ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МАМИ»

УСТРОЙСТВО ТРАКТОРОВ

Под общ. редакцией
засл. деятеля науки РФ, д-ра техн. наук,
проф. В.М. Шарипова

Рекомендовано УМО по образованию
в области транспортных машин и
транспортно-технологических комплексов
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Автомобиле- и тракторостроение»

Москва-2007

УДК 829.11 (075.8)
ББК 34.44

Авторы: **В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, А.П. Маринкин, Е.С. Наумов, А.П. Парфенов, А.И. Сергеев, А.Г. Стрелков, Ю.А. Феофанов, Н.Н. Шарипова, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин**

Рецензенты: засл. деятель науки РФ, д-р техн. наук, проф. **А.В. Денисов**; засл. работник высшей школы РФ, канд. техн. наук, проф. **В.В. Селифонов**

Устройство тракторов/ В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, А.П. Маринкин и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 320 с.

Рассмотрены назначение, классификация, описание основных типовых конструкций узлов и агрегатов шасси трактора, его кабины, рабочего оборудования и элементы ухода за ними.

Для студентов высших и средних профессиональных учебных заведений, изучающих устройство или конструкцию тракторов, а также для инженерно-технических работников.

ISBN 978-5-94099-049-9

© В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, А.П. Маринкин и др., 2007

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 автотракторной отрасли России.

Учебник рассчитан на студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» для специализации «Автомобилестроение». Он может быть использован студентами других вузов и средних специальных учебных заведений, изучающих устройство или конструкцию тракторов.

В учебнике рассмотрены общие принципы работы основных узлов и агрегатов шасси трактора, его кабины и рабочего оборудования, что позволяет обучающемуся быстро осваивать устройство любой модели отечественного или зарубежного трактора. Это имеет важное значение, так как на Российский рынок в настоящее время поступает много зарубежной техники, устройство которой может существенно отличаться от отечественных тракторов.

В учебнике имеется большое количество принципиальных схем основных узлов и агрегатов трактора и их подробное описание. Такой подход в изложении материала позволяет в первую очередь освоить схему работы механизма и затем образно представить его конструктивное решение.

Помимо этого после рассмотрения каждого узла или агрегата трактора обучающийся получает краткие сведения о возможных основных неисправностях механизма и способах их устранения.

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Классификация тракторов

Трактор - колесная или гусеничная самоходная машина, предназначенная для выполнения различных работ с применением прицепных, навесных, полунавесных и стационарных машин-орудий, с которыми она образует машинно-тракторный агрегат (МТА).

Тракторы классифицируют по ряду признаков.

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.

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

Специализированные по видам культур и производственных условий - хлопководческие, виноградниковые, свекловодческие, рисоводческие, 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 условий:

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-очиститель-ные 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 колесную формулу 4К2. Здесь первая цифра “4” показывает общее число колес, а вторая цифра “2” – число ведущих колес. Если при тех же данных и передние колеса ведущие, но меньшего диаметра, то трактор имеет колесную формулу 4К4а, где вторая цифра “4” показывает, что трактор имеет четыре ведущих колеса (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). Трактор с одним или двумя сближенными передними управляемыми колесами имеет колесную формулу 3К2.

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

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

5. По номинальному тяговому усилию сельскохозяйственные и лесохозяйственные тракторы делят на десять тяговых классов, а промышленные и лесопромышленные тракторы - на восемь (табл. 1.1 и 1.2).

1.1. 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

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.

1.2. 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

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 его массе (см. табл. 1.2).

1.2. Типаж тракторов и принципы его рационального построения

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.

В настоящее время в качестве основного классификационного параметра трактора принято номинальное тяговое усилие.

Типоразмер трактора - трактор определенного назначения, типа, тягового класса и мощности, например, гусеничный сельскохозяйственный трактор общего назначения класса 3 мощностью 121 кВт (165 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 унифи-

цированный с нею по ряду основных агрегатов и узлов.

В основу построения типажа положены три основных принципа:

1) экономическая оптимальность числа и набора типоразмеров, реализуемых в виде моделей тракторов;

2) номинальное тяговое усилие и скорости трактора в каждом классе обеспечивают максимальную производительность МТА;

3) диапазон тяговых усилий трактора в каждом классе обеспечивает перекрытие смежных классов, что гарантирует высокую производительность работы МТА для любого значения их тяговых сопротивлений в диапазоне тяговых классов типажа.

Действующие в настоящее время 16 тяговых классов приведены в ранее рассмотренных табл. 1.1 и 1.2, а полные типажи отечественных тракторов, построенные в координатах мощность двигателя - тяговый класс, приведены на рис. 1.1 и 1.2.

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 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.

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, объеди-

няет последовательно располагаемые агрегаты – сцепление *4*, коробку передач *10* (КП), центральную (главную) передачу *5*, дифференциал *9* у колесного трактора (рис. 1.3,*а*), конечные передачи.

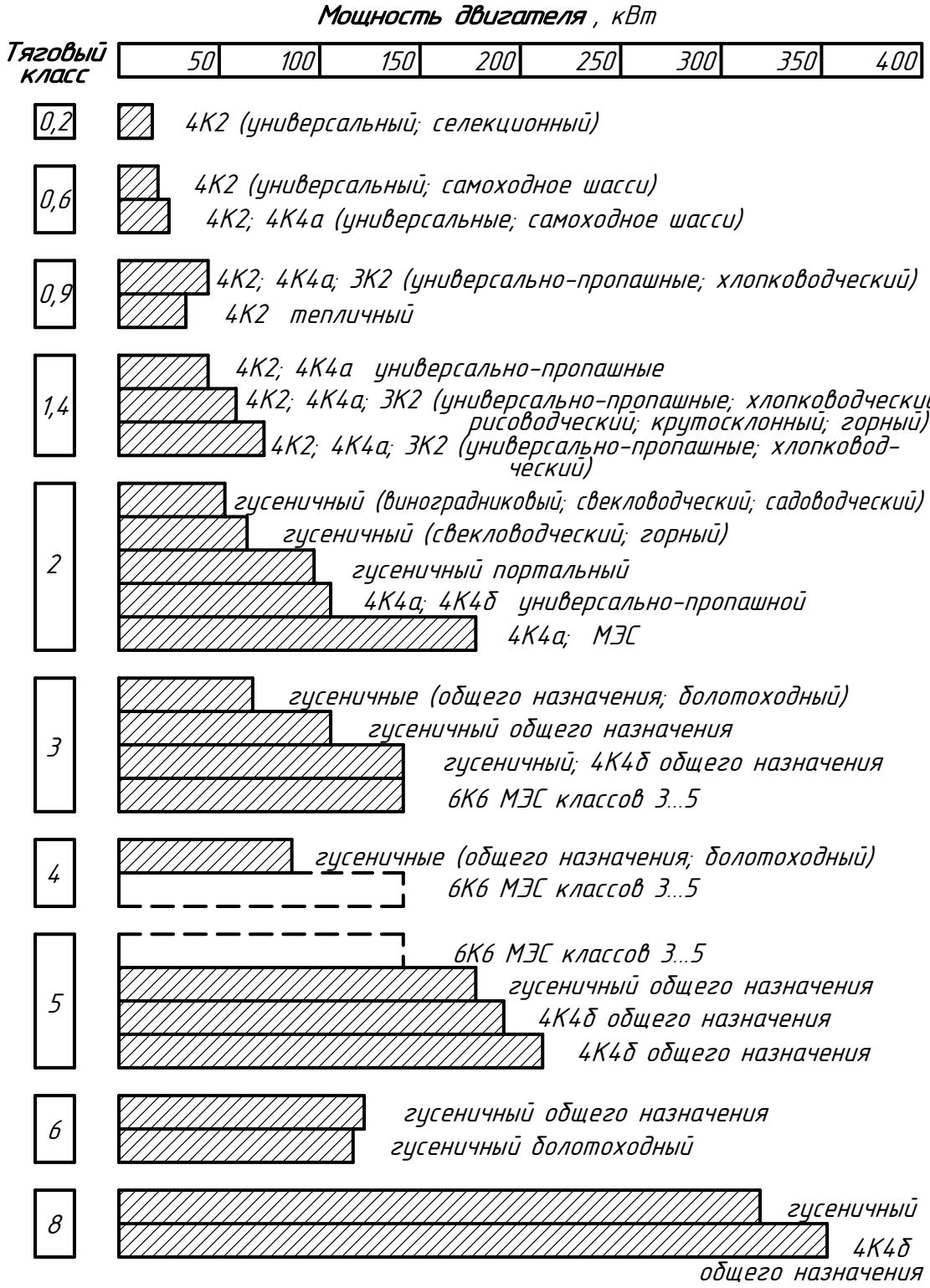


Рис. 1.1. Типаж сельскохозяйственных тракторов

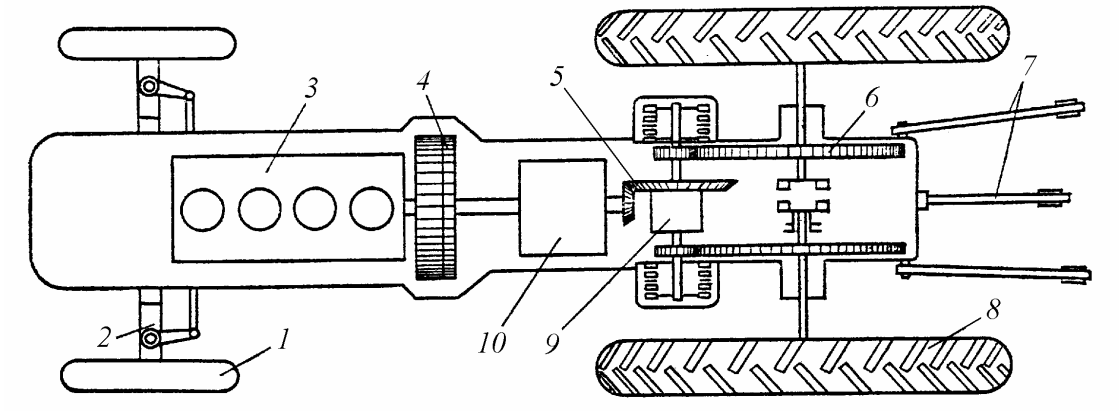


Рис. 1.2. Типаж промышленных, лесопромышленных и лесохозяйственных тракторов

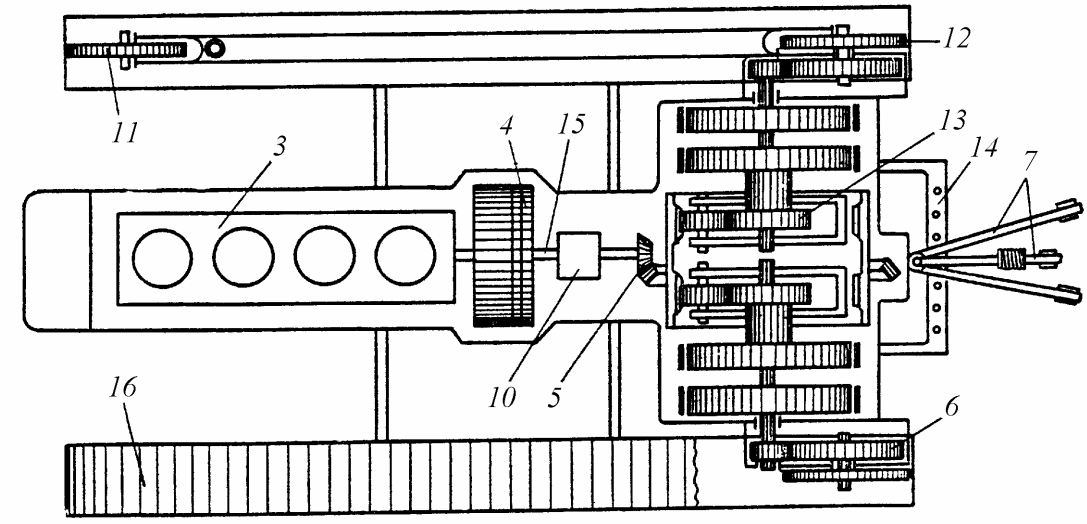
В трансмиссии гусеничного трактора (рис. 1.3,*б*) вместо дифференциала установлены механизмы поворота *13*. В зависимости от назначения и условий работы трактора, в трансмиссию могут быть включены дополнительные агрегаты, служащие для изменения передаточного числа: увеличитель крутящего момента и ходоуменьшитель, а также раздаточная коробка в тракторах 4К4.

