золотник 9. Масло от распределителя поступает в полость А, по каналу В в полость Г и далее на слив в бак гидросистемы (рис. 14.17,а).

Гидроаккумулятор 15 предназначен для создания подпора масла в гидроцилиндре. Он выполнен в виде цилиндра, на поршень которого с одной стороны действует винтовая пружина, а с другой - давление масла, сообщаемогося через полость 3, радиальные отверстия в золотнике 9, полость Ж и открытый клапан б с гидроцилиндром.

При падении давления масла в полости гидроаккумулятора Л, или при необходимости увеличения давления подпора (вращение маховика 3 и сжатие пружины 13) нарушается равновесное положение золотника 9, который смещается влево и перекрывает выход масла из канала В в полость Г. При этом, в канале В давление повышается, открывается обратный клапан 7 и происходит подзарядка аккумулятора.

Как только давление масла в полостях Л и 3 достигнет заданной величины, оно перемещает золотник 9 вправо, сжимая пружину 13 и открывая путь маслу, подаваемому от распределителя на слив, что вызывает падение давления в канале В и закрытие обратного клапана 7.

С этого момента гидроцилиндр сообщается только с гидроаккумулятором, а весь поток масла от распределителя идет на слив до очередного момента нарушения равновесного состояния золотника 9, которое происходит при изменении давления жидкости на 10...20% от исходного, что соответствует порогу чувствительности ГСВ. Таким образом работа гидроаккумулятора обеспечивает поддержание эффекта догрузки ведущих колес трактора в интервале нечувствительности ГСВ.

В выключенном положении ГСВ (рис. 14.17,в) ползун занимает положение, при котором через полость А гидроаккумулятор сообщается только с распределителем.

В режиме запертого гидроцилиндра (рис. 14.17,г) ползун занимает правое фиксированное положение, при котором его клиновой паз позволяет закрыться под действием пружины клапану б и этим изолировать полость Е ГСВ и штоковую полость гидроцилиндра, фиксируя положение механизма навески и препятствуя самопроизвольному опусканию поднятой в транспортное положение машины.

Для разгрузки гидроцилиндра при длительных транспортных

переездах служит специальный механизм фиксации, представляющий П-образную скобу, устанавливаемую параллельно гидроцилиндру. Управление механизмом фиксации ручное, выведенное в кабину тракториста.

ГСВ работает при давлении масла 1,6...5,3 МПа. В случае превышения установленного давления на 0,8...1,5 МПа открывается предохранительный клапан 10, пропуская часть масла на слив.

Если в результате работы ГСВ опорное колесо сельскохозяйственной техники вывешивается и перестает копировать почву, то необходимо вращением маховика 3 уменьшить давление подпора масла до восстановления надежного контакта колеса с почвой.

С целью упрощения управления навесной техникой в тракторе МТЗ-80/82 применяется ГСВ, который обеспечивает не три, а четыре режима работы (дополнительно введен режим "сброс давления"). Он достигается перемещением ползуна в удерживаемое рукой положение, при котором штоковая полость гидроцилиндра через открытый клапан 6, радиальное и осевое сверления в ползуне 4 сообщается со сливной полостью Г.

Этот режим используется для опускания навешенной машины под действием собственного веса, воздействуя только на рычаг управления ГСВ (в тракторе МТЗ-50/52 приходилось еще воздействовать на рычаг распределителя 14).

После опускания машины и заглубления рабочих органов опускают рычаг 2 и ползун под действием расположенной на нем пружины, автоматически возвращается в положение включенного ГСВ.

В процессе дальнейшего совершенствования гидронавесных систем стала применяться многофункциональная система автоматического регулирования глубины почвообработки (САРГ).

Эта система, наряду с разными вариантами регулирования, обеспечивает также режим догрузки ведущих колес трактора, а поэтому гидросистема не содержит отдельного блока ГСВ. Подобная система применяется как в зарубежном, так и в отечественном тракторостроении (трактор МТЗ-100/102).

14.5. Регулирование гидронавесных систем

Способы регулирования навесных орудий при обработке почвы или грунтов. Работы, связанные с обработкой почвы сельскохозяйственными тракторами и грунтов тракторами промышленными,

являются наиболее энергоемкими тяговыми технологическими операциями.

В сельском хозяйстве (в растениеводстве) такой операцией является пахота - **рыхление почвы** на глубину 0,20...0,27 м с допусаемым отклонением 0,01 м на выровненных полях и 0,02 м на неровных. Поддержание глубины обработки почвы в определенных пределах является важным агротехническим требованием, выполнение которого обеспечивается с помощью разных способов регулирования навесных орудий: силового, высотного, позиционного и комбинированного.

Силовое регулирование - это автоматическое регулирование положением рабочих органов навешанных на трактор почвообрабатывающих орудий действием гидросистемы через основной гидроцилиндр. При силовом регулировании гидронавесная система должна включать связанные между собой датчик и гидравлический силовой регулятор.

На рис. 14.18,*а* представлена гидромеханическая схема силового регулирования навесных орудий. Верхняя тяга механизма навески передним концом крепится к маятниковому рычагу 12, который вместе с пружиной 11 образует датчик силового регулятора.

При рыхлении почвы с глубиной H на рабочие органы почвообрабатывающего орудия 10 действуют реакции почвы, равнодействующая которых $R_{рез}$ (результатирующая) может быть перенесена на верхнюю тягу и разложена на две составляющие: F вдоль тяги и Q по направлению через шарнир оси подвеса.

Под действием силы F рычаг 12 устанавливается в положении (показано на схеме), когда усилие пружины 11 уравнивает действие силы F . В этом случае масло, подаваемое насосом 2, открывает перепускной клапан 4 и сливается в бак, так как вход A в полость силового регулятора 5 перекрыт. Заперты так же объемы масла в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра 8, фиксируя положение рабочих органов орудия 10, обрабатывающих почву на глубину H .

В случае изменения реакции $R_{рез}$, что может произойти при изменении глубины H обработки почвы или свойств почвы, нарушается равновесие между усилием пружины 11 и силой F . При увеличении F (в случае увеличения глубины H обработки почвы) рычаг 12 поворачивается против часовой стрелки, сжимая пружину 11, и перемещает золотник 6 в левую сторону. Открывается отверстие A и напор масла по каналу B передается в штоковую полость цилиндра 8, а поршневая полость по каналу $Г$ соединяется через отверстие B (левое) со сливом. Движение поршня через рычаг 9 и раскосы механизма на-

вески вызывает подъем орудия 10 , возврат к первоначально действующему значению силы F и глубине H . При этом пружина 11 , разжимаясь, поворачивает рычаг 12 датчика силового регулятора по часовой стрелке, золотник 6 смещается в правую сторону до первоначального положения, показанного на рисунке.

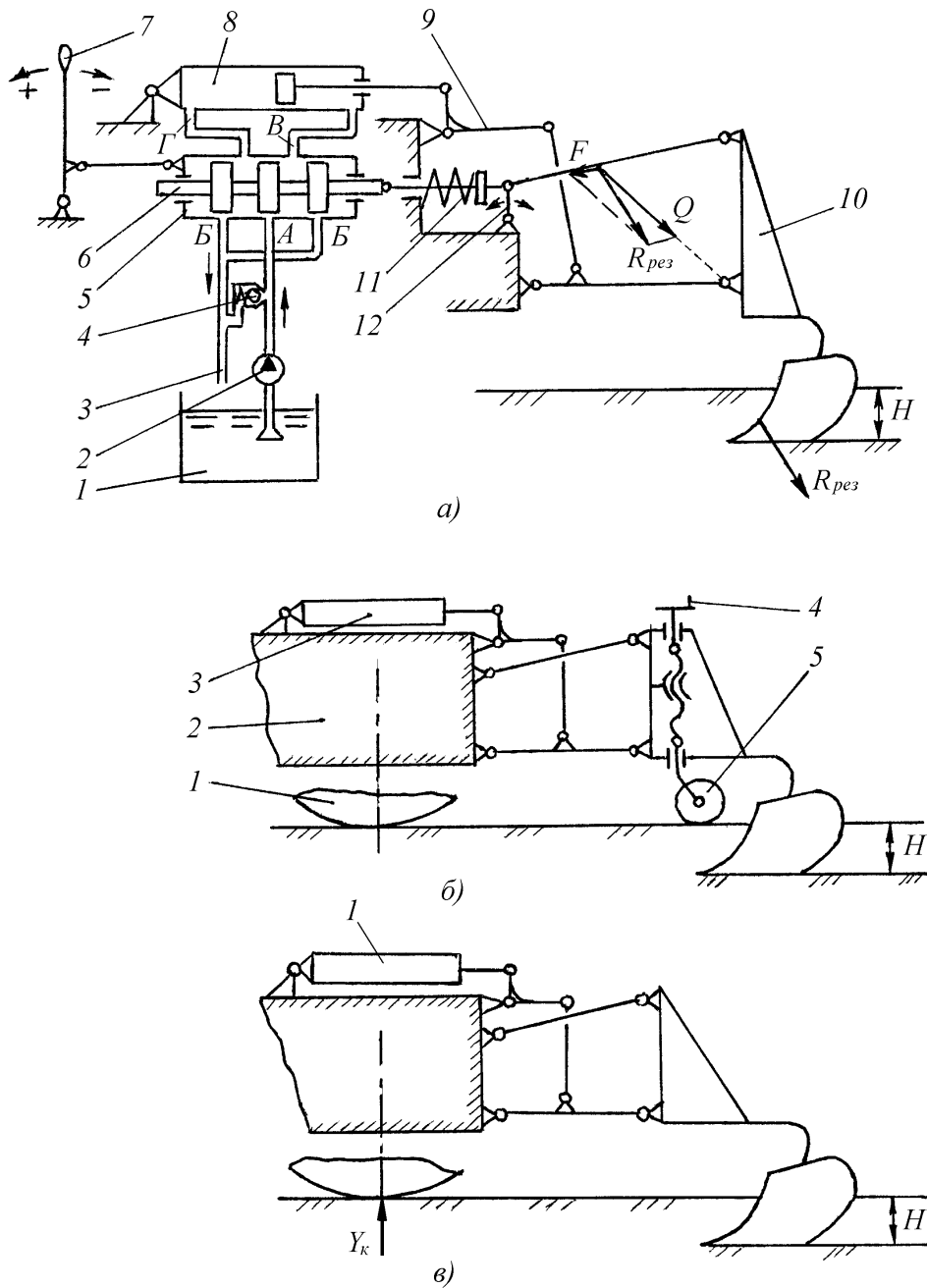


Рис. 14.18. Способы регулирования навесных орудий:
a - силовое; *б* - высотное; *в* - позиционное

При уменьшении $R_{рез}$, что свидетельствует об уменьшении глубины обработки, система автоматически возвращает положение орудия, соответствующее установленной трактористом глубине

H, путем сообщения поршневой полости гидроцилиндра с напорной магистралью.

Ручное управление установкой нужной глубины осуществляется через рычаг 7, связанный тягой с корпусом силового регулятора 5. При повороте рычага 7 против часовой стрелки (по знаку "+") корпус 5, смещаясь в левую сторону, сообщает напорную магистраль через отверстие *A* с каналом *Г* и поршневой полостью гидроцилиндра, что вызывает увеличение глубины обработки почвы и, соответственно, силы *F*. Под ее действием рычаг 12 поворачивается против часовой стрелки, золотник *б* смещается влево и устанавливается в нейтральное положение силового регулятора, но уже при большей глубине *H* обработки.

К достоинствам силового регулирования можно отнести автоматичность поддержания глубины обработки почвы, автоматичность поддержания тягового усилия трактора и простоту установки трактористом необходимой глубины *H*. Недостатками являются: влияние физико-механических свойств почвы на глубину получаемой почвообработки, возможность управления только одним орудием, навешенным на основной (задний) механизм навески трактора, а также некоторая сложность гидромеханической системы регулирования.

Как показал опыт, силовое регулирование применяется при агрегатировании трактора с навесными плугами и работе по выровненным полям с однородными свойствами почвы.

Высотное регулирование осуществляется за счет установки на орудии регулируемого по высоте опорно-копирующего колеса 5 (рис. 14.18,б).

Ручной привод 4 винтовой пары выполняет регулировку вертикального положения колеса 5 и установку необходимой глубины *H*. В результате при движении по полю орудие копирует поверхностный рельеф и тем самым обеспечивается постоянство *H*. Так как орудие связано с остоном 2 трактора механизмом навески, то необходимая свобода их относительного вертикального перемещения обеспечивается "плавающим" режимом работы гидроцилиндра 3.

Достоинствами высотного регулирования являются: простота, возможность работы трактора с несколькими орудиями и возможность применения этого способа с орудиями навесного и прицепного типов.

Недостатки: повышенное тяговое сопротивление орудия, обусловленное трением колеса на оси и потерями при его качении по почве и снижение догружающего воздействия орудия на ведущие колеса 1 трактора.

Высотное регулирование нашло очень широкое применение при агрегатировании трактора с почвообрабатывающей, посевной и другой техникой.

Позиционное регулирование (рис. 14.18,в) обеспечивается определенным фиксированным положением орудия (позиция) по отношению к трактору. Установка необходимой глубины H достигается действием гидроцилиндра I , после чего он переводится в нейтральный режим, на котором и осуществляется движение МТА.

Достоинством этого способа является предельная простота, так как орудие лишено всех средств регулирования, а на тракторе на протяжении гона гидросистема работает только в одном режиме. К недостаткам следует отнести: влияние рельефа на постоянство глубины обработки почвы; влияние утечек в гидроцилиндре на положение орудия и переменные тягово-сцепные свойства трактора, вызванные изменяющейся по величине нормальной реакцией почвы Y_k на ведущих колесах при движении по неровному рельефу поля.

Обычно в чистом виде позиционное регулирование применяется при агрегатировании с трактором машин-орудий выполняющих операции, не требующие большой точности глубины обработки.

Комбинированное регулирование представляет комбинацию двух способов регулирования из трех вышеперечисленных с целью получения более высокого качества почвообработки, чем при использовании одного способа в чистом виде.

П р и в ы с о т н о – с и л о в о м р е г у л и р о в а н и и почвообрабатывающее орудие оснащается опорными колесами, которые осуществляют поддержание глубины, но в отличие от высотного способа - при меньшей нормальной реакции почвы.

В ы с о т н о – п о з и ц и о н н о е р е г у л и р о в а н и е выполняется с орудием, у которого имеются опорные колеса, ограничивающие вертикальное перемещение рабочих органов при позиционном регулировании.

П о з и ц и о н н о – с и л о в о е р е г у л и р о в а н и е выполняется с орудием без опорных колес. Его положением управляет через гидроцилиндр регулятор, получающий смешанный (в определенной изменяемой пропорции) сигнал от силового и позиционного датчиков. Соотношением сигналов можно изменять регулирование от чисто позиционного до чисто силового, что позволяет улучшить качество почвообработки.

Обработка грунтов, выполняемая промышленными тракторами, представляет рыхление грунта, его смещение в горизонтальном

(бульдозерная операция) или в вертикальном направлении (операции по рытью канав, траншей и т.п.).

При агрегатировании с навесными промышленными тяговыми орудиями обычно используют высотный, позиционный и высотно-позиционный способы регулирования.

Примером гидросистемы, обеспечивающей три способа регулирования, может служить гидросистема трактора МТЗ-80/82. Особенностью гидросистемы трактора МТЗ-80/82 по сравнению с гидросистемами других сельскохозяйственных тракторов является включение в нее ГСВ вместе с гидроаккумулятором и позиционно-силовым регулятором с датчиками, обеспечивающего автоматическое регулирование глубины почвообработки (рис. 14.19).

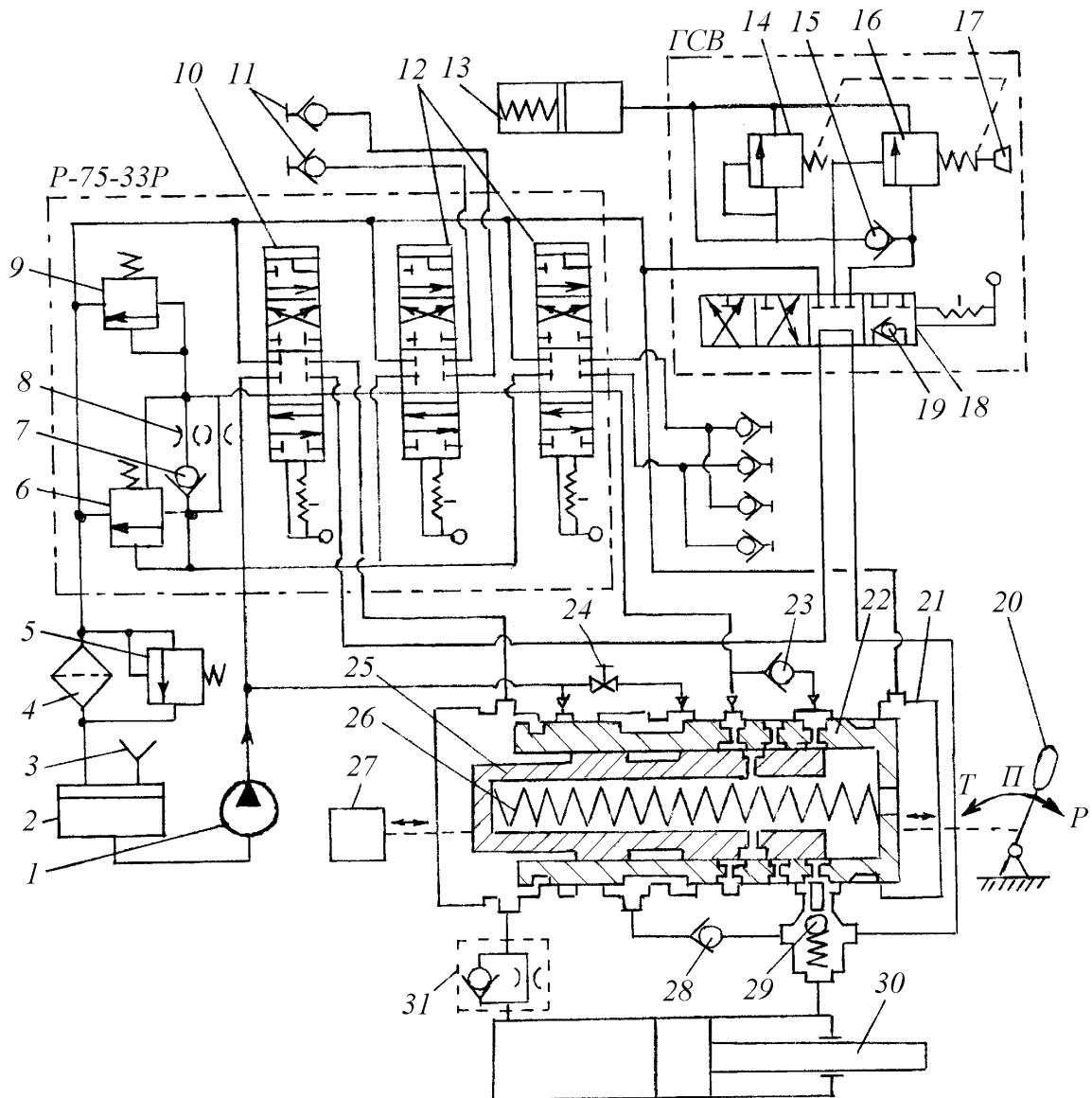


Рис. 14.19. Гидросистема трактора МТЗ-80/82

Позиционно-силовой регулятор установлен в кабине под сиденьем тракториста, соединен двумя шлангами с основным гидроцилиндром 30 и пятью металлическими трубопроводами - с насосом 1, распределителем Р75-33 и гидроувеличителем сцепного веса.

Рукоятка 20 управления расположена в кабине с правой стороны от тракториста, фиксируется зубчатым сектором в позициях: "Р" - регулирование, "П" - подъем и "Т" - транспортная нейтраль, обеспечивая выбор позиции путем перемещения гильзы 22 в корпусе 21.

При работе регулятора в силовом режиме регулирования ГСВ и основной распределитель Р75-33 выключены - ползун 18 и золотники 10 и 12 установлены в нейтральное положение (показано на схеме). Рабочая жидкость подается насосом 1 из бака 2 в четыре кольцевых проточки корпуса 21 регулятора двумя потоками: управляющим и дополнительным.

Управляющий поток жидкости (масла) открывает стержневой обратный клапан 7 в калиброванном отверстии 8 плунжера перепускного клапана 6, ограничивается ими и через канал управления распределителя и трубопровод малого сечения поступает к обратному клапану 23 регулятора. Дополнительный поток, минуя распределитель, поступает к регулируемому (от руки) крану 24 регулятора.

При отсутствии слива оба этих потока через обратный 28 и запорный 29 (находящийся под действием толкателя в открытом состоянии) клапаны поступают в штоковую (подъемную) полость основного гидроцилиндра 30, вызывая быстрый подъем навешенной машины, выглубление ее рабочих органов и уменьшение тягового сопротивления.

Слив жидкости через радиальные отверстия в золотнике 25 и гильзе 22 обуславливает уменьшение давления масла в штоковой полости гидроцилиндра и слив из нее жидкости через принудительно открытый запорный клапан 29, что приводит к опусканию машины, заглублению ее рабочих органов и увеличению тягового сопротивления.

Сливом жидкости управляет золотник 25, осевое положение которого зависит от воздействия на него одного из датчиков силового или позиционного регулирования.

Процесс автоматического подъема или опускания машины - автоматическая коррекция управляется попеременным осевым смещением золотника 25 в обе стороны по отношению к гильзе 22, осевое положение которой задается ручным управлением 20.

Датчик 27 силового регулирования представляет упругую опору верхней тяги механизма навески. При увеличении тягового сопротив-

ления воздействием центральной тяги золотник регулятора смещается вправо, а при уменьшении тягового сопротивления - влево.

Скорость коррекции на подъем может регулироваться путем поворота ручки регулирующего крана 24, при закрытии которого скорость подъема механизма навески будет уменьшаться.

При работе регулятора в позиционном режиме регулирования золотник связывают с позиционным датчиком.

Датчиком позиционного регулирования является поворотный рычаг 6 (см. рис. 14.3), соединенный через позиционную тягу с золотником регулятора.

Для опускания машины рукоятку 20 (см. рис. 14.19) поворачивают вперед по ходу трактора, гильза 22 перемещается вправо, открывая сливные радиальные отверстия в ней и золотнике 25, что снижает давление масла в штоковой полости гидроцилиндра, позволяет машине под действием силы тяжести или заглубляющего момента опуститься.

Одновременное перемещение штока гидроцилиндра (по схеме вправо) через датчик передается на золотник 25, который будет смещаться вслед за гильзой до нейтрального положения.

Подъем машины выполняется поворотом рукоятки 20 назад и смещением гильзы 22 и золотника 25 в левую сторону.

При позиционном режиме регулирования перемещение золотника 25 влево ограничено позиционной тягой, а вправо - длиной паза в ее наконечнике, что создает некоторый интервал нечувствительности регулятора, компенсирующий вертикальное перемещение остова трактора при движении по неровностям поля.

Для выключения регулятора необходимо обеспечить свободный проход через него масла между распределителем и основным гидроцилиндром. С этой целью ручку переключения датчиков 27 устанавливают в среднее (нейтральное) положение, а рукоятку 20 - в фиксируемое положение П. При этом золотник 25 (усилием пружины 26) и гильза 22 (воздействием правого винта) смещаются влево и устанавливаются так, что толкатель запорного клапана 29 входит в правую скошенную канавку гильзы 22, обеспечивая закрытое положение этого клапана. Правые радиальные отверстия гильзы полностью перекрываются золотником 25, вызывая слив управляющего потока через средние радиальные отверстия. Дополнительный поток перекрывается смещением гильзы и перекрытием входных отверстий в корпусе. В результате основной гидроцилиндр 30 оказывается связанным с распределителем через золотник 10, который перемещаясь вертикально (на схеме), обеспечивает четыре позиции: "подъем "(нижняя), "ней-

траль" (вторая снизу, показана на схеме), "опускание" (третья снизу) и "плавающая" (верхняя).

Поршневая полость гидроцилиндра связана с распределителем через корпус регулятора, а штоковая - с гидроувеличителем сцепного веса, управляемым маховиком 17 (изменение давления подпора в гидроцилиндре) и ползуном 18 (переключение режима работы ГСВ). Ползун 18 перемещается (на схеме) горизонтально и может занимать одно из четырех положений: "заперто" (крайнее левое), "ГСВ выключен" (второе слева, показано на схеме), "ГСВ включен" (третье слева) и "сброс давления" (крайнее правое).

При выключенном регуляторе гидроцилиндр 30 управляется с помощью золотника 10 распределителя, ползуна 18 и маховика 17 ГСВ.

В положении ползуна ГСВ "заперто" штоковая полость гидроцилиндра изолируется от распределителя закрытым запорным клапаном 19.

В положении ползуна "ГСВ выключен" запорный клапан 19 принудительно открыт, сообщая штоковую полость гидроцилиндра с распределителем и, одновременно, связывая с распределителем поршневую полость.

В положении ползуна "ГСВ включен" поршневая полость гидроцилиндра связана с распределителем сливной магистралью, а штоковая - с гидроаккумулятором, давление жидкости в котором регулируется изменением усилия пружины перепускного клапана 16 путем вращения маховика 17.

В положении ползуна "сброс давления" его рычаг управления в отличие от трех предыдущих положений не фиксируется, а удерживается усилием тракториста. При этом он блокируется с рычагом управления золотником распределителя 10, переводя его в позицию "подъем". Канал управления перекрывается золотником, что вызывает закрытие перепускного клапана 6. Напорная магистраль от распределителя и штоковая полость гидроцилиндра (принудительно открытым запорным клапаном 19) сообщаются перепускным клапаном 16 со сливом. В этом положении навешенная машина под действием силы тяжести опускается, а ее рабочие органы заглубляются. После отпущения рычага управления ползуном, последний автоматически возвращается в положение "ГСВ включен".

Система автоматического регулирования глубины обработки почвы (САРГ). Комбинация нескольких способов регулирования (силового, высотного и позиционного) позволяет суммировать достоинства каждого из них при снижении общего количества присущих

им в отдельности недостатков, что повышает качество почвообработки при различных почвенных и рельефных условиях.

Система автоматического регулирования глубины обработки почвы (САРГ) нашла распространение на современных сельскохозяйственных универсальных тракторах и тракторах общего назначения.

Система САРГ трактора МТЗ-100/102 (рис. 14.20) является универсальной, так как она позволяет выполнять почвообработку с регулируемой глубиной силовым, высотным и позиционным, а также позиционно-силовым, высотно-силовым и высотно-позиционным способами.

В отличие от гидросистемы трактора МТЗ-80/82 гидросистема трактора МТЗ-100/102 оснащена другой конструкцией позиционно-силового регулятора, в который включен клапан приоритета с обратным клапаном 26 в золотнике 25, а так же изменены конструкция гильзы 28, золотника 31, деталей их привода и корпуса.

Так как новый регулятор обеспечивает работу основного гидроцилиндра 34 в плавающем режиме и в режиме ГСВ (регулируемое давление масла в штоковой полости), в гидросистеме отсутствует самостоятельный блок ГСВ и применен не традиционный четырехпозиционный распределитель, а трехпозиционный, обеспечивающий режимы: "подъем", "нейтраль" и "опускание" работы основного и выносных гидроцилиндров.

Установленный около поворотного вала механизма навески сумматор сигналов от силового 3 и позиционного 1 датчиков объединяет получаемые сигналы в любой желаемой пропорции и передает результативный выходной сигнал на автоматическое управление регулятором глубины почвообработки.

Гидроаккумулятор 9 используется при работе регулятора в режиме ГСВ, поддерживая в основном гидроцилиндре необходимое давление подпора и одновременно являясь датчиком давления в гидроцилиндре, для чего его поршень (в реальной конструкции подвижный цилиндр) соединен с регулятором через перекидной рычаг управления 12 его режимами работы. Расположен гидроаккумулятор в полости заднего моста трактора на внутренней стороне его крышки.

Кран 35 служит для включения гидроаккумулятора при работе регулятора в режиме ГСВ или САРГ и для его выключения в остальных случаях.

Механический сумматор состоит из шлицевого валика 5, суммирующего рычага 6, коромысла 7 и свободно сидящих на подшипниках рычагов 4 и 8, соединенных соответственно с датчиками 3 и 1. Суммирующий рычаг 6, приводимый в движение коромыслом 7, поворачи-

чивает шлицевый валик 5, соединенный через переключатель 12 (в положении *P*) с винтом 11 привода золотника 31. Положение суммирующего рычага 6 на валике 5 и коромысле 7 изменяют рукояткой 2 из кабины через рычажно-тросовый привод.

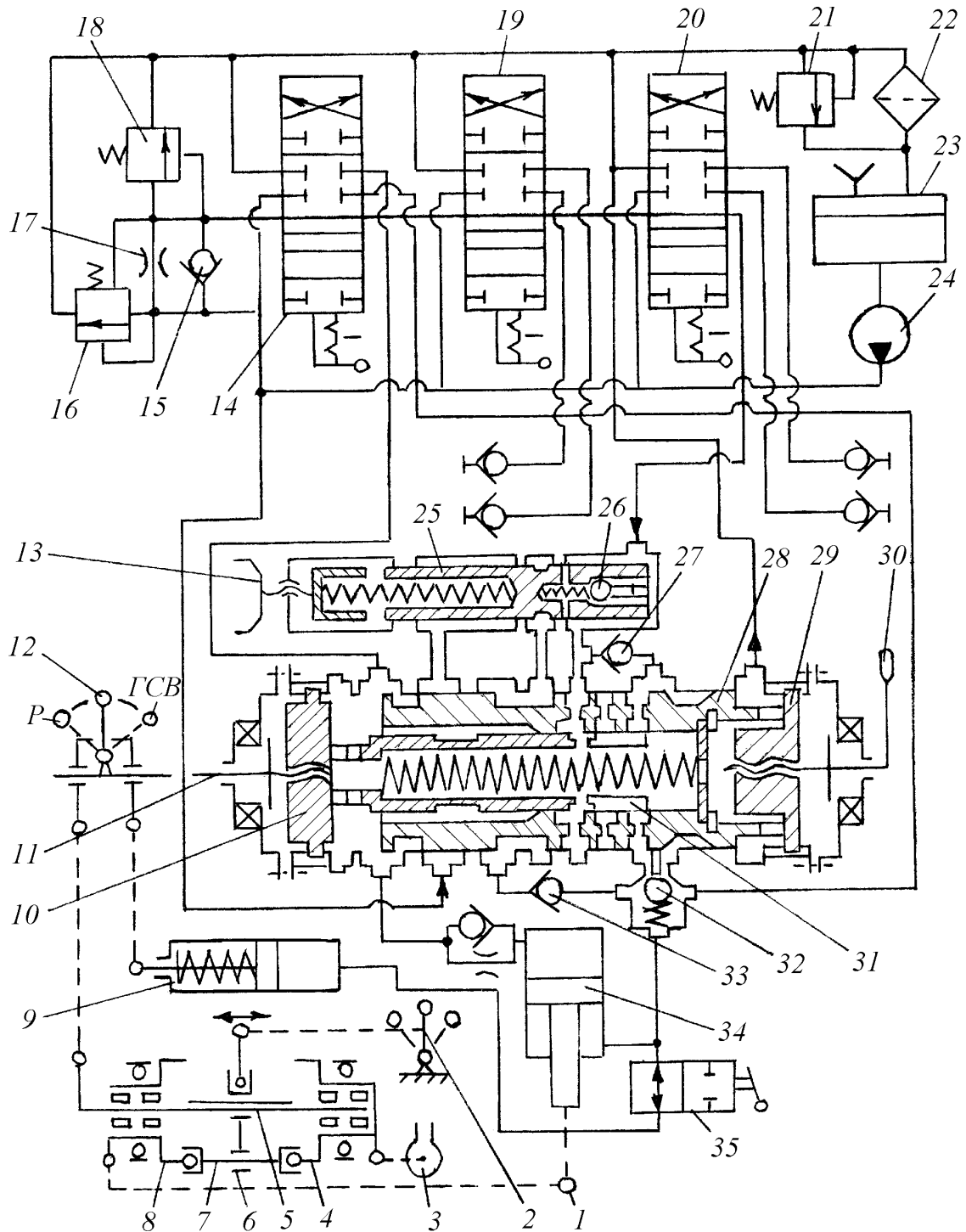


Рис. 14.20. Гидросистема трактора МТЗ-100/102

При крайнем правом положении рукоятки 2 суммирующий рычаг 6 прижимается к рычагу 4 датчика 3 и поворачивается только им. Это соответствует силовому способу регулирования.

При крайнем левом положении рукоятки 2 суммирующий рычаг 6 прижимается к рычагу 8 датчика 1 и поворачивается только этим рычагом. Данное положение соответствует позиционному способу регулирования.

В любом промежуточном положении рукоятки 2 поворот суммирующего рычага 6, валика 5 и винта 11, одновременно зависит от длин правого и левого плеч коромысла 7, направления и угла их поворота рычагами 4 и 8. Такое формирование суммарного сигнала и передача его к золотнику регулятора соответствует комбинированному позиционно-силовому способу регулирования положения рабочих органов навешенной сзади машины-орудия за счет изменения регулятором давления масла в штоковой полости гидроцилиндра 34.

Управляется регулятор рукояткой 30, расположенной справа от тракториста. Заднее (по ходу трактора) положение рукоятки 30 обеспечивает подъем навешенной машины, среднее - нейтраль (запирается масло в штоковой полости гидроцилиндра) и переднее (зона регулирования) позволяет установить необходимую глубину почвообработки, которая автоматически будет поддерживаться (рычаг 12 в положении *P*). При переключении рычага 12 в положение ГСВ, поворотом рукоятки 30 в зоне регулирования осуществляется догрузка ведущих колес трактора.

Позиционно-силовое регулирование выполняется при нейтральном положении золотников 14, 19, 20 трехпозиционного распределителя, положении *P* переключателя 12 (на схеме левое), открытом крае 35, промежуточном положении ручки 2 и положении рукоятки 30 управления регулятором в "зоне регулирования".

Управляющий (основной) поток масла от насоса 24 через стержневой (обратный) клапан 15 и дроссель 17 в плунжере перепускного клапана 16, канал управления распределителя и трубопровод малого сечения подводится в правую полость клапана приоритета. Из этой полости через обратный 27 и запорный 32 клапаны масло поступает в штоковую полость гидроцилиндра 34 и гидроаккумулятор и частично или полностью сливается через приоткрытые радиальные отверстия в золотнике 31.