Сцепление 4 служит для кратковременного разъединения вала двига-

теля и первичного вала КП, что необходимо для безударного переключения передач, кратковременных остановок трактора, плавного трогания его с места, а также для управления зависимым ВОМ.



а)



б)

Рис. 1.3. 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

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, со-

става и рельефа почвы или грунта, скорости движения. Частично нагрузки могут преодолеваться 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, исключающее 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 ус-

ловия 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. Общие сведения о трансмиссии трактора

Современные трансмиссии по способу изменения передаточных чисел классифицируют 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 классифицируют 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).

С т у п е н ч а т а я т р а н с м и с с и я по этому признаку является механической, в которой преобразование крутящего момента происходит в шестеренных редукторах, в одном из которых - к о р о б к е п е р е д а ч производится изменение передаточных чисел, ограниченных числом возможных сочетаний зубчатых пар.

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. 1.4,*а*,*б*) мощность двигателя на ведущие колеса трактора разделяется после КП, что обусловливает 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 компонуется, обладает достаточно высоким механическим КПД и приемлемыми показателями материалоемкости.

По второй кинематической схеме (рис. 1.4,*в*) трансмиссии мощность от двигателя разделяется перед КП или в ней, что обусловливает 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. 1.4,*а*,*б*) источником энергии является двигатель внутреннего сгорания *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.

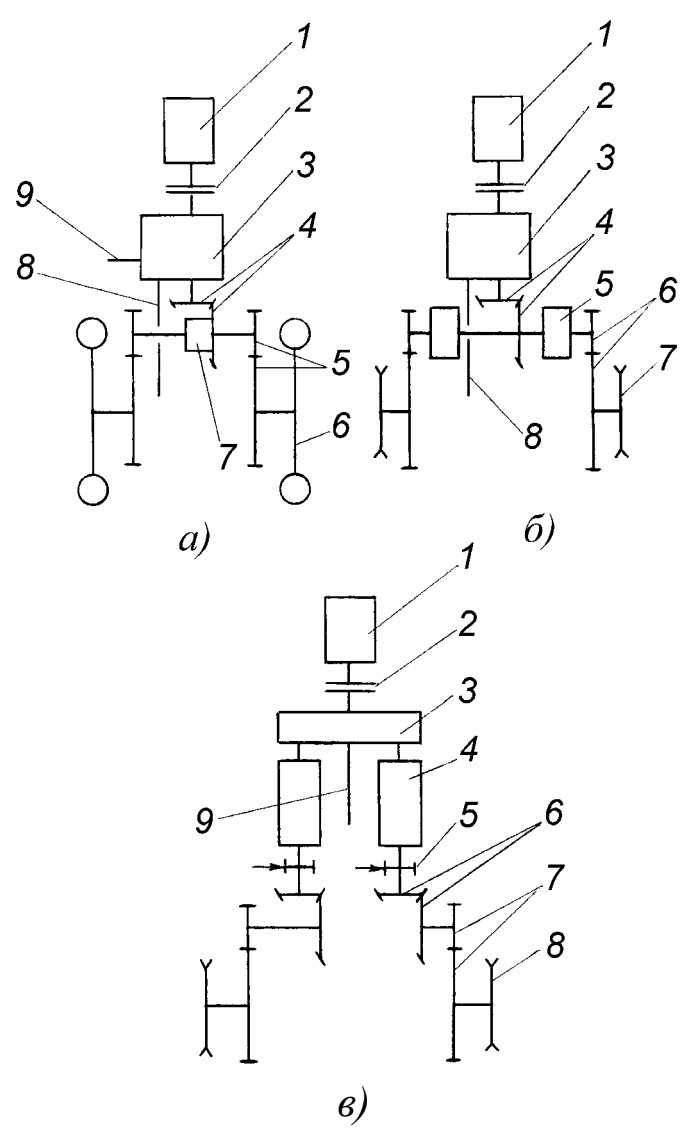


Рис. 1.4. Принципиальные структурные кинематические схемы ступенчатых трансмиссий тракторов:
а – традиционная типового колесного трактора; *б* – традиционная гусеничного трактора; *в* – гусеничного трактора с разделением потока мощности перед КП

У колесного трактора ведомая шестерня ЦП обычно устанавливается на корпусе дифференциала *7* - механизме трансмиссии, кинематически соединяющем ЦП с ведущими валами конечных передач *5* (рис. 1.4,*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.1.4,*б*) вначале поступают в механизм поворота *5*, а затем в конечные передачи *6* и ведущие колеса *7*, иногда называемые звездочками. Меха-

низм поворота обеспечивает передачу разных ведущих моментов и частот вращения левого и правого колес *7*, благодаря чему производится поворот гусеничного трактора.

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. 1.4,*в*) поток мощности от дизеля *1* поступает 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 муфт с гидроподжатием.

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*.

Общее передаточное число трансмиссии u_o можно представить как отношение частоты вращения $n_д$ или угловой скорости $\omega_д$ коленчатого вала двигателя к среднему значению частоты вращения $n_к$ или угловой скорости $\omega_к$ ведущих колес трактора.

$$u_o = \frac{n_д}{n_к} = \frac{\omega_д}{\omega_к}. \qquad (1.1)$$

Средние значения $n_к$ и $\omega_к$ принимаются исходя из неравномерности вращения правого и левого ведущих колес.

Поэтому

$$n_к = \frac{n_{пр} + n_{лев}}{2} \quad \text{и} \quad \omega_к = \frac{\omega_{пр} + \omega_{лев}}{2},$$ где индексы *"пр"* 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 $u_{кп}$, $u_{цп}$, $u_{мп}$, $u_{мп}$ 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 трансмиссий ЦП и механизм поворота выпол-

няются как двухступенчатые редукторы, удваивающие общее число передач трактора.

При передаче мощности от двигателя к ведущим колесам трактора часть ее теряется на трение в зацеплении зубчатых колес, в подшипниках их валов, в уплотнениях и на разбрызгивание масла в корпусах. Все эти потери учитываются механическим КПД трансмиссии $\eta_м$, который определяется как отношение мощности $N_к$, подведенной к ведущим колесам трактора, к эффективной мощности N_e двигателя.

$$\eta_м = N_к / N_e .$$

Заменяя значения мощностей их составляющими с учетом выражения (1.1), имеем

$$\eta_м = \frac{M_к \omega_к}{M_д \omega_д} = \frac{M_к}{M_д u_o}, \qquad (1.2)$$

где $M_д$ и $M_к$ - крутящий момент соответственно двигателя и подводимый к ведущим колесам трактора.

Из выражения (1.2) крутящий момент, подводимый к ведущим колесам трактора,

$$M_к = M_д u_o \eta_м .$$

Таким образом, крутящий момент, подводимый к ведущим колесам трактора зависят от крутящего момента $M_д$, развиваемого двигателем, общего передаточного числа u_o трансмиссии и ее механического КПД $\eta_м$.

Глава 2

КОМПОНОВКИ И ОСТОВЫ ТРАКТОРОВ

2.1. Компоновка тракторов

К о м п о н о в к а т р а к т о р а - относительное размещение основных агрегатов и рабочего оборудования трактора, отвечающее его функциональному назначению и позволяющее использовать трактор с наибольшей эффективностью. Компоновка 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, величиной дорожного и агротехнического просветов, координатами центра масс.

Компоновка сельскохозяйственных тракторов подразделяется на традиционную и нетрадиционную.

Колесные тракторы. Универсально-пропашные и универсальные колесные тракторы имеют наиболее распространенную т р а д и ц и о н н у ю (к л а с с и ч е с к у ю) к о м п о н о в к у с передним расположением двигателя, последовательным рядным расположением агрегатов трансмиссии, задним расположением кабины, управляемыми передними колесами с диаметром значительно меньше диаметра задних (рис. 2.1,*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 доказала свою жизнеспособность благодаря ряду преимуществ:

- относительная простота конструкции;
- максимальное использование силы тяжести трактора при заднем ведущем мосте;
- хорошая обзорность прицепных или навешенных сзади орудий;
- хорошая маневренность, благодаря возможности поворота передних управляемых колес меньшего размера на большие углы;
- высокий агротехнический просвет и др.

Такую компоновку имеют все тракторы России и стран СНГ классов 0,6…1,4 (Т-25А; Т-30А80; ЛТЗ-55; ЮМЗ-6; МТЗ-80/82; МТЗ-100/102).

За последние годы классическая компоновка претерпела модернизацию. Появилась так называемая у л у ч ш е н н а я к л а с с и ч е с к а я к о м п о н о в к а (рис. 2.1,*б*). Отличие данной компоновки трактора от классической состоит в следующем:

- увеличена доля массы трактора, приходящейся на передний ведущий мост с 25...30% до 35...40%;

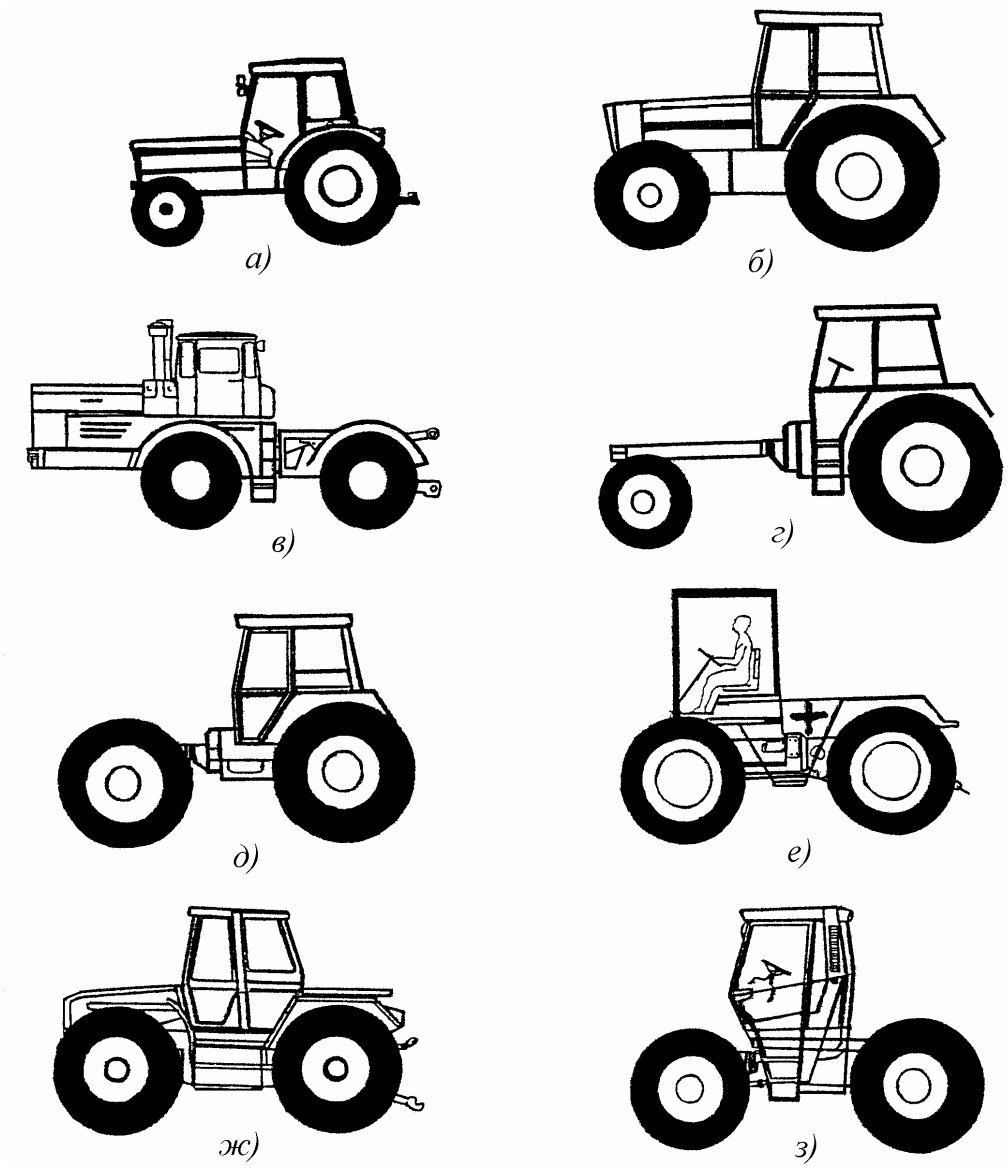


Рис. 2.1. Типы компоновок колесных сельскохозяйственных тракторов:
а - классическая; *б* - улучшенная классическая; *в* - с шарнирной рамой; *г* - тракторное самоходное шасси; *д* – трактор со свободным обзором; *е* - несущее самоходное шасси; *ж* и *з* - интегральные тракторы