Под давлением масла в правой полости золотник 25 клапана приоритета смещается влево, сжимая пружину и сообщая через канавку на золотнике левую полость с центральной.

Дополнительный поток масла из бака 23 от насоса 24, минуя распределитель, поступает в левую полость клапана приоритета, а из нее через канавку золотника 25, центральную полость и обратный клапан 33 - в штоковую полость гидроцилиндра 34 и гидроаккумуля-

тор 9. Частично масло сливается через приоткрытые золотником 31 правые радиальные отверстия в гильзе 28.

При возрастании сопротивления почвы (почвообрабатывающие операции) и неизменном положении рукояток 2 и 30 датчик 3 силового регулирования формирует сигнал коррекции на подъем, который пройдя сумматор уменьшится, что вызовет уменьшенную коррекцию на подъем, проявляющуюся в меньшей величине выглубления рабочих органов машины, чем в случае чисто силового регулирования. Скорость коррекции регулируют вращением маховичка 13.

Установка нужной глубины обработки почвы выполняется поворотом рукоятки 30 вперед по ходу трактора, что вызывает смещение гильзы 28 вправо и слив масла, подаваемого от распределителя, а следовательно, снижение давления масла в штоковой полости гидроцилиндра и заглубления рабочих органов машины под действием заглубляющего момента.

Перемещение любого золотника распределителя из нейтральной позиции вызывает перекрытие канала управления и прекращения подачи основного потока масла к клапану приоритета. Под действием пружины золотник 25 смещается вправо и перекрывает дополнительный поток. Масло из штоковой полости гидроцилиндра и гидроаккумулятора начинает сливаться, а рабочие органы машины - заглубляться. Это, в свою очередь, приводит к увеличению тягового сопротивления машины, что через датчики силового 3 и позиционного 1 регулирования вызовет смещение золотника 31 вправо, закрытие сливных отверстий в золотнике и гильзе 28 и прекращение заглубления.

Работа клапана приоритета обеспечивает первоочередность управляющего воздействия распределителя перед регулятором, что связано с необходимостью управления выносными гидроцилиндрами.

После возвращения золотников 14, 19 и 20 в нейтральное положение работа регулятора возобновляется с прежней настройкой на определенную глубину обработки.

Режим ГСВ обеспечивается при нейтральном положении золотников распределителя, правом положении переключателя 12, открытом кране 35 и положении рукоятки 30 в зоне регулирования. Регулируемым упором фиксируют рукоятку 30 в положении, при котором опорные колеса навешенной машины катятся без отрыва от почвы. При этом золотник 31, управляемый гидроаккумулятором 9 как датчиком, поддерживает постоянным отрегулированное рукояткой 30 давление масла в штоковой полости гидроцилиндра 34.

Для обеспечения плавающего режима работы четырехпозиционного распределителя рукоятку 30 поворачивают вперед до конца.

При этом гильза 28 под действием пружины смещается вправо, вызывая слив масла из штоковой полости гидроцилиндра 34, и гидроаккумулятора 9 через правый и средний ряды радиальных отверстий. Управляющий поток масла из правой полости клапана приоритета сливается через отверстия гильзы, а дополнительный поток - через левый ее торец. Таким образом, обе полости гидроцилиндра соединены со сливом, что характеризует плавающий режим.

Подъем машины в транспортное положение осуществляется поворотом рукоятки 30 в крайнее заднее положение до окончания подъема, после чего ее отпускают. Рукоятка автоматически устанавливается в нейтральное положение, при котором гильза 28 смещается влево и толкатель клапана 32 входит в ее правую канавку. Запорный 32 и обратный 33 клапаны закрываются, отключая гидроаккумулятор и штоковую полость гидроцилиндра 34 от регулятора.

Для реализации высотного-силового и высотного-позиционного способов комбинированного регулирования навесная машина должна быть оснащена опорными колесами (принцип высотного регулирования), а регулятор настраивается соответственно на силовой или позиционный варианты регулирования. В первом случае при сохранении копирующего эффекта опорного колеса уменьшается действующая на него нормальная реакция почвы (уменьшаются уплотняющее воздействие колеса на почву и потери на его качение), а во втором - улучшается копирующее действие опорного колеса переставляющего копировать отдельные повышенные неровности.

14.6. Гидравлическая система отбора мощности

С целью расширения возможностей агрегатирования трактора с машинами, имеющими рабочие органы с гидроприводом, некоторые тракторы оснащаются гидросистемой, рассчитанной на циркуляцию между трактором и машиной большого объема масла. Примером может служить гидравлическая система отбора мощности (ГСОМ), устанавливаемая в качестве дополнительного оборудования на тракторы МТЗ-100/102 (рис. 14.21). Гидросистема с отбором мощности отличается от стандартной наличием четырехзолотникового сумматора 4, двух дополнительных шестеренчатых насосов 19 (НШ-10Л-3) и 20 (НШ-32-3), радиатора 21, дренажной магистрали 8 и магистралей соединяющих между собой насосы, сумматор, распределитель и регулятор.

Насосы 19 и 20 смонтированы на левой стороне корпуса сцепления и снабжены отключаемым шестеренным приводом от шестерни вала привода насосов коробки передач. От насосов масло поступает к сумматору 4.

Сумматор представляет гидравлический агрегат, в корпусе которого в цилиндрических расточках располагаются четыре золотника: 7, 9, 10 и 11.

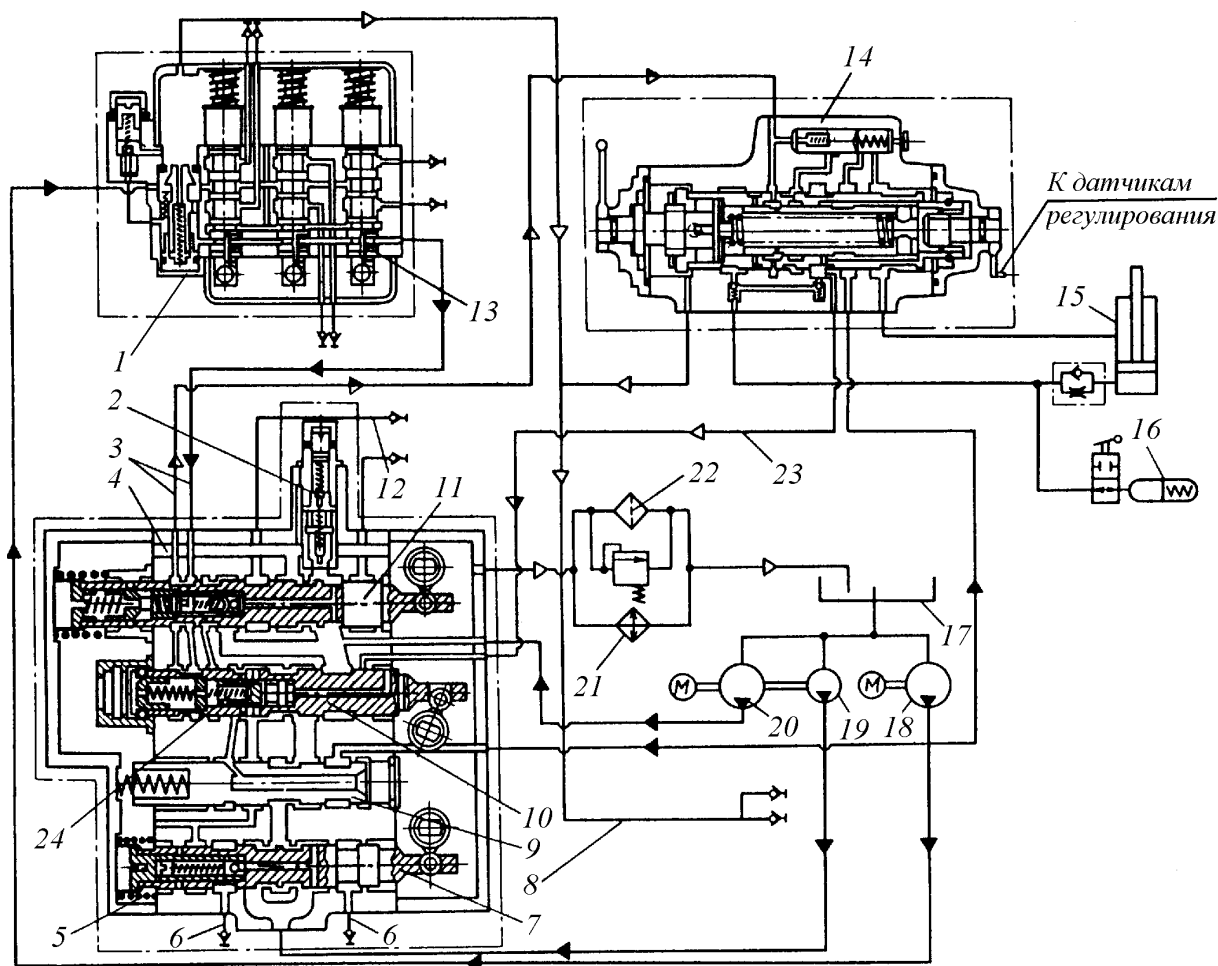


Рис. 14.21. Гидравлическая система отбора мощности (ГСОМ):

1 - распределитель; 2 - предохранительный клапан суммарного потока; 3 - каналы управления перепускным клапаном; 4 - сумматор; 5 - предохранительный клапан насоса НШ-10Л-3; 6 - выходы насоса НШ-10Л-3; 7 - золотник управления насосом НШ-10Л-3; 8 - дренажный маслопровод; 9 - золотник компенсации потока; 10 - суммирующий золотник; 11 - золотник управления суммарным потоком; 12 - выходы суммарного потока; 13 - каналы золотников; 14 - силовой позиционный регулятор; 15 - гидроцилиндр; 16 - гидроаккумулятор; 17 - бак; 18, 20 - насос НШ-32-3; 19 - насос НШ-10Л-3; 21 - радиатор; 22 - сливной фильтр; 23 - канал управления приоритетным клапаном; 24 - приоритетный клапан

Золотник 7 управляет потоком масла от насоса 19. Он имеет три положения: среднее нейтральное и два крайних рабочих. Фиксируется только нейтральное положение, при котором масло от насоса поступает на слив или суммируется с потоком масла от насоса 20. В рабо-

чих положениях (крайних) золотник удерживается усилием руки тракториста. При этом поток масла от насоса 19 поступает к потребителю через два внешних вывода 6 с возможностью реверсируемого привода его рабочих органов или их остановки. Управление золотником 7 осуществляется с помощью рукоятки, расположенной в кабине трактора с левой стороны от сиденья тракториста.

Привод рабочих органов гидрофицированной машины от насоса 19 осуществляется независимо от положения других золотников сумматора, так как золотник 7 является приоритетным в гидросистеме ГСОМ.

Золотник 9 управляет потоком масла от насоса 18 (основной насос гидросистемы) и может занимать два положения: крайнее правое (под действием пружины), когда канал управления и полость управления золотника (правая на схеме) соединены со сливом. В этом случае масло поступает в распределитель 1 или регулятор 14 по принципу приоритетности распределителя перед регулятором.

При работе регулятора 14 полость управления золотника 9 (правая) связана со сливом через приоритетный клапан 24 (при установке рукоятки регулятора в положение "подъем"), что обеспечивает первоочередность подачи масла к основному гидроцилиндру. При этом соблюдается приоритетность распределителя перед регулятором за счет наличия специальных каналов 13 в золотниках, через которые полость управления золотником 9 соединяется со сливом в рабочих положениях золотников распределителя.

Во второе положение (крайнее левое) золотник 9 перемещается давлением масла поступающего от распределителя через канал управления. При этом поток масла от насоса 18 направляется через сумматор 4 к внешним выводам 12.

С помощью золотника 10 обеспечивается суммирование потоков от трех насосов 18, 19 и 20 в различных сочетаниях, которые обеспечивают три варианта подачи жидкости: 55, 73 и 110 л/мин при трех разных положениях золотника 10. Изменение положения золотника 10 осуществляется поворотом рычага привода золотника (имеющего шестигранный под ключ $S = 12$ мм хвостовик) на угол 45° и 90° .

Золотник 11 управляет суммарным потоком. Он может занимать одно из трех фиксированных положений: нейтральное и два рабочих. В нейтральном положении золотника масло от насосов сливается в бак, а в рабочих - поступает по выводам 12 с возможностью реверсирования направления потока масла.

В золотнике 11 имеется устройство автоматического возврата золотника в нейтральное положение из любого рабочего в случае по-

вышения давления жидкости до 15,7 МПа. Управляется золотник 11 с помощью рукоятки в кабине трактора, расположенной рядом с рукояткой 7 управления золотником.

В сумматоре имеется два предохранительных клапана 2 и 5, отрегулированных на давление 17,6 МПа. Клапан 2 дифференциального типа встроен в магистраль суммарного потока, предохраняя ее от перегрузки. Клапан 5 установлен в золотнике 7 и ограничивает поток масла, подаваемый насосом 19.

Для отвода утечек масла от работающих в навешенной машине гидромашин служит дренажный маслопровод 8.

14.7. Гидросистема "чувствительная к нагрузке"

Гидросистемы навесного оборудования, получившие широкое распространение в отечественном и зарубежном тракторостроении, основаны на использовании в основном одного насоса постоянного объема и реже нескольких в сочетании с напорным (перепускным) клапаном, установленным в напорной гидрролинии. Создаваемый ими совместно поток рабочей жидкости имеет постоянные характеристики по давлению и производительности, что часто не соответствует конкретным требованиям одного или, тем более, нескольких потребителей. Недоиспользование возможностей потока жидкости по давлению и по расходу, характеризует потери мощности, затрачиваемой на создание потока, что сказывается на снижении КПД гидропередачи.

Отличительной особенностью современных машин и орудий является их широкая гидрофицированность, когда они оснащаются большим числом гидромоторов поступательного (гидроцилиндры) или вращательного действия с обеспечением взаимонезависимых скоростных режимов и зависимой последовательностью протекания их работы.

Описанные выше гидросистемы средств агрегатирования трактора не соответствуют во многих случаях предъявляемым к ним требованиям, что и послужило причиной поиска новых конструктивных решений.

Одним из таких решений является получившая все большее распространение гидросистема "чувствительная к нагрузке". Свое название она получила от способности создавать поток жидкости, параметры которого зависят от режимов работы потребителей (внешней нагрузки). В этой системе осуществляется постоянный контроль за соответствием величины потока, поступающего к потребителям (ис-

полнительным механизмам) от управляющих золотников распределителя, заданному значению. При нарушении указанного соответствия в блоке контроля вырабатывается корректирующий сигнал, который поступает на управляющее звено источника питания (одного или нескольких насосов), в результате чего происходит увеличение или уменьшение подачи рабочей жидкости к исполнительным механизмам, обеспечивая заданный режим работы (соответствие потока жидкости установленным значениям). При этом в напорной гидролинии устанавливается и поддерживается давление соответствующее наиболее нагруженному исполнительному механизму.

В системах "чувствительных к нагрузке" в качестве источников питания могут применяться насосы постоянного рабочего объема или насосы регулируемые.

В первом случае роль регулирующего элемента выполняет перепускной клапан, установленный параллельно напорной магистрали, давление в которой соответствует наиболее нагруженному исполнительному механизму. При том избыток жидкости, не совершая полезной работы, будет сливаться обратно в бак.

Более целесообразно в гидросистемах "чувствительных к нагрузке" использовать регулируемый насос в сочетании с управляющим регулятором, когда количество подаваемой насосом жидкости меняется и всегда соответствует фактической потребности. В напорной магистрали, как и в предыдущем случае, устанавливается то необходимое давление, которое зависит от внешнего сопротивления на рабочем исполнительном механизме. При нескольких исполнительных механизмах давление в напорной магистрали соответствует наиболее нагруженному механизму.

Гидросистемы "чувствительные к нагрузке" нашли применение в приводе к управлению различными механизмами трактора и в управлении навесными системами. Примером может служить электрогидравлическая система автоматического регулирования (ЭГСАР) глубины обработки почвы Хитч-Троник (Hitch-Tronic) фирмы Бош (Bosch).

Схема этой системы представлена на рис. 14.22. От насоса 1 поток рабочей жидкости направляется к распределителю 2 с электромагнитным управлением, который обеспечивает три основных позиции:

- подъем механизма навески;
- свободное опускание;
- фиксацию механизма навески в любом возможном положении (запирание полостей гидроцилиндров б).

Кроме того, он осуществляет все виды автоматического регулирования глубины почвообработки: силовое; позиционное; высотное; комбинированное (смешанное).

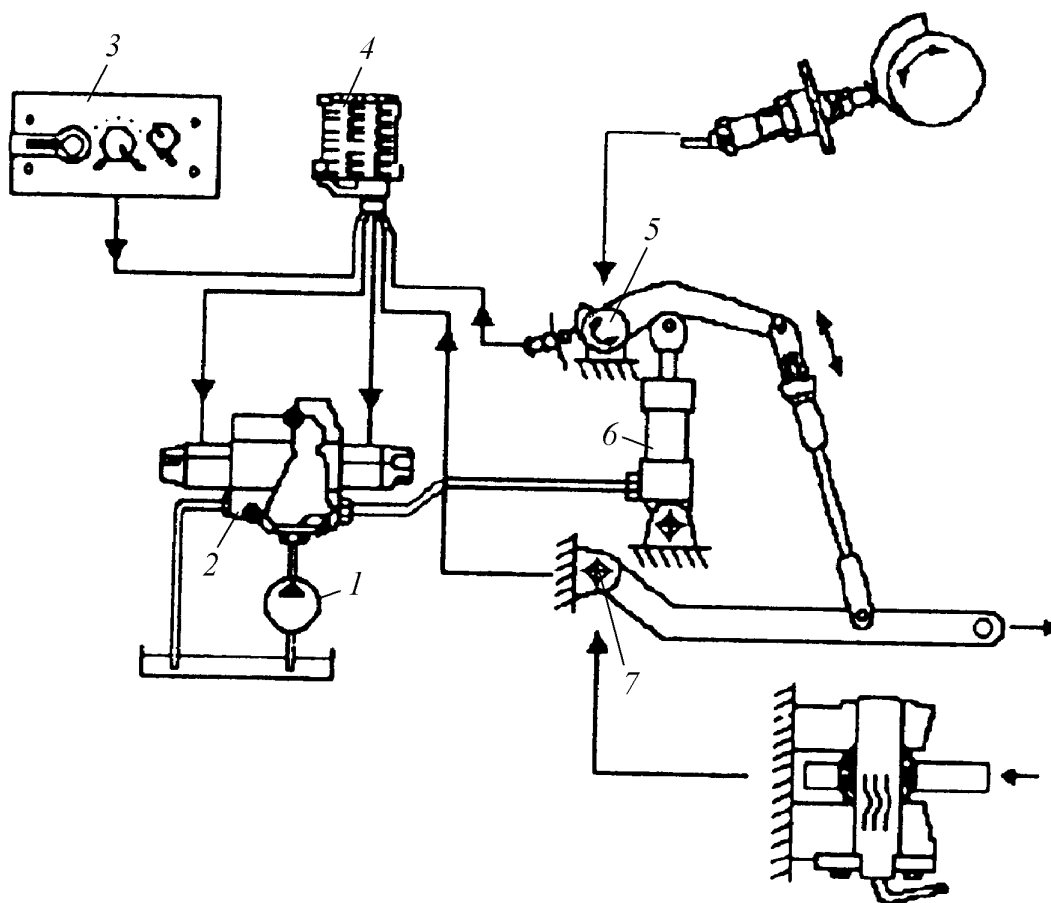


Рис. 14.22. Конструктивная схема ЭГСАР

Система управляется с помощью пульта 3, установленного в кабине трактора справа от водителя, на котором располагаются рукоятки подачи команд:

быстрого подъема - опускания навесного устройства и запира-
ния его в транспортном положении;

задания видов автоматического регулирования и пропорции
смешения сигналов при комбинированном регулировании;

изменения чувствительности ЭГСАР.

Некоторые модификации такой системы оснащаются кнопоч-
ным пультом, на который выводится также контрольная информация.

После задания режима регулирования на электронный блок
управления 4 (аналоговый усилитель) от датчиков 5 и 7 поступают за-
данное и действительное значения сигналов, между которыми под-
держивается постоянная разность, передаваемая в виде сигнала от
усилителя на золотниковый регулятор 2.

Датчики 5 и 7 встроены в конструкцию механизма навески трактора.

Позиционный датчик 5 регистрирует положение механизма навески (машины или орудия) по углу поворота поворотного вала (подобно тракторам МТЗ-80/82 и МТЗ-100/102). Он представляет собой бесконтактный индуктивный элемент с дифференциальной катушкой, с диапазоном измеряемого перемещения до 10 мм и максимальным перестановочным усилием 16 Н.

Силовые датчики 7 регистрируют усилие в нижних тягах механизма навески, создаваемое при работе навешенной на трактор машиной или орудием. Они выполнены в виде оснащенных тензорезисторами пальцев, шарнирно соединяющих нижние тяги с остовом трактора, и реализуют принцип преобразования напряжений в нагруженном материале в электрический сигнал. Номинальная нагрузка силовых датчиков находится в диапазоне 25...60 кН в соответствии с типоразмером.

При позиционном регулировании поддерживается определенное положение машины или орудия относительно трактора. Такое регулирование обычно применяется при пахоте на полях с относительно ровной поверхностью и неоднородными физико-механическими свойствами почвы.

При силовом регулировании автоматически поддерживается постоянное тяговое усилие рабочего хода плуга, воспринимаемое соединительными пальцами-датчиками. Этот вид регулирования предпочтительнее на полях с достаточно стабильными свойствами почвы и обеспечивает повышенную производительность пахотных МТА.

Комбинированное регулирование основано на смешивании на пульте управления в определенной требуемой пропорции значений сигналов от позиционного и силовых датчиков. Смешанный сигнал поступает на блок управления, уменьшая отклонение глубины обработки почвы, получаемое при использовании только одного вида регулирования.

Система ЭГСАР позволяет:

- управлять навешенной на трактор машиной или орудием и автоматически поддерживать установленную глубину обработки почвы;
- поддерживать определенный заданный уровень буксования ведущих колес трактора, что положительно влияет на топливную экономичность работы, износ шин, а также на предохранение почвы от разрушения, вызванного буксованием колес;
- упростить агрегатирование и облегчить труд тракториста, улучшая условия его труда;

- уменьшить продольные колебания трактора, вызванные нестабильной тяговой нагрузкой.

Система рассчитана на поток рабочей жидкости до 80 л/мин при давлении до 25 МПа.

Электроснабжение осуществляется от аккумуляторных батарей напряжением 12 В при максимальной силе тока 3,8 А.

14.8. Уход за гидравлической навесной системой трактора

Как и все остальные составные части трактора гидравлическая навесная система трактора требует определенного ухода.

Гидросистема. Уход за гидросистемой заключается в постоянном визуальном контроле за необходимым уровнем масла в баке, герметичностью всех наружных соединений, штатной работой насоса, распределителя, ГСВ, силового (позиционного) регулятора, основного и выносных гидроцилиндров, за состоянием трубопроводов и рукавов высокого давления.

Элементы гидросистемы являются изделиями повышенной точности и требуют квалифицированного ухода и бережного отношения.

Необходимо постоянно следить за состоянием рабочей жидкости (моторного масла М-10Г или М-10В летом и М-8Г или М-8В зимой), так как ее загрязнение является одной из причин утечек масла из напорной линии в сливную. Грязное масло вызывает ускоренное изнашивание уплотнений и прецезионных пар всех гидроагрегатов, разуплотнение обратных и зависание перепускных клапанов, а также забивание сливного фильтра, перегрев и вспенивание масла. Большинство неисправностей устраняется при ремонте гидроагрегатов в специализированной мастерской, а сливной фильтровальный элемент заменяется на новый, если он одноразового действия, или промывается, если он обслуживаемый, при техническом обслуживании трактора.

Наибольшее загрязнение масла в гидросистеме наблюдается после ее ремонта, включая замену гидроагрегатов, а также при работе трактора в условиях повышенной запыленности, в том числе, с разбрасывателями минеральных удобрений.

В процессе работы гидросистемы уровень масла в баке непрерывно меняется, что вызывает засасывание наружного воздуха через сапун в бак и обратное выталкивание его в атмосферу. Объем всасываемого воздуха растет с увеличением диаметра и хода штока гидроцилиндра. При пылесодержании воздуха $3,4 \text{ г/м}^3$ (условия пахоты) трактор МТЗ-80 за смену засасывает в гидробак $2,4 \text{ м}^3$, а при работе с

машинами, имеющими гидроцилиндры одностороннего действия с большим ходом штока, объем разового (за один ход поршня) отбора масла из бака и всасываемого туда воздуха достигает 0,011 м³. Поэтому исправность сапуна как воздушного фильтра имеет особо важное значение.

Необходимо тщательно очищать полумуфты выводов гидросистемы и наконечники шлангов при подключении выносных гидроцилиндров, пробку маслозаливной горловины и масломерную линейку. Заливку (доливку) масла в бак производить с помощью специальных заправочных средств, исключающих проникновение грязи.

Механизм навески. Уход за механизмом навески несложен: он заключается в контроле за исправным состоянием всех составных частей, в проверке и подтяжке всех резьбовых соединений, в смазке тех мест, которые отмечены на карте смазки трактора.

Особое внимание должно быть уделено свободному повороту шаровых шарниров передних и задних концов верхней и нижних тяг, телескопическим соединениям, резьбовым регулировкам левого и правого раскосов, надежности блокировочного механизма.

Все замеченные недостатки должны быть незамедлительно устранены.

При агрегатировании трактора с различной навесной техникой необходимо строго следовать рекомендациям, отмеченным в паспорте машины и в инструкции по эксплуатации трактора.

Наиболее типичные неисправности гидравлической системы трактора следующие:

- насос не создает нормального давления;
- масло и пена выбрасываются через сапун масляного бака;
- навеска поднимается медленно или не поднимается;
- отсутствует автоматический возврат рукоятки управления распределителем из положения "подъем" или "опускание" в "нейтральное";
- рукоятка управления распределителем не фиксируется в положениях "подъем" и "опускание";
- вместо плавного опускания навесной машины происходит резкое опускание при установке рукоятки распределителя в "плавающее положение";
- навесная машина не удерживается в поднятом положении;
- повышенный нагрев масла при работе гидросистемы.

У тракторов, оснащенных гидроувеличителем сцепного веса, силовым (позиционным) регулятором или гидравлической системой

отбора мощности, наблюдается ряд специфических неисправностей, характерных для данных гидроагрегатов.

Как видно из представленного перечня, наибольшее количество неисправностей связано с работой гидрораспределителя, гидроцилиндра, насоса, соединительных устройств рукавов высокого давления и состоянием маслотрубопроводов, а также с чистотой рабочей жидкости и количеством ее в гидросистеме.

Внешнее проявление неисправностей может иметь разные причины, а поэтому их устранению должен предшествовать точно установленный диагноз, выполняемый квалифицированными специалистами.

Простые неисправности могут быть устранены трактористом или слесарем-ремонтником непосредственно на тракторе. Более сложные неисправности устраняются в мастерских.

Неисправности механизмов навески - это обычно различного рода повреждения, вызванные, как правило, низкой квалификацией тракториста и некачественным уходом за техникой: изгибы верхней и нижних тяг, срывы резьбы, разбивка отверстий, заклинивание шарниров и т.п.

Устранение таких неисправностей выполняется в мастерских с применением сварочного, металлорежущего и другого оборудования.

14.9. Особенности агрегатирования промышленных тракторов

Агрегатируемое оборудование промышленных тракторов.
Промышленные тракторы общего назначения агрегатируются с различными машинами и орудиями: бульдозером, рыхлителем, прицепным скрепером, корчевателем, кусторезом, буром, буром-столбоставом, уплотнительным катком и др. Шлейф техники, с которой агрегируется трактор, определяется его массой. Так, гусеничные тракторы массой до 5 т агрегатируются с бульдозером, погрузчиком, рыхлителем. Тракторы массой 6...10 т - самые универсальные, на них кроме перечисленной техники агрегатируются трубоукладчик, скрепер, глубокорыхлитель, траншеекопатель, экскаватор, бур и др. На тракторы массой более 30 т не устанавливаются погрузчик. Тракторы массой более 40 т агрегатируются только с бульдозером и рыхлителем.

При навесном агрегатировании машины (орудия) располагаются сзади трактора или фронтально, при прицепном - только сзади.

Навешивание машин на промышленный трактор общего назначения выполняется разными способами. Используются подъемно-навесные устройства в виде универсальных шарнирных рам, к которым крепятся различные машины. Машины навешиваются с помощью универсального механизма навески типа трехточечного, но с двумя расположенными рядом верхними центральными тягами. Иногда такие механизмы называют четырехточечными.

Типичным орудием, навешиваемым на трактор фронтально, является бульдозер - устройство для разработки и транспортирования грунта на расстояние до 100 м. Рабочий орган бульдозера - отвал. Цикл работы бульдозера составляет 1-1,5 мин и состоит из рабочего хода вперед и быстрого холостого хода назад. За 1 ч работы тракторист 500-800 раз воздействует на рычаг гидрораспределителя.

Рыхлитель - орудие, навешиваемое на трактор сзади и служащий для рыхления, размельчения и дробления грунтов высокой плотности вплоть до скальных. Так как заглубление рабочего органа стойки или штанги требует большого усилия, то рыхлитель стремятся максимально приблизить к центру масс МТА. С этой целью иногда его крепят непосредственно к стенке корпуса заднего моста.

Работа рыхлителя обычно предшествует работе бульдозера. Его цикл на площадках размером до 50 м состоит из челночного движения рабочим ходом вперед и холостым назад (как у бульдозера). На площадках большего размера рыхление выполняется постоянно передним ходом с разворотами.

Тракторы-погрузчики служат для погрузки насыпных грузов (песка, щебня, гравия и т.п.) в транспортное средство, расположенное поблизости от места складирования груза (штабеля). Рабочий орган - ковш. К трактору придается набор различных ковшей, отличающихся по конфигурации и объему и используемых в зависимости от физических особенностей груза (плотность, текучесть и т.п.).

Цикл работы трактора-погрузчика включает многократное маневрирования:

- подъезд к штабелю с одновременной установкой ковша в исходное положение (стрела опущена, днище ковша наклонено к основанию площадки, режущая кромка ковша находится на уровне поверхности площадки);
- набор сыпучего материала за счет тягового усилия, а иногда и подъем ковша;
- подъезд к транспортному средству с переводом ковша в положение для выгрузки;
- разгрузка опрокидыванием ковша;

- отъезд от транспортного средства с одновременным переводом ковша в исходное положение для набора.

Продолжительность цикла составляет 30...40 с. За 1 ч непрерывной работы погрузчика тракторист 600-700 раз воздействует на рычаги распределителя гидросистемы рабочего оборудования, которая непрерывно работает на протяжении всего цикла. У трактора-погрузчика значительная доля мощности двигателя реализуется через гидропривод рабочего оборудования, поэтому спецификой таких тракторов является мощная гидросистема, которая для колесных тракторов составляет 4,3 кВт на 1 т массы агрегата.

Лесопромышленные тракторы представляют большую группу узкоспециализированной техники предназначенной для выполнения комплекса работ по заготовке, обработке и транспортировке древесины.

Рабочее технологическое оборудование гусеничного трелевочного трактора для чокерной трелевки состоит из щита, установленного и закрепленного на раме трактора с помощью поворотной рамки, однобарабанной лебедки (трос диаметром 13...22 мм, длиной 50...140 м), приводов к лебедке и щиту, а также фронтально расположенного бульдозерного ножа облегченного типа. Технологическое оборудование колесного трелевочного трактора для чокерной трелевки отличается от оборудования гусеничного трактора и состоит из захвата, арки, лебедки с тросом и приводом, а так же бульдозерного ножа-толкателя.

Технологическим оборудованием гусеничного трактора для бесчокерной трелевки леса является гидроманипулятор с клещевым захватом и зажимной коник с приводом, служащий для закрепления деревьев на тракторе.

На валочно-пакетирующих машинах (трактор с установленным на нем технологическим оборудованием манипуляторного типа) вместо клещевого захвата устанавливают захватно-срезающее устройство. Эти машины обеспечивают срезание деревьев, сбор пачки и ее трелевку.

Лесные тракторы-погрузчики служат для погрузки хлыстов деревьев на автопоезд, обеспечивающий их транспортировку по дорогам. Технологическое оборудование погрузчиков перекидного типа представляет шарнирно-рычажную систему, состоящую из стрелы, поднимаемой гидроцилиндром, стойки стрелы и поворотной челюсти с гидроприводом.

Мелиоративные машины подразделяют на машины для подготовительных работ по освоению мелиорируемых земель и для первичной обработки почвы.

Группа машин для подготовительных работ обеспечивает расчистку земель от древесно-кустарниковой растительности: кусторезы разных типов, корчеватели-собиратели, кустарниковые грабли, корчеватели-измельчители, фрезерные машины, планировщики и т.д.

В группу машин для первичной обработки почвы входят: кустарниковоболотные плуги, тяжелые дисковые бороны, кочкорезы, водоналивные болотные катки.

Машины первой и второй групп называются культурнотехническими. Они агрегатируются с трактором в прицепном или навесном вариантах и по принципу действия делятся на машины активного и пассивного действия.

В группу машин для комплексного строительства осушительных каналов входят машины:

- для прокладки каналов (каналокопатели) и разравнивания кавальеров;
- для укрепления дна и откосов каналов;
- комплекс машин для устройства на каналах гидротехнических сооружений для двухстороннего регулирования водного режима осушаемых массивов.

Трактор в качестве тягово-энергетического средства широко используется при агрегатировании с мелиоративной техникой.

Гидросистемы управления рабочим оборудованием промышленных тракторов. Промышленные тракторы общего назначения должны быть обеспечены управлением хотя бы тремя группами гидроцилиндров: подъема и опускания отвала бульдозера, перекоса отвала, подъема и опускания рыхлителя. В ряде конструкций к этим группам добавляются гидроцилиндры поворота стоек рыхлителя.

В типичной системе управления орудиями трактора D65E фирмы Комацу с двигателем мощностью 114 кВт имеются два трехпозиционных распределителя (рис. 14.23) – 4 управления перекосом отвала, 6 подъема-опускания рыхлителя (нейтральное, подъем, опускание) и четырехпозиционный распределитель 5 управления отвалом бульдозера (подъем, опускание, нейтральное, плавающее положения). Система содержит предохранительный клапан 2, который соединяет нагнетающую магистраль насоса 1 со сливом при давлении масла 14 МПа. В запертых полостях гидроцилиндра 10 рыхлителя возможны значительные скачки давления, поэтому в каждой полости установлен предохранительный клапан 8 и 9, при срабатывании которого в про-

тивоположную полость поступает масло из сливной полости через обратные клапаны 7.

Для управления перекосом отвала требуется значительно меньшая производительность насоса, чем для остальных операций. Поэтому делитель потока 3 с дросселем при включении золотника управления перекосом перепускает на слив около 80% потока масла.

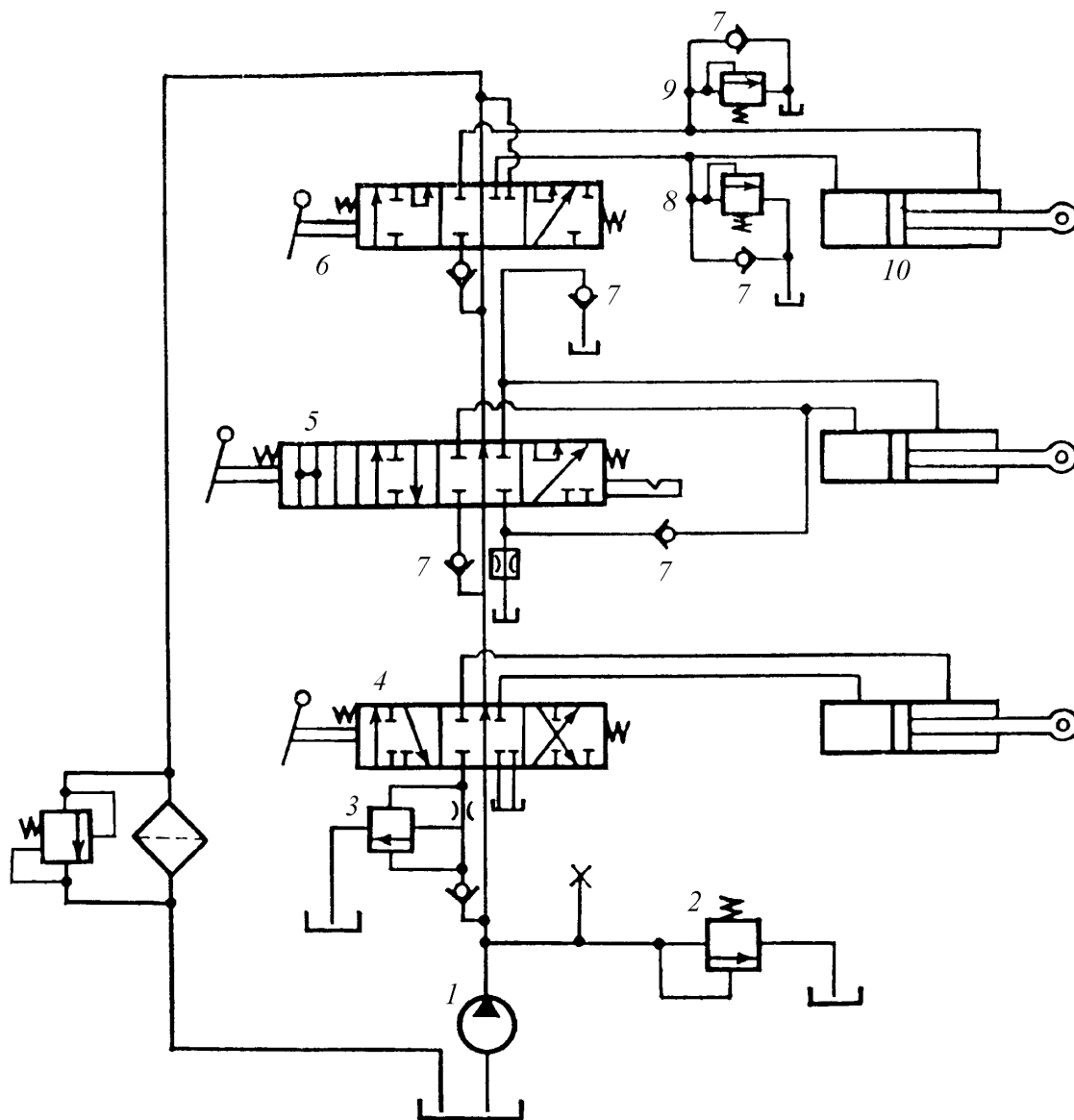


Рис. 14.23. Гидравлическая схема системы управления рабочими орудиями трактора D65E фирмы Комацу

Промышленные тракторы - погрузчики. У этих тракторов рабочим оборудованием является ковш, управление которым включает подъем, опускание, фиксацию в поднятом положении (нейтраль) и поворот ковша в вертикальной плоскости в двух противоположных направлениях.

Иногда с целью облегчения управления рабочим оборудованием гидросистема включает два контура: управляющий и исполнительный.

Так, у погрузчика 980С фирмы Катерпиллер (рис. 14.24) установлены в распределителе две группы золотников: управляющие 1 и 2 и исполнительные 3 и 4.

Воздействие на золотник, имеющий три положения (поворот ковша по часовой и против часовой стрелки, нейтраль) вызывает под давлением управляющего потока аналогичное смещение исполнительного золотника 4, управляющего гидроцилиндром 6. Воздействие на золотник 2, имеющий четыре положения (подъем, нейтраль, опускание, плавание), управляет через гидроцилиндр 5 подъемом ковша.

Плавающее положение, необходимое при разработке погрузчиком карьера (бульдозерное движение ковша с его наполнением), достигается соединением обеих полостей цилиндра 5 подъема стрелы со сливом через гидроуправляемый от золотника 2 клапан плавающего положения 7.

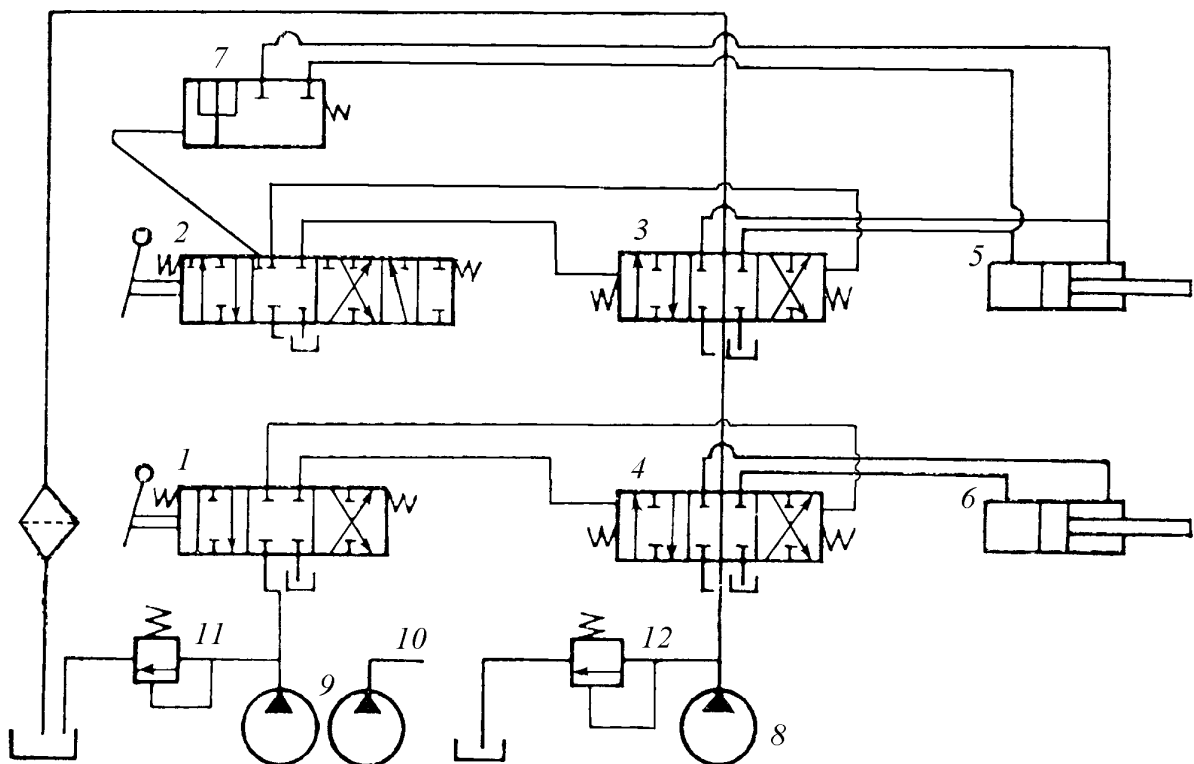


Рис. 14.24. Гидравлическая схема управления рабочими орудиями погрузчика 980С

Гидросистема оснащается двумя насосами: односекционным 8, подающим поток масла к исполнительным гидроцилиндрам 5 и 6, и

двухсекционным 9. Одна его секция соединена с системой управления поворотом погрузчика 10, а другая - с контуром управления работой оборудования. Предохранительные клапаны 11 и 12 ограничивают давление масла, подаваемого насосами.

Лесопромышленные тракторы общего назначения (трелевочные) имеют наиболее разветвленную гидросистему управления технологическим оборудованием для бесчokerной трелевки древесины, так как необходимо управление горизонтальным и вертикальным перемещением захвата, поворотом коника, затяжкой пачки уложенных в конике хлыстов, вертикальным перемещением толкателя и приводом лебедки.

Примером может служить гидросистема трактора ТБ-1 (рис. 14.25), которая состоит из бака 1 с фильтром 2, двух насосов 3, трех трехзолотниковых трехпозиционных распределителей 4 и гидроцилиндров - захвата 5, рукоятки 6, подъема стрелы 7, поворота стрелы 8, подъема-опускания фронтального толкателя 9, зажимных рычагов 10 и поворота коника 11, а также гидродвигателя 12 лебедки.

Управление гидроцилиндрами 10 и 11 коника осуществляется через гидропанель 13, включающую гидрозамок 14. Гидрозамок исключает утечки жидкости из поршневой полости цилиндра 10 через распределитель по окончании зажима пачки и установки золотника в нейтральное положение, т.е. исключает распускание пачки хлыстов в процессе ее транспортирования.

Лесохозяйственные тракторы служат для лесовосстановительных работ и работ по уходу за лесными массивами. В соответствии с назначением трактора его рабочее оборудование должно обеспечивать агрегатирование трактора с комплексом машин по подготовке почвы под посадку, проведение посева или посадки саженцев деревьев, работ по уходу за посадками и лесом.

Оборудование лесохозяйственного трактора наряду со специфическими элементами содержит узлы подобные сельскохозяйственным тракторам: задний и фронтальный универсальные механизмы навески, задний и фронтальный валы отбора мощности, тягово-сцепное устройство, гидровыводы и т.д.

Соответственно и гидросистема управления рабочим оборудованием такого трактора близка к гидросистемам тракторов сельскохозяйственного назначения.

Промышленные мелиоративные тракторы в силу специфики использования обладают достаточно мощной гидросистемой, обеспечивающей привод агрегатируемых с трактором машин-орудий. По уровню сложности гидросистема рабочего оборудования мелиора-

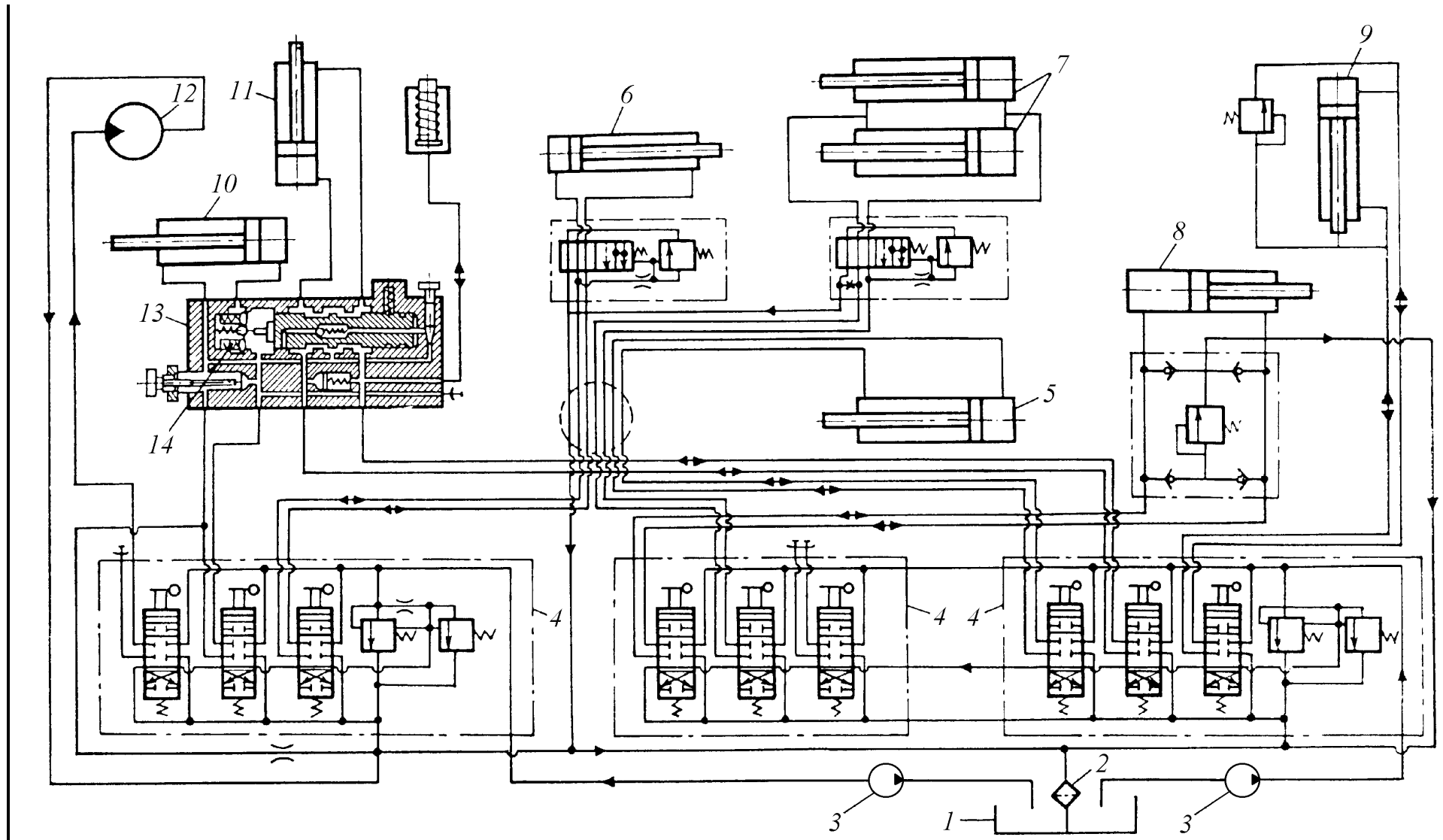


Рис. 14.25. Схема гидросистемы трактора ТБ-1

тивного трактора несколько проще, а по интенсивности нагрузки меньше чем у промышленных тракторов.

Общими особенностями гидросистем промышленных тракторов, работающих в промышленности на землеройных работах, погрузочных, лесозаготовительных, лесохозяйственных и мелиоративных работах, являются:

- большая мощность, передаваемая через гидросистему (гидропривод);
- большое количество исполнительных гидродвигателей (гидроцилиндров и гидромоторов), требующих отдельного управления;
- большие динамические нагрузки на рабочих органах машин-орудий, а следовательно, на элементы гидросистемы;
- большой перепад потребной производительности насосов на разных этапах рабочего цикла;
- высокая частота управляющих воздействий трактористом на рычаги гидрораспределителей (до 1000 в час);
- возможность наличия в гидросистемах гидрозамков, исключающих опасное движение рабочих органов в рядовой или аварийной ситуации.

14.10. Тягово-сцепные устройства - прицепные устройства

Для агрегатирования с прицепными машинами-орудиями трактор оснащается тягово-сцепными устройствами различных видов.

Основные требования к этим устройствам, вытекающие из условий их работы, следующие:

- универсальность по видам машин-орудий подсоединяемых к трактору;
- легкость, простота и надежность соединения;
- возможность регулирования точки прицепа по ширине трактора, по высоте и в продольном направлении (зоны регулировки, а также основные параметры тягово-сцепных устройств регламентированы требованиями государственных и международных стандартов);
- легкость и простота рассоединения;
- минимальный зазор в соединительных элементах;
- безопасность работы коммуникационных линий между трактором и машиной: карданных валов и гидро-, пневмо-, и электроцепей.

По назначению тягово-сцепные устройства подразделяются на три вида.

Тягово-сцепное устройство ТСУ-1 (тяговая вилка) располагается возможно ниже, но с обеспечением необходимого дорожного просвета и

возможностью использования заднего ВОМ. Оно должно обеспечивать передачу максимального тягового усилия трактора в условиях резко изменяющихся нагрузок и необходимую свободу подсоединенной машине при взаимных с трактором угловых перемещениях при движении по характерным для условий работы МТА неровностям пути. Тягово-сцепное устройство ТСУ-1 служит для соединения с трактором разнообразных прицепных машин и орудий.

Тягово-сцепное устройство ТСУ-2 (гидрофицированный крюк) предназначено для сцепки трактора с одноосными машинами и одноосными прицепами с последующей их буксировкой.

По высоте в рабочем положении его располагают ниже оси ведущих колес трактора.

Управление процессом сцепки и расцепки должно выполняться трактористом из кабины с места водителя через гидравлическую систему механизма навески.

Так как одноосные машины, соединенные с трактором, передают на сцепное устройство вертикальную нагрузку, то с целью уменьшения ее влияния на устойчивость и управляемость трактора стремятся ТСУ-2 - гидрофицированный крюк максимально приблизить к оси ведущих колес.

Тягово-сцепное устройство ТСУ-3 (буксирное устройство) предназначено для работы трактора на транспортных перевозках в агрегате с двухосными тракторными и автомобильными прицепами.

В связи с тем, что транспортные скорости современных колесных тракторов достигают 35...40 км/ч (на некоторых тракторах до 90 км/ч) к буксирным устройствам предъявляются дополнительные требования:

- необходимость снижения динамических нагрузок в элементах тягово-сцепного узла;
- повышенная надежность соединения;
- стабилизация устойчивости движения тракторного транспортного агрегата.

Буксирным устройством и гидрофицированным крюком оснащают тракторы, широко используемые для транспортных операций. При этом они имеют полный набор средств для прицепного агрегатирования. Тракторы других тяговых классов оснащаются, как правило, только тягово-сцепным устройствам ТСУ-1 типа тяговой вилки в обычном (ТСУ-1-Ж) или маятниковом (ТСУ-1-М) исполнении.

Кроме того, все тракторы имеют переднее тягово-сцепное устройство в виде крюка, вилки или иной подобной конструкции, которое обеспечивает:

- буксировку неисправного трактора;
- пуск двигателя трактора методом его буксировки;
- образование шеренги сцепленных между собой тракторов с целью буксировки особо тяжелых изделий (буровых установок, участков сваренных в плети трубопроводов и т.п.).

Примером тяговой вилки ТСУ-1 может служить конструкция прицепных устройств колесных тракторов МТЗ-80/82, МТЗ-100/102 и гусеничных ДТ-75М и ДТ-175С.

В тракторах МТЗ (рис. 14.26,*а*) ТСУ-1 представляет поперечину 5 с установленной на ней вилкой 3, которая фиксируется пальцами 6 в нужном месте. При помощи пальцев 2 поперечина крепится к нижним тягам 1 заднего механизма навески, у которых были сняты задние концы. С помощью стяжек 7 блокируется поперечное смещение прицепного устройства. Регулировка точки прицепа по ширине осуществляется перестановкой вилки 3 вдоль поперечины 5, а по высоте - подъемом нижних тяг 1. Взаимное угловое перемещение трактора и машины достигается за счет зазора в соединении прицепной вилки 3 с прицепным кольцом машины.

В тракторах ДТ-75М и ДТ-175С (рис. 14.26,*б*) поперечина 7 с установленной на ней вилкой 5 через соединительные кронштейны 2 крепится к продольным лонжеронам 1 рамы трактора. Поперечина 7 несимметричной в вертикальной плоскости конфигурации соединяется с кронштейнами 2 через пальцы 3. Ее переворот на 180° обеспечивает необходимую регулировку точки прицепа по высоте. По ширине точка прицепа регулируется перестановкой вилки 5 по поперечине 7 и фиксацией пальцами 4.

Прицепное кольцо буксируемой машины запирается в зоне вилки с помощью шкворня 4 (см. рис. 14.26,*а*) для тракторов МТЗ или шкворня 6 (см. рис. 14.26,*б*) для тракторов ДТ-75М и ДТ-175С.

Разновидностью ТСУ-1 является маятниковое прицепное устройство. Его отличительной особенностью является то, что прицепной брус, заканчивающийся тяговой вилкой, крепится к остову трактора через вертикальный шарнир (как горизонтальный маятник) под днищем внутри базы трактора. Поэтому сила тяги на крюке прикладывается к остову с минимальным противодействием повороту. Эта специфика особенно существенна при работе тяжелых гусеничных (промышленных) тракторов, выполняющих коррекцию траектории движения поворотом с минимальным радиусом, равным половине поперечной базы. При работе с широкозахватными машинами маятниковое прицепное устройство способствует более стабильному прямолинейному движению МТА.

При необходимости маятниковый тяговый брус может быть зафиксирован в одном из нескольких возможных положений в горизонтальной плоскости, что делает этот тип прицепного устройства аналогичным обычной тяговой вилке.

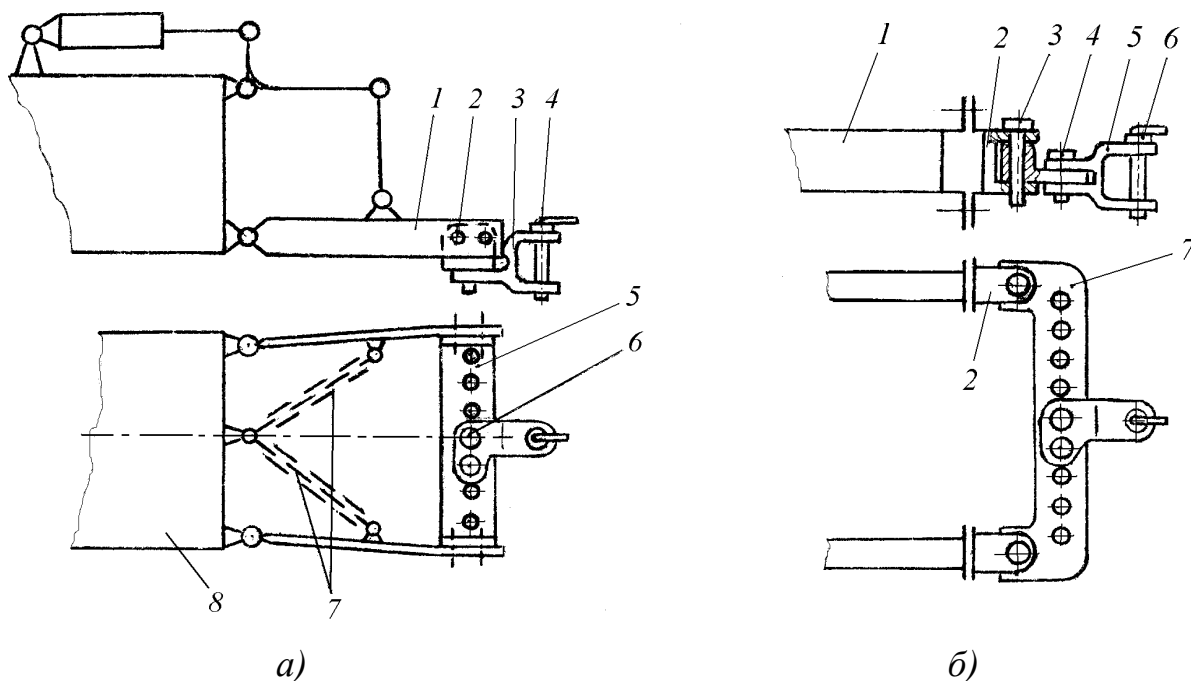
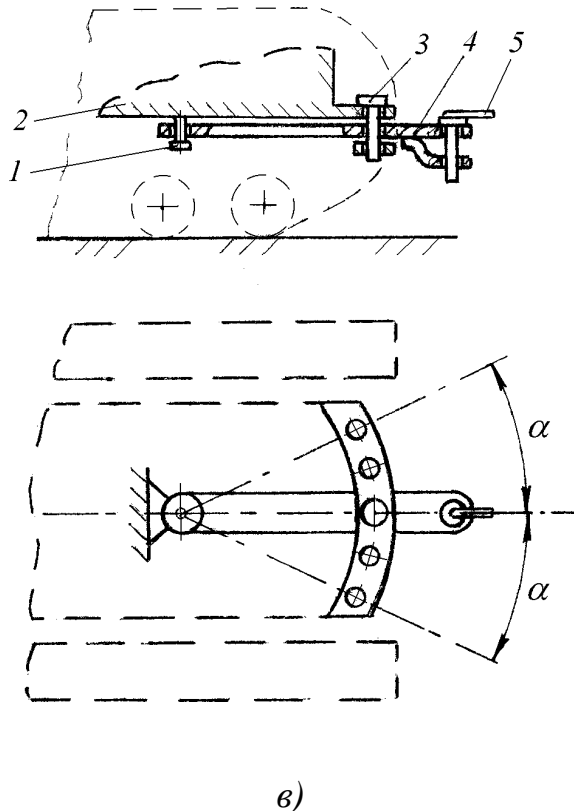


Рис. 14.26. Тягово-сцепные устройства ТСУ-1



обеспечивается его расположением внутри дуговой направляющей, закрепленной на остова 2 трактора. Конструкция направляющей по-

Наряду с тяжелыми тракторами маятниковое прицепное устройство получает распространение на тракторах тяговых классов 2 и выше.

На рис. 14.26,в показана схема маятникового прицепного устройства. Прицепной брус 4, имеющий на заднем конце сцепную вилку, запираемую шкворнем 5, крепится к остова 2 трактора передним концом через вертикальный палец 1. Горизонтальное положение бруса 4

зволяет брусу 4 отклоняться в обе стороны от плоскости симметрии трактора на равные углы $\alpha = 15^\circ \dots 20^\circ$ под действием силы тяги. При необходимости брус 4 может быть зафиксирован в направляющей с помощью пальца 3, что обеспечивает перевод маятникового прицепного устройства в обычное жесткое и одновременно позволяет регулировать в поперечном направлении положение точки прицепа.

Схема гидрофицированного крюка ТСУ-2 представлена на рис. 14.27. Крюк 1 закреплен через горизонтальный шарнир 4 на остова трактора и может занимать два крайних положения: верхнее рабочее и нижнее вспомогательное. Для соединения с одноосными машинами или одноосными прицепами опущенный до земли крюк задним ходом трактора подводится под сцепную петлю дышла подсоединяемого прицепа (машины), которая специальным упором на дышле поддерживается с необходимым зазором до земли. Подъем крюка вместе с прицепной петлей в его зеве выполняется действием гидроцилиндра 6 через специальные тяги 7, соединяющие крюк со штатными рычагами подъемного устройства механизма навески (вместо раскосов). По завершению подъема крюк в верхнем (рабочем) положении запирается захватом 3, входящим в контакт с упором 2, запирается так же зев крюка. Управление захватом осуществляется трактористом из кабины через подпружиненную тягу 5.

Разъединение трактора с прицепами или машинами производится в обратной последовательности, но с предварительным разъединением всех коммуникационных линий (карданных валов, гидравлических, пневматических и электрических цепей).

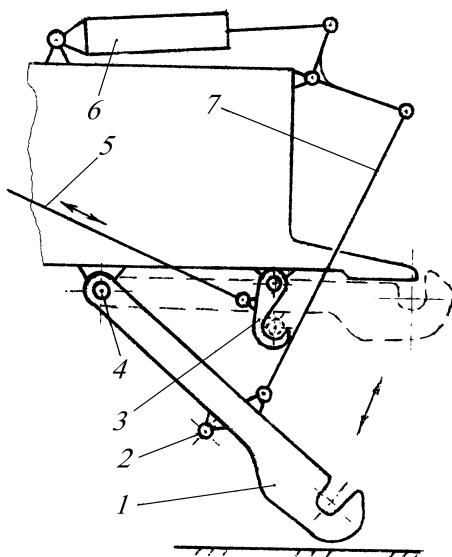


Рис. 14.27. Схема гидрофицированного крюка ТСУ-2

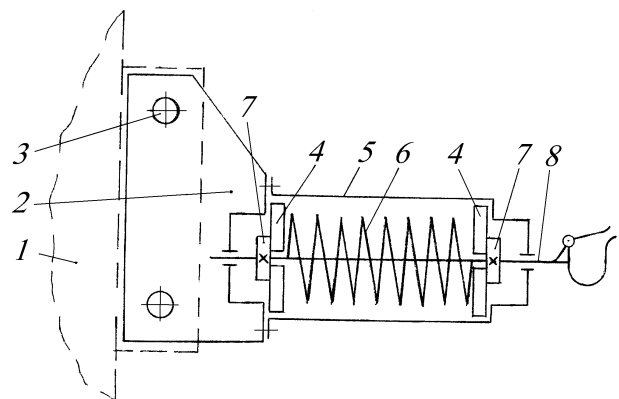


Рис. 14.28. Схема буксирного съемного устройства ТСУ-3

Схема буксирного устройства съемного типа (ТСУ-3) представлена на рис. 14.28. Тяговый крюк 8, зев которого запирается обычно автоматически после попадания в него сцепного кольца, имеет на своем стержне предварительно сжатую пружину (или резиновую втулку) 6, установленную между двумя свободно сидящими опорными шайбами 4, опирающимися периферийной частью о торцовые поверхности направляющего стакана 5 и соединенного с ним кронштейна 2. Одновременно шайбы 4 центральной частью опираются об опоры 7, закрепленные на стержне крюка 8.

Амортизация ударов в буксирном устройстве обеспечивается за счет сжатия пружины 6 как при резком трогании, так и при интенсивном торможении трактора.

С целью упрощения процесса сцепления буксирное устройство обычно оснащают направляющим ловителем сцепной петли.

По высоте от опорного основания положение буксирного устройства должно позволять осуществлять привод через ВОМ трактора рабочих органов подсоединенных машин (активной ходовой системы прицепов, транспортеров и барабанов разбрасывателей навоза и удобрений и т.д.). С этой целью предусматривается возможность перестановки буксирного устройства из нижнего положения, показанного на рисунке, в верхнее путем его переворота относительно горизонтальной оси на 180° с соответствующим поворотом вокруг своей оси крюка.

Кронштейн 2 крепится к остову 1 трактора через отверстия с фиксирующими пальцами 3.

14.11. Валы отбора мощности

Валом отбора мощности (ВОМ) называют выходной шлицованный вал, который на тракторе предназначен для привода в движение рабочих органов мобильных или стационарных машин, агрегируемых с трактором. ВОМ получает вращательное движение (мощность) от главного сцепления или одного из валов трансмиссии и ряда передающих звеньев (шестерен, валов, соединительных муфт и др.) механизма отбора мощности вращательного движения, или механизма привода ВОМ.

В соответствии с возможностями агрегирования трактора и необходимостью привода навешенных машин существуют ВОМ заднего, фронтального, переднего (обычно у самоходных шасси) и бокового расположений.

Заднее расположение ВОМ строго регламентировано в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также по расстоянию от оси подвеса механизма навески.

К механизмам отбора мощности и, в том числе, к ВОМ предъявляется ряд требований, которым они должны соответствовать:

- число ВОМ, их расположение, режимы вращения и количество скоростей должны полностью обеспечивать требования всего комплекса агрегируемых с трактором приводных (получающих мощность через ВОМ) машин;

- механизм отбора мощности и, в том числе хвостовик ВОМ, должен обеспечивать передачу номинальной эксплуатационной мощности двигателя;

- конструкция механизма отбора мощности должна обеспечивать простое и легкое переключение режимов и скоростей вращения ВОМ с места тракториста, исключая самопроизвольность этой операции;

- вся информация о работе ВОМ трактора (номер ВОМ, режим, частота вращения, направление вращения, уровень передаваемой нагрузки) должна выводиться в легко читаемой форме на пульт управления;

- конструкция механизма отбора мощности трактора должна обеспечивать защиту ВОМ от перегрузок.

Кроме перечисленных к механизмам отбора мощности сельскохозяйственных тракторов предъявляют ряд требований, обусловленных спецификой их работы.

Привод ВОМ должен обеспечивать возможность:

- последовательного разгона сначала рабочих органов машин, а затем всего МТА;

- кратковременной остановки трактора без остановки рабочих органов машин;

- переключения передач во время работы трактора без остановки рабочих органов машин;

- включения и выключения рабочих органов машин без остановки МТА.

В зависимости от передаваемой мощности все хвостовики (ведомые валы) ВОМ разделены на четыре типа:

1) для передачи мощности до 60 кВт (82 л. с.) при частоте вращения 540 мин^{-1} с восемью прямозубыми шлицами, наружным диаметром 38 мм;

2) для передачи мощности до 92 кВт (126 л. с.) при частоте вращения 1000 мин^{-1} с 21-м эвольвентным шлицем, диаметром 35 мм;

3) для передачи мощности до 185 кВт (250 л. с.) при частоте вращения 1000 мин^{-1} с 20-ю эвольвентными шлицами, диаметром 45 мм;

4) для передачи мощности до 250 кВт (340 л. с.) при частоте вращения 1000 мин^{-1} с 20-ю эвольвентными шлицами, диаметром 55 мм.

По частоте вращения хвостовиков (режимам работы) ВОМ делятся на вращающиеся с постоянной частотой (при постоянной частоте

те вращения двигателя) и на ВОМ с частотой вращения, зависящей от скорости движения трактора - синхронные.