- увеличен типоразмер шин передних ведущих колес;
- передний портальный мост заменен на более мощный автомобильного типа;
- угол поворота передних управляемых колес для повышения маневренности увеличен до 50...55°;
- устанавливается переднее навесное устройство.

Такую компоновку имеет трактор ВТ-170 класса 3, разработанный НАТИ совместно с ВгТЗ.

Колесные сельскохозяйственные тракторы общего назначения 4К4б (рис. 2.1,*в*) имеют переднее расположение двигателя, кабина размещена за двигателем (ближе к середине колесной базы), передние и задние колеса одинакового размера и грузоподъемности, жесткую или шарнирно сочлененную раму. За кабиной имеется свободное про-

странство для установки емкостей или другого технологического оборудования. На передний мост приходится 55...60% массы трактора. Такую компоновку имеют тракторы класса 3 и 5 (Т-150К, Т-151К, К-701М, К-734, К-744).

Нетрадиционной компоновкой отличаются самоходные шасси, тракторы со свободным обзором, интегральные тракторы.

Самоходные шасси (рис. 2.1,*г*) 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. 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. 2.1,*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. 2.1,*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.

Интегральная компоновка (рис. 2.1,*ж*) появилась на современных моделях сельскохозяйственных тракторов. Основными ее признаки являются:

- 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.

Эта компоновка способствует более тесному функциональному объединению трактора с машинами и орудиями.

“Симметричная” интегральная компоновка (рис. 2.1,*з*) еще в большей степени отвечает требованиям по возможности агрегатирования трактора с машинами и орудиями.

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. 2.2,*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. 2.2,*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 при работе с нагрузкой на крюке, 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 передач, 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.

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.

П о р т а л ь н а я к о м п о н о в к а колесного и гусеничного тракторов характеризуется тем, что их рамы образуют огибающий один или два рядка растений достаточно высокий портал, на котором установлен пост управления с кабиной или без нее.

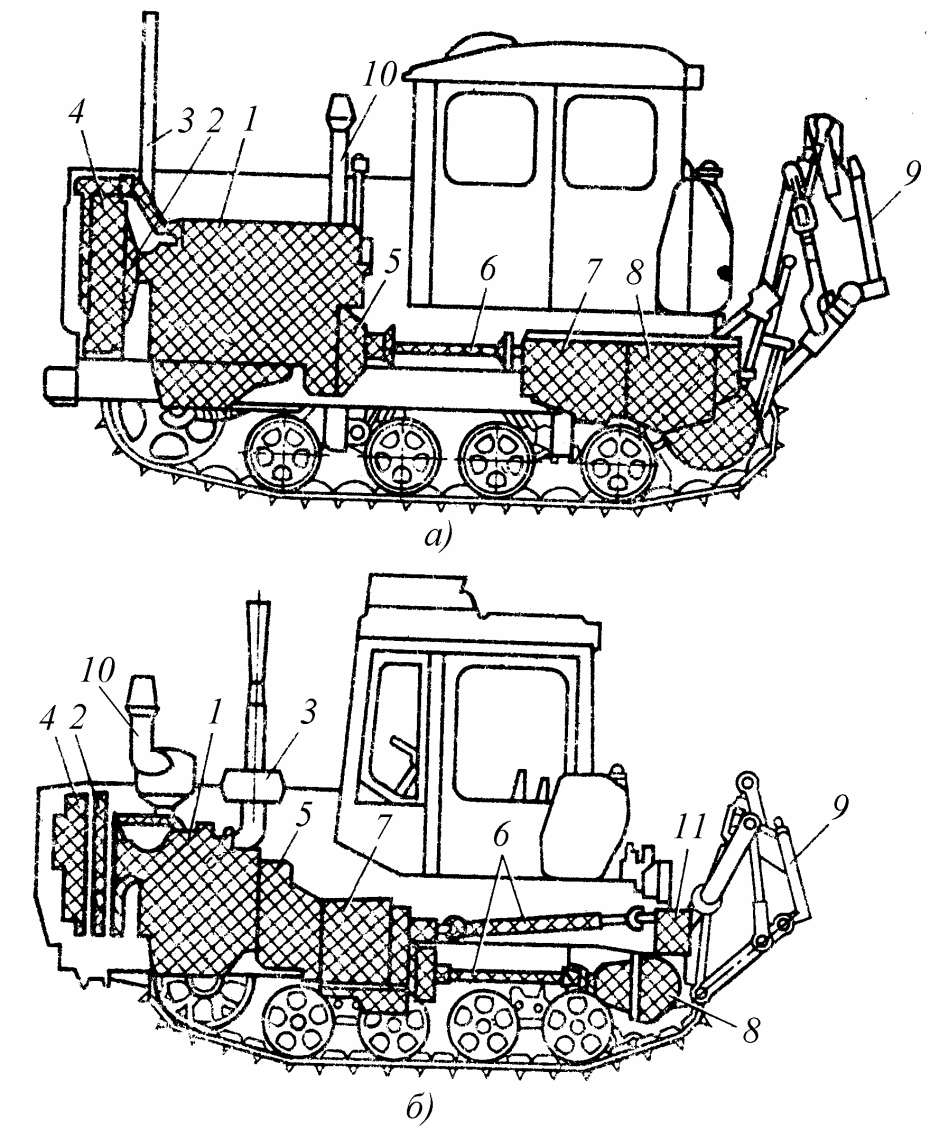


Рис. 2.2. Расположение агрегатов в гусеничном сельскохозяйственном тракторе классической компоновки:

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

Компоновка промышленных тракторов отличается большим разнообразием и определяется назначением и условиями работы машины.

Тракторы общего назначения. Т р а д и ц и о н н а я к о м п о н о в к а г у с е н и ч н о г о п р о м ы ш л е н н о г о т р а к т о р а о б щ е г о н а з н а ч е н и я 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 балансирной 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.

Компоновка промышленного трактора с треугольным гусеничным обводом (рис. 2.3) предложена фирмой "Катерпиллар" вначале для тяжелых тракторов, затем для промышленных тракторов средней мощности и для сельскохозяйственных общего назначения. Треугольный обвод гусениц обеспечивает ряд преимуществ:

- конечные передачи и механизм поворота не подвержены воздействию вертикальной ударной нагрузки, вызываемой контактом ведущего колеса с почвой;

- центр масс смещен ближе к передней части машины, что облегчает заглубление отвала бульдозера;

- наличие увеличенной опорной поверхности сзади за осью ведущего колеса предотвращает подъем передней части трактора при больших тяговых нагрузках.

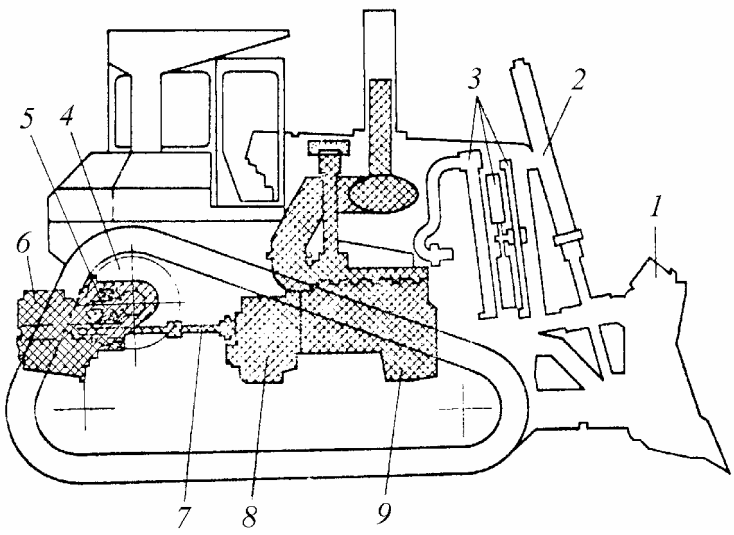


Рис. 2.3. Компоновка тракторов с треугольным гусеничным обводом:
1 - отвал бульдозера; *2* - гидроцилиндры; *3* - радиаторы и вентилятор; *4* - механизм поворота и конечные передачи; *5* - центральная передача; *6* - коробка передач; *7* - карданный вал; *8* - гидротрансформатор; *9* - двигатель

При такой компоновке применен блочно-модульный принцип построения сборочных единиц (рис. 2.4), т.е. все основные узлы (двигатель, коробка передач, механизм поворота, конечные передачи) выполнены в виде отдельных легко демонтируемых и монтируемых модулей.

Специализированные тракторы. Компоновка гусеничного трактора-погрузчика отличается от трактора общего назначения увеличенной базой за счет введения дополнительного опорного катка, установки жесткой или балансирной балки вместо рессоры и выполнения рамы трактора как одно целое с порталом погрузочного оборудования. Для создания противовеса массе ковша с грузом в ко-

лесных тракторах-погрузчиках (рис. 2.5), выполненных с шарнирной рамой, двигатель, коробку передач и раздаточную коробку устанавливают на задней полураме, а портал погрузчика - на передней. 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.