Постоянная частота вращения ВОМ используется для привода тех машин, у которых рабочие органы должны иметь постоянную скорость, не зависящую от поступательной скорости МТА (уборочные машины, машины по заготовке кормов, ротационные почвообрабатывающие и др.). С целью оптимизации привода различных машин используются ВОМ с разной частотой вращения, которые могут быть: 540; 750; 1000 и 1400 мин⁻¹. Наиболее часто на тракторы устанавливают ВОМ с частотами вращения хвостовиков 540 и 1000 мин⁻¹, что в основном определяется требованиями со стороны агрегируемых с трактором машин.

Статистика показывает следующее.

Для тракторов с двигателем мощностью до 60 кВт применяют двухскоростные задние ВОМ с частотами вращения хвостовиков: 540 и 1000 мин⁻¹, 540 и 750 мин⁻¹ или 750 и 1000 мин⁻¹;

Тракторы с двигателем мощностью 60...95 кВт могут иметь трехскоростные ВОМ с частотами вращения хвостовиков 540, 750 и 1000 мин⁻¹, а иногда и четырехскоростные с частотами вращения 540, 750, 1000 и 1400 мин⁻¹;

Для тракторов с двигателем мощностью более 95 кВт применяют задние двухскоростные ВОМ с частотами вращения хвостовиков 540 и 1000 мин⁻¹ или 750 и 1000 мин⁻¹;

Для тракторов с двигателем мощностью более 160 кВт чаще применяют односкоростные ВОМ с частотой вращения хвостовика 1000 мин⁻¹.

С целью повышения топливной экономичности тракторы, оснащенные двигателями постоянной мощности, могут эксплуатироваться в так называемом "экономичном" режиме, т.е. при пониженной частоте вращения коленчатого вала. Частота вращения хвостовика ВОМ должна соответствовать указанным выше величинам, что обеспечивается встраиванием в привод ВОМ соответствующих редукторов с передаточным числом, компенсирующим снижение частоты вращения двигателя. Этому варианту вращения ВОМ присваивается обычно индекс "Е". Поэтому трактор может иметь ВОМ с частотой вращения хвостовика 540 и 540Е мин⁻¹. В последнем случае указывается частота вращения хвостовика ВОМ, соответствующая экономичному режиму работы двигателя.

Механизмы отбора мощности по возможности управления ВОМ с постоянной частотой вращения, а следовательно ВОМ, делятся на

три вида: полностью зависимые, полностью независимые и частично независимые.

Полностью зависимый ВОМ (рис. 14.29,а) имеет привод (отбор мощности) от ведомого вала главного сцепления 2 или связанного с ним вала. Включение ВОМ осуществляется с помощью подвижной зубчатой каретки 1 при неподвижном тракторе. Легко представить, что такой ВОМ не удовлетворяет ни одному из перечисленных выше специфических требований к механизмам отбора мощности сельскохозяйственных тракторов, так как нет возможности последовательного разгона элементов МТА, нельзя остановить трактор без остановки рабочих органов приводимых от ВОМ машин, невозможно включать и выключать рабочие органы машин на ходу МТА.

Полностью независимый ВОМ должен управляться независимо от поступательного движения МТА. Достигается это двумя вариантами исполнения привода ВОМ:

1) фрикционное сцепление 3 представляет двухпоточную двойную с независимым управлением конструкцию, от второго ведомого диска которой осуществляется привод независимого ВОМ (рис. 14.29,б);

2) привод (рис. 14.29,в) выполняется от ведущих деталей главного сцепления 2 (обычно от корпуса), а для управления ВОМ в цепи привода устанавливается механизм 4 с фрикционным разрывом потока мощности (фрикционное сцепление или планетарный редуктор, управляемый двумя тормозами).

Частично независимый ВОМ получает привод от второго диска двойного с последовательным управлением фрикционного сцепления 3 (рис. 14.29,б). При его выключении сначала разрывается поток мощности, идущий на ходовую систему, а при дальнейшем нажатии на педаль управления разрывается поток мощности идущий на ВОМ. При включении сцепления процесс протекает в обратной последовательности. Поэтому здесь невозможно на ходу движения МТА включать и выключать ВОМ (рабочие органы машины). Остальные требования частично независимый ВОМ выполняет полностью.

Иногда используют схему (рис. 14.29,г), когда в трансмиссии трактора устанавливают последовательно два однопоточных постоянно замкнутых сцепления 2 и 4, управление которыми осуществляется последовательно через общий привод. При нажатии на педаль управления сцеплениями 2 и 4 сначала выключается главное фрикционное сцепление 2, а затем фрикционное сцепление 4 привода ВОМ. При отпуске педали включение сцеплений 2 и 4 осуществляется в обратной последовательности.

Такая схема привода ВОМ применяется весьма ограниченно и только на колесных универсально-пропашных тракторах.

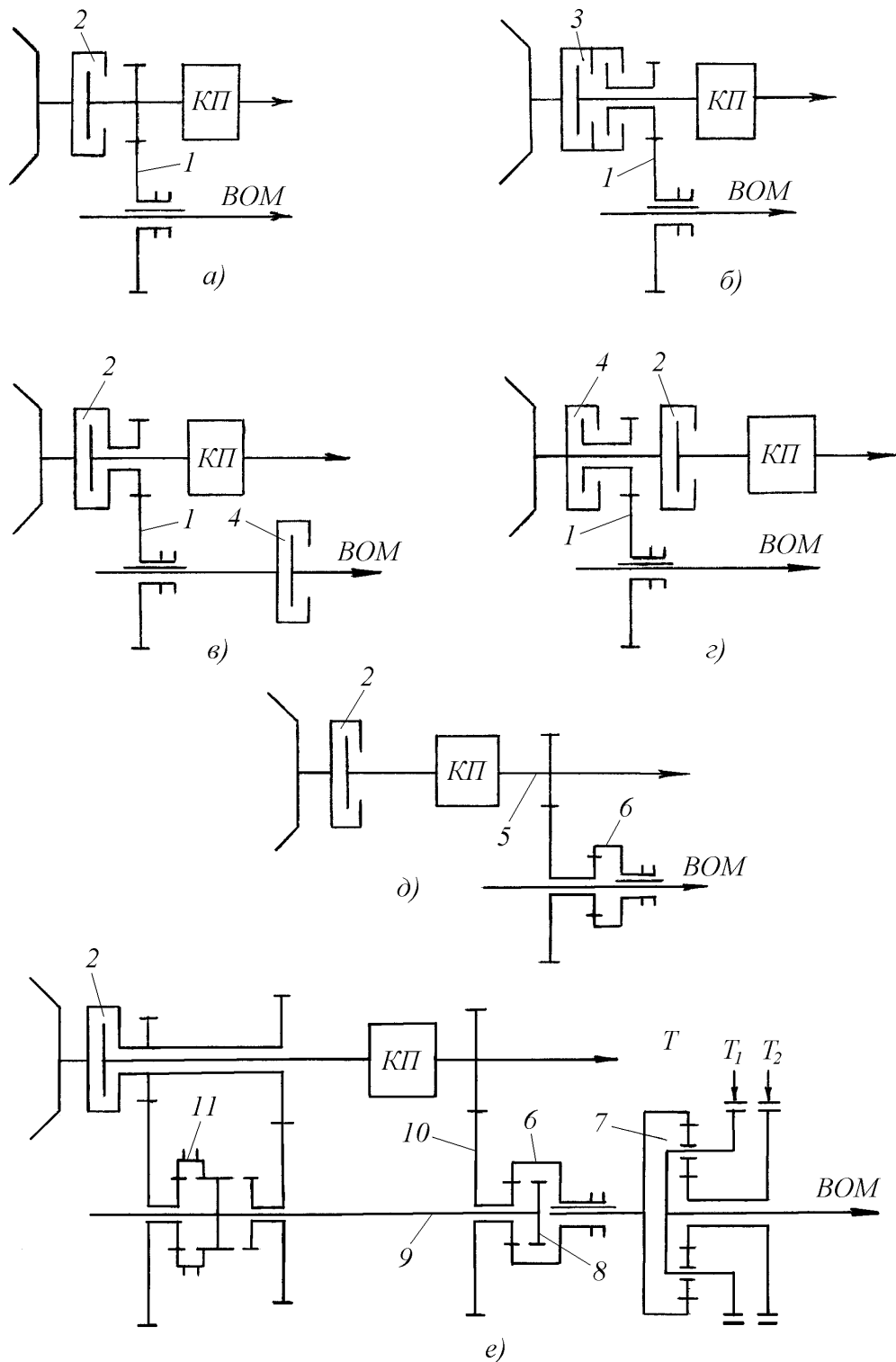


Рис. 14.29. Схемы приводов ВОМ:

1 - подвижная каретка; 2 - главное сцепление; 3 - двойное сцепление; 4 - сцепление привода ВОМ; 5 - вторичный вал коробки передач; 6 - зубчатая муфта; 7 - планетарный ряд; 8 - зубчатый венец; 9 - вал; 10 - колесо с зубчатым венцом; 11 - зубчатая муфта

Наибольшее распространение на тракторах класса 0,6-2 получили полностью независимые ВОМ, как наиболее полно соответствующие условиям работы.

Полностью зависимые ВОМ на колесных тракторах не применяются, но используются на гусеничных тракторах, так как возможности ВОМ расширяются из-за специфики трогания гусеничных тракторов не только путем включения главного сцепления, но и замыканием одновременно левого и правого механизмов поворота (многодисковых фрикционных муфт поворота или планетарных механизмов). Поэтому одно из важнейших требований к приводу ВОМ - ступенчатый разгон элементов МТА выполняется путем замыкания сначала кинематической цепи ВОМ (включение главного сцепления при выключенных механизмах поворота), а затем кинематической цепи привода ходовой системы трактора (замыкание механизмов поворота).

При необходимости гусеничные тракторы оснащаются полностью независимыми ВОМ.

Синхронный ВОМ применяется в том случае, когда МТА должен выполнять определенное число операций на заданном пути движения, что свойственно работе сеялок, сажалок, удобрителей и др. Через синхронный ВОМ получает движение ходовая система активных прицепов.

Привод синхронного ВОМ выполняется от той части трансмиссии, передаточное число которой до ходовой системы остается неизменным и неразрываемым. Чаще всего отбор мощности берется от вторичного вала 5 коробки передач (рис. 14.29,д) или от шестерен постоянно связанных с ним. Включение и выключение синхронного ВОМ осуществляется при неподвижном тракторе с помощью зубчатой муфты б.

Общепринятая частота вращения синхронного ВОМ 3,3-3,5 оборота на 1 м пути.

Обычно синхронные ВОМ устанавливаются на тракторах класса 0,6-2.

Конструктивно механизм отбора мощности выполняется так (рис. 14.29,е), чтобы хвостовик заднего ВОМ мог вращаться с переключаемыми режимами и переключаемыми частотами. Такой ВОМ (двухрежимный) является комбинированным.

На схеме (рис. 14.29,е) ВОМ может работать как полностью независимый двухскоростной, так и синхронный.

Для обеспечения работы ВОМ в независимом режиме зубчатую муфту б вводят в зацепление с зубчатым венцом 8 вала 9, а включение

заданного скоростного режима осуществляется с помощью зубчатой муфты 11 и тормоза T_2 планетарного ряда 7 . Тормоз T_1 служит для остановки хвостовика ВОМ после выключения тормоза T_2 .

Работа ВОМ в синхронном режиме осуществляется путем соединения зубчатой муфты 6 с зубчатым венцом колеса 10 , связанного со вторичным валом коробки передач и включением T_2 планетарного ряда 7 .

Процесс переключения современных ВОМ осуществляется различными способами. Наряду с обычным механическим все большее распространение получает электрогидравлическое управление, когда многодисковое непостоянно замкнутое фрикционное сцепление с гидроподжатием в цепи привода ВОМ замыкается (размыкается) потоком масла от распределителя, управляемого электроприводом.

Управление ВОМ, таким образом, производится путем нажатия трактористом на соответствующую кнопку, установленную на пульте или на многофункциональном рычаге управления.

Часть тракторов оснащается фронтальными ВОМ, управляющими приводом рабочих органов фронтально навешенных машин. В этом случае фронтальный ВОМ может быть кинематически связан с приводом заднего ВОМ. Он может получать движение от носка коленчатого вала двигателя через понижающий редуктор и управляющее сцепление. Как правило, фронтальный ВОМ является односкоростным, полностью независимым, с частотой вращения хвостовика 1000 мин^{-1} .

Боковые ВОМ устанавливаются на те тракторы, с которыми агрегируются машины в боковой навеске. Как было отмечено выше этот вид навески типичен для универсально-пропашных колесных тракторов тягового класса $0,6-2$. Поэтому именно эта группа тракторов имеет наиболее разветвленную и многофункциональную систему ВОМ.

Все промышленные тракторы оснащаются ВОМ. Их количество, расположение и частота вращения зависят от назначения трактора, специфики агрегируемых с ним машин-орудий, мощности двигателя и особенностей трансмиссии. Так, у трактора Т-330 с гидромеханической трансмиссией спереди установлены три ВОМ. Средний ВОМ полностью независимого типа получает привод от турбинного колеса комплексной гидропередачи, а крайние - синхронные, частоты вращения которых зависят от включенной передачи в коробке передач соответствующего борта. Эти ВОМ не изменяют направление своего вращения при изменении направления движения трактора, что отличает их от синхронных ВОМ сельскохозяйственных тракторов.

Тракторы ДЭТ-250М и Т-130 оборудованы независимым ВОМ заднего расположения с частотой вращения хвостовика, равной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

На трелевочных и мелиоративных тракторах применяют зависимые и независимые ВОМ заднего расположения, а на лесохозяйственных - задний и фронтальный ВОМ независимого типа.

14.12. Приводные шкивы

Приводной шкив предназначен для привода с помощью плоскоременной передачи рабочих органов тех стационарных машин, которые в качестве источника энергии используют мощность тракторного двигателя. Обычно это машины, которые эксплуатируются на одном месте короткое время, а затем перемещаются на другое место работы. Поэтому здесь трактор используется как стационарное энергетическое средство, так и как тяговое средство. Такими машинами являются зерновые молотилки, соломо-силосорезки, машина для обмолота кукурузных початков и др.

Возможное положение приводных шкивов на тракторе показано на рис. 14.30.

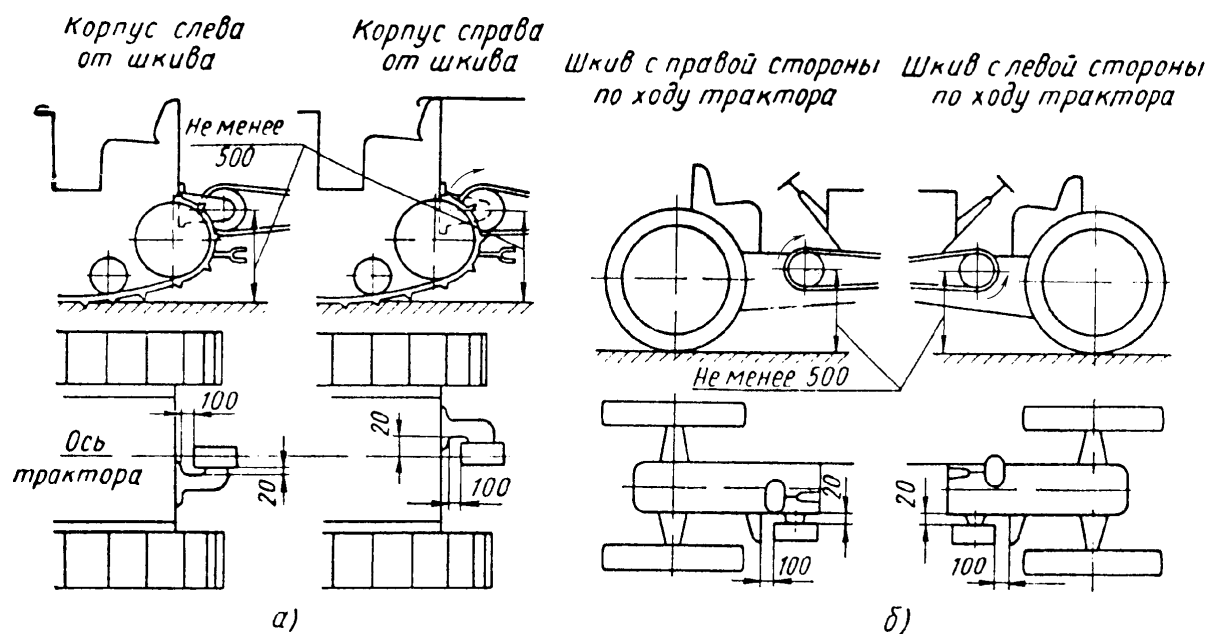


Рис. 14.30. Расположение приводного шкива на тракторе:
а - при задней компоновке; *б* - при передней компоновке

На колесных тракторах шкивы плоскоременной передачи могут располагаться сбоку или сзади трактора, а на гусеничных - только сзади. При любом расположении шкива направление его вращения

должно создавать ведущий режим (тяговый) нижней ветви ремня и ведомый верхней.

С целью упрощения натяжения ремня плоскость вращения шкива должна быть параллельна продольной плоскости симметрии трактора.

Плоскоременная передача должна работать при скорости ремня в пределах 12,5...15 м/с, а для тракторов с двигателем мощностью менее 12 кВт еще с другой скоростью 8...10 м/с.

Диаметр шкива должен быть в пределах 0,2...0,36 м. Расстояние от кромки ремня до ближайшей детали трактора должно быть не менее 0,035 м.

Включение и выключение шкива должно осуществляться с места тракториста без остановки двигателя.

Приводной шкив относится к дополнительному оборудованию трактора и конструктивно выполнен в виде легкоъемного узла, поставляемого вместе с трактором по специальному заказу.

Обычно такой шкив получает движение от заднего ВОМ через специальный конический шестеренный редуктор, крепящийся шпильками к корпусным деталям трансмиссии трактора.

На рис. 14.31 показан унифицированный приводной шкив колесных тракторов Минского тракторного завода класса 1,4-2.

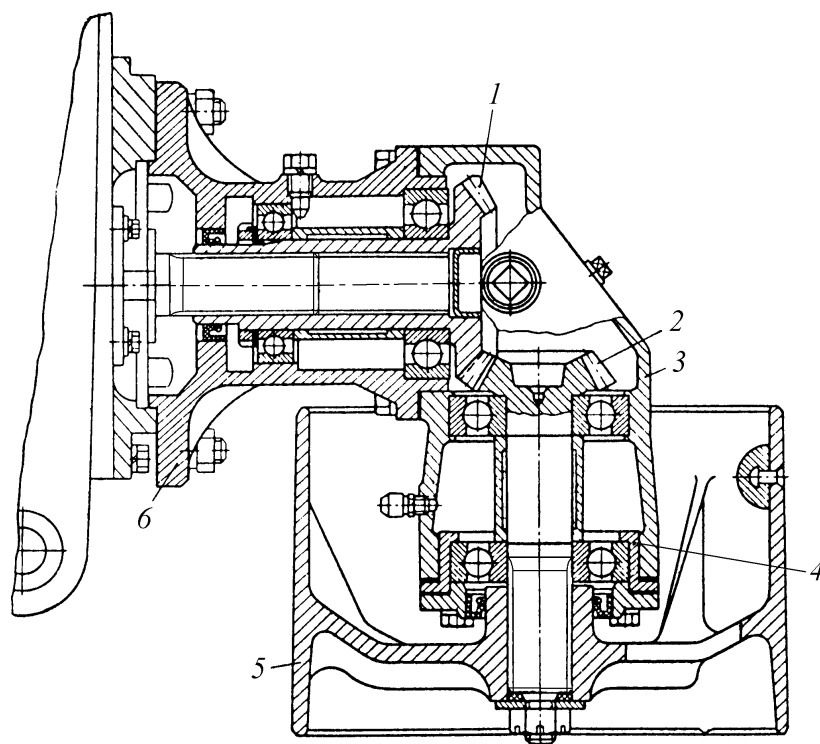


Рис. 14.31. Приводной шкив трактора

Конический редуктор, состоящий из ведущей шестерни 1 и ведомой 2, установленных на шариковых радиальных подшипниках, смонтирован в корпусе 3 и рукаве 6. Точность зацепления шестерен регулируется прокладками между корпусом 3 и рукавом 6 и прокладками между стаканом 4 наружного подшипника вала шкива и корпуса 3. Приводной шкив в сборе устанавливается на задний ВОМ, центрируется кольцевой проточкой в рукаве по крышке редуктора ВОМ и шпильками крепится к корпусу заднего моста.

Шестерни и подшипники смазываются разбрызгиванием масла, залитого в корпус 3.

Включение и выключение шкива 5 производится рычагом управления задним ВОМ.

Уход за приводным шкивом заключается в своевременной замене смазочного материала, регулировке зацепления шестерен и при необходимости подтяжке резьбовых соединений.

14.13. Уход за тягово-цепными устройствами, валами отбора мощности и приводными шкивами

Уход за тягово-цепными устройствами обеспечивает надежность их работы и безопасность в эксплуатации.

Тяговая вилка ТСУ-1 и маятниковое прицепное устройство, обеспечивающие агрегатирование с прицепными сельскохозяйственными машинами, постоянно контролируются на надежность крепления к трактору, отсутствие трещин и значительных деформаций элементов, на надежность фиксации запорного пальца и легкость поворота маятникового тягового бруса относительно шарнира его крепления к остову трактора. Все обнаруженные неисправности должны немедленно устраняться.

Особенностью гидрофицированного крюка ТСУ-2 является возможность его вертикального перемещения под действием привода от механизма навески трактора с последующим запиранием его в поднятом рабочем положении. При уходе за гидрофицированным крюком необходимо: проверить и при необходимости отрегулировать его привод, а также надежность запирания его захватами; проверить и при необходимости отрегулировать ручной привод к захватам.

Буксирное устройство ТСУ-3, обеспечивающее агрегатирование с трактором двухосных прицепов выполняется при изготовлении с повышенной надежностью, обусловленной дорожными и скоростными условиями буксировки. При уходе основное внимание необходимо

обратить на надежность его крепления к остову трактора, на надежность запирающего зева крюка фиксатором с подвижным упором (работа автомата сцепки), на ручной привод к фиксатору. Все неисправности должны немедленно устраняться. Периодически контролируется состояние упругого элемента амортизирующего устройства, в работе которого должны отсутствовать удары, связанные с его износом. При необходимости амортизирующее устройство регулируется или заменяется упругий элемент.

Запрещается эксплуатация трактора с буксировкой машин-орудий или прицепов при неисправных тягово-сцепных устройствах.

Конструкция ВОМ и их приводов включает шестеренные редукторы, механизмы переключения скоростей и режимов, механизмы управления ВОМ и соединительные шлицевые или кулачковые муфты.

Уход включает контроль за количеством смазочного материала в шестеренных редукторах и периодическую его замену, проверку и при необходимости регулировку всех механизмов ручного управления элементами привода ВОМ, контроль за состоянием шестерен, валов, подшипников, уплотнений, обеспечивающих отсутствие ударов, значительного шума, вытекания масла. Обнаруженные неисправности должны устраняться соответствующей регулировкой, ремонтом или заменой неисправных деталей.

Конструкция приводных шкивов включает обычно конический шестеренный редуктор, выполненный в виде отдельного блока, легко устанавливаемый или снимаемый с трактора.

Уход за редуктором приводного шкива включает операции по контролю и замене смазочного материала, регулировке (при необходимости) зазора в подшипниках и в зацеплении конических шестерен, контроль за уплотнениями и другими элементами конструкции.

14.14. Тенденции развития рабочего оборудования тракторов

Развитие конструкций рабочего оборудования тракторов направлено на более успешное выполнение своих функций в различных отраслях народного хозяйства.

Анализ тенденций развития мирового тракторостроения позволяет выделить следующие направления и перспективы развития рабочего оборудования.

1. Увеличение грузоподъемности заднего механизма навески до 0,7...0,9, а фронтального до 0,3...0,35 конструктивной массы трактора.

2. Широкое применение комбинированных навесных и тягово-сцепных устройств.

3. Упрощение и облегчение процесса агрегатирования, для чего механизм навески оснащается быстросоединяемыми сцепными устройствами и встраиваемыми в тяги навески гидроцилиндрами.

4. Повышение удельной мощности гидросистем тракторов, достигающей 30...40% и более мощности двигателя.

5. Применение объединенных (интегральных) гидросистем управления трактором, включающих гидросистему управления средствами агрегатирования, что повышает эффективность использования гидросистемы с сокращением количества установленного на тракторе гидрооборудования и уменьшением суммарного объема используемого масла.

6. Применение в гидросистемах насосов переменного рабочего объема (переменной производительности), позволяющих в сочетании с прогрессивной гидроаппаратурой регулировать скоростные режимы исполнительных механизмов.

7. Широкое применение электронно-гидравлического дистанционного управления гидроаппаратурой, облегчающее труд тракториста с возможностью оптимизации режимов работы гидросистем путем использования бортовых компьютеров.

8. На всех тракторах с мощностью двигателя до 150 кВт реализуются возможности и силового и позиционного регулирования глубины обработки почвы, и в большинстве случаев - комбинированного регулирования.

9. На всех сельскохозяйственных тракторах целесообразно распространение гидросистемы отбора мощности.

10. Для повышения возможностей агрегатирования с гидрофицированными машинами тракторы будут оснащаться большим количеством отдельно управляемых внешних выводов гидросистемы. Их общее количество в среднем 2-4, у отдельных моделей 10 парных напорно-сливных и 3 дренажных. Все выводы обязательно оснащаются быстросоединяемыми муфтами с надежными запорными, фиксирующими и грязезащитными устройствами.

11. Более высокое качество исполнения гидроагрегатов и, в частности, золотниковых пар обеспечит уменьшение зазора в них в 2 раза (6...8 мкм вместо 12...16 мкм), что позволит в гидросистемах использовать жидкости пониженной вязкости. В результате существенно сократятся потери в гидролиниях и повысится КПД гидропередач.

12. Использование фильтров высокой грязеемкости со стабилизированной тонкостью фильтрации и дистанционной индикацией засоренности фильтроэлементов, обеспечивающее высокую чистоту рабочей жидкости и своевременную замену фильтроэлементов.

13. Для удобства агрегатирования все более широкое распространение получают кнопочные пульты управления гидронавесной системой, устанавливаемые не только в кабине тракториста, но и снаружи на одном или на обоих крыльях задних колес трактора.

14. В стандартной комплектации тракторы будут оснащаться задним независимым двух-, трех- или четырехскоростным ВОМ. Синхронный режим привода заднего ВОМ может быть в стандартной комплектации трактора и иметь частоту вращения хвостовика 3,5 оборота на 1 м пути. На тракторы могут устанавливаться по заказу и двухскоростные синхронные ВОМ, имеющие стандартную и дополнительную (для работы трактора на колесах другого размера) частоты вращения хвостовика.

15. По заказу на тракторе может быть установлен двухскоростной фронтальный ВОМ или ВОМ с возможностью реверсирования направления вращения. Фронтальный ВОМ обычно имеет режим полностью независимый, получает привод от носка коленчатого вала и вращается с частотой хвостовика 1000 мин^{-1} .

16. Учитывая широкое применение на тракторах двигателей постоянной мощности их будут оснащать ВОМ со стандартными частотами вращения и частотами категории "Е", что соответствует работе двигателя на пониженных оборотах, обеспечивающих более экономичный режим.

17. Получит распространение кнопочное управление ВОМ, смонтированное на многофункциональном рычаге пульта управления средствами агрегатирования.

Пневматическая система трактора

Пневматическая система - совокупность аппаратов, соединенных друг с другом воздухопроводами в строгой функциональной последовательности, предназначенных для производства, накопления, контроля и потребления сжатого воздуха и служащих для облегчения управления системами и агрегатами тракторов, и соответственно, повышения их эксплуатационных свойств.

В механическом приводе управления тормозами и сцеплением трактора управляющее и силовое воздействие осуществляются, как правило, только за счет мускульной силы тракториста, использование которой регламентировано требованиями эргономики и производственной санитарии. Учитывая тенденции роста эффективности использования МТА за счет значительного повышения энерговооруженности и скоростей движения тракторов, вызывающие рост потребных приводных усилий, возникла необходимость дополнения или замены мускульной энергии человека посторонним источником энергии: сжатым или разряженным газом (обычно воздухом), сжатой жидкостью, электрической энергией или их комбинацией.

Широкое применение в конструкциях тракторов получил пневматический привод, использующий энергию сжатого атмосферного воздуха: привод тормозов тяжелых и/или быстроходных колесных и гусеничных машин, системы управления сцеплением и механизмом блокировки дифференциала, пневматическая подвеска. Эти системы весьма разнообразны по конструкции. Полностью рассмотреть их в данном разделе не представляется возможным, поэтому остановимся на наиболее распространенных: пневматическом приводе тормозов колесного трактора и пневмоусилителе привода сцепления.

Применение пневматического привода на тракторах обусловлено:

- относительной экологичностью отработавшего воздуха и, следовательно, возможностью его выброса обратно в атмосферу;
- неограниченностью и легкодоступностью сырья для производства энергоносителя, так как этим сырьем является атмосферный воздух;
- сравнительной простотой и малой энергоемкостью получения и накопления энергоносителя (сжатого воздуха);
- простотой соединения магистралей при составлении машинно-тракторных агрегатов, в том числе и многозвенных тракторных поездов;

- допустимостью естественных утечек энергоносителя ввиду негерметичности, что значительно упрощает и удешевляет привод.

Вместе с тем, неизбежные утечки воздуха из системы приводят к снижению КПД привода. К основным недостаткам современных пневматических систем тракторов необходимо так же отнести: сравнительно низкое быстродействие, затрудняющее безопасную эксплуатацию многозвенных тракторных поездов; посредственную точность управления из-за нелинейных характеристик пневмоаппаратов; относительную сложность диагностирования.

Пневматический привод по сравнению с гидрообъемным, обладает следующими преимуществами: исполнительные устройства имеют большие скорости срабатывания и меньшую стоимость, более короткие возвратные линии, так как воздух может быть удален из системы в любой ее точке; наличие неограниченного запаса энергоносителя. Недостаток: большие габариты при равных развиваемых усилиях (рабочие давления в гидроприводе на порядок выше).

На рис. 15.1 приведена типовая схема пневмосистемы колесного трактора. Источником сжатого воздуха (энергоносителя) служит компрессор 1 с регулятором 2 (ограничителем) выходного давления. Для сглаживания колебаний давления и для обеспечения, по крайней мере, пяти торможений МТА (за рубежом не менее восьми) при неработающем компрессоре установлены воздушные ресиверы (баллоны) 5. Для слива конденсата на ресиверах устанавливают специальные клапаны 10. На некоторых тракторах подключение ресиверов в сеть осуществляют через двойной защитный клапан, обеспечивающий преимущественное питание сжатым воздухом жизненно важных агрегатов трактора и отключения поврежденных ветвей пневмосистемы.

Исполнительными устройствами являются тормозные камеры 3, необходимое давление в которых устанавливается двухсекционным тормозным краном 4. Верхняя секция тормозного крана через разобщительный кран 6 и соединительную головку 7 осуществляет питание и управление пневматическим приводом тормозов прицепа или полуприцепа. Компрессор, оборудованный регулятором давления, питает сжатым воздухом не только привод тормозов, но и пневмодвигатели стеклоочистителей 13, управляемых специальными вентилями 12. Через кран 8 осуществляется отбор воздуха для накачивания шин и другие нужды. Датчик давления и манометр 11 обеспечивают визуальный контроль давления в системе. Предохранительные клапаны 9 защищают систему от перегрузки при выходе из строя регулятора давления. Для обеспечения функционирования пневмосистемы при букси-

ровании трактора с неработающим двигателем предназначен буксирный клапан 14.

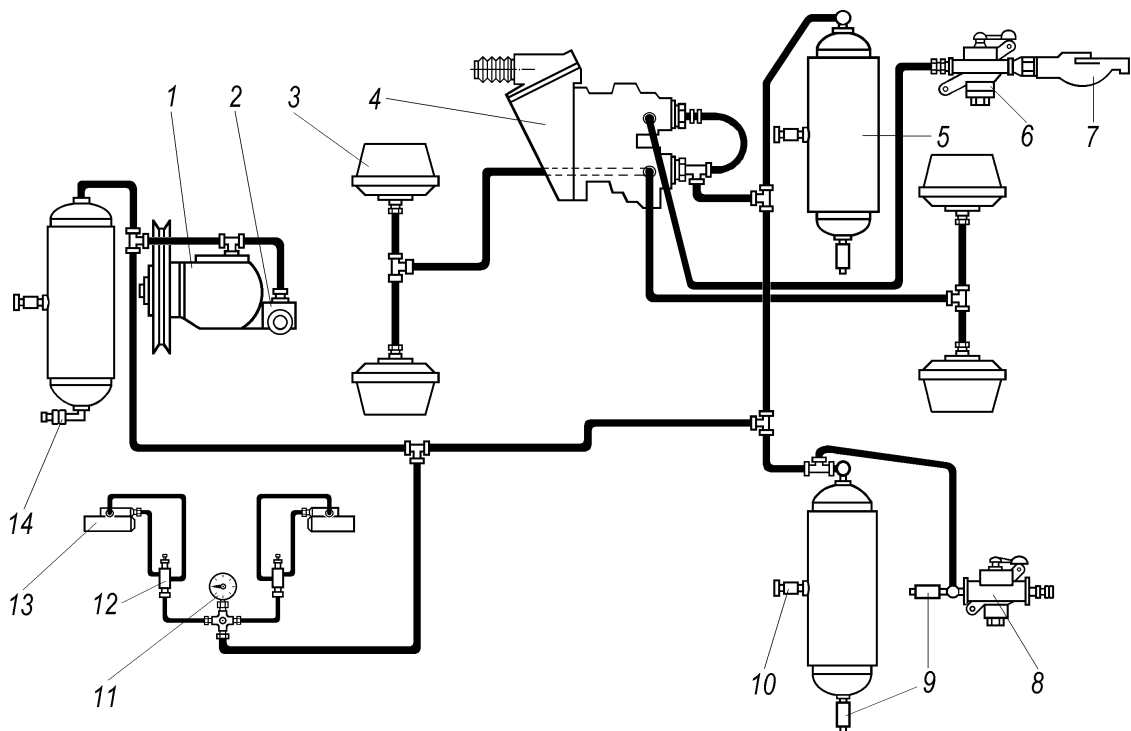


Рис. 15.1. Схема пневмосистемы трактора К-701

Пневматическая система современного трактора состоит из более ста различных по функциональному назначению и конструктивному исполнению элементов - приборов пневматического привода, которые условно можно разделить на четыре группы:

подготовки, хранения и транспортировки энергоносителя (сжатого воздуха), требуемых давления и чистоты - компрессор, ресиверы, регулятор давления, фильтры, защитные клапаны, насосы для антифриза, трубопроводы, фитинги (заглушки, штуцеры, угольники, тройники и т.д.), соединительные головки и разобшительные краны;

потребления сжатого воздуха (исполнительные устройства) - пневматические цилиндры, мембранные (диафрагменные) камеры, пневмомоторы, пневмобаллоны подвески, шины колес и воздушный сигнал;

распределения и регулирования - тормозные краны, воздухораспределители, клапаны управления и регуляторы;

контроля и предохранения - манометры, датчики давления и предохранительные (аварийные) клапаны.

Иногда производят разделение на подсистемы по объектам обслуживания: пневмопривод тормозов, пневматическая подвеска, сер-

воусилитель привода сцепления, пневмоуправления агрегатами трансмиссии, пневмопривод стеклоочистителей и т.д.

В первом приближении, работу почти всех приборов пневматической системы трактора можно свести к выполнению комбинации трех элементарных функций: впуск, выдержка и выпуск сжатого воздуха. Поэтому большинство этих приборов состоит из набора однотипных функциональных элементов: клапанные механизмы (т.е. пара клапан - седло), следящие механизмы и уплотнения.

Клапанный механизм. Он предназначен для открывания и закрывания прохода для сжатого воздуха. В открытом положении клапана происходит впуск или выпуск сжатого воздуха из какой-либо полости пневмоприбора, а в закрытом - выдержка сжатого воздуха необходимого давления в той же полости.

Требования, предъявляемые к клапанному механизму:

- 1) высокая начальная чувствительность, т.е. уровень входного сигнала (перемещения, усилия или давления), обеспечивающий начало срабатывания клапана, должен быть минимальным;
- 2) отсутствие утечек (герметичность) в закрытом положении;
- 3) достаточная площадь проходного сечения и малое сопротивление движению потока воздуха через открытый клапан.

Герметичность стыка клапан-седло помимо зависимости от формы и материала клапана во многом определяется давлением в контакте. Оно должно быть достаточным для плотного прилегания клапана к седлу за счет упругой деформации одного из них и, в тоже время, не должно приводить к их разрушению. Давление в контакте прямо пропорционально усилию прижатия клапана к седлу и обратно пропорционально площади контакта. В то же время очевидно, что для обеспечения высокой начальной чувствительности, усилие прижатия клапана необходимо сделать возможно меньшим. Поэтому для обеспечения герметичности стремятся уменьшить площадь контакта, по возможности не снижая долговечности клапанного механизма.

Второе и третье требования продиктованы обеспечением заданного быстродействия пневмопривода в целом. Для этого необходимо в кратчайший промежуток времени открыть клапан, пропустить через него потребное количество сжатого воздуха, а затем закрыть его.

В основу классификации клапанных механизмов положены:

вид действия – простое (см. рис. 15.5), если клапан *11* взаимодействует с одним седлом *15* и сообщает (разобщает) между собой две полости, и двойное (см. рис. 15.4), если клапан *2* взаимодействует с двумя седлами, одно из которых, как правило, подвижно, сообщая в заданной последовательности одну из полостей с двумя другими;

форма поверхности клапана, контактирующей с седлом – плоская, коническая, сферическая;

материал поверхности клапана, контактирующей с седлом – резина, металл, пластмасса.

Кроме того, клапаны подразделяются на одинарные (обычные) и двойные. В гидро- и пневмосистемах двойным клапаном принято называть комбинацию из двух соосных и, как правило, жестко связанных клапанов (рис. 15.3, поз. 12 и 16), взаимодействующих каждый со своим седлом в заданной последовательности. Двойной клапан выполняет функцию идентичную клапану двойного действия.

Плоские, еще их называют пластинчатыми, клапаны, имеющие обычно форму диска, наиболее просты и технологичны в производстве и монтаже. К их недостаткам следует отнести: во-первых, большее, чем у конических и сферических, сопротивление проходу воздуха; во-вторых, значительное усилие прижатия клапана к седлу для обеспечения герметичности стыка. Поэтому при одинаковой пропускной способности они имеют большие радиальные размеры. Для снижения усилия прижатия уменьшают ширину кольцевой поверхности контакта с седлом, выполняя на плоскости клапана специальные кольцевые выступы.

Сферические клапанные механизмы, в том числе и шариковый клапан в сочетании с коническим седлом, обладают малым сопротивлением потоку воздуха и легко обеспечивают герметичность стыка. Их характерные недостатки - большая инерционная масса клапана и конструктивные сложности, возникающие при выполнении их двойными.

Промежуточное положение по всем параметрам занимают конические клапанные механизмы. Основной их недостаток – жесткие требования к соосности цилиндрического или, что встречается значительно реже, конического седла и конического пояса клапана. Это обусловлено тем, что только сечение конуса плоскостью перпендикулярной его оси имеет форму круга. А именно в этом случае обеспечивается герметичность стыка конического клапана с седлом. Несмотря на это они так же, как плоские и сферические клапаны, находят применение в пневмоприборах, особенно имеющих двойные клапаны, хотя в последние годы предпочтение отдается плоским клапанным механизмам.

Материал контрагентов пары клапан - седло, как правило, разнороден. Обычно клапан изготавливают из резины, а седло - из металла или пластмассы. В отдельных случаях применяют металлический или пластмассовый клапан в сочетании с седлом из резины. Исключение

составляют шариковые клапаны (металлический шарик чаще всего контактирует с металлическим коническим седлом), а также пластинчатые клапаны компрессора, в которых оба контрагента также металлические.

Следящий механизм. Это элемент пневмоприбора, обеспечивающий заданный закон изменения выходного давления как функции управляющего воздействия, представленного в виде давления, перемещения или силы, при помощи обратной связи. Для органов управления необходимо следящее действие не только по перемещению (ходу педали или рычага), но и по усилию. Это связано с действием закона Вебера-Фехнера о зависимости между ощущениями и раздражителями. Замедление трактора в первом приближении воспринимается трактористом как работа силы инерции, поэтому регулирование торможения будет более точным при сочетании перемещения органа управления с изменением силы, затрачиваемой на это перемещение.

Следящий механизм состоит из упругого элемента, создающего усилие, однозначно соответствующее подведенному управляющему сигналу, и подвижного чувствительного элемента, на активную площадь которого воздействует выходное давление, корректируя управляющий сигнал. Использование в качестве упругого элемента цилиндрической пружины предопределяет постоянство коэффициента передачи управляющего воздействия. Однако для обеспечения более полного эргономического соответствия органов управления желательно иметь переменный коэффициент передачи. Для этого используется упругий элемент в виде конической пружины либо резиновой втулки специальной формы.

При слабом нажатии на педаль управления коэффициент передачи тормозного крана мал и тракторист получает возможность плавно регулировать давление в приводе, а, следовательно, и эффективность служебного торможения. При сильном нажатии на педаль управления, характерном для экстренного торможения, коэффициент передачи возрастает, что обеспечивает сокращение времени срабатывания пневмопривода.

Чувствительный элемент следящего механизма выполняется поршневым или мембранным, с рабочим диаметром в пределах 20...80 мм.

Поршневые следящие механизмы имеют чувствительный элемент в виде поршня с резиновыми уплотнительными манжетами или кольцами. Преимущества поршневого механизма - разумная неограниченность величины хода и линейная зависимость усилия от нее.

Недостатком поршневых следящих механизмов являются большие потери на трение, особенно при низких температурах.

Мембранные следящие механизмы работают практически без внешнего трения и поэтому обладают лучшей чувствительностью; на их работе меньше сказывается замерзание конденсата. Применение мембран из тонкого резинового полотна толщиной 0,4...2 мм с тканевой прокладкой вместо аналогичных формованных толщиной 1,0...2,5 мм позволило повысить их долговечность и работоспособность в условиях низких температур. Но мембранным механизмам присущи нелинейная зависимость хода от воздействующего давления и меньший рабочий ход. При одинаковом диаметре и давлении сила создаваемая мембраной меньше, поэтому при прочих равных условиях габаритные размеры и масса мембранных следящих устройств больше.

Уплотнения. Это устройства, предотвращающие или уменьшающие утечку сжатого воздуха через зазоры между деталями пневмоприборов, а также защищающие их от проникновения пыли и грязи. Различают уплотнения подвижных и неподвижных элементов. Подвижными элементами приборов пневмопривода могут быть мембраны, поршни, штоки и валы. Резиновая мембрана сама по себе является уплотнением. Она зажимается по периферии между двумя неподвижными, как правило, корпусными деталями, уплотняя их соединение. В центре к ней крепится шток или толкатель и она образует герметичное подвижное соединение. Для уплотнения поршней, толкателей, штоков и валов обычно применяют резиновые кольца круглого или К-образного сечения, манжеты и сальники.

Уплотнение неподвижных деталей пневмоприборов осуществляется, помимо мембран, резиновыми кольцами круглого или прямоугольного сечения и прокладками. За рубежом для этих целей чаще применяют полимерные самоотверждающиеся композиции на основе полисульфидных или жидких кремнийорганических каучуков – герметиков.

15.1. Исполнительные механизмы

Исполнительные механизмы предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в энергию движения рабочих органов: разжимных кулаков тормозных механизмов, вилки выключения сцепления, вращения вала стеклоочистителя и т.п., а также передачи верти-

кальных усилий между подрессоренными и неподрессоренными частями трактора (пневмобаллоны подвески).

По виду реализуемого движения различают исполнительные механизмы возвратно-поступательного и вращательного движений. По конструктивному исполнению устройств, непосредственно участвующих в преобразовании энергии сжатого воздуха в механическую энергию поступательного движения, исполнительные механизмы подразделяются на поршневые, мембранные (диафрагменные), сифонные и шланговые. Эти механизмы, как правило, одностороннего действия: возвращение в исходное положение происходит под действием пружины или силы тяжести. Принято поршневые исполнительные механизмы называть тормозными или пневматическими цилиндрами, а мембранные - тормозными или пневматическими камерами.

Преимущества и недостатки поршневых и мембранных силовых механизмов такие же, как у аналогичных следящих механизмов пневмоприборов. Мембраны и поршни исполнительных механизмов практически отличаются только геометрическими размерами и усилиями. Рабочие диаметры силовых мембран и поршней 60...200 мм, а развиваемые усилия до 15 кН.

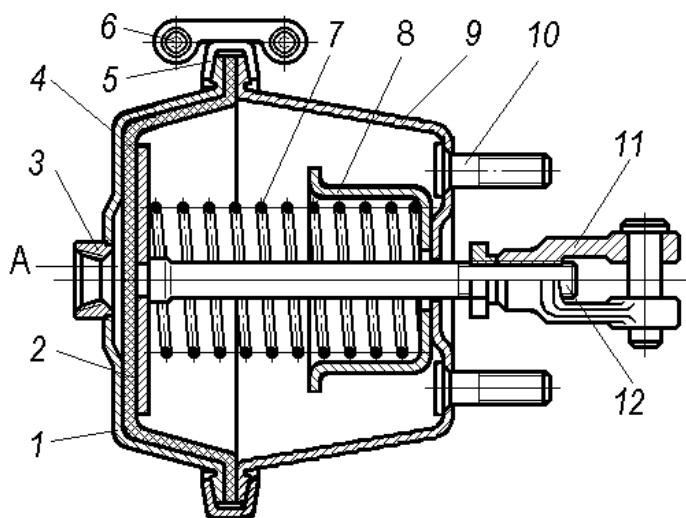
Тормозные цилиндры и камеры, создающие усилие на штоке прямо пропорциональное давлению подводимого воздуха, являются пневматическими исполнительными механизмами прямого действия. В последние годы получили распространение механизмы обратного действия, в которых полезное усилие, передаваемое на шток поршнем или мембраной, создается воздействием предварительно сжатой пружины.

Под давлением сжатого воздуха часть или все усилие пружины воспринимается поршнем или мембраной, соответственно разгружая шток. Давление воздуха, при котором шток полностью разгружен, обычно не превышает 0,45...0,55 МПа. В пневмосистемах тракторов поршневые силовые механизмы нашли применение, главным образом, только в пневмодвигателях стеклоочистителей.

Для привода остальных устройств, как правило, применяют пневматические камеры, которые по виду соединения корпуса и крышки подразделяют на фланцевые и бесфланцевые. Фланцевые имеют хорошо развитые фланцы корпуса и крышки, между которыми равномерно расположенными болтами зажата мембрана. У бесфланцевых на корпусе и крышке выполнены конусные отбортовки, а со-

единение осуществляется кольцевым хомутом. Эта конструкция имеет меньшие радиальные размеры и материалоемкость. Она более технологична в производстве и эксплуатации. Поэтому бесфланцевые камеры получили преимущественное распространение в пневмоприводах отечественных и зарубежных тракторов.

На рис. 15.2 представлена одна из многочисленных конструкций бесфланцевой тормозной камеры. Резиновая мембрана 2 зажата между корпусом 9 и крышкой 1 с помощью хомута 5, стянутого двумя болтами 6. Необходимое для герметичного соединения усилие создается вследствие наличия конусных отбортовок на корпусе, крышке и хомуте. В корпусе расположен шток 12, с жестко прикрепленным опорным диском 4, в который упирается возвратная пружина 7. Второй конец пружины опирается в стакан 8, приваренный к днищу корпуса и ограничивающий ход мембраны. При торможении сжатый воздух через бобышку 3, приваренную к крышке, попадает в полость А, перемещая мембрану со штоком, соединенным вилкой 11 с рычагом вала разжимного кулака тормоза или вилки выключения сцепления. Крепление камеры к кронштейну осуществляется болтами 10, приваренными к днищу корпуса.



15.2. Тормозная камера трактора

ди, выраженной в квадратных дюймах ($1 \text{ кв. дюйм} = 6,452 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$), обозначать типоразмер (*тип*) камеры или цилиндра. В мировой практике применяются семь типов камер: 9, 12, 16, 20, 24, 30 и 36, что позволяет перекрыть диапазон потребных приводных усилий.

Основным параметром, характеризующим тормозные камеры, является *активная площадь* - условная величина, представляющая собой частное от деления усилия на штоке камеры, при его номинальном ходе, на величину подводимого давления.

Общепринято величиной активной площади,

15.2. Приборы регулирования и распределения сжатого воздуха

Приборы регулирования и распределения предназначены для подачи сжатого воздуха требуемого давления к исполнительным устройствам и выполнения функции управления.

Основными функциональными элементами приборов регулирования и распределения воздуха являются клапанные и следящие механизмы. Клапан, как элемент прибора пневмосистемы трактора, осуществляет преимущественно релейное регулирование давления: в открытом положении он обеспечивает прохождение потока сжатого воздуха, а в закрытом – препятствует этому прохождению. Количественное регулирование давления степенью открытия клапана в пневмоаппаратах практически не используется.

Следящим механизмом называется элемент пневмоприбора, обеспечивающий заданный закон изменения выходного давления как функции управляющего воздействия, представленного в виде давления, перемещения или силы. Так, например, специальный следящий механизм в следящем устройстве пневмоусилителя сцепления трактора Т-150К изменяет давление на его выходе в зависимости от силы нажатия на педаль управления сцеплением и ее хода.

К основным приборам регулирования и распределения сжатого воздуха относятся: тормозные краны, воздухораспределители прицепа, следящее устройство пневмоусилителя сцепления, краны управления давлением централизованной системы накачивания шин (например, на тракторе ЛТЗ-145) и клапаны регулирования давления в пневмобаллонах подвески.

Рассмотрим конструкции тормозного крана и следящего устройства пневмоусилителя сцепления.

Тормозной кран (клапан управления тормозными камерами) – устройство, обеспечивающее подачу сжатого воздуха с давлением, однозначно соответствующим внешнему управляющему усилию (или перемещению).

Управляющее воздействие на тормозной кран может передаваться от педали тормоза непосредственно (так называемые подпедальные краны), или через рычажную и, значительно реже встречающуюся, гидравлическую системы. В первом случае конструкция кран – привод получается достаточно компактной: тормозной кран крепится снаружи на полу или на передней стенке кабины, а соответственно, напольная или подвесная педаль воздействует, в зависимости от конкретного конструктивного исполнения крана, на толкатель, рычаг или

тягу крана. Во втором случае рычаг или толкатель крана связан с педалью системой тяг и рычагов.

Если кран расположен в труднодоступном месте или далеко от рабочего места тракториста применяется гидравлический привод тормозного крана, когда педаль тормоза связана с главным тормозным цилиндром, а на задающий механизм крана воздействует рабочий цилиндр. Но в любом случае в соответствии с действующими предписаниями секция крана, управляющая тормозами прицепа, имеет твердотельную связь с органом управления, по крайней мере, стояночными тормозами трактора.

В настоящее время на тракторах с механическим приводом рабочих тормозов применяются односекционные тормозные краны управления пневмоприводом тормозов прицепа. На тракторах с пневмоприводом рабочих тормозов (например, К-701 и Т-150К) устанавливают унифицированные комбинированные двухсекционные тормозные краны управления приводом колесных тормозных механизмов трактора и однопроводным приводом тормозов прицепа. Почти все тормозные краны имеют следящие механизмы мембранного типа.

На рис. 15.3. представлена конструкция комбинированного тормозного крана трактора К-701. В корпусе 5 установлены с возможностью осевого перемещения шток 7 и стакан 26. Все внутренние полости корпуса сообщаются между собой и через пластинчатый клапан 19 с атмосферой. Корпус 28 рычажного управляющего механизма привернут болтами к корпусу 5 крана. Верхний рычаг шарнирно соединен с тягой 1 привода. Для предохранения механизма управления от попадания посторонних предметов, пыли и грязи на корпус рычагов установлена крышка 3 с защитным чехлом 2.

С другой стороны к корпусу 5 прикреплены унифицированные секции 19, в которые через пробки 17 из ресиверов трактора (стрелки А) поступает сжатый воздух. Верхняя секция соединена с магистралью прицепа (стрелка В), а нижняя – с магистралью тормозных камер трактора (стрелка В). Седла 9 выпускных клапанов закреплены на мембранах 10 и свободно перемещаются в цилиндрических направляющих, в кольцевые проточки которых вставлены резиновые уплотнения 11.

Положение всех деталей крана на рисунке соответствует отпущенной педали управления тормозами. Под действием пружины 6 шток 7 верхней секции находится в крайнем правом положении. Выпускное седло 9 прижато к выпускному клапану. Впускной клапан 16 открыт, и сжатый воздух поступает в магистраль прицепа. Когда давление в ней достигнет номинального значения (0,5...0,55 МПа), дав-

ление в полости слева от мембраны 10, соединенной дроссельным отверстием с выходом верхней секции, создает силу, превышающую преднатяг пружины 6. Под действием этой силы шток 7 движется влево по направляющей 8 и перемещаемый вслед за ним пружиной 13 выпускной клапан 16 садится на седло 14.

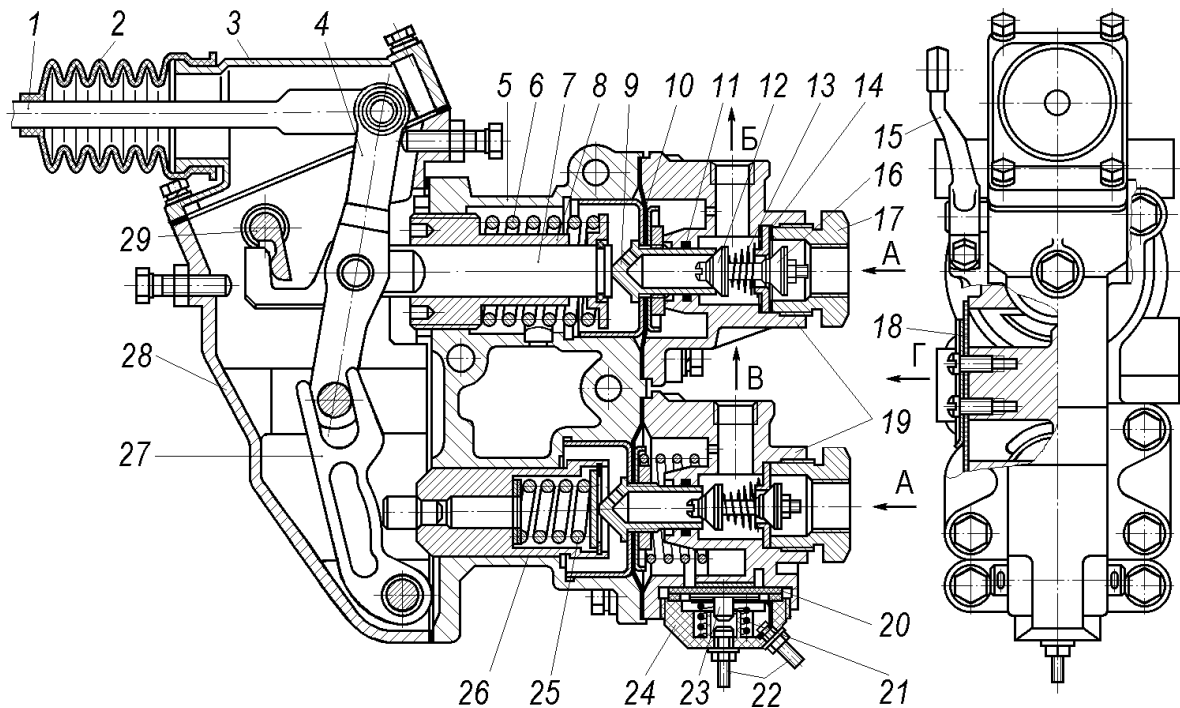


Рис. 15.3. Комбинированный тормозной кран:

A – от ресивера; *Б* – в магистраль прицепа; *В* – к тормозным камерам трактора;
Г – в атмосферу

При падении давления ниже 0,45...0,5 МПа пружина 6 возвращает клапан в исходное положение и возобновляется подача сжатого воздуха в пневмосистему прицепа. Следовательно в отторможенном состоянии на выходе верхней секции поддерживается заданное давление. Регулировку величины давления производят изменением преднатяга пружины 6, завертывая или вывертывая направляющую 8 в корпус 5.

В нижней секции под воздействием возвратной пружины мембрана с седлом выпускного клапана находится в крайнем левом положении. Впускной клапан прижат конической пружиной к своему седлу, а выпускной открыт. Магистраль привода тормозных камер трактора соединена с атмосферой через седло выпускного клапана, внутренние полости корпуса 5 и пластинчатый клапан 19.

При нажатии на педаль управления тормозами тяга 1 перемещается влево, увлекая за собой верхний конец рычага 4. Этот рычаг совершает сложное движение вращения против часовой стрелки вокруг

подвижной оси, связанной со штоком 7. Нижний конец рычага 4 через палец шарнирно связан с рычагом 27, в котором выполнены направляющие в виде прорези. Рычаг 27 вращается по часовой стрелке вокруг нижней неподвижной оси. Следовательно, шток 7 движется влево, а стакан 26 – вправо.

В верхней секции следящая мембрана 10 перемещает седло 9 выпускного клапана вслед за штоком. При этом сначала закрывается впускной клапан 16, прекращая доступ сжатого воздуха из ресиверов трактора в магистраль прицепа, а затем открывается выпускной клапан 12. Сжатый воздух из магистрали прицепа через полое седло 9, внутренние полости крана и клапан 18 выходит в атмосферу, приводя в действия тормозную систему прицепа. В нижней секции при перемещении стакана 26 вправо он через пружину 25 и опорный диск перемещает подвижное седло выпускного клапана. Первоначально седло садится на выпускной клапан, прекращая сообщение магистрали В с атмосферой. Затем открывается впускной клапан, и сжатый воздух начинает поступать к пневмокамерам колесных тормозов трактора, приводя их в действие.

Одновременно с изменением давления на выходах из секций изменяется давление в полостях справа от мембран 10 следящих механизмов. Давление на выходах Б и В устанавливается в соответствии с положением тяги 1. Функционирование следящего механизма верхней секции при торможении аналогично изложенному выше с учетом того, что, хотя, вследствие перемещения штока 7 и увеличивается преднатяг уравнивающей пружины 6, но вместе с тем изменяется положение узла “подвижное седло - двойной клапан” относительно седла впускного клапана 14. С перемещением этого узла влево уменьшается, вплоть до атмосферного, величина автоматически поддерживаемого давления на выходе секции управления тормозами прицепа.

Работа следящего механизма нижней секции обеспечивается изменением преднатяга уравнивающей пружины 25 при движении стакана 26 вправо. Если суммарная сила давления на мембрану сжатого воздуха и возвратной пружины превысит величину преднатяга пружины 25, последняя сжимается. Подвижное седло вместе с двойным клапаном перемещается влево до момента перекрытия питающей магистрали А. При падении давления в полости слева от мембраны пружина 25 перемещает седло и клапаны вправо и открывает впускной клапан. Этим обеспечивается однозначное соответствие между положением стакана 26, а следовательно, тяги 1 и педали управления тормозами, а также давлением на выходе нижней секции.

При полном нажатии на педаль шток 7 перемещается до упора в регулировочный винт, а стакан 26 – до упора гайки мембраны в центральную бобышку корпуса секции 19. Шток 7 занимает крайнее левое положение: впускной клапан 16 закрыт, а выпускной – максимально открыт. Давление воздуха в магистрали прицепа равно атмосферному. В нижней секции впускной клапан максимально открыт, а выпускной закрыт. Давление на ее выходе *В* уравнивается с давлением в питающей магистрали *А*. При этом давление воздуха в пневматических тормозных камерах трактора и прицепа достигает наибольших значений и тракторный поезд тормозится в экстренном режиме.

При отпуске тормозной педали тяга 1 и связанные с ней рычаги 4 и 27 возвращаются в исходное положение. Шток 7 под действием пружины 6 перемещается в крайнее правое положение, закрывая выпускной клапан и открывая впускной. Сжатый воздух подается в магистраль прицепа *Б*. В нижней секции возвратная пружина, а в начальный период и сжатый воздух перемещают через мембрану и седло выпускного клапана стакан 26 в крайнее левое положение. Впускной клапан закрывается, а выпускной – открывается. Давление воздуха в магистрали тормозных камер трактора падает до атмосферного. Происходит растормаживание трактора и прицепа.

Верхняя секция крана обеспечивает срабатывание пневмопривода тормозов прицепа при торможении трактора стояночным тормозом, имеющим механический привод. Для этого рычаг ручного тормоза трактора соединен тягами с рычагом ручного привода 15 крана, установленном на конце валика 29. Валик 29 имеет кулачок, взаимодействующий со штоком 7. При перемещении рычага ручного тормоза валик 29 поворачивается по часовой стрелке. Кулачок перемещает шток 7 влево, обеспечивая срабатывание тормозов прицепа так же, как и при торможении трактора рабочими тормозами.

Для обеспечения чистоты растормаживания рычаги привода секций крана должны иметь небольшой (1...2 мм) свободный ход, а для уменьшения времени срабатывания нижней секции ограничивается (не более 5 мм) рабочий ход штока 7. Ходы регулируются ограничительными болтами, установленными в корпусе рычагов 28.

Для обеспечения соответствия усилия на педали выключения сцепления эргономическим требованиям в привод управления сцеплением трактора Т-150К установлен пневматический усилитель, состоящий из бесфланцевой тормозной камеры и следящего устройства, обеспечивающего подачу, выдержку и выпуск сжатого воздуха из камеры. Тормозная камера с помощью специального кронштейна закреп-

плена слева на корпусе сцепления. Ее шток шарнирно связан с левым рычагом вилки выключения сцепления.

Следящее устройство (рис. 15.4) соединено жестко с продольной тягой механического привода управления (тяги ввернута в резьбовое отверстие переходной гайки 12) и шарнирно соединена с правым рычагом вала вилки выключения.

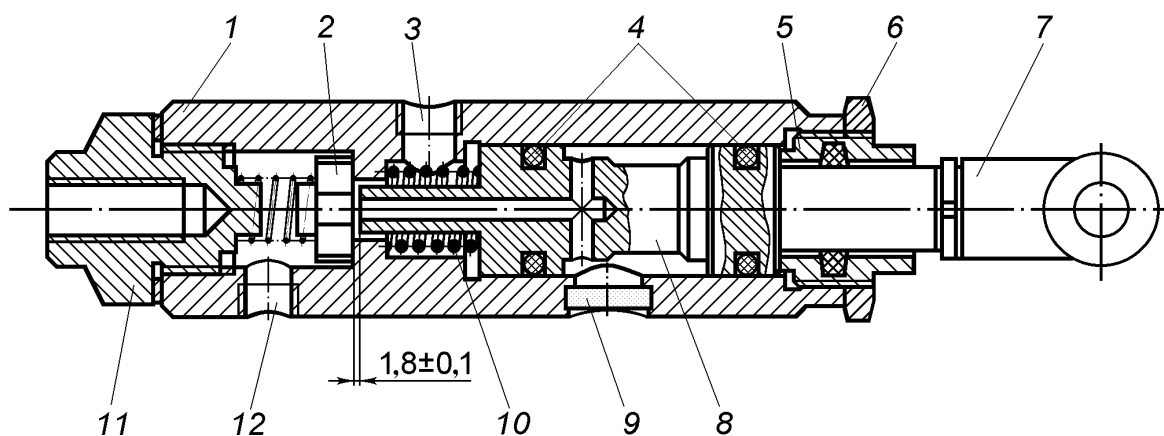


Рис. 15.4. Следящее устройство

Следящее устройство состоит из стального цилиндрического корпуса 1 с тремя боковыми резьбовыми отверстиями. В отверстия 3 и 11 ввертываются штуцера для присоединения соответственно шлангов от пневмокамеры и питающей магистрали, а в отверстие 9 – сетчатый фильтр. В ступенчатом осевом отверстии корпуса 1 установлены клапан 2, прижатый к седлу пружиной, плунжер 8 и пружина 10. На плунжере выполнена цилиндрическая проточка, соединенная сверлениями с торцом плунжера, обеспечивающая связь отверстий 3 и 9. В кольцевые проточки плунжера установлены резиновые манжеты 4. Зазор $1,8 \pm 0,1$ мм между клапаном и торцом плунжера устанавливается вращением регулировочной гайки 5, и фиксируется контргайкой 6. В проточке регулировочной гайки установлен сальник.

При нажатии на педаль управления сцеплением усилие через продольную тягу, переходную гайку 12, корпус 1, пружину 10, плунжер 8, вилку 7 и правый рычаг поворачивают вал вилки выключения, перемещая отводку вперед до ее соприкосновения с упорным кольцом. При дальнейшем нажатии на педаль пружина 10 сжимается и корпус 1 начинает перемещаться на плунжере 8.

При этом торец плунжера, упираясь в клапан 2, перекрывает сообщение пневмокамеры через отверстия 3 и 9 с атмосферой и открывает клапан. Сжатый воздух, подведенный в полость корпуса через отверстие 11, поступает через открывшийся клапан к отверстию 3 и

по шлангу в рабочую полость пневматической камеры. Шток камеры начинает перемещать левый рычаг вала вилки выключения с усилием, достаточным для выключения сцепления. При продолжении воздействия на педаль управления сначала выключается сцепление, а затем включается в работу тормозок, останавливая вал сцепления. Если остановить педаль в промежуточном положении, что соответствует остановке корпуса *1*, то пневмокамера поворачивает вал вилки выключения до момента, когда правый рычаг и связанный с ним плунжер *8* займут положение, при котором клапан *2* садится на седло и прекращает подачу сжатого воздуха, а торец плунжера еще не отошел от клапана. Имеющийся в камере воздух оказывается запертым при фиксированном давлении и объеме, что в свою очередь обеспечивает фиксацию отводки в заданном положении до тех пор, пока мы не изменим положение педали.

После прекращения воздействия на педаль, пружина *10* перемещает корпус *1* относительно плунжера *8* в исходное положение, когда клапан *2* закрыт, торец плунжера отходит от клапана и через образовавшийся зазор и сверления в плунжере сжатый воздух из пневмокамеры выходит в атмосферу через отверстие *9*. При этом сначала растормаживается тормозок, а затем включается сцепление. Величина зазора между клапаном *2* и торцом плунжера *8* обеспечивает плавное снижение давления в пневматической камере (за счет дросселирования воздуха), а следовательно, необходимый темп включения сцепления даже при “броске педали”.

15.3. Приборы подготовки и транспортировки сжатого воздуха

Устройства подготовки и транспортировки рабочего тела предназначены для получения и накопления необходимого количества сжатого воздуха, требуемых значений давления и чистоты, а также его подвода к потребителям. Другими словами это устройства обеспечения элементов пневмопривода энергоносителем, с требуемыми количественными и качественными параметрами.

Воздушный компрессор. Это - устройство для преобразования механической энергии двигателя в энергию сжатого газа (воздуха). По способу получения сжатого воздуха компрессоры могут быть трех типов:

объемные (поршневые и ротационные), в которых сжатие воздуха происходит при уменьшении замкнутого объема;

лопаточные (центробежные и осевые), в которых сжатие газа происходит вращающимися лопатками;

струйные (инжекторы), в которых нагнетание газа осуществляется за счет трения с увлекающим потоком газа или жидкости.

В пневмосистемах тракторов наиболее широкое применение нашли объемные поршневые компрессоры, рабочий цикл которых состоит из фаз всасывания, сжатия и вытеснения воздуха в напорную пневмолинию. В автотракторостроении принято классифицировать компрессоры в зависимости от подачи, максимального рабочего давления, конструкции механизмов привода компрессора, размещения органов воздухораспределения и способов смазывания, охлаждения и воздухоподачи. Компрессоры работают на переменных режимах, их номинальная подача колеблется от 1 до 7 дм³/с при рабочем давлении 0,5...1 МПа, что обеспечивается одноступенчатым сжатием.

Привод компрессора осуществляется, как правило, от ДВС посредством клиноременной, зубчатой и реже цепной передачи. В зависимости от размещения органов воздухораспределения различают компрессоры с прямоточным и непрямоточным движением воздуха. В компрессорах с непрямоточным движением воздуха впускной и выпускной органы расположены в цилиндре в зоне верхней мертвой точки, а в прямоточном - впускной орган располагается в зоне нижней мертвой точки.

Питание воздухом может осуществляться через воздушный фильтр двигателя или автономный фильтр компрессора. Смазывание трущихся деталей компрессора производится от системы смазки двигателя трактора или индивидуальной системы с помощью встроенного насоса (плунжерного или шестеренного) или только разбрызгиванием из масляной ванны картера компрессора. Охлаждение компрессора может быть воздушным или жидкостным, объединенным с системой охлаждения двигателя.