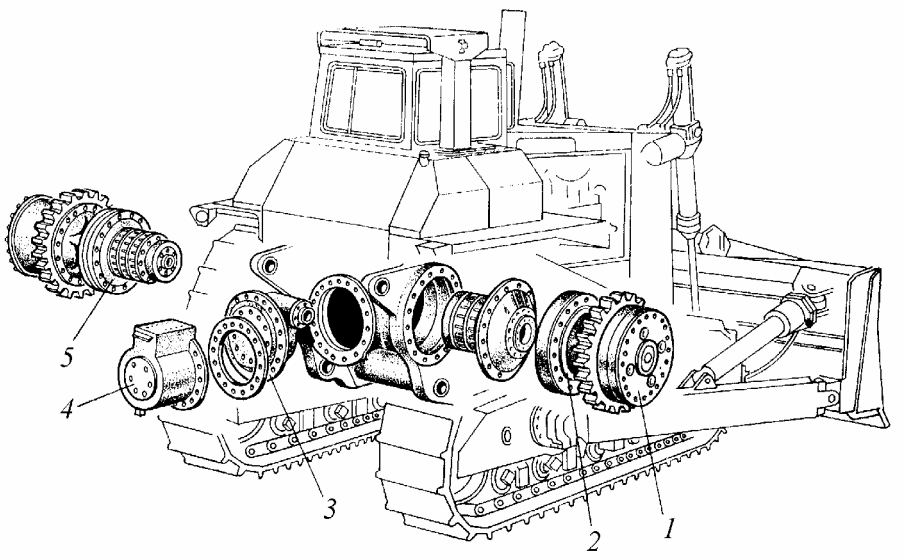


Рис. 2.4. Конструктивная схема трактора с треугольным гусеничным обводом:
1 – конечная передача с ведущим колесом; *2*, *5* -механизмы поворота; *3* – центральная передача; *4* – коробка передач

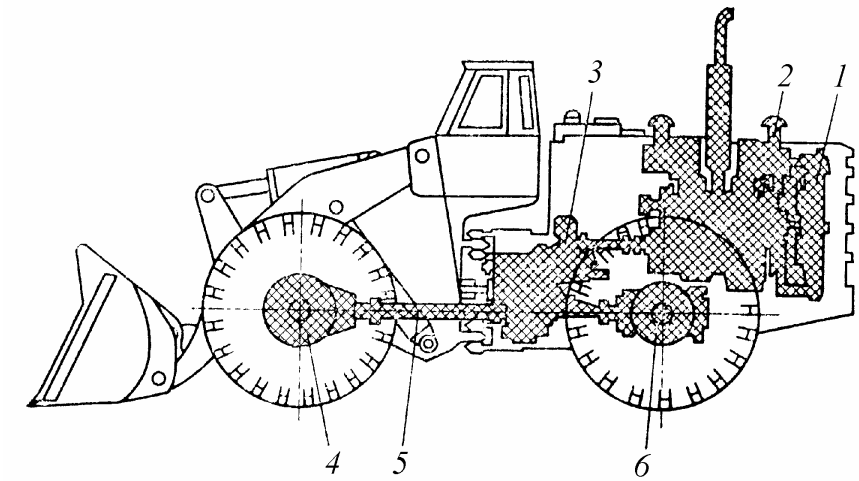


Рис. 2.5. Компоновка мощного колесного трактора-погрузчика:
1 - радиаторы и вентилятор; *2* - двигатель; *3* - коробка передач; *4, 6* - центральные и конечные передачи; *5* - карданный вал

Конструктивной особенностью болотоходных тракторов являются увеличенные размеры движителя из-за уширения гусеницы и увеличения продольной базы, например, за счет принудительного опускания направляющего колеса.

К о м п о н о в к а п о д з е м н о г о т р а к т о р а (рис. 2.6) для работы в стесненных условиях горных разработок отличается: малыми размерами по высоте; вынесенным за пределы колесной базы двигателем; шарнирной рамой. Для управляемого по радио з е м н о в о д н о г о т р а к т о р а , работающего на глубине 6…7 м, типичным является отсутствие кабины, герметизация агрегатов и узлов, наличие мачты с системой забора воздуха, необходимого для работы двигателя.

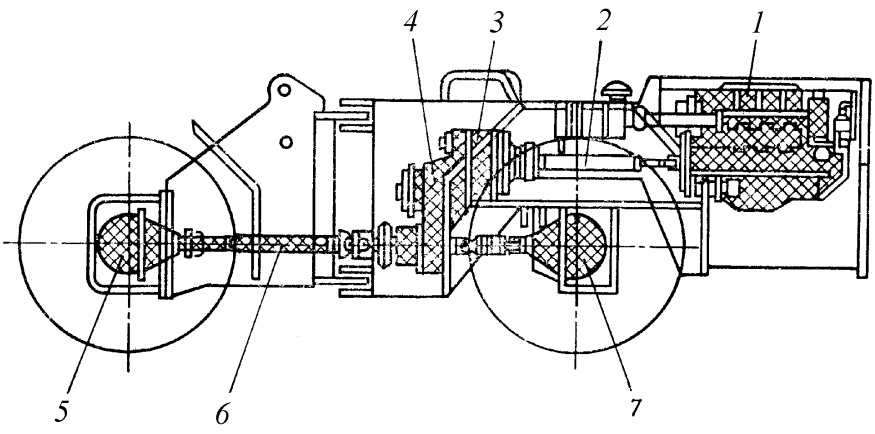


Рис. 2.6. Компоновка колесного подземного трактора:
1 - двигатель; *2, 6* - карданные передачи; *3* - гидротрансформатор; *4* - коробка передач; *5, 7* - центральные и конечные передачи

Гусеничные лесопромышленные (трелевочные) тракторы (рис. 2.7), получившие широкое распространение в России и странах СНГ, имеют ряд компоновочных особенностей.

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 бездорожью. 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, ТДТ-55А, ТЛТ-100, ТБ-1 и его модификации), на АО “Алтайский тракторный

завод” (ТТ-4, ТТ-4М). За рубежом трелевочные тракторы с гусеничным движителем используется крайне редко и в основном на специализированных валочно-пакетирующих машинах.

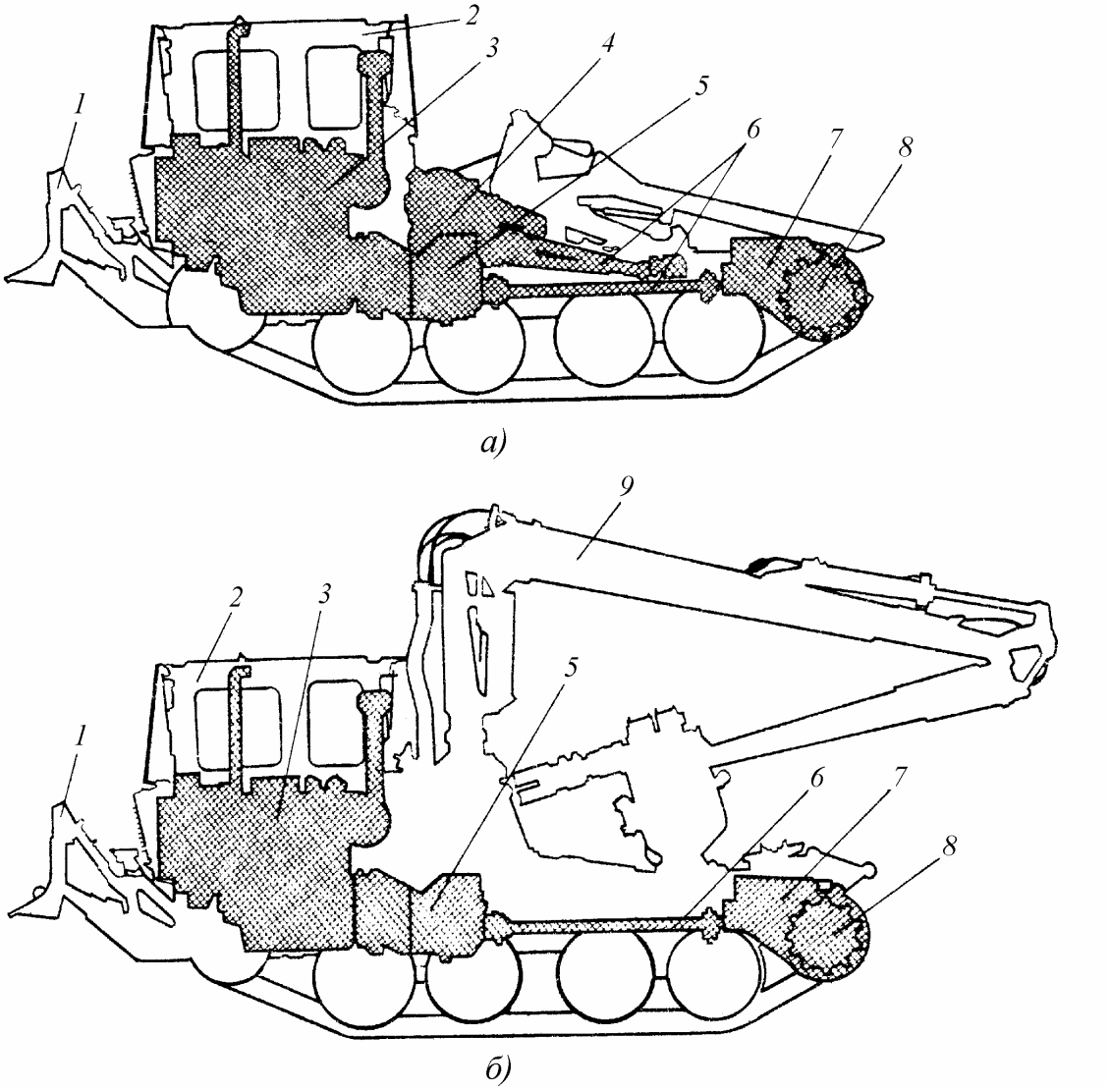


Рис. 2.7. Компоновки гусеничных трелевочных тракторов:
а - со щитом; *б* - с челюстным погрузчиком; *1* - толкатель; *2* - кабина; *3* - двигатель; *4* - лебедка; *5* - коробка передач; *6* - карданный вал; *7* - задний мост; *8* - ведущее колесо; *9* – гидроманипулятор

Компоновка лесопромышленного трактора для лесосплавных работ (рис. 2.8) приспособлена для движения по воде с помощью водометного движителя и по суше - с помощью гусеничного движителя. Трактор оборудован лебедкой *4*, бревнотолкателем *1* 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.

Колесные лесопромышленные тракторы в нашей стране получили ограниченное распространение. Их создают на базе тракторов 4К4б, имеющих свободное пространство за кабиной.

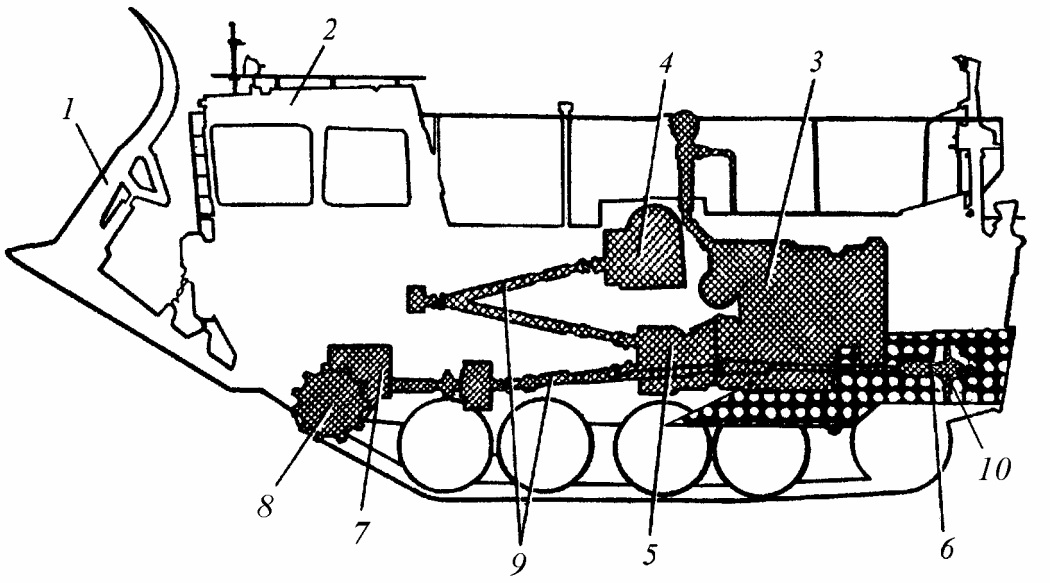


Рис. 2.8. Компоновка гусеничного трактора для лесосплавных работ:
1 - бревнотолкатель; *2* - кабина; *3* - двигатель; *4* - лебедка; *5* - коробка передач; *6, 9* - карданные валы; *7* – ведущий мост; *8* - ведущее колесо; *10* - винт водометного движителя

Условиям использования колесных лесопромышленных машин с различным технологическим оборудованием наиболее полно отвечают компоновки многоосных тракторов 4К4б, 6К6, 8К8 (рис. 2.9), имеющие большую грузоподъемность, более высокие тяговые показатели и лучшую проходимость за счет меньшего, чем у тракторов традиционных компоновок давления на грунт и глубины колеи.