Типоразмерный ряд автотракторных компрессоров стандартизирован: в зависимости от потребной производительности применяются одно- или двухцилиндровые компрессоры (ГОСТ 13670 и ГОСТ 13669). Для предотвращения длительной непрерывной работы компрессора и частых его включений, а также для поддержания давления в системе при случайных увеличениях расхода воздуха, массовая подача компрессора принимается в 4-6 раз больше массового расхода воздуха при торможении.

Пневматический привод не является абсолютно герметичным: падение давления воздуха при неработающем компрессоре допускается не более чем на 0,03 МПа от номинального значения в течение 30

мин при свободном положении органов управления или в течение 15 мин при полном их приведении в действие. Как показывают исследования, величина утечек сжатого воздуха в реальных условиях эксплуатации не превышает 10% массовой производительности компрессора.

Одноцилиндровые компрессоры воздушного охлаждения находят широкое применение на тракторах класса 0,6-2, в которых сжатый воздух расходуется, главным образом, на питание и приведение в действие тормозной системы прицепов. Так на тракторах Т-28Х4М, Т-55, МТЗ-80 и их модификациях применяются унифицированные одноцилиндровые компрессоры воздушного охлаждения с приводом от шестерни топливного насоса через подвижную промежуточную шестерню на шестерню коленчатого вала компрессора. Масло для смазывания трущихся деталей поступает из системы смазки двигателя через отверстия в картере и коленчатом вале компрессора, а сливается в картер двигателя самотеком. На тракторе ЮМЗ-6 и его модификациях привод компрессора клиноременный и осуществляется от шкива вентилятора. Уровень унификации в тракторных одноцилиндровых компрессорах составляет 77%.

На колесных тракторах класса 3 и выше (Т-150К, К-701) применяются двухцилиндровые компрессоры водяного охлаждения с клиноременным или шестеренным приводом. Компрессор (рис. 15.5) тракторов К-700/701 получает вращение от вала привода вентилятора системы охлаждения двигателя клиноременной передачей на одно-ручьевой шкив 5, закрепленный на конической шейке коленчатого вала 3 компрессора. Крутящий момент от шкива на коленчатый вал передается сегментной шпонкой. Коленчатый вал с двумя кривошипами установлен в чугунном картере 1 на двух шарикоподшипниках 4 и 16, закрытых передней 2 с сальниковым уплотнением и задней 17, с резьбовым отверстием крышками.

Блок цилиндров 7 отлит из чугуна и закреплен шпильками на картере. Между корпусом и картером находится паронитовая прокладка. В верхней части блока в полости 24 имеются два впускных пластинчатых клапана 21, прижатых к седлу 22 пружинами 20, установленных на направляющих 19. Под клапанами находится разгрузочное устройство, состоящее из плунжеров 28 с уплотнительными кольцами 26, штоками 23 и коромысла 25 с отжимной пружиной 27.

В головке 10 над каждым цилиндром расположены стальные пластинчатые выпускные клапаны 14, прижатые пружинами 11 к седлам 15. Камера 13 выпускных клапанов сообщается с воздушными баллонами и регулятором давления.

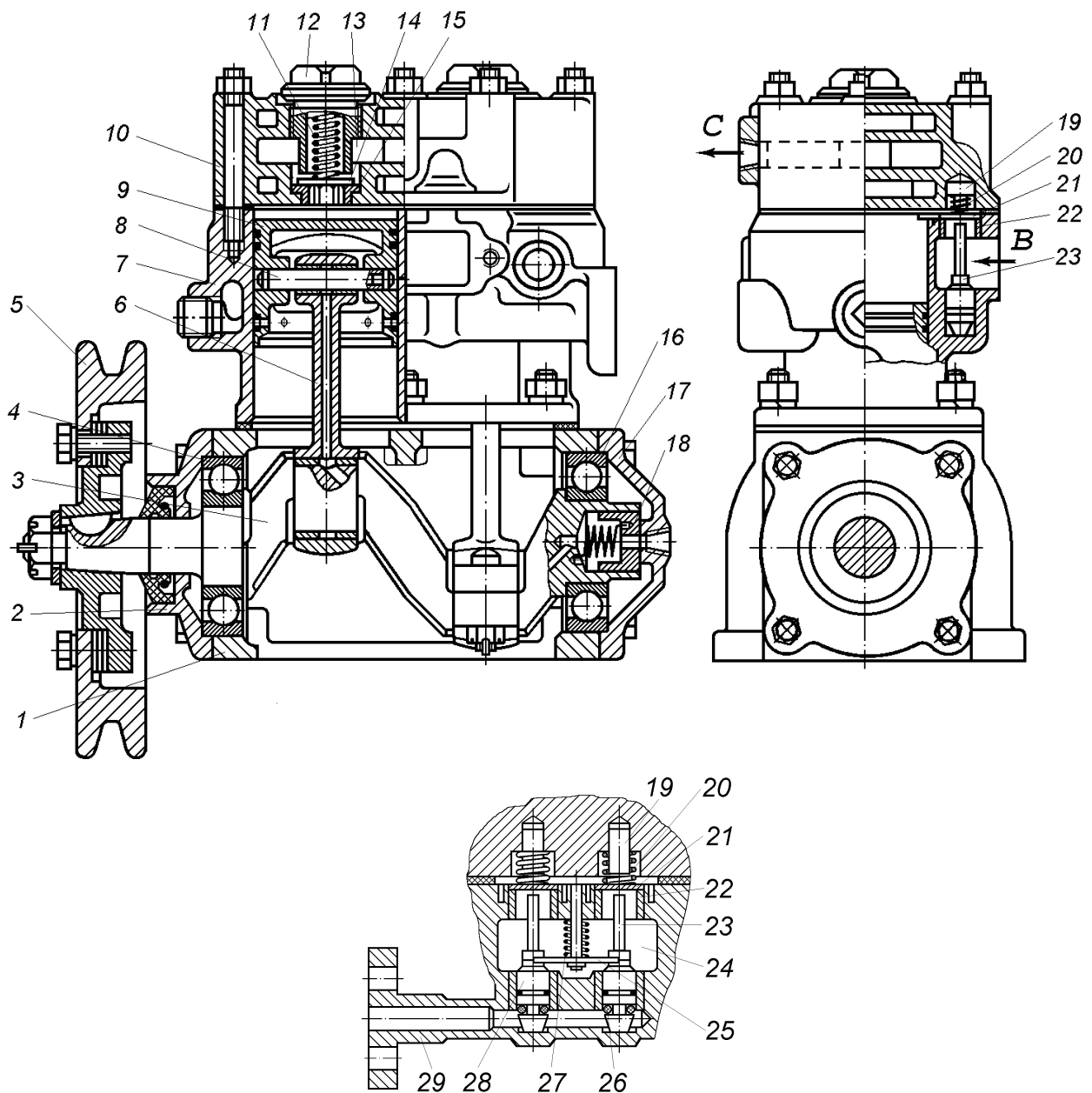


Рис. 15.5. Компрессор

В цилиндрах компрессора установлены чугунные поршни 8 с двумя компрессионными и одним маслосъемным кольцами. Поршень соединяется с шатуном 6 поршневым пальцем 9 плавающего типа с заглушками из алюминиевого сплава. В верхнюю головку шатуна запрессована бронзовая втулка. Нижняя головка разъемная с биметаллическими вкладышами. В теле шатуна сделан канал для смазывания поршневого пальца.

Смазывание деталей компрессора комбинированное. Масло поступает из системы смазывания двигателя по трубке, закрепленной в задней крышке картера, и через уплотняющее устройство 18 подается в каналы коленчатого вала на шатунные подшипники. По отверстиям

в шатунах масло подводится к верхним головкам. Выдавливаемое из шатунных подшипников масло разбрызгивается и смазывает стенки цилиндров и коренные шарикоподшипники. Стекающее со стенок цилиндров и других деталей масло собирается в поддоне и сливается в картер двигателя.

Вода из системы охлаждения двигателя подается в рубашку охлаждения блока цилиндров компрессора, а отводится из головки 10.

При движении поршня вниз над ним в цилиндре создается разрежение и поступающий в компрессор воздух, очищенный в воздухоочистителе двигателя, преодолевает силу пружины 20, приподнимает впускной пластинчатый клапан и устремляется в цилиндр. При движении поршня вверх воздух сжимается, преодолевая сопротивление пружины 11 нагнетательного клапана, отрывает его от седла и в образовавшиеся щели поступает в камеру 13 выпускных клапанов и в пневмосистему трактора. Когда давление в пневмосистеме достигает 0,7 МПа, сжатый воздух через регулятор давления и канал 29 начинает поступать к плунжерам 28 и поднимает их, открывая впускные клапаны 21 обоих цилиндров. Воздух свободно перетекает из цилиндра в цилиндр и тем самым прекращается его подача в пневмосистему. При понижении давления в системе до 0,55 МПа, регулятор прекращает подачу сжатого воздуха к плунжерам. Они под воздействием возвратной пружины 27 опускаются, освобождая впускные клапаны. Компрессор вновь начинает нагнетать воздух.

Необходимо отметить, что отечественные одноцилиндровые и зарубежные двухцилиндровые автотракторные компрессоры, как правило, не имеют разгрузочных устройств, и излишки воздуха через регулятор давления выпускаются (сравливаются) в окружающую среду. Это объясняется стремлением снизить ударные нагрузки на детали компрессора при возобновлении подачи воздуха. На дорогих моделях привод компрессора осуществляют через гидромфту, управляемую бортовым компьютером, обеспечивающую его плавное включение, полное выключение и поддержание оптимальной частоты вращения.

На рис. 15.6 представлен регулятор давления трактора К-701, устанавливаемый непосредственно на блоке цилиндров компрессора. Регулятор состоит из верхнего 4 и нижнего 1 корпусов, отлитых из алюминиевого сплава. Вход А соединен трубопроводом с компрессором и питающей магистралью пневмосистемы. Сжатый воздух поступает через фильтр 2 из порошкового материала в полость Б. Из нее по сверлениям в корпусах воздух проходит в полость Е под мембраной 3 и, через фигурные прорези в гайке 11 и зазор между ней и пробкой 10, в полость В над двойным клапаном 9. Отверстие в

корпусе постоянно сообщает полость *Д* с атмосферой. Полости *Г*, *И* и *Ж* связаны между собой сверлениями в корпусах. Кроме того, полость *Ж* через фильтр и канал *З* сообщается с разгрузочным устройством компрессора.

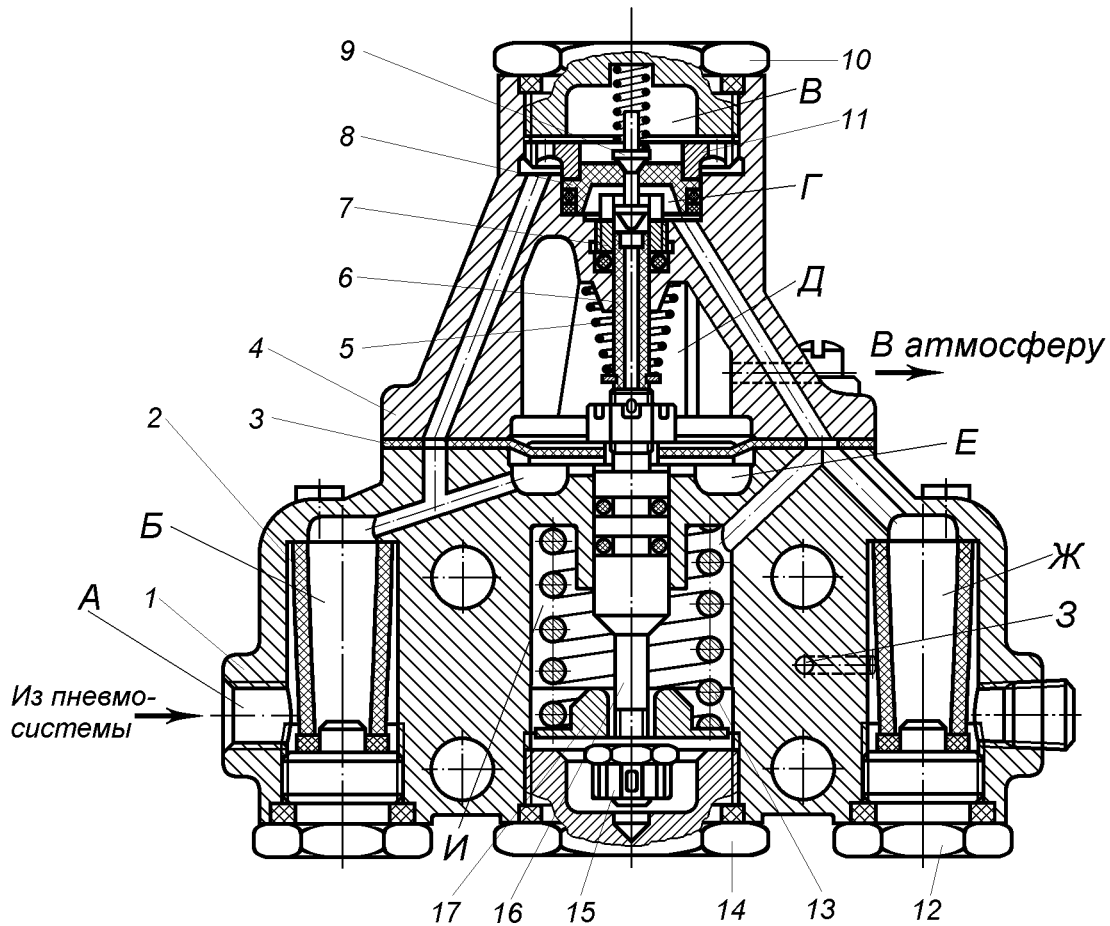


Рис. 15.6. Регулятор давления

Основная функция регулятора – автоматическое управление разгрузочным устройством, т.е. подача сжатого воздуха в канал *З* или сообщение его с атмосферой при достижении давлением воздуха в системе установленных значений. Ее выполнение осуществляют клапанный и следящий механизмы, которые обеспечивают попеременную связь полости *Ж* через межклапанную полость *Г* с полостями *В* или *Д*.

Металлический двойной клапан *9* имеет пластмассовые седла: неподвижное впускное *8* и подвижное выпускное *6*. Клапан прижат к седлам пружиной, надетой на свободный конец стержня клапана и установленной в глухое отверстие пробки *10*. Седло впускного клапана зафиксировано в верхнем корпусе фигурной гайкой *11*. Выпускной клапан и его подвижное седло имеют общую направляющую – резьбовую втулку *7*. Седло выпускного клапана выполнено в верхней час-

ти полого стержня, прижатого конической пружиной 5 к штоку 16 следящего механизма.

Клапанный механизм имеет два основных положения, соответствующих режимам работы разгрузочного устройства компрессора, и одно промежуточное. При давлении в системе ниже максимального рабочего впускной клапан закрыт, а выпускной открыт. Межклапанная полость *Г* сообщена с полостью *Д* и атмосферой, следовательно, давление в полости *Ж* и канале *З* равно атмосферному. Если давление в системе превышает максимальное рабочее и не опускается ниже минимально допустимого рабочего, то открыт впускной клапан и закрыт выпускной. Давление в межклапанной полости и канале *З* приблизительно равно давлению в пневмосистеме. Промежуточное положение, когда оба клапана закрыты, соответствует переходному режиму работы регулятора.

Следящий механизм регулятора состоит из чувствительного элемента – мембраны 3, служащей одновременно уплотнением между корпусами, и упругого элемента – цилиндрической пружины 13. Мембрана связана с пружиной штоком 16 и тарельчатой шайбой 17. Шток может перемещаться в цилиндрической направляющей нижнего корпуса. Для предотвращения сообщения полостей *Е* и *И* в проточки штока установлены кольцевые резиновые уплотнения. Предварительный натяг пружины определяет давление воздуха в полости *Е*, при котором мембрана начинает перемещаться, воздействуя на подвижное седло двойного клапана. Изменение преднатяга осуществляется регулировочной гайкой 15.

Следящий механизм непосредственно управляет положением седла 6 двойного клапана. Если сила от давления воздуха на мембрану меньше суммарной силы преднатяга пружин 13 и 5, то шток 16 и седло 6 находятся в крайнем нижнем положении, соответствующем открытому выпускному и закрытому впускному клапанам. Возрастание давления сжатого воздуха заставляет мембрану перемещаться вверх, преодолевая увеличивающееся сопротивление пружин и толкая торцом штока 16 седло выпускного клапана.

До момента посадки седла на выпускной клапан межклапанная полость *Г* и постоянно сообщающиеся с ней полости *И*, *Ж* и канал *З* связаны с полостью *Д* и атмосферой. После закрытия выпускного клапана дальнейшему передвижению мембраны и связанных с ней элементов дополнительное сопротивление оказывают клапанная пружина и давление сжатого воздуха в полости *В* на впускной клапан. В этот момент полость *Г* изолирована от полостей *В* и *Д*, но давление в ней остается равным атмосферному.

При дальнейшем повышении давления в пневмосистеме мембрана перемещает систему шток – седло *б* – двойной клапан вверх и открывает впускной клапан. Сжатый воздух из полости *В* поступает в полости *Г*, *И*, *Ж* и канал *З*, включая в работу разгрузочное устройство компрессора. При этом увеличивается активная площадь мембраны вследствие выравнивания давлений в полостях *Е* и *И*, воздействующих на утолщение штока *1б*. Поэтому возврат двойного клапана в исходное положение происходит при падении давления сжатого воздуха в пневмосистеме до величины меньшей, чем давление открытия впускного клапана.

Ресиверы. Ресиверы (воздушные баллоны) служат для аккумуляции энергоносителя, т.е. скапливания сжатого воздуха в специальных сосудах. Объем отдельно взятого ресивера ограничен требованиями безопасной эксплуатации: произведение давления воздуха в ресивере (в МПа) на его объем (в дм^3), характеризующее потенциальную энергию сжатого газа, не должно превышать $20 \text{ МПа} \cdot \text{дм}^3$. На тракторы К-701, Т-150К и МТЗ устанавливают унифицированные ресиверы объемом 20 л. Как уже отмечалось, суммарный объем ресиверов трактора определяется из положения, что при неработающем компрессоре остаточное давление воздуха в пневмосистеме после восьми торможений должно составлять не менее $1/2$ давления, измеренного после первого торможения. Кроме того, необходимо учитывать, что объем ресиверов влияет на выбор типа компрессора: при больших объемах требуется компрессор большей производительности, а следовательно, большей потребляемой мощности. Поэтому в зависимости от расхода сжатого воздуха потребителями, пневмосистема имеет от одного до трех ресиверов.

Основное назначение ресивера – сглаживание колебаний давления, обусловленного пульсирующей подачей и прерывистым расходом. Они служат также для охлаждения воздуха и отделения капель масла и влаги. Влага, попадающая и конденсирующаяся в ресивере и в других элементах пневмопривода, оказывает только отрицательное воздействие: ускоряет коррозию, а при замерзании препятствует нормальному функционированию пневмопривода. Пары масла, несмотря на отрицательное воздействие, образуют своеобразное антикоррозийное покрытие на внутренних стенках металлических деталей из масляной пленки и прилипших к ней механических частиц.

На отечественных тракторах ресивер состоит из трех, изготовленных из листовой стали и сваренных между собой частей: цилиндрической обечайки и двух штампованных выгнутых днищ. В отверстия днищ и обечайки вварены бобышки с внутренней резьбой для

присоединения трубопроводов, клапанов (предохранительных, обратных и слива конденсата) и других пневмоаппаратов. Проверка герметичности и качества изготовления осуществляется гидроопрессовкой давлением, превышающим номинальное не менее чем в 1,5 раза.

Клапаны и соединительные головки. Периодическое, не реже одного раза в смену, удаление конденсата из ресивера осуществляется через специальный клапан, ввертываемый в нижнюю бобышку и имеющий ручной или автоматический привод. На рис. 15.7,*а* представлены конструкции клапанов для слива конденсата с ручным управлением и шаровым (слева) и пластинчатым (справа) клапанами. Клапан 3 прижимается к седлу, которое может быть выполнено как в корпусе 1, так и в пробке 4, пружиной 2 и давлением сжатого воздуха. Установка пружины необходима для обеспечения герметичности клапанного узла в начале процесса заполнения системы. Верхний торец пружины левого клапана упирается в опорную шайбу, зафиксированную разрезным пружинным кольцом (на рисунке не обозначены).

Для слива конденсата достаточно потянуть за кольцо, устанавливаемое в отверстие рычага 5 или штока 6 клапана. При повороте рычага приваренный к нему толкатель приподнимает шарик над седлом и выпускает конденсат. Открытие резинового пластинчатого клапана осуществляется его наклоном вместе со штоком 6. В связи с этим отверстие в пробке 4 имеет конический раструб.

Конструкция обоих клапанов не исключает возможности их примерзания в холодный период года. С этой точки зрения более работоспособен шаровой клапан, как менее склонный к повреждению. Герметичность резьбовых соединений клапанов с бобышками ресивера обеспечивается стандартными приемами: применение конической резьбы, уплотнительных колец или затяжкой контргайками.

Обратные клапаны. Для выполнении требований об отключении неисправной (имеющих утечки энергоносителя) части пневмопривода от исправной и обеспечения работоспособности последней подключение ресиверов должно осуществляться через специальные защитные приборы. Наиболее простыми из них являются обратные клапаны, пропускающие сжатый воздух только в одну сторону. Обратный клапан шарового типа (рис. 15.7,*б*) устанавливают снаружи ресивера. Поэтому при низких температурах не исключена возможность замерзания конденсата, накопленного в полости между корпусом 1 и штуцером 7. Это приводит к прекращению подачи сжатого воздуха от компрессора в систему. Следует отметить, что именно в обратных клапанах часто применяют резиновые или обрешиненные шаровые клапаны в сочетании с металлическим седлом.

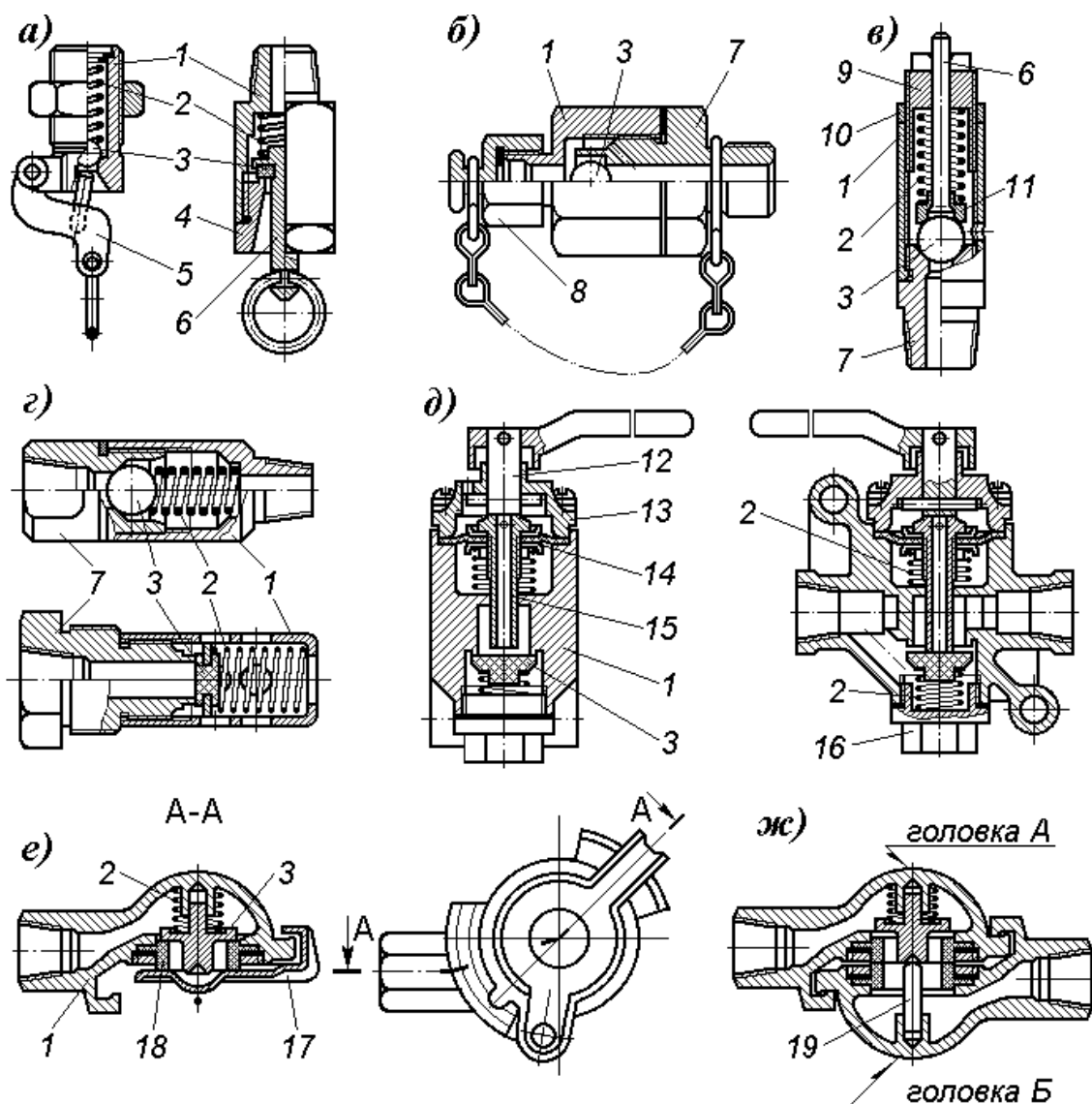


Рис. 15.7. Клапаны и соединительные головки

Корпус 1 обратного клапана пластинчатого типа (рис.15.7,г) устанавливается внутрь ресивера. Перфорация цилиндрической поверхности корпуса исключает накопление конденсата, который беспрепятственно стекает через отверстия.

Клапан открыт, если сила давления поступающего воздуха больше противодействующей суммарной силы сжатия пружины и давления воздуха в ресивере. В противном случае клапан закрыт. Он остается в закрытом состоянии до тех пор, пока не будет обеспечено условие открытия или за счет падения давления в защищаемой части пневмосистемы, и/или роста давления на входе.

Установка обратных клапанов позволяет сохранить давление в ресиверах, питающих исправные части пневмосистемы, но не предот-

вращает утечек воздуха через поврежденный участок. Поэтому пневмосистему разбивают на контуры, сообщающиеся между собой через защитные клапаны или сочетание обратных и установленных перед ними разобщительных клапанов, выполняющее ту же функцию: отключение неисправных участков.

Разобщительные клапаны. Разобщительные клапаны устанавливают для облегчения соединения соединительных головок тягача и прицепа, а на тракторе К-701 и в качестве клапана отбора воздуха для внешних потребителей.

Разобщительный клапан пластинчатого типа с мембранным следящим устройством представлен на рис. 15.7,д. В нижней полости корпуса 1 установлен двойной плоский тарельчатый клапан 3, прижимаемый пружиной 2 к подвижному седлу 15 и/или неподвижному, выполненному непосредственно в корпусе. Предварительный натяг пружины 2 регулируется толщиной прокладок, устанавливаемых между корпусом 1 и фланцем резьбовой пробки 16. Подвижное седло жестко связано с мембраной 14 и соединяет полость над клапаном через надмембранную полость и отверстие в крышке 13 с атмосферой. Мембрана постоянно поджата пружиной к толкателю 8. В крышке сделано углубление под штифт толкателя. Это обуславливает два фиксированных вертикальных положения толкателя и, следовательно, связанных с ним подвижных элементов прибора, предопределяющих ими режимов работы разобщительного клапана: закрыто – открыто.

В верхнем положении толкателя 8, соответствующему режиму “закрыто”, подвижное седло приподнято над тарельчатым клапаном, ход которого меньше хода толкателя. Клапан плотно сидит на неподвижном седле и перекрывает сообщение входной и выходной полостей. Последняя при этом через седло 15 клапана сообщается с атмосферой.

При повороте рукоятки толкателя штифт выходит из углубления в крышке и перемещает толкатель и связанные с ним подвижные детали вниз. Седло 15 прижимается к клапану, прерывая сообщение выходной полости с атмосферой. При дальнейшем повороте рукоятки перемещение толкателя и подвижного седла приводит к отрыву тарельчатого клапана от неподвижного седла и сообщению входной и выходной полостей между собой, т.е. клапан открыт. После поворота рукоятки на девяносто градусов происходит фиксация штифта толкателя и самого толкателя в этом режиме.

Предохранительные клапаны. Для защиты ресиверов и пневмосистемы в целом от чрезмерного роста давления при выходе их строя регулятора давления или резком повышении температуры окружаю-

щей среды каждый контур системы оборудуют предохранительным клапаном. Обычно их устанавливают на ресиверах, питающих соответствующие контуры. Предохранительный клапан со сферическим (шариковым) клапанным узлом, применяемый в пневмосистемах тракторов К-701 и Т-150К, представлен на рис. 15.7,в. Корпус 1 изготовлен в виде полого цилиндра с внутренней резьбой и круглым отверстием в нижней части. С одного конца в него ввернут штуцер 7 с седлом для клапана 3, а с другого – регулировочный винт 9. В теле винта просверлено сквозное ступенчатое отверстие, через которое проходит шток 6, а в расточку вставлена пружина 2. Пружина прижимает к седлу шариковый клапан через специальную шайбу 11, зафиксированную в радиальном положении штоком 6, нижний конец которого расклепан. Это позволяет использовать предохранительный клапан для принудительного сброса давления в системе. Для этого необходимо, потянув за шток, сжать пружину и освободить шариковый клапан. Регулировочный винт позволяет регулировать давление срабатывания клапана изменением предварительного сжатия пружины 2. Обычно клапан открывается при давлении в ресивере 0,95...1,05 МПа, а закрывается при понижении давления до 0,8...0,9 МПа.

Буксирный клапан. Для питания пневмосистемы от внешнего источника сжатого воздуха при неработающем двигателе на трактор устанавливают буксирный клапан (рис. 15.7,б). Клапан пропускает воздух только в одном направлении – в пневмосистему трактора. Он состоит из корпуса 1 специального штуцера 7 и резинового шарика-клапана 3, которые образуют своеобразный сдвоенный клапан. Так, при давлении в системе трактора, превышающем давление на входе, клапан прижимается к седлу в корпусе, препятствуя утечке воздуха. Если давление на входе выше давления воздуха в системе, то клапан перекрывает центральное отверстие штуцера 7, но сжатый воздух проходит в него через наклонные сверления. Это позволяет при буксировке подавать в систему трактора сжатый воздух от магистрали управления тормозами прицепа тягача.

Для подачи сжатого воздуха через буксирный клапан на приемный резьбовой конец корпуса навинчивают шланг. Для предотвращения случайных утечек воздуха и загрязнения клапана при штатных режимах движения приемный конец закрывают пробкой 8, которая в свою очередь прикреплена к буксирному клапану ушками и цепочкой (на рисунке не обозначены).

Соединительные головки. Они предназначены для подачи сжатого воздуха и управляющих сигналов в пневматическую систему прицепа из пневмосистемы трактора с целью обеспечения энергоно-

сителем потребителей и синхронности торможения. Конструкция соединительных головок однотипна, а присоединительные размеры и места установки на тягачах и прицепах стандартизованы. Обычно их устанавливают совместно с разобщительным краном на тракторах (см. рис. 15.1, поз. 7) сзади, а на прицепах спереди и сзади, что обеспечивает создание многозвенных тракторных поездов.

Корпуса *1* соединительных головок (рис. 15.7 *е* и *ж*) представляют собой пустотелую отливку, обычно из ковкого чугуна, имеющую противоположно расположенные скобу и выступ. В центре сферической части корпуса расположена бобышка с отверстием под хвостовик обратного клапана *3* или толкатель *19*. Тарелка обратного клапана пружиной *2* прижимается к резиновому уплотнителю *18*, зажатому в выточке корпуса через прокладку кольцевой гайкой. Соединительная головка с клапаном (головка *А*) жестко закрепляется сзади трактора или прицепа, а головка с толкателем (головка *Б*) – спереди прицепа к гибкому присоединительному шлангу. Для предохранения головок от попадания пыли и грязи при расцепленной магистрали они закрываются защитной крышкой *17*, изготовленной из пластмассы или стали.

Чтобы соединить головки защитные крышки отводятся до предела в сторону. Подвижная головка *Б* накладывается на неподвижную так, чтобы соприкасались уплотнители, и поворачивается до тех пор пока выступ одной не войдет в паз скобы другой до упора. Фиксация головок от случайного рассоединения обеспечивается специальными углублениями в пазах скоб и приливами на выступах. При соединении головок (рис. 15.7, *ж*) толкатель *19* головки *Б* входит в сферическую выемку стержня клапана головки *А*, отрывает его от уплотнителя, открывая проход сжатому воздуху в обе стороны.

В соединенном положении головки находятся под углом друг к другу. Поэтому при случайном раскрытии тягово-сцепных устройств шланг вытягиваясь поворачивает головку *Б*, вследствие этого магистрали разъединяются без разрыва соединительного шланга. При этом обратный клапан головки *А* закрывается, препятствуя утечки сжатого воздуха из пневмосистемы тягача.

15.4. Уход за приборами пневмосистемы

Техническое обслуживание приборов пневмосистемы трактора состоит в периодическом осмотре, очистке от грязи, проверке герметичности (на слух, с помощью мыльной эмульсии или ультразвуково-

го индикатора) в расторможенном и заторможенном положениях, подтяжке крепления и проверке состояния резиновых защитных элементов. При наличии утечек в разъемах и резьбовых соединениях пневмоаппаратов производится их затяжка или замена уплотнителей. Для повышения герметичности допускается применение специальных веществ – герметиков или маслостойкого клея.

Все производители пневмоаппаратуры выпускают ремонтные комплекты запасных частей (включающие все резиновые и пластмассовые детали, стопорные кольца и пружины, а также наиболее изнашиваемые металлические: клапаны, втулки, вкладыши и т.п.), необходимые для восстановления работоспособности пневмоприборов.

Подвижные детали пневмоаппаратов при ремонте смазываются несмываемыми нерастворимыми консистентными смазками ЦИАТИМ-221 или Моликот-55М, рабочий диапазон температур которых (от -50 до $+150$ °С) отвечает климатическим условиям России.

Характерной особенностью развития конструкций перспективных моделей сельскохозяйственных тракторов является повышение их комфортабельности и экологичности за счет использования пневматических упругих элементов подвески и систем централизованного регулирования давления воздуха в колесных движителях.

Кабина трактора

Условия труда на тракторе в значительной мере определяют производительность МТА, поскольку из-за увеличения эргонасыщенности трактора, скорости выполнения технологических и транспортных операций, количества агрегируемых с трактором машин и орудий усложняется функциональная деятельность тракториста. Благодаря рациональной конструкции поста управления трактором, можно значительно снизить утомляемость тракториста, избавить его от неудобств в работе, повысить производительность труда и, что особенно важно, снизить риск общей и профессионально обусловленной заболеваемости.

Кабина трактора с соответствующим оборудованием должна защищать тракториста от тяжелых травм при авариях, снижать уровень шума и вибраций, иметь хорошую обзорность, удобные вход и выход, а также соответствующие антропометрическим данным тракториста размещение органов управления и посадочное место. Микроклимат в кабине должен поддерживаться независимо от изменения внешних условий. Система вентиляции должна подавать очищенный от пыли и вредных примесей воздух.

Кабина определяет композицию и характер формообразования машины в целом. Рационально спроектированная кабина, создающая комфортные условия труда трактористу, требует значительных материальных затрат. Достаточно отметить, что стоимость современной тракторной кабины составляет 40...50% стоимости машины в целом.

16.1. Конструкции защитных кабин

Одной из самых серьезных опасностей, которой подвергается тракторист, является возможность травмирования при аварийной ситуации. Так, для колесных сельскохозяйственных тракторов классической компоновки характерно опрокидывание набок, при этом трактор может совершить несколько оборотов. Для промышленных тракторов характерно боковое опрокидывание с переворачиванием через крышу кабины и падение камней на крышу при работе в карьерах или на горных разработках. Для гусеничных лесопромышленных тракторов возможны случаи падения на кабину деревьев, сучьев и веток.

Большое разнообразие конструктивного решения защитных устройств кабин классифицируют по конструктивному исполнению и числу вертикальных силовых элементов. При этом двух - и многосто-

ечные (четырёх - и шестистоечные) каркасы могут быть встроены в кабину или располагаться вне ее по контуру. Кроме того, кабины классифицируют по техническому исполнению на штампованные, каркасные и комбинированные.

Примером *двухстоечного каркаса*, на котором могут быть закреплены остальные элементы ограждения кабины, является конструкция, представленная на рис. 16.1. На корпусе полуосей задних колес трактора установлены стойки 6 и 7, наклоненные назад таким образом, что их верхние концы находятся над задней частью сиденья тракториста. Сечение верхних концов стоек меньше сечения их основания.

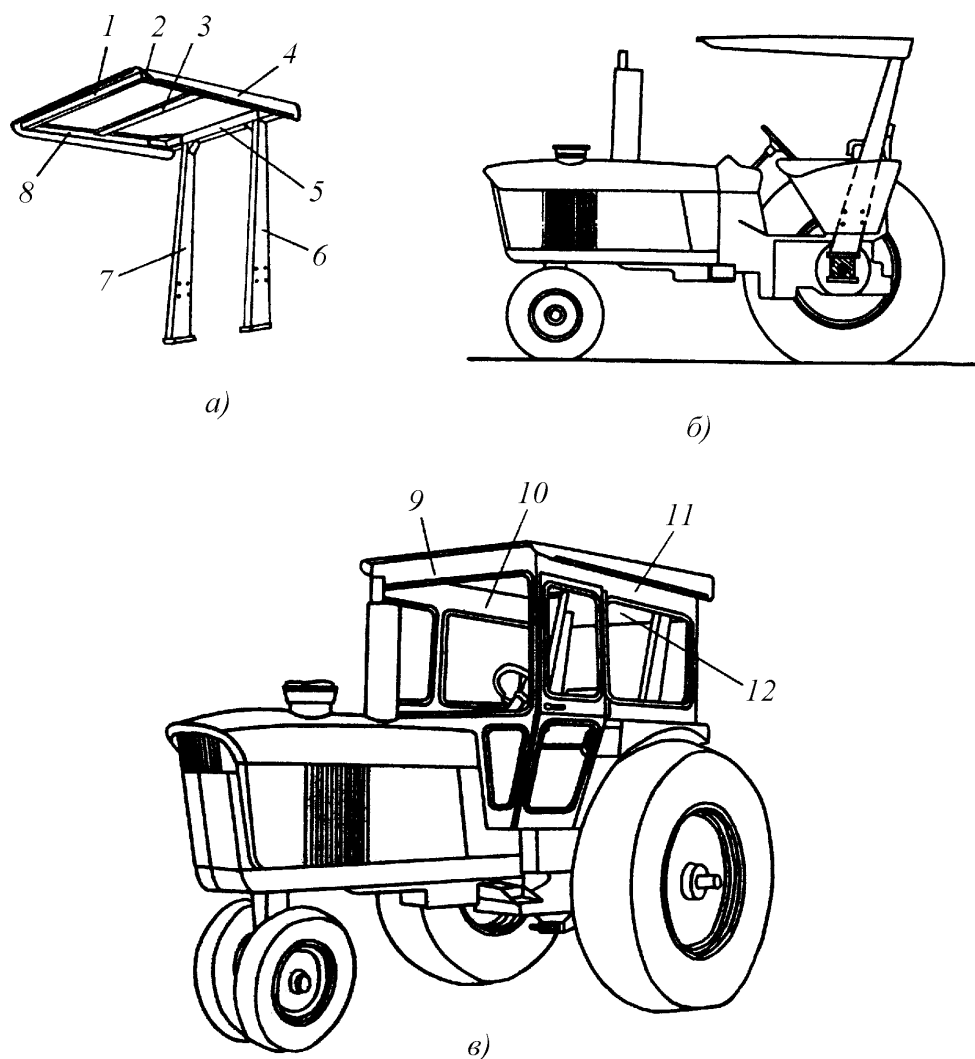


Рис. 16.1. Защитное ограждение рабочего места тракториста:

а - жесткий двухстоечный каркас с крышей; *б* - установка жесткого каркаса на тракторе; *в* - установка кабины с жестким двухстоечным каркасом на тракторе.

В конструкции имеется горизонтальная поперечина 5, скрепляющая верхние концы стоек и служащая для установки крыши 4 с поперечинами 1 и 3 и продольными связями 2 и 8. К поперечине 1

крепится передняя стенка кабины 9, к продольным связям 2 и 8 - боковые стенки 10 и 11, а к поперечине 5 - задняя стенка 12 кабины. Таким образом, имея в качестве жесткого элемента двухстоечный каркас с верхней поперечиной, можно, навешивая на него дополнительные элементы, получить на тракторе тент или закрытую кабину.

Такие устройства, распространенные ранее особенно за рубежом, имеют существенный недостаток: полом кабины является верхняя часть корпуса трансмиссии, что обуславливает существенный уровень шума на рабочем месте. В настоящее время аналогичные двухстоечные каркасы с защитной крышей применяют только на промышленных тракторах для предохранения кабины от падающих предметов.

На сельскохозяйственных тракторах широкое распространение получили *многостоечные защитные каркасы*, которые при установке образуют несущий элемент для закрепляемых на нем панелей кабины. Жесткий каркас образован корпусом кабины, который выполнен в виде цельного узла, устанавливаемого на трактор с помощью резиновых виброизоляторов, а непрозрачные панели изнутри облицованы теплошумоизоляционными материалами. При этом корпус кабины может выполняться из штампованных элементов и из профильного и толстолистового проката.

На рис. 16.2 показан корпус кабины сельскохозяйственного трактора, выполненный из штампованных из стали толщиной 1...1,25 мм элементов. Детали корпуса - передняя 1, левая 6 и правая 2 боковые панели, крыша 3, левая 5 и правая 4 стойки, задняя панель 8, левый 7 и правый 9 порожки с помощью сварки в сборочном кондукторе собираются в общий узел. Такая технология широко используется в автомобилестроении и обеспечивает высокую точность и необходимое качество изготовления кабин при относительно небольшой стоимости в условиях крупносерийного производства.

На рис. 16.3 представлена конструкция корпуса кабины, выполненная из толстолистового проката. Корпус кабины содержит два жестких пояса, один из которых образован гнутым профилем 10 основания, боковыми профильными стойками 8 и 12 и профильной перемычкой 6, а второй - задними стойками 4 и 15, перемычкой 2, боковинами 3 и 16 и задней поперечиной крыши 1. Оба жестких пояса соединены продольными связями 5, 7, 13, 14 и образуют замкнутую систему, к которой крепится лицевая панель 9, сформированная из профильного проката и гнутых из листа деталей. К нижней обвязке каркаса приварен пол 11 из листовой стали.

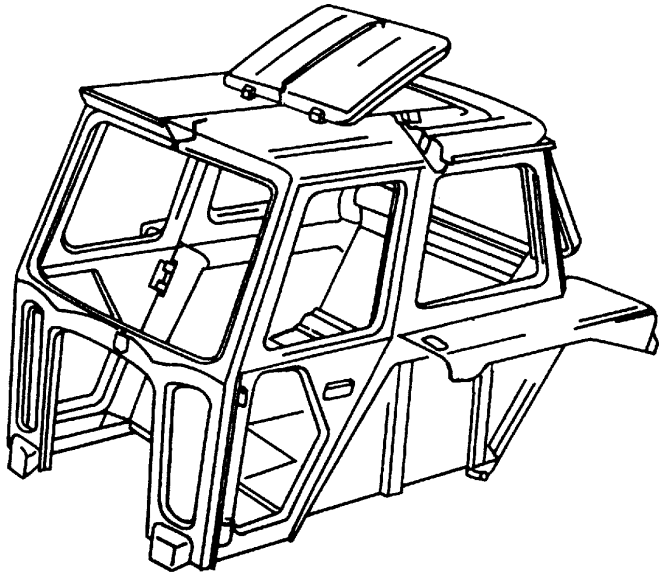


Рис. 16.2. Корпус кабины и штампованные элементы:
a - общий вид; *б* - составные элементы

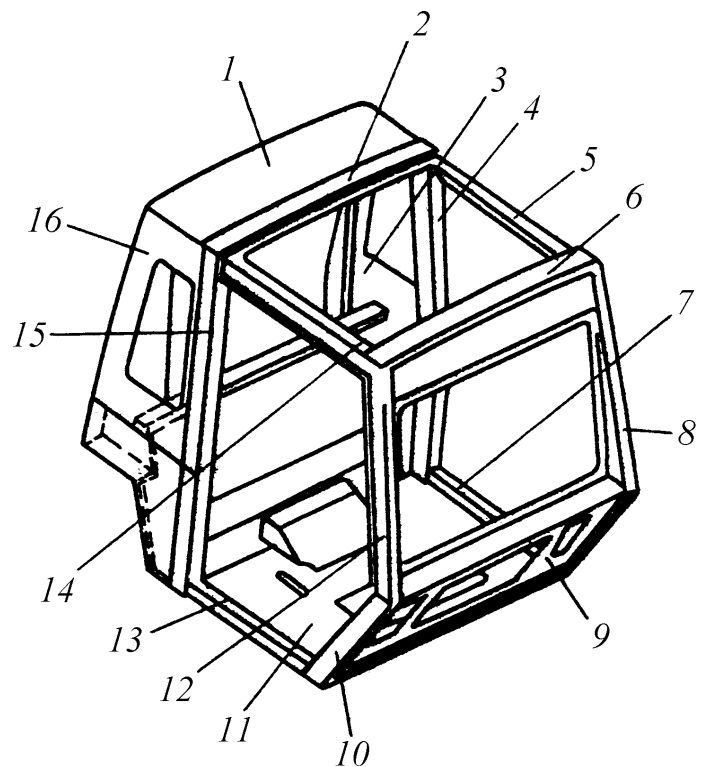
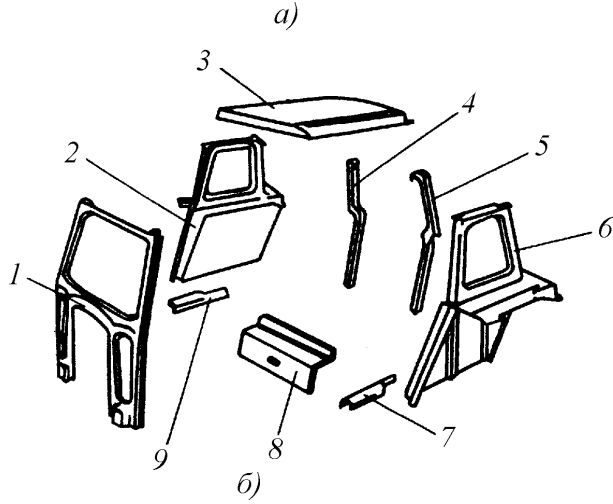


Рис. 16.3. Корпус кабины из толстолистового проката

Каркасная кабина из стандартного проката прямоугольного трубчатого сечения применяется на тракторе Т-25А и хлопководческом тракторе (рис. 16.4).

Шесть вертикальных трубчатых стоек прямоугольного сечения каркаса кабины соединены продольными и поперечными балками. Таким образом три вертикально установленные замкнутые рамы соединены между собой. Жесткость соединения рам увеличена установкой штампованных из листовой стали косынок. Кабина оборудована сдвижными дверями и имеет относительно большое остекление (64%), причем передняя рама застеклена целиком. Стекла установлены на каркас кабины с помощью специальных резиновых уплотнений.

Преимуществами каркасных кабин по сравнению с кабинами из штампованных элементов являются:

меньшая масса кабины за счет применения неметаллических материалов для ограждений;

меньший на 30...40% расход металла;

упрощение модификации кабины в зависимости от и спроса на рынке.

Указанные положительные качества каркасных кабин с приме-

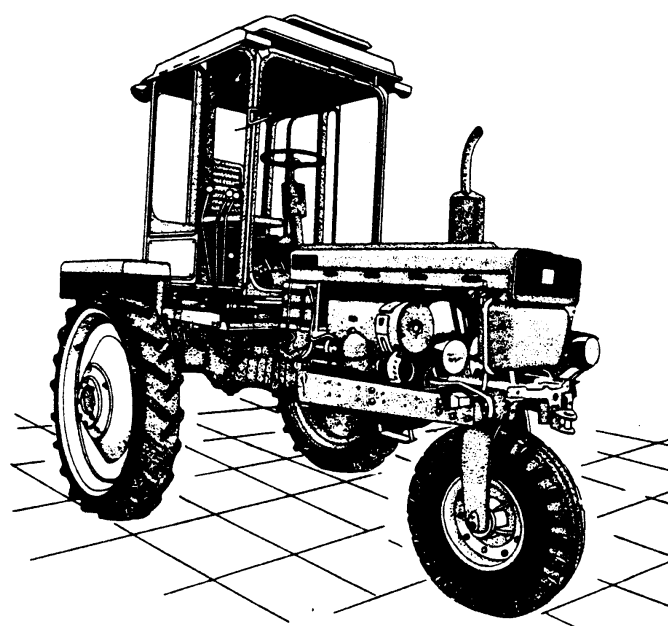


Рис. 16.4. Хлопководческий трактор с каркасной кабиной

нением в конструкции стандартного проката обусловили их широкое распространение на тракторах.

К недостаткам кабин этого типа можно отнести повышенную трудоемкость сборки и сварки корпуса из-за сложности автоматизации сварочных работ.

При особо тяжелых авариях, когда трактор при падении может перевернуться более чем на 180° , возникает опасность выброса тракториста из кабины, в результате чего он может быть раздавлен трактором. Для по-

вышения безопасности застекленные проемы кабины иногда ограждают металлической сеткой, которая защищает тракториста в кабине и от проникающих предметов. С целью предохранения тракто-

риста от выброса из кабины иногда применяют ремни безопасности (типа автомобильных).

При работе на льду замерзших водоемов может возникнуть необходимость быстрого выхода тракториста из кабины. С этой целью предусматривается наличие аварийного люка в крыше кабины (см. рис. 16.2). В случае же опрокидывания трактора, если люк отсутствует, тракторист может выбраться из кабины в любой удобный для этого проем кабины, поскольку стекла из сталинита при такой аварии обычно рассыпаются. В соответствии с ГОСТ 12.2.120 аварийными выходами являются застекленные окна. Поэтому в кабине должны находиться средства, которыми при аварийной ситуации можно разбить или выставить стекло аварийного выхода.

На промышленных тракторах в соответствии с ГОСТ 12.2.121 конструкция машины должна обеспечивать возможность установки по требованию заказчика защитных устройств, обеспечивающих сохранение объема ограничения деформации (зоны безопасности в кабине) при случайном падении на кабину предметов или при опрокидывании трактора. В отличие от сельскохозяйственного трактора кабина промышленного трактора не должна иметь жесткого каркаса, рассчитанного на случаи опрокидывания машины. Защитное устройство располагают вне кабины (рис. 16.5).

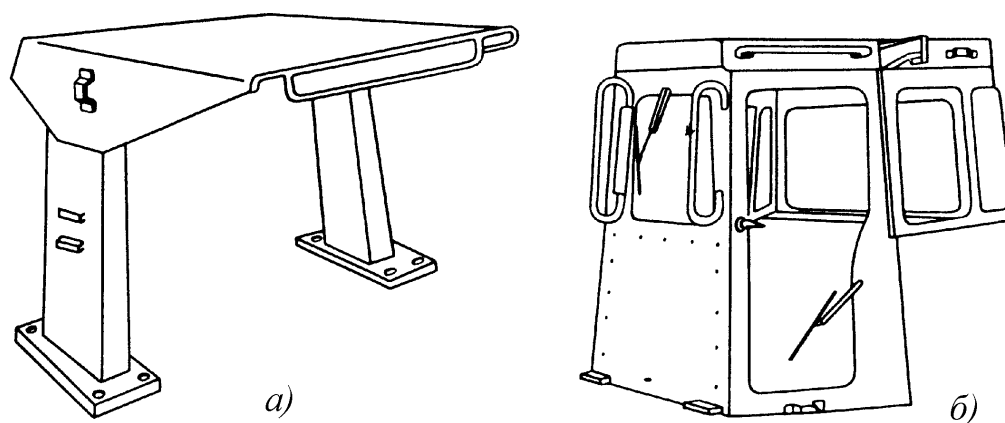


Рис. 16.5. Защитное устройство и кабина промышленного трактора:
а - защитное устройство; *б* - кабина

Защитное устройство содержит П - образный разъемный каркас, выполненный из профиля прямоугольного сечения, к которому сверху крепится защитный козырек. Нижние концы стоек П - образного каркаса крепятся к остову трактора. Кабина также крепится к остову трактора и накрывается сверху защитным устройством.

16.2. Рабочее место и пост управления

Комфортабельная кабина должна обеспечивать трактористу удобное положение и рациональное размещение органов управления трактором, контрольно-измерительных приборов и оборудования, обеспечивающего соблюдение санитарно-гигиенических требований.

Размеры рабочей зоны и одноместной кабины нормируют, как правило, по ширине и высоте, а длину кабины не подвергают стандартизации, так как она во многом зависит от компоновки на тракторе.

Ширина кабины зависит от числа необходимых в ней рабочих мест. ГОСТ 12.2.019 устанавливает внутренние размеры кабин при наличии одного, двух рабочих мест или одного рабочего места с дополнительным сиденьем. Для универсально-пропашных тракторов с кабиной, расположенной между задними колесами, максимальной размер по ее ширине на уровне пола определяется расстоянием между колесными нишами.

С функциональной точки зрения важным является обеспечение легкого доступа к рабочему месту, особенно на тракторах, где операции связаны с чередованием деятельности тракториста в кабине и вне ее. К элементам, обеспечивающим вход и выход в кабину, относятся двери, аварийный люк, ступеньки и поручни.

Так как трактор часто работает в отдаленных от населенного пункта местах, а при его опрокидывании возможно заклинивание дверей, то кабина должна быть оборудована не менее чем тремя аварийными выходами, размещенными на противоположных ее сторонах: дверями, разбиваемыми окнами или люком на крыше. Размеры аварийных выходов должны быть не менее 600 × 600 мм (квадратный), 470 × 650 мм (прямоугольный), 700 мм (круглый), 640 × 440 мм (эллиптический).

В соответствии с ГОСТ 12.2.019 кабина трактора должна быть оборудована инструментальным ящиком, термоизолированным бачком для питьевой воды, огнетушителем, медицинской аптечкой, плафоном внутреннего освещения, крючком для одежды, омывателем переднего стекла, плафоном внутреннего освещения и стеклоочистителями. Должно быть предусмотрено место для установки радиоприемника.

В соответствии с ГОСТ 12.2.120 кабины должны быть оборудованы устройством нормализации микроклимата. На отечественных тракторах в отличие от зарубежных такие устройства (установки вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха с его очисткой от

вредных примесей) являются обязательной принадлежностью кабин. Для размещения в кабине указанного выше оборудования требуется соответствующее увеличение их объема и габаритных размеров по сравнению с обусловленными только эргономическими требованиями к посту управления.

С учетом современных тенденций кабина становится довольно сложным инженерным сооружением (рис. 16.6).

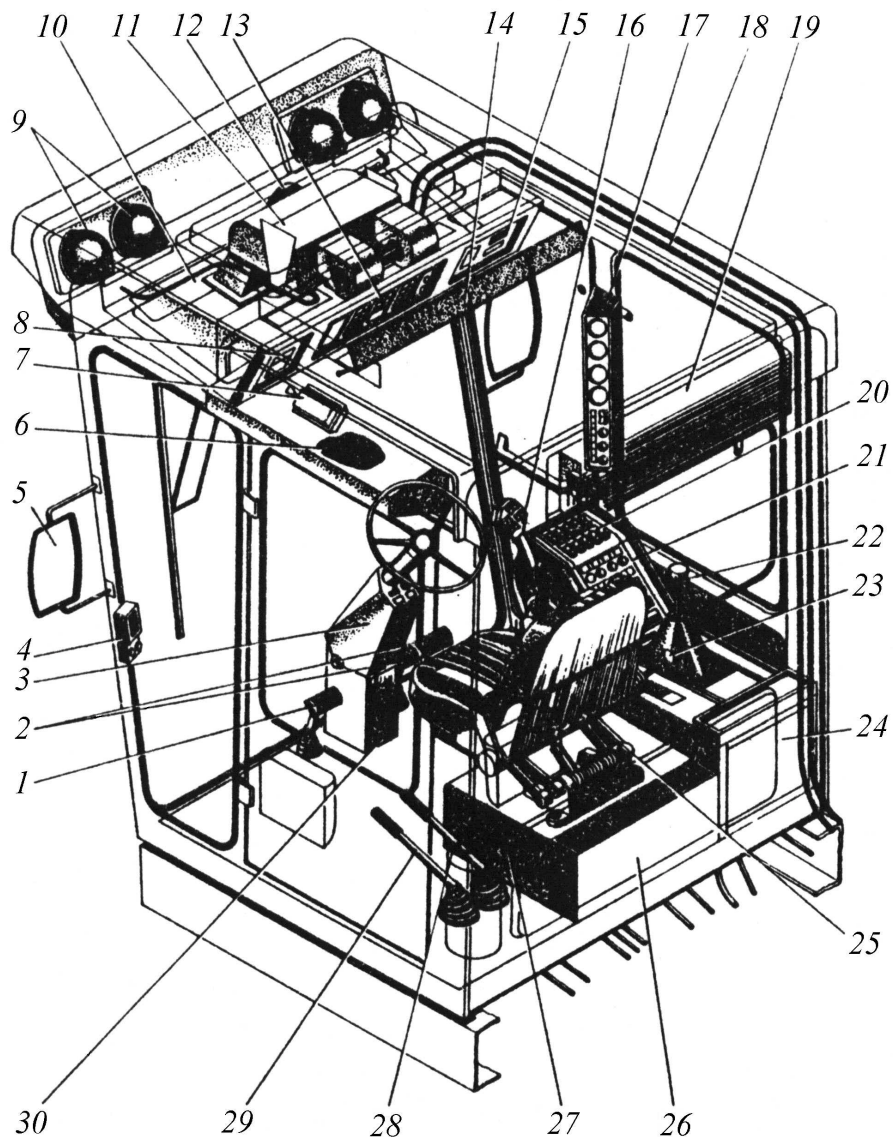


Рис. 16.6. Рабочее место кабины оператора:

1 - педаль сцепления; 2 - педали тормозов; 3 - рулевая колонка; 4 - контрольный указатель; 5 - зеркало заднего вида; 6, 19 - боковой и задний фильтры кондиционера; 7 - плафон освещения; 8 - контрольный прибор; 9 - передние фары; 10 - полость размещения кондиционера; 11 - блок обработки воздуха кондиционера; 12 - стеклоочиститель; 13 - панель приборов; 14 - клапан рециркуляции воздуха кондиционера; 15 - щиток переключателей; 16 - рукоятка управления; 17 - щиток приборов; 18 - шланги кондиционера; 20 - панель управления; 21 - панель переключателей; 22, 23 - рычаги переключения передач и подачи топлива; 24 - съемный контейнер реле; 25 - сиденье; 26 - ящик для личных вещей и инструментов; 27 - решетки забора воздуха; 28, 29 - рычаги стояночного тормоза и управления; 30 - педаль управления наклоном рулевой колонки

16.3. Обзорность с рабочего места

Под обзорностью подразумевают совокупность свойств конструкции машины, характеризующих возможность и условия прямой видимости трактористом функциональных зон и объектов наблюдения в процессе управления машиной (без вспомогательных приспособлений) при нормальном дневном освещении и при отсутствии климатических помех.

В процессе создания конструкций современных тракторов выявились некоторые общие технические решения, способствующие обеспечению необходимой обзорности с рабочего места тракториста. Одни из них обусловлены изменением конструкции машины и ее компоновки (переднее расположение кабины, поворотный пост управления или сиденье и др.), а другие связаны непосредственно с конструкцией кабин (увеличение площади остекления).

Традиционной для колесного сельскохозяйственного трактора является его компоновка с размещением кабины над задней осью (см. рис. 16.1 и рис. 16.4). Хорошая обзорность заднего навесного устройства сочетается с ухудшенной передней обзорностью из-за наличия перед лобовым стеклом двигателя, но сильно ухудшается обзорность сзади (рис. 10.1,е).

Нейтральным решением является схема компоновки с расположением кабины в середине колесной базы трактора (рис. 10.1,ж и з) или в районе средней части ходовой системы гусеничного движителя (рис. 10.2,б), что характерно для мощных тракторов.

При использовании зеркал заднего вида снаружи (слева и справа) и внутри кабины следует иметь в виду, что установка больших плоских зеркал улучшает обзорность сзади, но ухудшает спереди. Необходимо отметить, что зеркала заднего вида затрудняют ориентацию тракториста относительно внешних объектов.

Перспективными мерами по предоставлению трактористу необходимой зрительной информации является применение телевизионных установок и различных устройств, дающих информацию в виде графических мнемосхем, световых или звуковых сигналов.

16.4. Тепловая, шумовая и вибрационная защита кабины

При конструировании кабин и их компоновке на тракторах вопросы защиты тракториста от воздействия шума, вибрации и климатических факторов рассматриваются и решаются, как правило, комплексно.

Количество теплоты, которое поступает в кабину в летнее время (тепловая нагрузка кабины) складывается из тепловыделений внутри кабины (тракториста и механизмов) и теплопоступлений извне (от двигателя, трансмиссии, от солнечной радиации через остекление, от нагретых солнцем ограждений и от внешнего воздуха).

На тракторах теплоприток от двигателя и трансмиссии может достигать значительной величины, так как кабина в ряде случаев примыкает непосредственно к моторному отсеку и обдувается потоком теплого воздуха от радиатора системы охлаждения двигателя, а верхняя часть корпуса трансмиссии часто служит полом кабины. В результате тепловыделений агрегатов трактора вокруг его кабины образуется тепловое поле, температура воздуха в котором, особенно на тракторах с мощными двигателями, может превышать температуру наружного воздуха местности на 10 °С. На тракторах с двигателями воздушного охлаждения с потоком воздуха, проходящим поперек машины, указанное превышение температуры воздуха около кабины составляет не более 1,5..2 °С.

Теплопритоки в кабину от двигателя и трансмиссии могут быть снижены при выполнении ее в виде цельной капсулы с отделением от моторного отсека и трансмиссии. Такой конструктивный прием с одновременной установкой кабины на виброизоляторы является общепринятым эффективным средством снижения уровней шума и вибрации на рабочем месте.

На рис. 16.7 показан один из вариантов возможной компоновки кабины на тракторе.

На шасси 10 трактора на виброизоляторах укреплена кабина 9. Между двигателем 2 с капотом 3 и кабиной 9 расположен на некотором расстоянии топливный бак 1. Верхняя часть бака выполнена со скосом 5, который вместе с кромкой 7 капота, отогнутой вверх, образует канал 6 для прохода потока воздуха. Бак снабжен съемной направляющей заслонкой 4.

В теплое время года (рис. 16.7,а) проход нагретого двигателем воздуха в сторону переднего стекла 8 кабины закрыт направляющей заслонкой 4, и он отбрасывается вниз. Наличие воздушного промежутка между баком и кабиной предохраняет ее от передачи теплоты от самого бака, подогреваемого потоком воздуха от двигателя.

В холодное время года (рис. 16.7,б) теплый воздух направляется заслонкой 4 к переднему стеклу кабины и подогревает его, что препятствует его запотеванию и обмерзанию.

На месте бака 1 может быть смонтирован отсек аккумуляторных батарей, как это сделано на тракторах Т-25 и Т-28Х4М. На боковинах

капота в конце моторного отсека целесообразно применение вертикальных жалюзей для направления потока воздуха из подкапотного пространства в сторону от кабины. Уменьшению теплового воздействия двигателя на кабину в летнее время способствует раскапотирование моторного отсека путем снятия боковин на этот период.

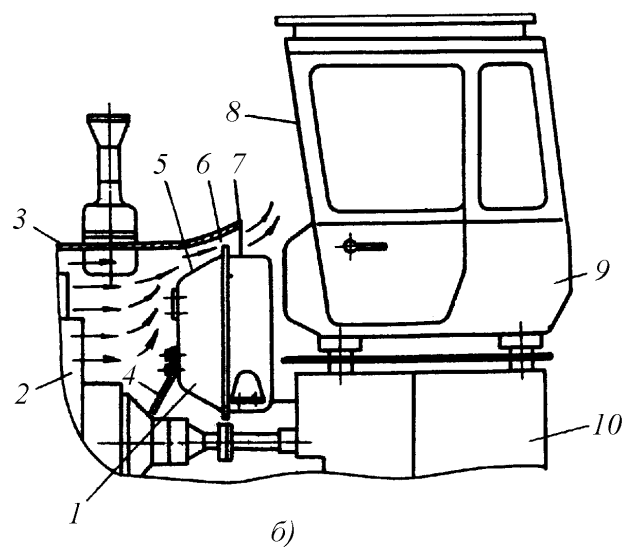
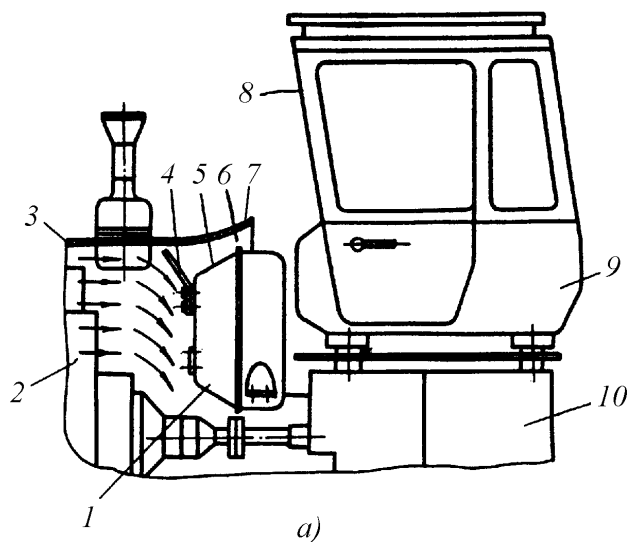


Рис. 16.7. Компонировка кабины на тракторе:

а - установка направляющей заслонки в теплое время года; *б* - установка в холодное время года; 1 - топливный бак; 2 - двигатель; 3 - капот; 4 - направляющая заслонка; 5 - верхний скос бака; 6 - канал для прохода воздуха; 7 - отогнутая вверх кромка капота; 8 - переднее стекло кабины; 9 - кабина с виброизоляторами; 10 - шасси трактора

Значительный интерес представляет экранирование стекол и крыши кабины - эффективное средство защиты от воздействия на кабину солнечной радиации. Защитные экраны выполняют из тонколистовой стали или пластмассы светлых тонов и располагаются на некотором расстоянии (не менее 30...40 мм) от корпуса кабины с образованием между ними вентилируемой воздушной прослойки.

Эффективным средством уменьшения проникающей солнечной радиации в кабину через прозрачные ограждения является экран в виде жалюзи из параллельно расположенных горизонтальных пластин. Однако в кабинах тракторов они не получили распространения, так как существенно снижают обзорность. Эффективным средством снижения тепловой нагрузки кабины и защиты тракториста от прямой и отраженной от поверхности земли солнечной радиации является применение теплозащитных тонированных стекол, установка которых в кабинах тракторов является обязательной в соответствии с ГОСТ 12.2.120.

Помимо этого в ряде случаев применяются наружные солнцезащитные козырьки. Особенно это важно для тракторов, работающих в южных районах. Например, на тракторе Т-28Х4М сверху заднего стекла кабины применен солнцезащитный козырек шириной около 300 мм, защищающий спину тракториста от попадания прямых солнечных лучей, поскольку сиденье расположено на небольшом расстоянии от заднего стекла.

Для снижения теплопередачи и уровня шума на рабочем месте в ряде случаев целесообразно применение двойных стекол в виде глухого пакета. Особенно это важно на тракторах, эксплуатируемых при пониженных наружных температурах в северных районах страны. Как правило, двойными стеклопакетами оборудуются кабины промышленных тракторов, предназначенных для работы в районах Крайнего Севера.