Лесохозяйственные тракторы работают с лесными плугами, культиваторами, корчевателями, лесопосадочными машинами, покровосдирателями и фрезами, а также как трелевочные на рубке леса.

Компоновка гусеничных лесохозяйственных тракторов общего назначения (рис. 2.10,*а*) практически не отличается от компоновки лесопромышленных тракторов и позволяет получить различные модификации, в том числе для работы на грунтах с малой несущей способностью.

Лесохозяйственный трактор для выполнения лесомелиоративных работ (рис. 2.10,*б*) имеет увеличенную опорную поверхность за счет применения уширенных гусениц и опущенного ведущего колеса *11*, 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.

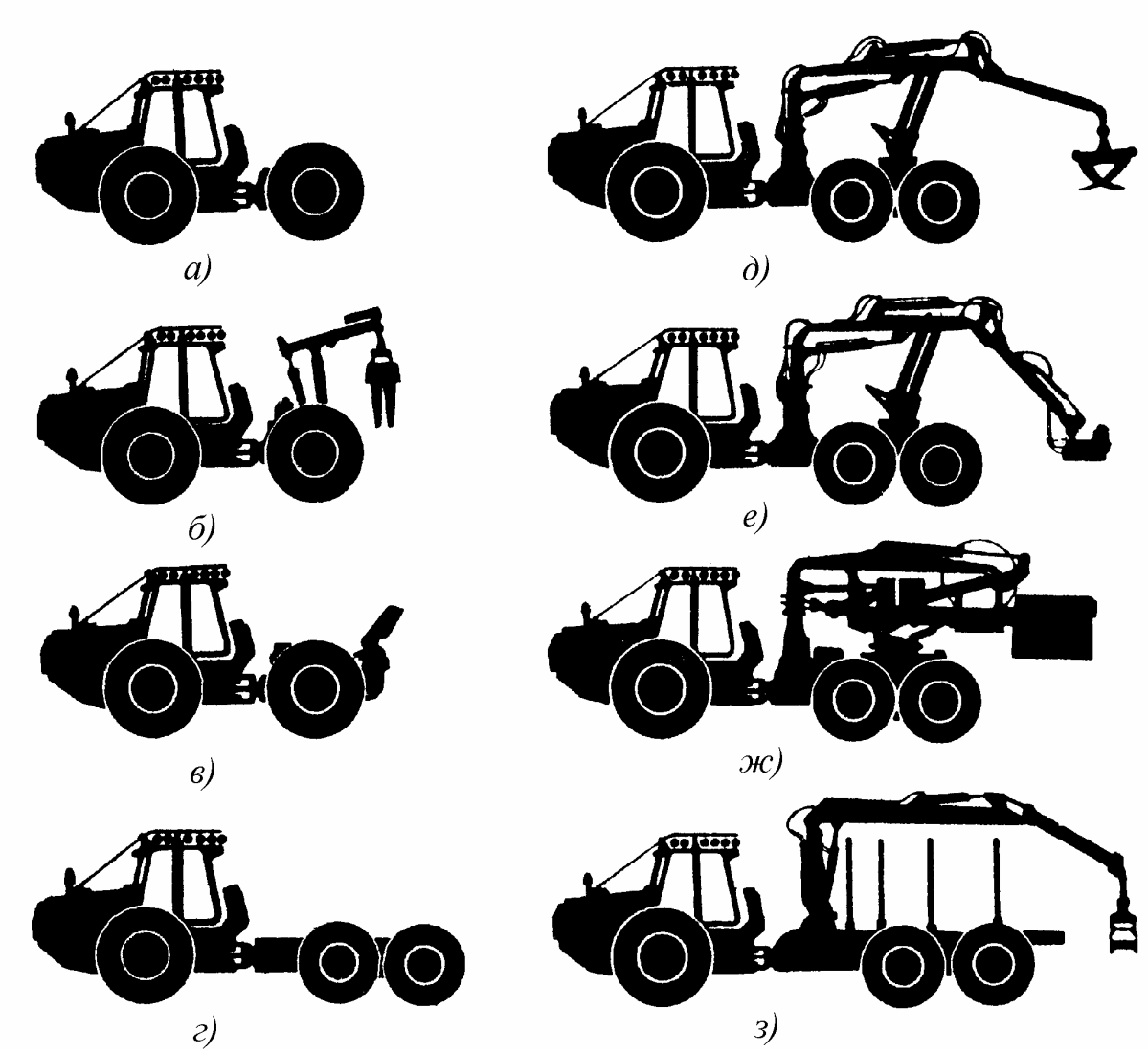


Рис. 2.9. Компоновки колесных лесопромышленных тракторов с различным оборудованием на базе тракторов 4К4 и 6К6:

а - базовая модель 4К4б; *б, в* - трелевочные тракторы 4К4б 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

2.2. Остовы тракторов

Остов является несущей частью трактора, его основанием. Он нагружен весом размещенных на нем агрегатов и воспринимает динамические 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.

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.

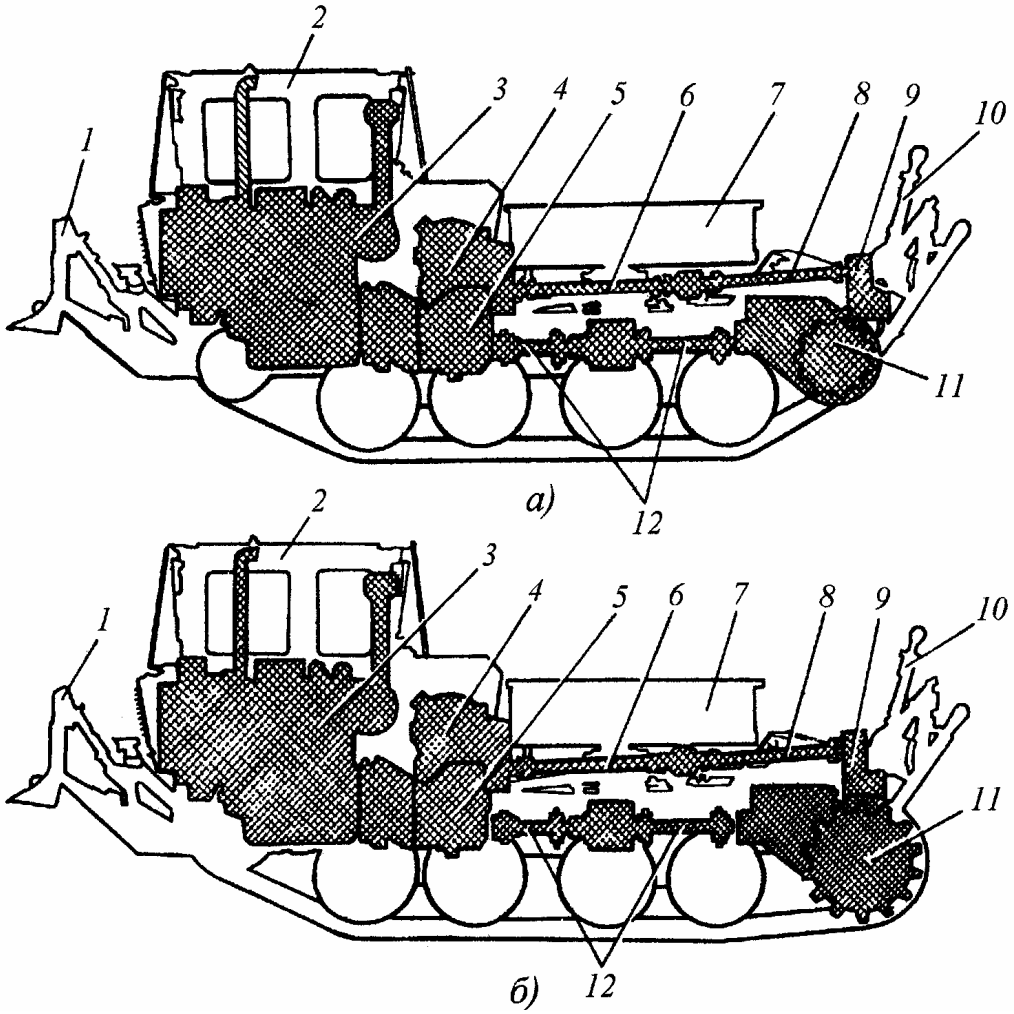


Рис. 2.10. Компоновки гусеничных лесохозяйственных тракторов:
а - общего назначения; *б* - болотоходного; *1* - толкатель; *2* - кабина; *3* - двигатель; *4* - лебедка; *5* - коробка передач; *6, 8* - карданные валы привода ВОМ; *7* - кузов; *9* - редуктор ВОМ; *10* - навесное устройство; *11* - ведущее колесо; *12* - карданные валы

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. 2.11) 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.

Для установки агрегатов трактора на раме предусматриваются специальные кронштейны и обработанные площадки.

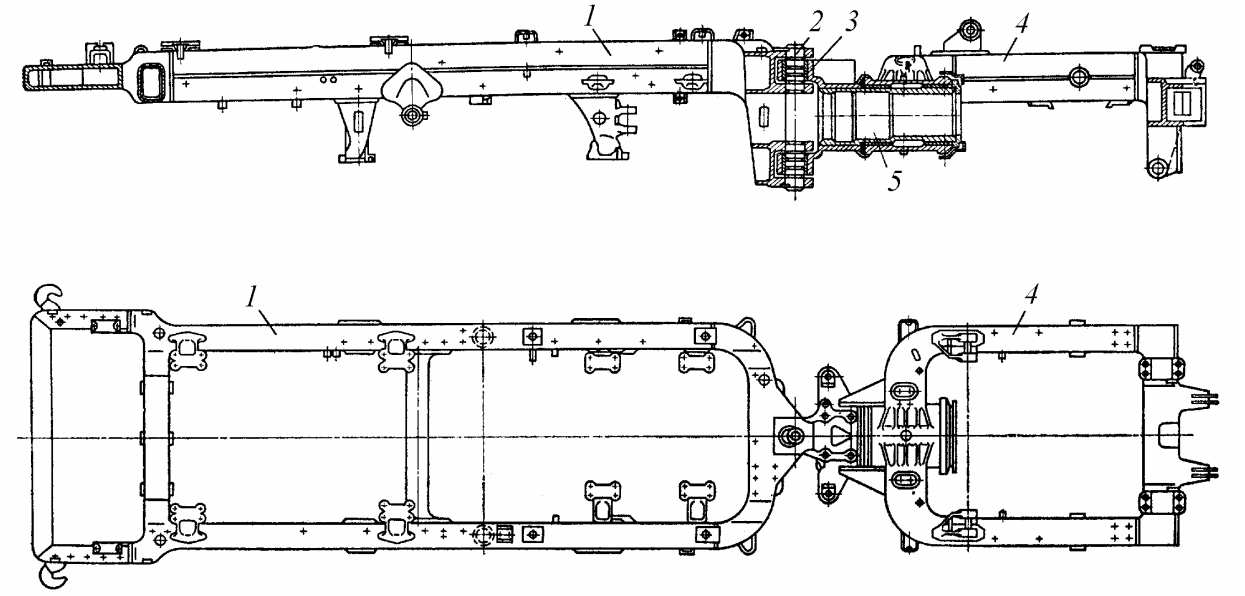


Рис. 2.11. Шарнирно-сочлененная рама колесного трактора

Рассмотрим конструкцию рамного остова гусеничного сельскохозяйственного трактора ДТ-75М (рис. 2.12).