Для защиты тракториста от воздействия низких и высоких температур иногда применяют кабины с принудительно вентилируемой прослойкой между панелями (рис. 16.8). Кабина содержит полое основание, внутренняя стенка 12 которого является полом, а наружная 8, обращенная к моторному отсеку, обдуваемая теплым потоком 13 воздуха, выполненная с термоизолирующим покрытием 10. В передней части основания установлена заслонка 14, соединяющая полость основания с атмосферой или моторным отсеком. Через основание проходят полые стойки 11, сообщающиеся соответственно с моторным отсеком и полостью крыши 2. На основании и стойках закреплены стенки 9 кабины. При этом стойки 11 снабжены заслонками (не показаны), расположенными в их нижней части.

Крыша 2 кабины представляет собой жесткий коробчатый узел, потолочная панель которого снабжена термошумоизоляционным слоем 1. В полости крыши размещены вентилятор 5 и фары. Крыша с внутренней стороны имеет люки для доступа к агрегатам из кабины, а в передней части - съемный колпак 4, в котором имеется люк для забора атмосферного воздуха.

В задней части полость крыши сообщается с отсеком, служащим двойной стенкой кабины и выполняющим роль воздуховода системы воздухоподдачи двигателя трактора. Отсек снабжен люком (не показан) для подачи атмосферного воздуха к радиатору 6 системы охлаждения двигателя, установленному в средней части отсека и подсоединенному к моторному отсеку направляющим кожухом 7, связанным с полостью основания кабины.

В теплое время года атмосферный воздух продувает полость крыши, при этом заслонки в стойках 11 закрыты. В холодное время

года входное отверстие люка 3 закрывается, заслонка 14 переводится в положение, предотвращающее поступлению атмосферного воздуха в полость основания, а заслонки в стойках 11 открываются. В этом случае теплый воздух из моторного отсека будет проходить по пустотелым деталям кабины (основанию, стойкам и крыше) и тем самым защищать ее от влияния холодного внешнего воздуха.

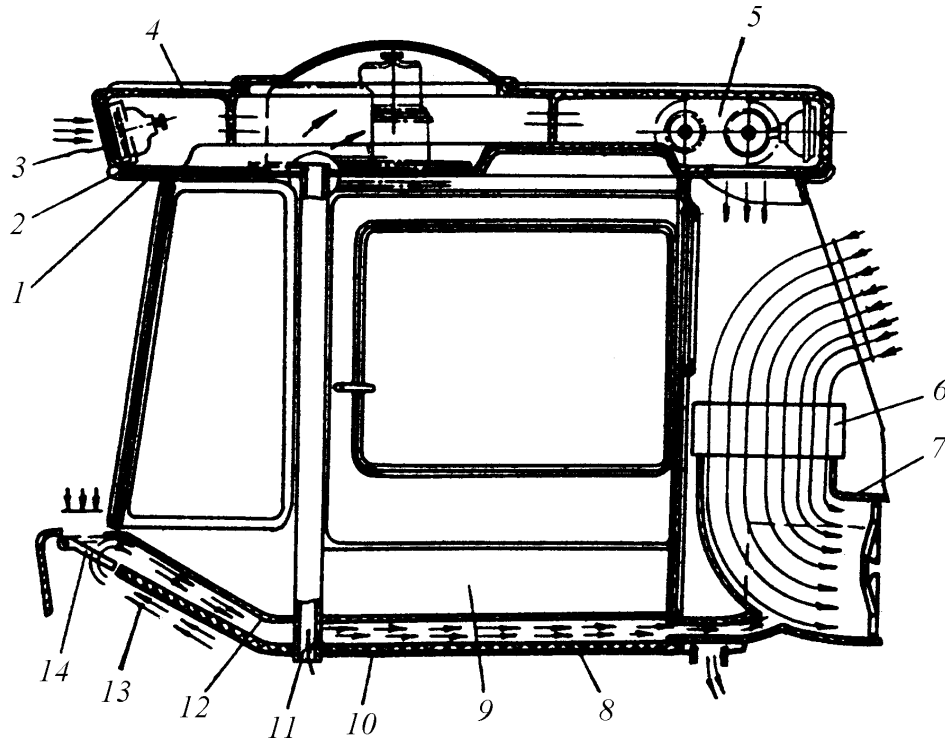


Рис. 16.8. Кабина промышленного трактора с принудительной вентилируемой прослойкой между панелями

Для семейства отечественных промышленных тракторов ЧЗПТ разработана панельная кабина, выполненная в виде шестигранной усеченной пирамиды (рис. 16.9). Двойные панели с воздушной прослойкой толщиной 36 мм и со встроенными каркасами при стыковке образуют несущий внутренний каркас. Для элементов панелей кабины применена листовая сталь толщиной 2 мм, а для элементов каркаса - трубы прямоугольного сечения.

Пол кабины для снижения уровней вибрации и шума покрыт резиновым ковриком. Кабина установлена на остов трактора с помощью резиновых амортизаторов. Обе двери снабжены двойным уплотнением. Для остекления кабины применены специальные стеклопакеты (двойные стекла), которые не запотевают и не обмерзают при низкой температуре воздуха, а также способствуют снижению уровней шума на рабочем месте.

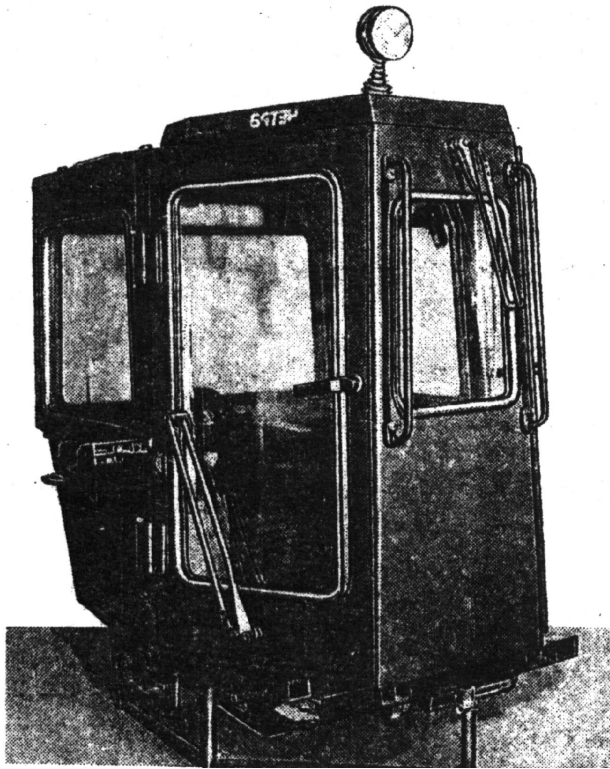


Рис. 16.9. Термошумоизолированная кабина промышленных тракторов семейства ЧЗПТ

Внутренние стенки кабины покрыты винилискожей, дублированной слоем мягкого пенополиуретана толщиной 5 мм. Декоративные детали выполнены из плит полихлорвинила, дублированных слоем жесткого пенополиуретана, а мягкие элементы - из винилискожи с дублированием мягким пористым материалом. Это также улучшает тепловые и шумовые качества кабины.

Распространенным средством снижения уровней вибрации является установка кабины на виброизоляторы. Эффективными средствами обеспечения качественной герметизации кабины является установка надежных уплотнений в дверных проемах, окнах и в месте выхода

рычагов управления, применение виброизоляционных материалов и двухслойных ограждений, устранение вибрации панелей кабин.

Следует отметить, что стремление увеличить площадь остекления в ряде случаев приводит к увеличению уровня шума в кабине из-за вибрации стекол. Для исключения этого явления применяют более качественную их заделку в панелях специальными резиновыми уплотнениями, а в ряде случаев используют выпуклые стекла. Герметизация кабины позволяет в значительной степени снизить влияние воздушного шума. Однако при установке, например, на крыше кабины агрегата для нормализации микроклимата, который сообщает ее с внешней средой, для звука образуется своеобразное "прозрачное" окно. При наличии пористого фильтра для очистки воздуха в системе вентиляции и кондиционирования влияние внешнего шума на уровень шума в кабине будет уменьшаться. Однако выхлопная труба двигателя трактора располагается обычно довольно близко к передней части крыши кабины, что приводит к увеличению в ней уровня шума.

Для устранения отмеченного негативного явления в некоторых конструкциях кабин забор воздуха кондиционером производится с задней части крыши, хотя в этом месте запыленность воздуха выше,

чем спереди. В результате место забора воздуха кондиционером удаляется от кромки выхлопной трубы более чем в 2 раза по сравнению с расстоянием от нее до передней части крыши. В данном случае ради снижения уровня шума в кабине идут на явное ухудшение условий работы фильтра очистки воздуха кондиционера.

Низкочастотные вибрации на рабочем месте тракториста нормированы ГОСТ 12.2.019.

Нормируемые параметры вибрации на сиденье тракториста обеспечиваются выбором необходимых параметров подвески трактора и применением подрессоренного сиденья (рис. 16.10). Сиденье такого типа включает остов 3, механизм подвески, подушку 1 и спинку 2. Механизм подвески состоит из кронштейна 9, рычагов 8 и амортизирующего устройства, состоящего из пружины 5 и двух кронштейнов 4 и 7. Для гашения вертикальных колебаний внутри цилиндрической пружины 5 установлен гидравлический телескопический амортизатор 6.

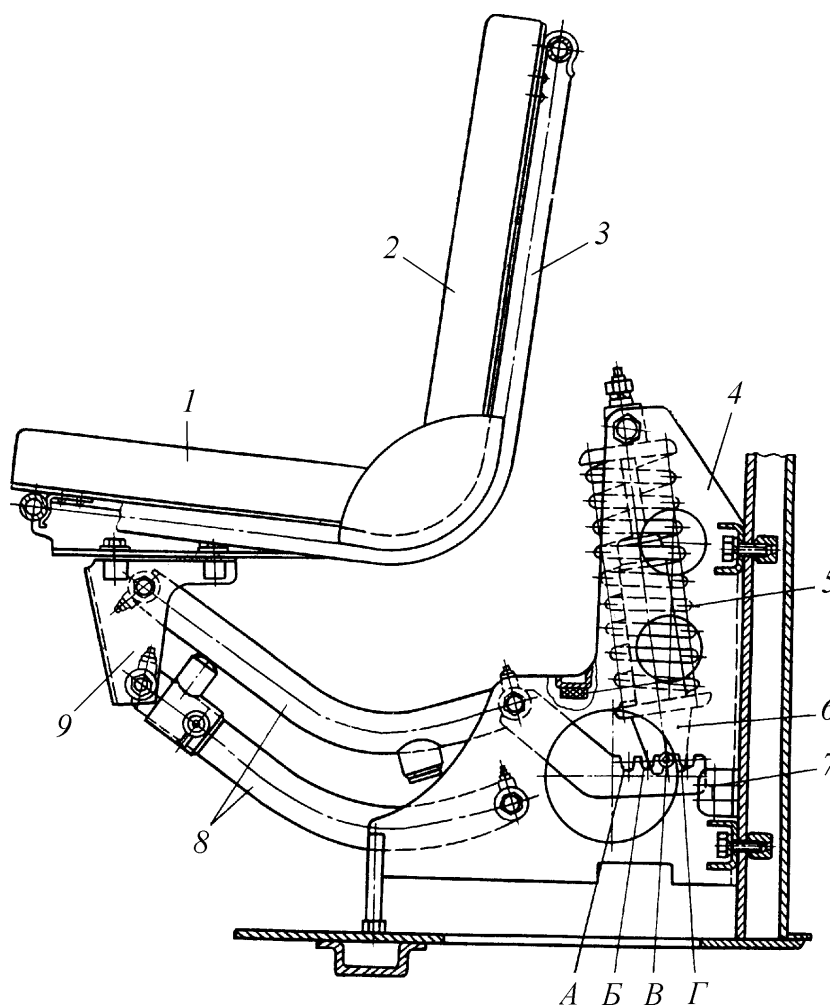


Рис. 16.10. Подрессоренное сиденье тракториста

Регулировка жесткости подвески сиденья в зависимости от веса тракториста осуществляется перестановкой нижней оси амортизатора *б* в пазах *А, Б, В* и *Г* рычага. Угол наклона спинки сиденья может изменяться по желанию от 2 до 22°. Сиденье может перемещаться относительно рулевой колонки в пределах 150 мм.

16.5. Нормализация микроклимата в кабине и защита в ней воздушной среды от вредных примесей

В соответствии с ГОСТ 12.2.120 кабины должны оборудоваться устройством для нормализации микроклимата. Поскольку тракторы используются практически во всех климатических зонах и эксплуатируются в течение всего года, то для нормализации микроклимата в кабине необходимы устройства для отопления, вентиляции, охлаждения и очистки воздуха - установки кондиционирования воздуха.

Объем кабины тракторов различных тяговых классов составляет 1,5...3,4 м³. Как указывалось выше, для обеспечения безопасности тракториста в кабинах ГОСТ 12.2.120 нормирует специальную зону, в которую при опрокидывании трактора и деформации корпуса кабины не должны проникать элементы ее оболочки и размещенного в ней оборудования. В связи с этим принято размещать установки кондиционирования воздуха в верхней части кабины спереди водителя. В этом случае обеспечивается не только зона безопасности, но и современный интерьер, а также становится возможным удовлетворительное распределение воздуха при его подаче в кабину.

Однако при размещении блока установки кондиционирования воздуха в верхней части кабины возникает проблема, связанная с сохранением нормируемой ГОСТ 12.2.019 поперечной устойчивости особенно универсально-пропашного трактора. Это ограничивает массу блока установки кондиционирования воздуха, размещаемого на крыше кабины трактора. Габаритные размеры блока лимитируются размерами кабины и высотой трактора с кабиной.

Общим функциональным узлом системы нормализации микроклимата (СНМ) кабин является вентиляционный блок, обеспечивающий необходимую подачу воздуха. Его основу составляет, как правило, радиальный центробежный вентилятор со спиральным корпусом, рабочим колесом с лопатками определенного профиля и приводным электродвигателем.

На рис. 16.11 показана схема построения возможных модификаций блока обработки воздуха СНМ кабин. За базовый блок - модуль

принята несущая камера выравнивания давления с закрепленными с одной стороны вентиляторами, а к другой могут крепиться устройства для обработки воздуха (теплообменники отопителя и испарителя кондиционера, орошаемая насадка, воздушный фильтр).

На схемах не показан воздушный фильтр, который в каждом конкретном случае крепится или непосредственно к блоку обработки воздуха со стороны его входа, или в любом удобном месте крыши кабины и соединяется с блоком соответствующим воздуховодом.

Поскольку, как правило, трактор располагает необходимой тепловой энергией для питания с помощью соответствующего жидкого теплоносителя теплообменника отопителя СНМ, то получение различных модификаций блока с отопителем проблем не вызывает. Сложнее обстоит дело с остальными модификациями, включающими хладоновый кондиционер или адиабатный водоиспарительный воздухоохладитель.

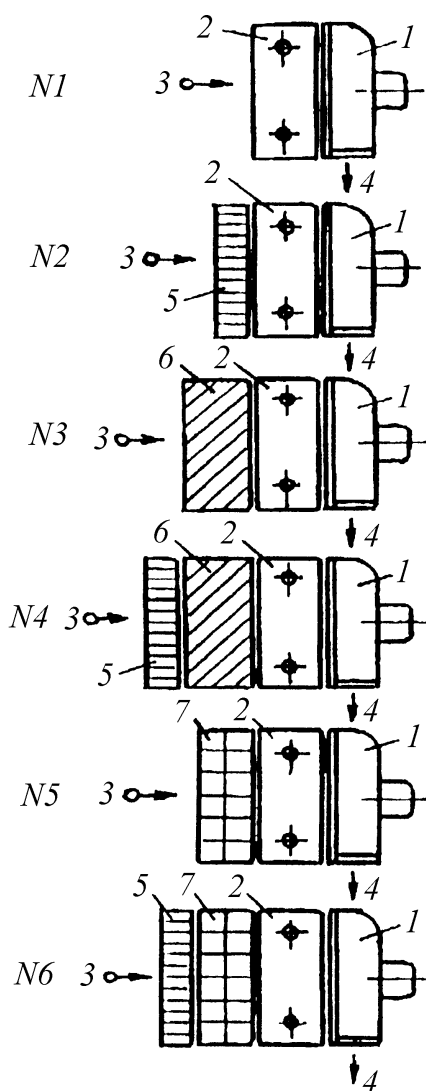


Рис. 16.11. Схема построения модификаций блока обработки воздуха СНМ кабин:

1- вентиляторный агрегат; 2 - камера выравнивания давления; 3 - обрабатываемый поток воздуха; 4 - приточный в кабину поток воздуха; 5 - теплообменник отопителя; 6 - контактный аппарат водоиспарительного охлаждения; 7 - теплообменник испарителя кондиционера; N1...N6 - условные номера модификаций СНМ

Хладоновые кондиционеры ввиду их сложности и высокой стоимости целесообразно применять лишь на машинах, работающих в напряженных условиях (промышленные тракторы) или в тяжелых климатических условиях (высокая температура, повышенная влажность воздуха).

На сельскохозяйственных тракторах, работающих в климатических зонах, характерных для регионов России, следует использовать *адиабатные водоиспарительные воздухоохладители*, обладающими следующими преимуществами:

- простотой конструкции;

- *малой энергоемкостью*, практически не влияющей на энергетический баланс трактора;
- *достаточной надежностью* в условиях тряски и вибрации;
- *заложенной в самом процессе водоиспарительного охлаждения* *возможностью саморегулирования* установки по отведенной явной теплоте из обрабатываемого воздуха, в необходимой мере согласующейся с изменением тепловой нагрузки кабины при изменении внешних условий;
- *достаточно высокой степени "мокрой" очистки воздуха* от высокодисперсной наиболее вредной для здоровья человека пыли;
- *возможностью дополнительной очистки воздуха от содержащихся в пыли почвы специфических остаточных вредных примесей* путем внедрения в орошающую воду специальных добавок.

На рис. 16.12 показан воздухоохладитель со встроенным отопителем (модификация СНМ-1-4 с тремя вентиляторами) и его компоновка в кабине трактора Т-28Х4М. Водяной бак с насосом размещены на полу кабины под сиденьем тракториста (не показаны).

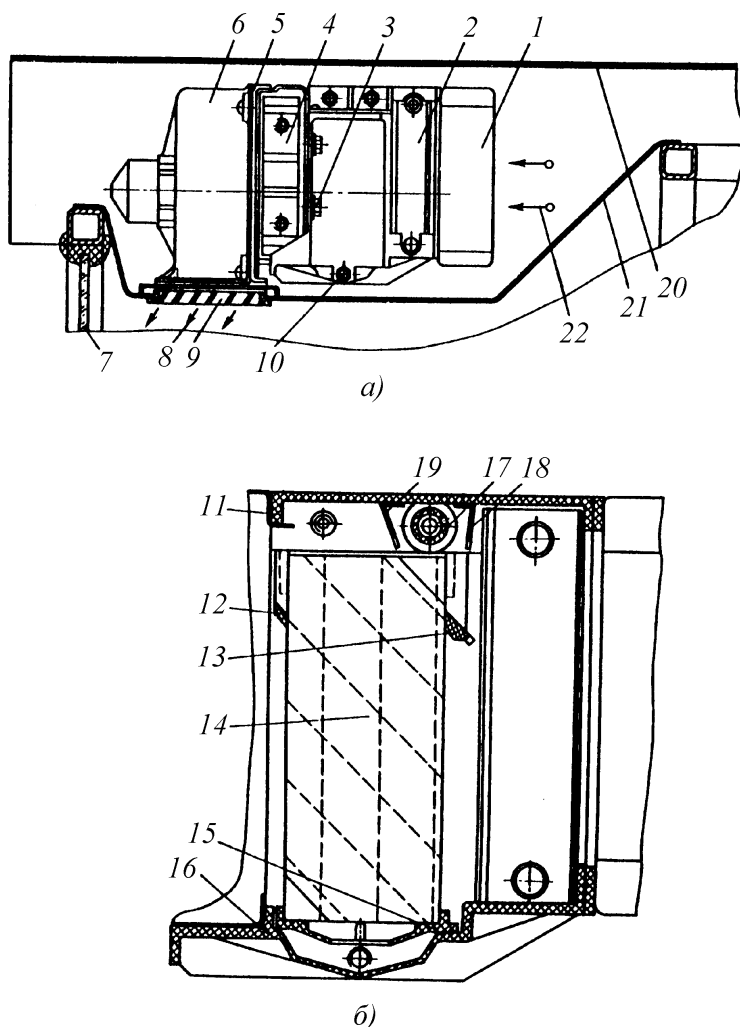


Рис 16.12. Компоновка СНМ-1-4 в кабине:

а - размещение в полости крыши; *б* - устройство элементов конструкции блока; 1 - воздушный фильтр; 2 - теплообменник отопителя; 3 - стяжной болт; 4 - камера; 5 - маска вентиляторов; 6 - вентилятор; 7 - переднее стекло кабины; 8 - поток охлажденного воздуха; 9 - воздухораспределительная решетка; 10 - патрубков сливной; 11 - крышка; 12 - стяжка; 13 - рассекагель; 14 - насадка; 15 - решетка; 16 - корпус; 17 - перфорированная трубка; 18, 19 - гребенки; 20 - экран крыши кабины; 21 - внутренняя панель кабины; 22 - поток наружного воздуха

По ходу потока воздуха установлен бумажный фильтр *1*, закрепленный с помощью быстросъемных элементов для его периодической очистки от пыли. Воздух в кабину подается через поворотные распределительные решетки *9* (по одной на каждом из вентиляторов). После трубчато-пластинчатого теплообменника *2* отопителя на пластмассовой решетке *15* установлена орошаемая насадка *14*, собранная из пористых пластин мипласта.

Теплообменник *2* и насадка *14* размещены в пластмассовом корпусе *16*, снабженном в нижней части поддоном с патрубками *10* для слива воды и закрытым сверху пластмассовой крышкой *11*. В корпусе на входе воздуха в насадку установлены пластмассовый рассекатель *13* с зубьями на свисающей кромке, которые разделяют поток орошающей воды на струи и капли, а на выходе - пластмассовая стяжка *12*.

В крышке *11* над верхней частью пластин насадки *14* смонтированы перфорированная пластмассовая трубка *17* для подачи воды на орошение и пластмассовые гребенки *18* и *19* с зубьями на нижних кромках для разделения потока воды на струи и капли.

Корпус *16* стяжными болтами *3* прикреплен к выполненной из листовой стали несущей камере *4* выравнивания давления, которая с помощью кронштейнов по ее боковым сторонам (не показаны) прикреплена к кабине. К камере *4* со стороны противоположной насадке, крепится вентиляторный узел, состоящий из пластмассовой маски *5* с отверстиями для прохода воздуха и трех вентиляторов *6* с электродвигателями.

СНМ, применяемая на тракторах МТЗ-80/82 (рис. 16.13) состоит из наружного воздухозаборника *1* с фильтрами грубой *2* и тонкой *3* очистки воздуха, внутреннего воздухозаборника *4*, водяного бака *5* с фильтром, корпуса с отопителем и охладителем, системы подачи и распределения охлажденного или подогретого воздуха.

Радиатор *6* отопителя шлангами *7* и *8* соединен с системой охлаждения двигателя. При открывании запорного крана *9* горячая вода из системы охлаждения поступает в радиатор отопителя. Центробежный вентилятор *10*, приводимый в движение электродвигателем *11*, подает очищенный наружный воздух к радиатору *6*. Нагретый воздух через систему воздухораспределения поступает в кабину трактора. Степень его подогрева регулируется рециркуляционным люком и заслонками.

В летний период охлаждение воздуха в кабине происходит за счет отбора теплоты от него на испарение распыленной воды.

Под действием разрежения, возникающего от прохождения

струи сжатого воздуха из трубки 12 над водяной трубой, вода поступает из бака 5 по трубкам 13 к распылителям 14. Сжатый воздух подается от ресивера 15 пневмосистемы трактора. Наружный очищенный воздух, направляемый вентилятором в корпус блока, отдает теплоту на испарение поступающей из распылителей воды, увлажняясь при этом, и поступает через систему воздухораспределения в кабину.

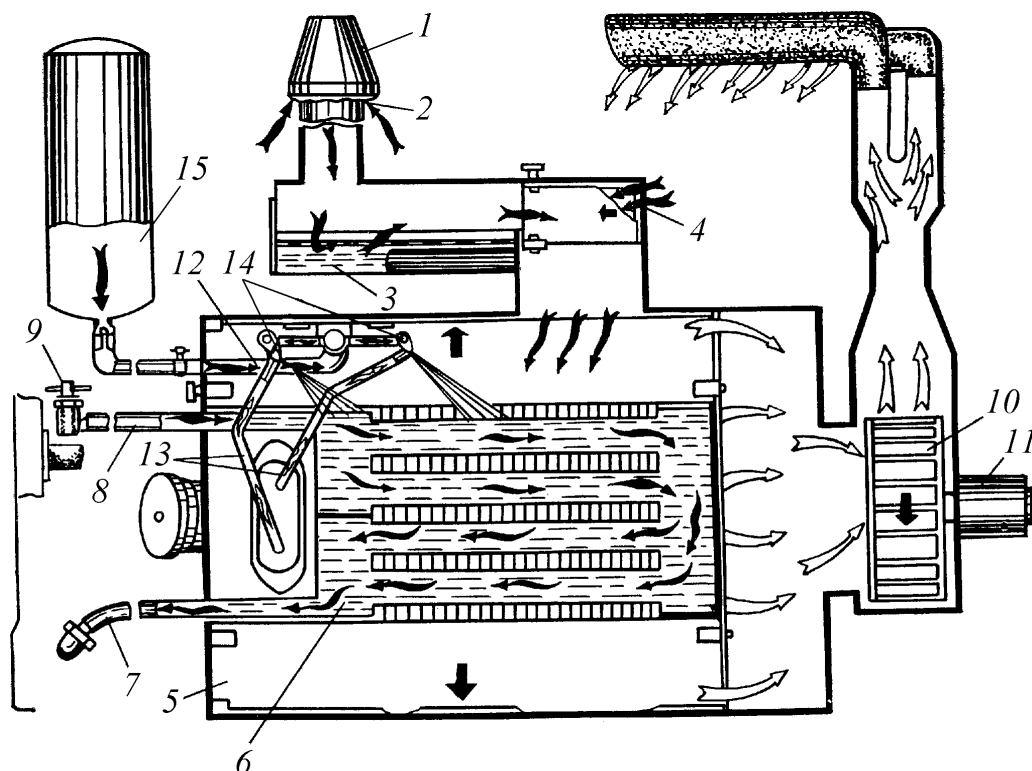


Рис. 16.13. Схема СНМ тракторов МТЗ-80/82

Для нормальной работы охлаждающей установки требуется периодическая промывка фильтров и доливка через 5...6 ч работы воды в бак 5.

Принципиальная схема более сложной установки кондиционирования воздуха кабины трактора представлена на рис. 16.14. Конструкция выполнена на базе хладоновой холодильной машины, которая регулирует температуру поступающего в кабину очищенного воздуха. Система заполняется жидким фреоном под давлением. Воздух перед входом в кабину проходит через фильтр и теплообменник испарителя 4.

Температура охлажденного воздуха регулируется термостатом 5, который включает и выключает электромагнитную муфту привода компрессора 8. Вал компрессора приводится во вращение от вала двигателя через клиноременную передачу.

Компрессор забирает пары фреона низкого давления из теплообменника испарителя 4 и нагнетает в теплообменник 10 конденсатора. В конденсаторе пары фреона превращаются в жидкий фреон, который через ресивер 11 поступает в теплообменник 4 испарителя. В испарителе жидкий фреон, расширяясь, превращается в парообразный и охлаждается. Воздух, проходя через теплообменник испарителя, охлаждается и поступает в кабину трактора. Температура охлажденного воздуха может регулироваться с помощью вентиля 1, который часть жидкого фреона, минуя испаритель 4, перепускает обратно через компрессор.

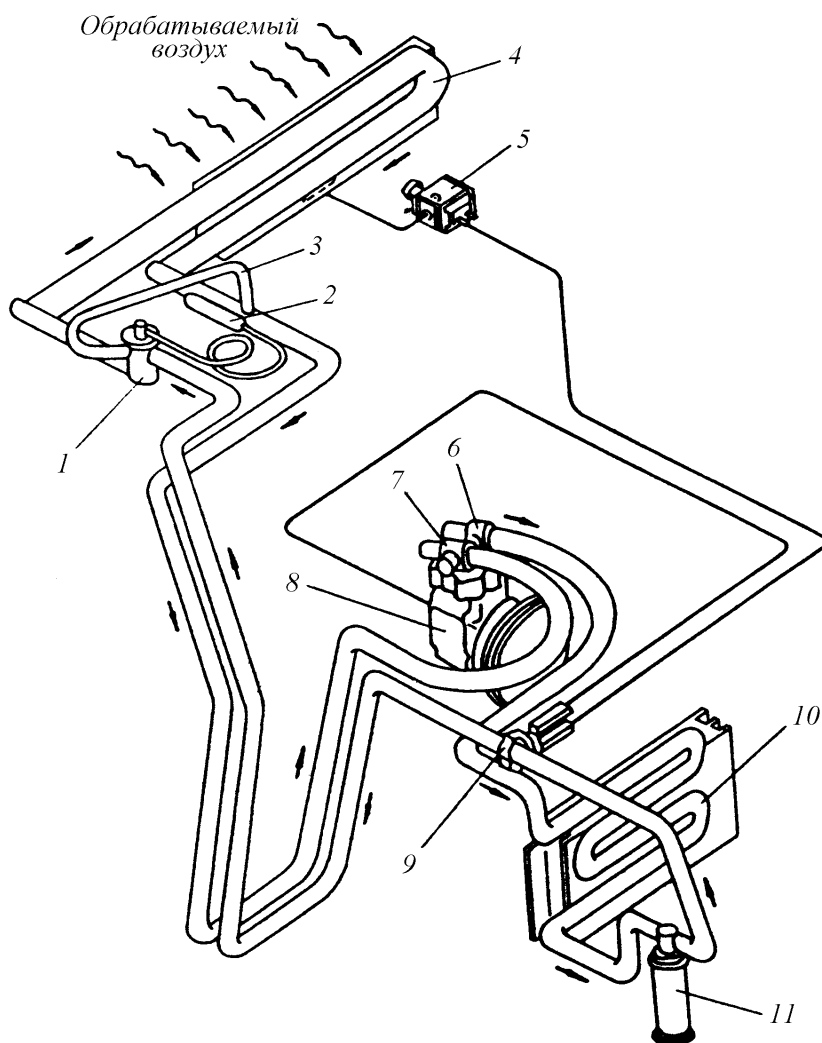


Рис. 16.14. Принципиальная схема конструкции кондиционера кабины трактора: 1 - терморегулирующий вентиль; 2 - датчик температуры; 3 - перепускной трубопровод; 4 - теплообменник испарителя; 5 - термостат; 6 - нагнетательный патрубок компрессора; 7 - всасывающий патрубок компрессора; 8 - компрессор; 9 - датчик контроля температуры; 10 - теплообменник конденсатора; 11 - ресивер

Основным недостатком фреоновых кондиционеров является наличие легко текучего хладагента (фреона). При работе трактора воз-

никают вибрации, приводящие к образованию трещин в трубопроводах и нарушению уплотнений в местах их соединения. В результате рабочая жидкость (фреон) вытекает и кондиционер становится неработоспособным.

В связи с этим фреоновые кондиционеры не получили широкого применения в тракторах.

Список литературы

1. **Колесные тракторы** для работы на склонах / П. А. Амельченко, И. П. Ксеневиц, В. В. Гуськов, А. И. Якубович. М.: Машиностроение, 1978. 248 с.
2. **Ксеневиц И. П., Парфенов А. П., Либцис С. Е.** Сельскохозяйственные тракторы нетрадиционных компоновок/ Под ред. И. П. Ксеневица. Минск: ПК ООО "ПолиБиг", 1998. 209 с.
3. **Машиностроение.** Энциклопедия. Колесные и гусеничные машины. Т. IV-15/ В. Ф. Платонов, В. С. Азаев, Е. Б. Александров и др.; Под общ. ред. В. Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1997. 688 с.
4. **Осепчугов В. В., Фрумкин А. К.** Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.
5. **Райков И. Я., Рыввинский Г. Н.** Конструкция автомобильных и тракторных двигателей: Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания". М.: Высш. шк., 1986. 352 с.
6. **Сергеев Л. В., Кадобнов В. В.** Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
7. **Советские тракторы**/ Под ред. И. Б. Барского. М.: Машиностроение, 1970. 369 с.
8. **Сцепления** транспортных и тяговых машин/ Под ред. Ф. Р. Геккера, В. М. Шарипова и Г. М. Щеренкова. М.: Машиностроение, 1989. 334 с.
9. **Тракторы.** Ч. 1. Конструкции/ Под ред. В. В. Гуськова. Минск: Выш. школа, 1979. 232 с.
10. **Тракторы.** Проектирование, конструирование и расчет/ Под ред. И. П. Ксеневица. М.: Машиностроение, 1996. 479 с.
11. **Тракторные дизели:** Справочник/ Б. А. Взоров, А. В. Адамович, А. Г. Арабян и др.; Под общ. ред. Б. А. Взорова. М.: Машиностроение, 1981. 535 с.
12. **Трансмиссии тракторов**/ К. Я. Львовский, Ф. А. Черпак, И. Н. Серебряков, Н. А. Щельцын. М.: Машиностроение, 1976. 280 с.
13. **Устройство** многоосных полноприводных колесных и быстроходных гусеничных машин: Учебник для вузов/ Г. И. Гладов, А. В. Вихров, В. В. Кувшинов; Под ред. Г. И. Гладова. М.: Транспорт, 1996. 241 с.
14. **Флеер Д. Е.** Современное состояние и тенденции развития гидросистем тракторов и сельхозмашин. Аналитический обзор/ Под ред. И. П. Ксеневица. Минск: ПК ООО "ПолиБиг", 1997. 105 с.
15. **Шарипов В. М., Эглит И. М., Парфенов А. П.** Трансмиссии тракторов/ Под ред. В. М. Шарипова. М.: Фонд «За экономическую грамотность», 1998. 272 с.

Учебное издание

Ксенович Иван Павлович, Шарипов Валерий Михайлович,
Арустамов Левон Христофорович и др.

Тракторы. Конструкция

Редактор **З. М. Рябкова**

Компьютерное макетирование - **В. М. Шарипов**

Корректор **Л. Л. Чижикова**

Лицензия ЛР № 021209 от 17.04.97 г.

Усл. п. л. 51,3

Уч.- изд. л. 59,3

МГТУ «МАМИ», Москва, 105839 Б. Семеновская, 38