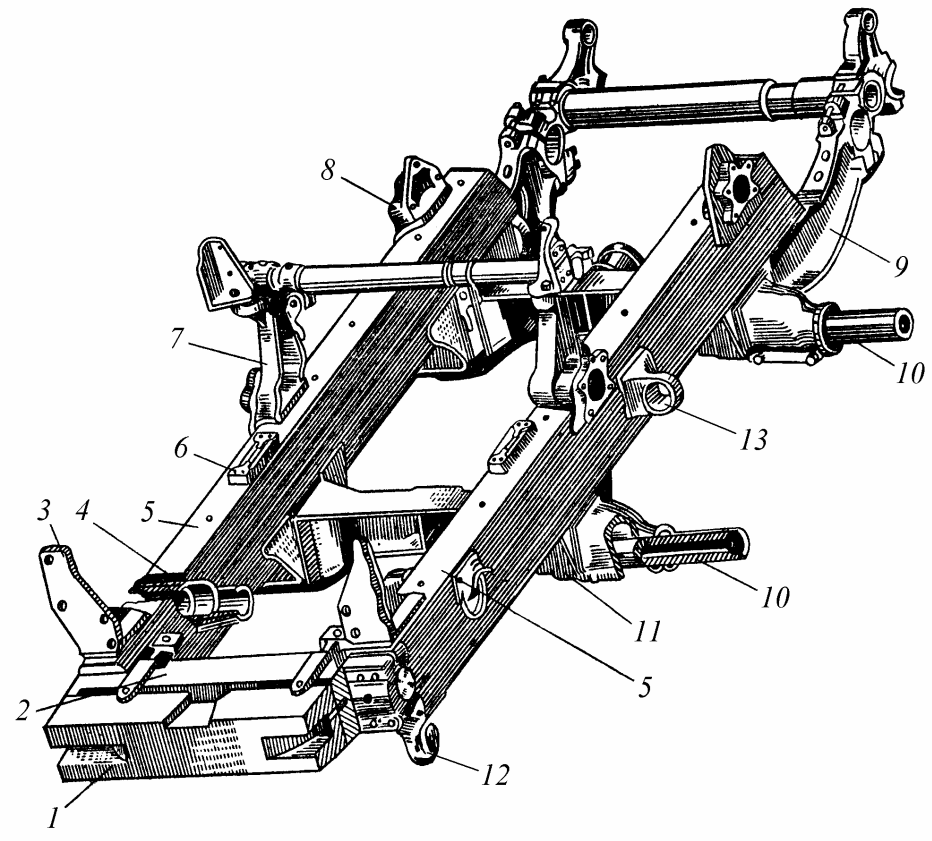


Рис. 2.12. Рама трактора ДТ-75М

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.

Полурамный остов образуют корпуса силовой передачи трактора, соединенные с лонжеронами полурамы, на которую устанавливают двигатель. Такой остов удобен для навески машин, для установки и снятия двигателя без разборки остова, легче рамного, но доступ к отдельным механизмам при таком остове 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. 2.13,*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 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. 2.13,*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 балансирной 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.

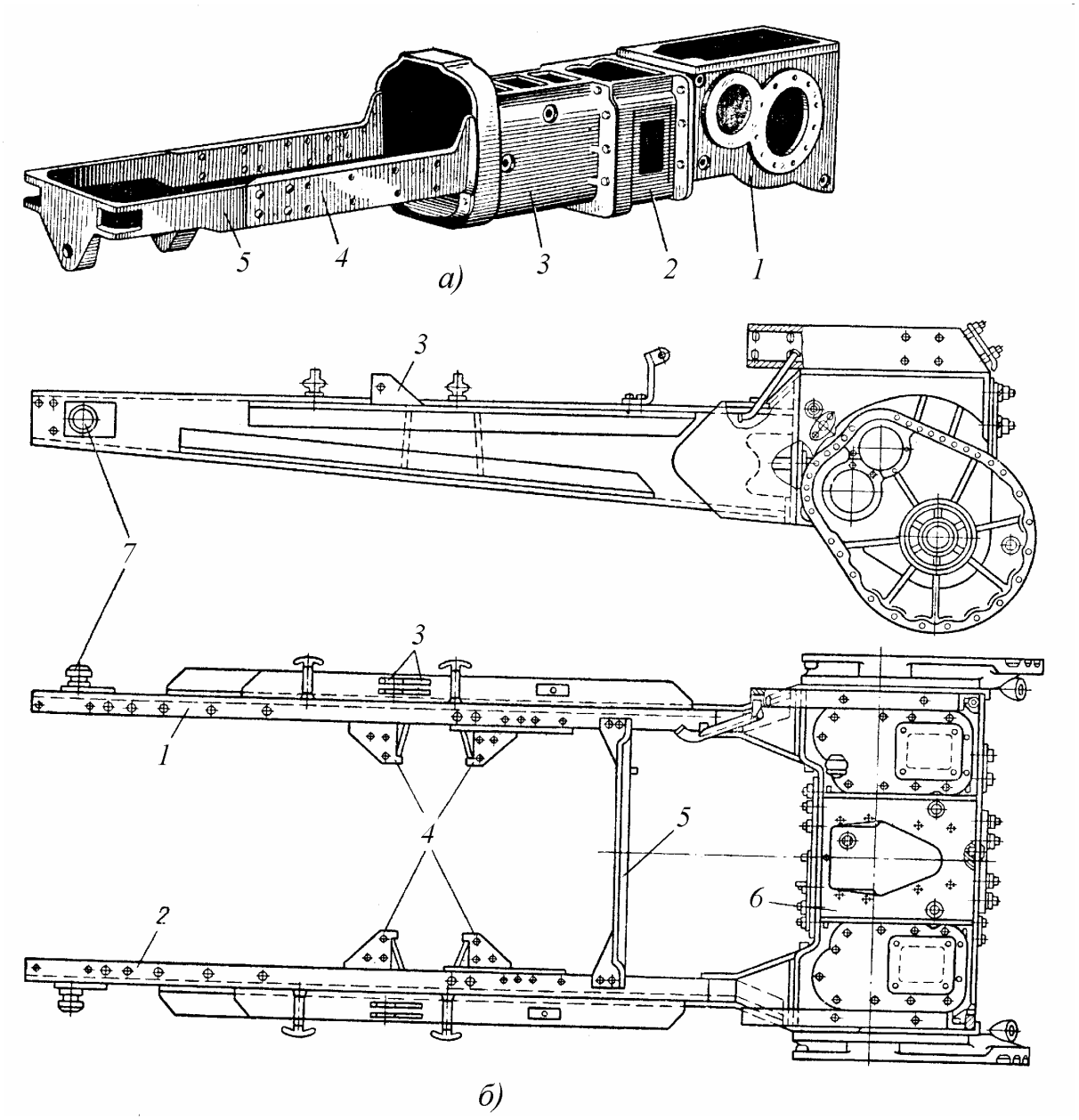


Рис. 2.13. Полурамные конструкции остова тракторов:
а - МТЗ-80/82; *б* - Т-100М

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.

Глава 3

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 между двигателем и коробкой передач.

В этом случае сцепление предназначено для плавного трогания МТА с места, кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии при переключении передач и предохранения трансмиссии от больших динамических нагрузок при изменениях режима работы трактора.

По способу передачи крутящего момента сцепления подразделяются на фрикционные, гидравлические и электромагнитные.

Во фрикционных сцеплениях 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 фрикционные сцепления (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” (работают без смазки поверхностей трения, могут быть одно- двух- и многодисковые)

и “мокрые” (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, состояние которых определяется трактористом и 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).

3.1. Однодисковые сцепления

Рассмотрим принципиальную схему однопоточного однодискового постоянно замкнутого ФС с остановочным тормозком (рис. 3.1). 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 *а*, шлицевой ступицей *б* 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*.

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.

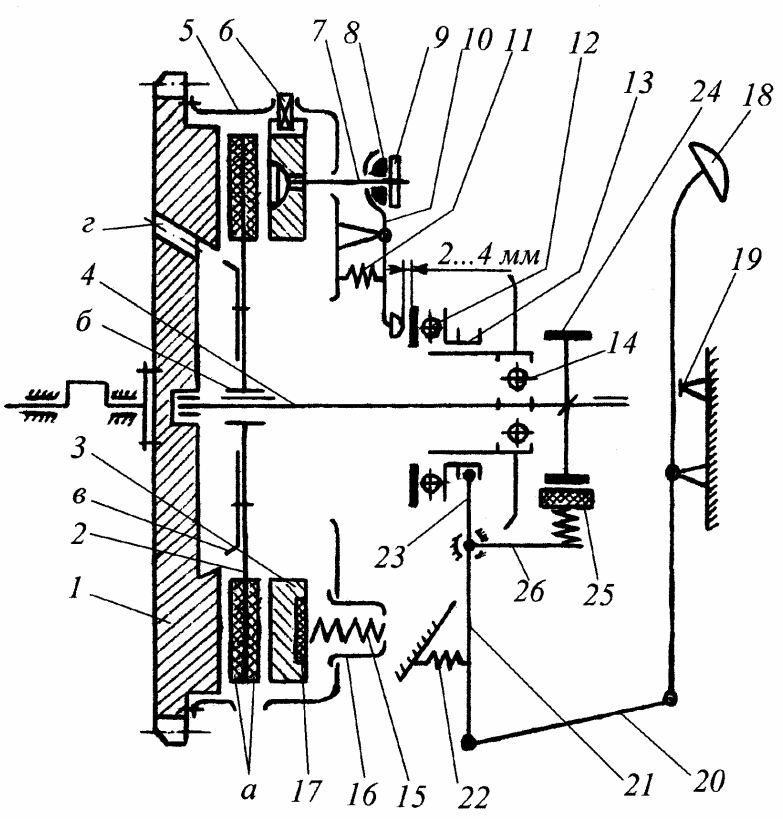


Рис. 3.1. Схема однопоточного однодискового постоянно замкнутого ФС с остановочным тормозком:

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 тормозка

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 (ведомые 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 подшипником *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 *г* 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 вращения 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. 3.2). Бобышки нажимного диска используют также для его балансировки. Винтовые цилиндрические пружины имеют линейную характеристику упругости *1* (рис. 3.3).

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.

На рис. 3.3,*б* принято, что в начале эксплуатации нажимное усилие в ФС с винтовыми цилиндрическими пружинами и с тарельчатой пружиной одинаковое (точка *А*). При износе накладок на величину Δh нажимное уси-

лие в ФС с тарельчатой пружиной не изменилось (точка *Б*), а в ФС с винтовыми цилиндрическими пружинами уменьшилось (точка $Б^I$). При выключении ФС (осадка пружин на величину λ_3) нажимное усилие тарельчатой пружины меньше (точка *С*) по сравнению с винтовыми цилиндрическими пружинами (точка $С^I$). Следовательно, будет меньше усилие и на педали управления ФС.

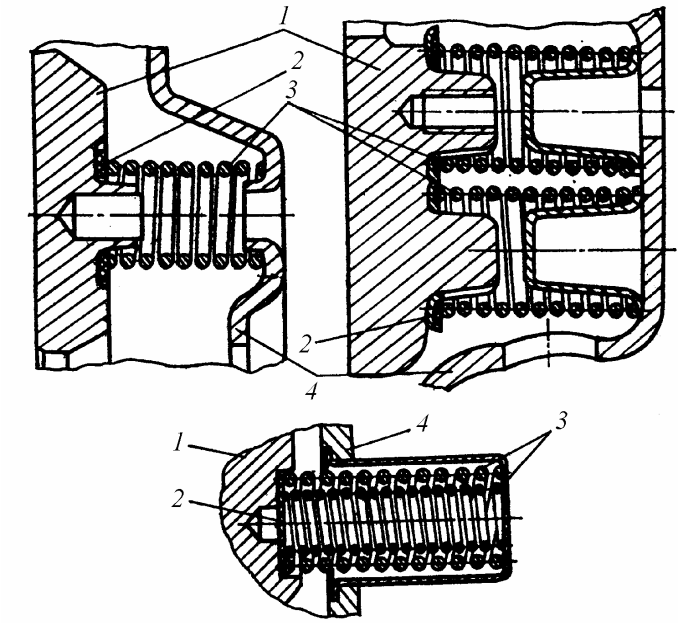
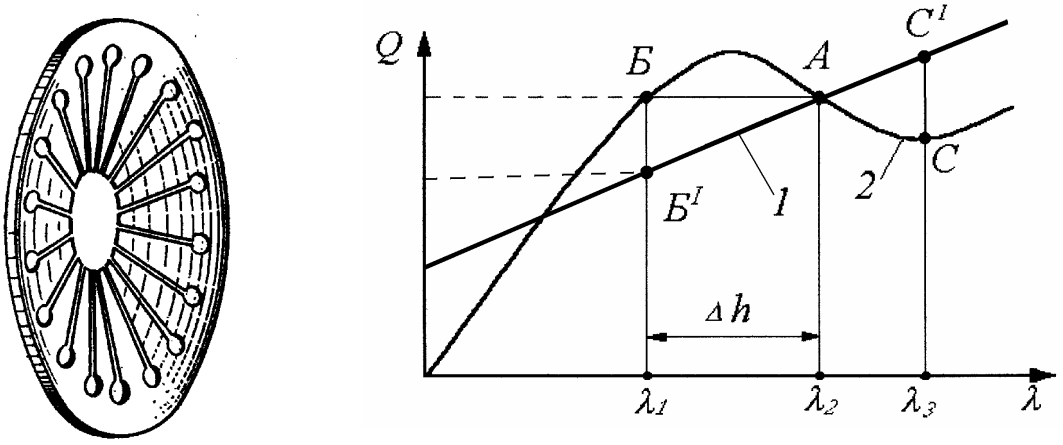


Рис. 3.2. Варианты установки нажимных винтовых цилиндрических пружин:
1 - нажимной диск; *2* - термоизоляционная шайба; *3* - нажимные пружины; *4* - кожух ФС



а) *б)*

Рис. 3.3. Нажимные устройства:
а - 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. 3.4 представлено ФС с разрезной тарельчатой пружиной и два варианта конструкций ведомого диска *7*. В верхнем сечении (рис. 3.4,*б*) показан ведомый диск с демпфером крутильных колебаний, а в нижнем - ведомый диск без демпфера.

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 наружному 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.

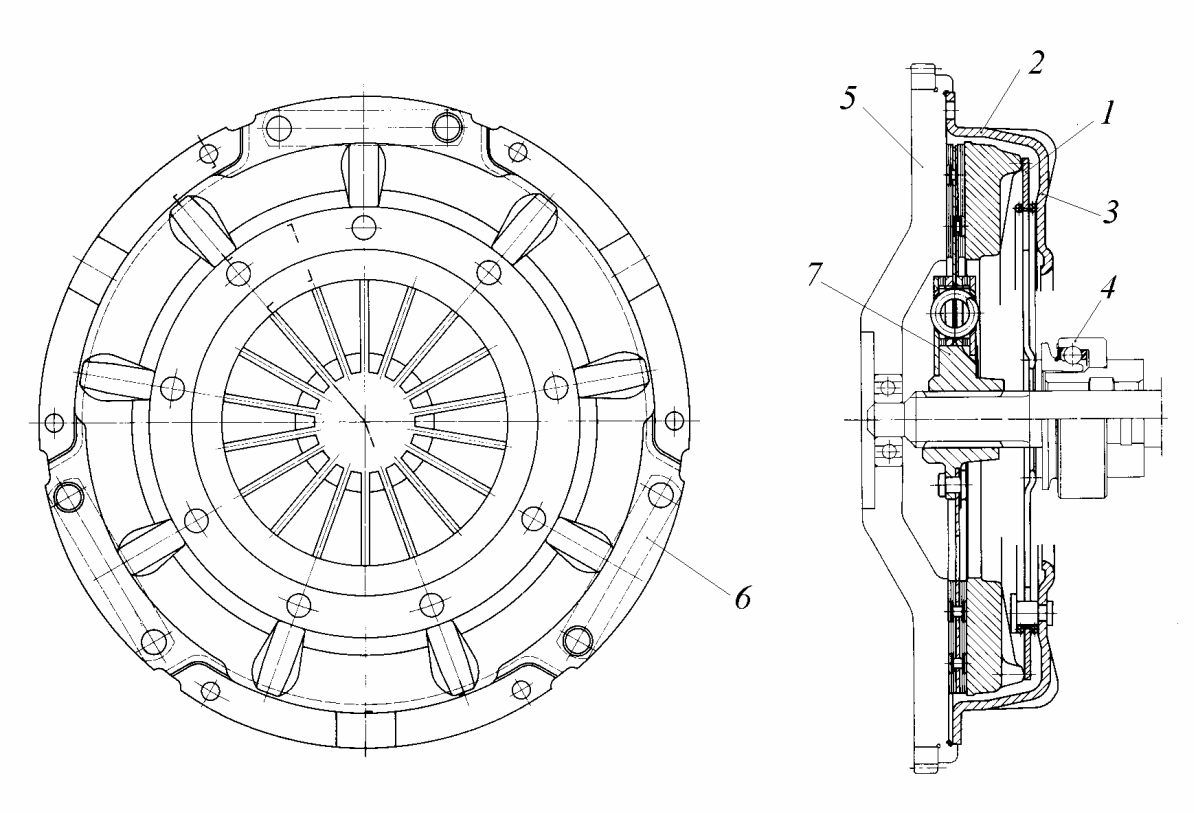
Способ крепления разрезной тарельчатой пружины к кожуху ФС существенно влияет на величину отвода нажимного диска в процессе эксплуатации (рис. 3.5). В более ранних конструкциях ФС (рис. 3.5,*а*) соединение пружины *3* с кожухом *1* осуществлялось заклепками *4* и двумя кольцами *5*, расположенными с 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 одина-

ковом перемещении выжимного подшипника в процессе эксплуатации уменьшается, что приводит к не полному выключению ФС.



Рис. 3.4. 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)

На рис. 3.5,*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.

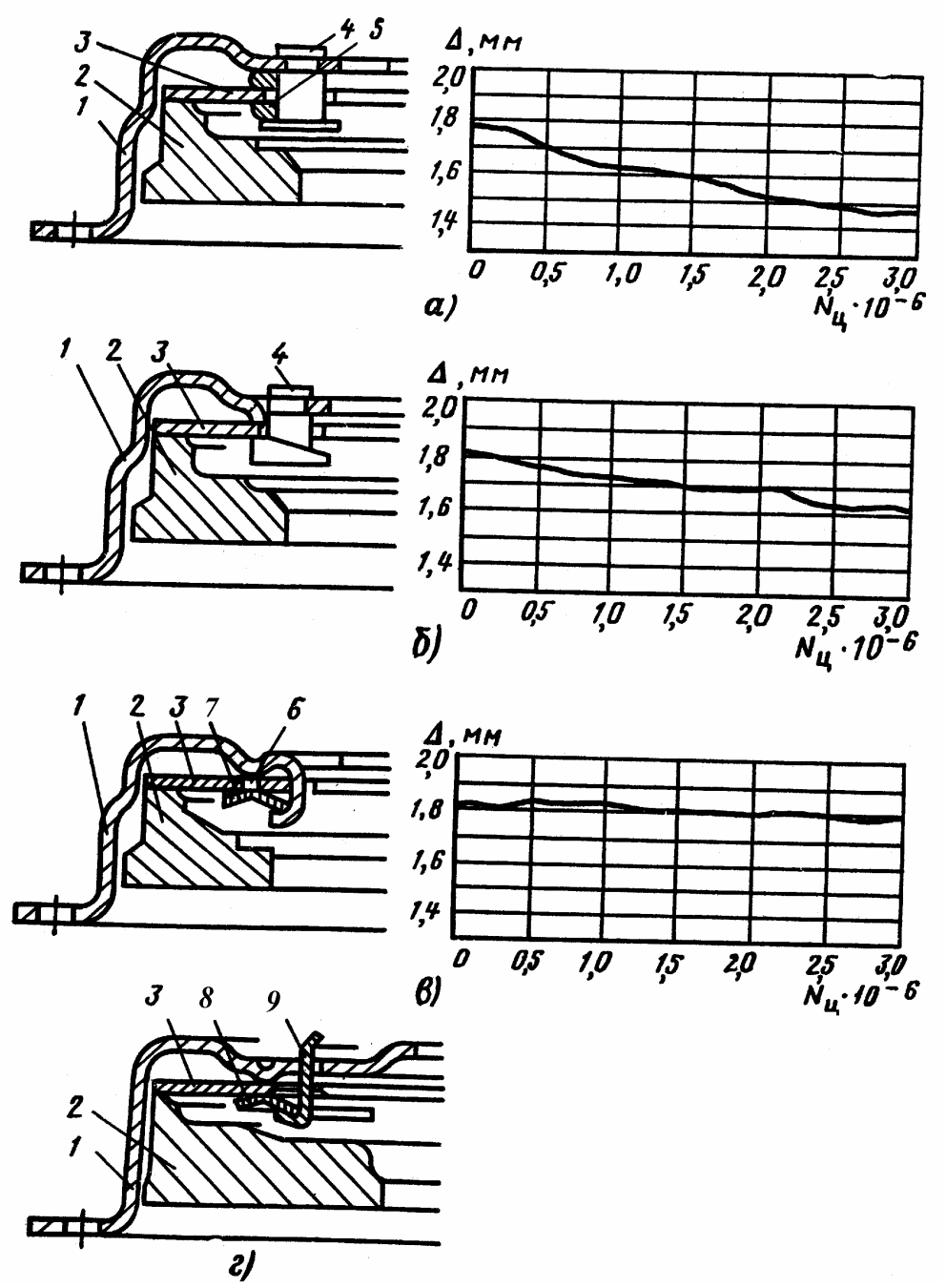


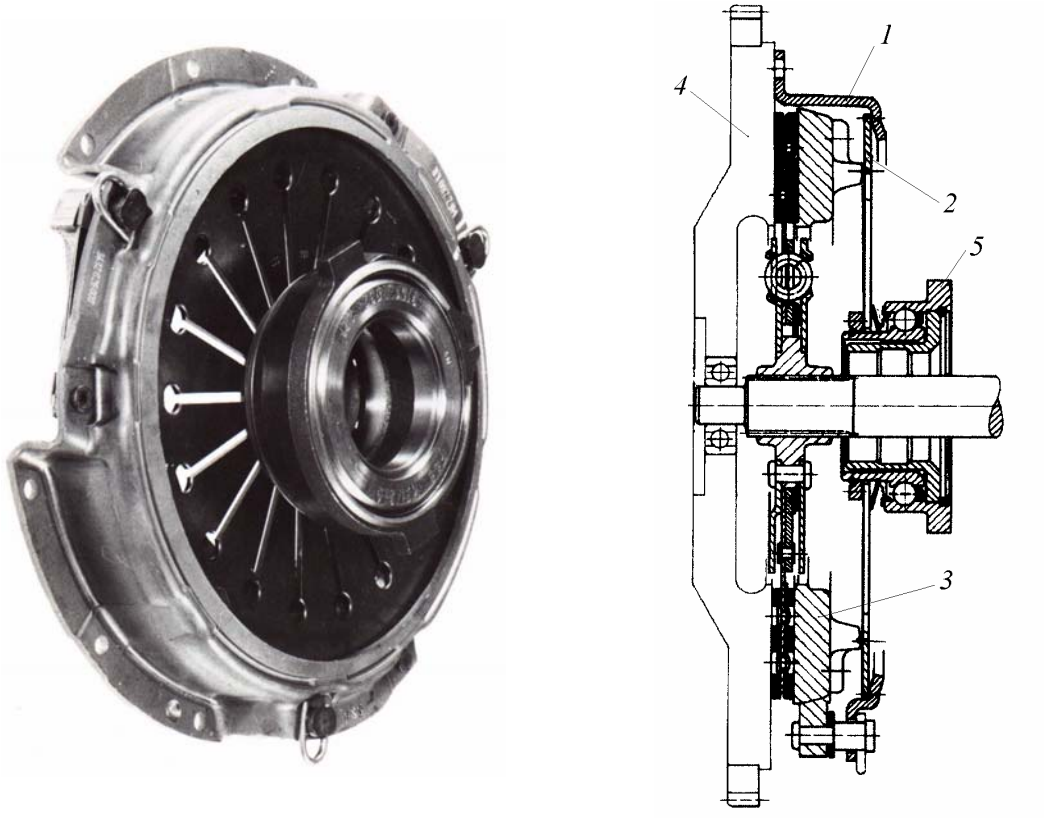
Рис. 3.5. Способы крепления разрезной тарельчатой пружины ФС и изменение отвода нажимного диска в процессе эксплуатации:

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 наибольшей степени эти достоинства реализованы в конструкции, представленной на рис. 3.5,*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, исключающий появление зазоров во время работы ФС.

Аналогичными свойствами обладает конструкция, представленная на рис. 3.5,*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.

В современных конструкциях тракторов намечается тенденция к применению ФС с так называемой обратной установкой разрезной тарельчатой пружины *2* (рис. 3.6): 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.



а) *б)*

Рис. 3.6. ФС с обратной установкой разрезной тарельчатой пружины:
а - внешний вид; *б* - конструкция

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.

Конструкция ФС с обратной установкой разрезной тарельчатой пружины имеет ряд серьезных преимуществ по сравнению с ФС с прямой установкой аналогичной пружины:

- на 17...40 % меньше усилие на педали управления;
- меньше осевой габаритный размер;
- меньше масса и выше жесткость кожуха;
- лучше охлаждение деталей, так как кожух ФС более открытый.

3.2. Двухдисковые сцепления

Рассмотрим схему двухдискового постоянно замкнутого ФС (рис. 3.7). 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.

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*, расположен-

ным 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.

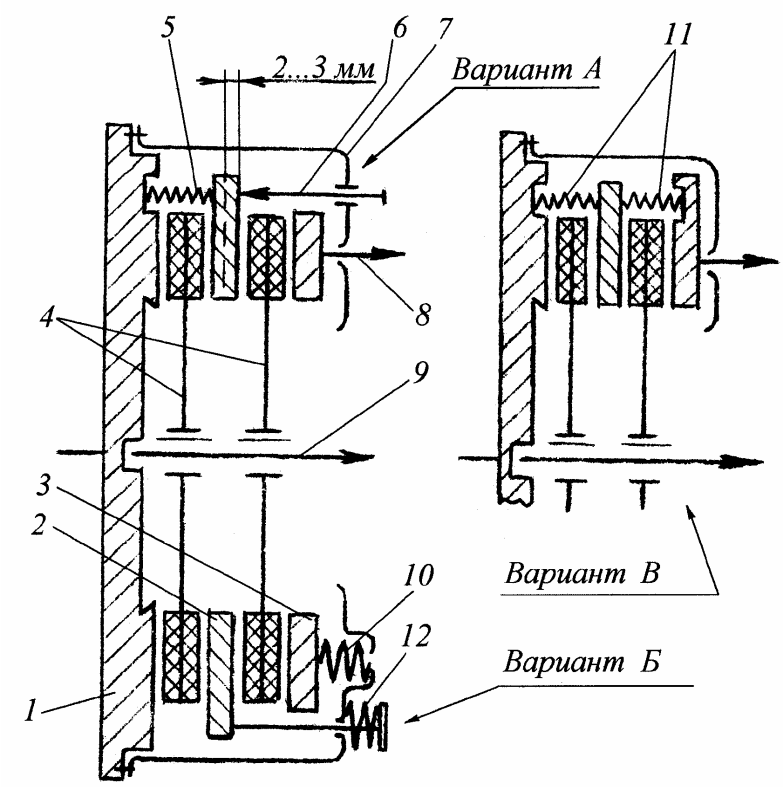


Рис. 3.7. Принципиальная схема двухдискового постоянно замкнутого ФС:
1 - маховик двигателя; *2* - средний ведущий диск; *3* - нажимной диск; *4* - ведомые фрикционные диски в сборе; *5* - отжимная пружина среднего ведущего диска; *6* - регулируемый упор отвода среднего ведущего диска; *7* - кожух ФС; *8* - отводка ФС; *9* - ведомый вал ФС; *10* - нажимные пружины; *11* - разжимные пружины среднего ведущего диска; *12* - отжимная пружинная тяга

В варианте *Б* исполнения механизма разведения дисков он представляет собой комплект отжимных пружинных тяг *12* и упоров *6*, 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 меньшее, чем нажимной диск. Это обеспечивает равенство зазоров между ведущими и ведомыми дисками при выключении ФС и при-

мерно 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. 3.8.

На рис. 3.8,*а* показана конструкция механизма разведения дисков двухдисковых ФС тракторов Т-150/150К, Т-4А и ТТ-4, а на рис. 3.8,*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. 3.8,*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. 3.8,*а*. При этом его работа не зависит от частоты вращения вала двигателя.

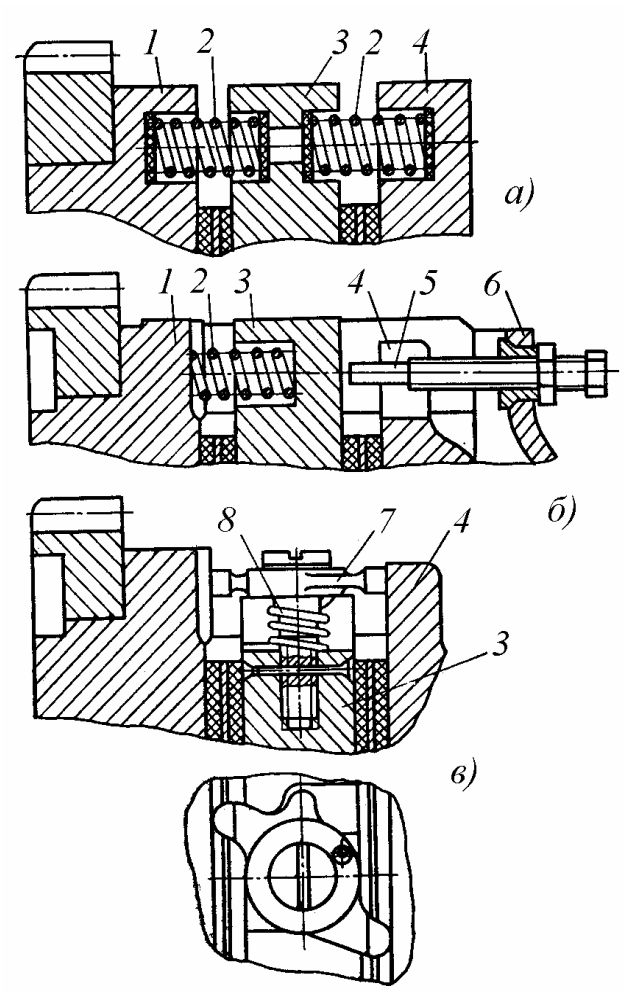


Рис. 3.8. Механизмы разведения дисков двухдисковых ФС:
1 - маховик двигателя; *2* - винтовые цилиндрические пружины сжатия; *3*- средний ведущий диск; *4* - нажимной диск; *5* - регулируемый упор отвода среднего ведущего диска; *6* - кожух ФС; *7* - двухплечий рычаг; *8* - винтовая цилиндрическая пружина кручения

На рис. 3.9 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.

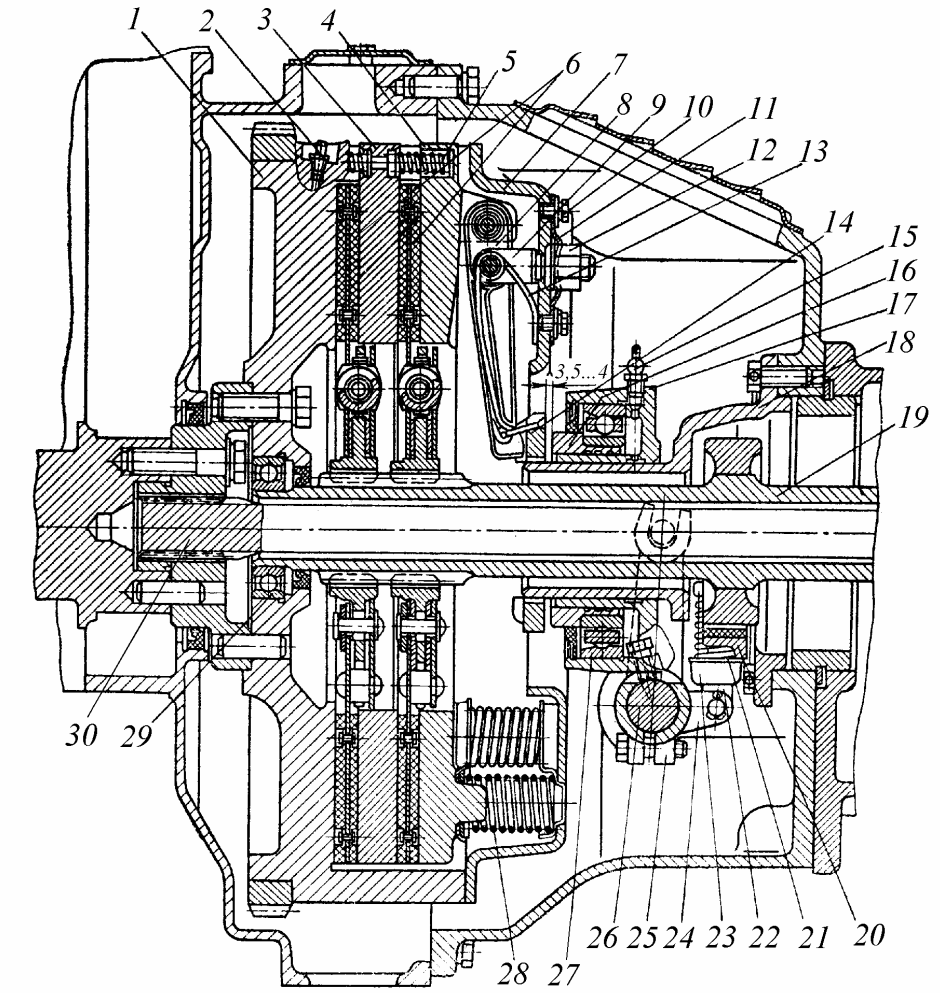


Рис. 3.9. ФС тракторов Т-150/150К:

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

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. 3.9 не показан). Если за счет привода управления ФС регулировку осуществить не удается, 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.

3.3. Ведомые фрикционные диски

Работоспособность ФС в значительной степени зависит от конструкции ведомого диска и материала фрикционных накладок. Ведомые фрикционные диски в сборе (рис.3.10,*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 *6*, 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. 3.10,*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.

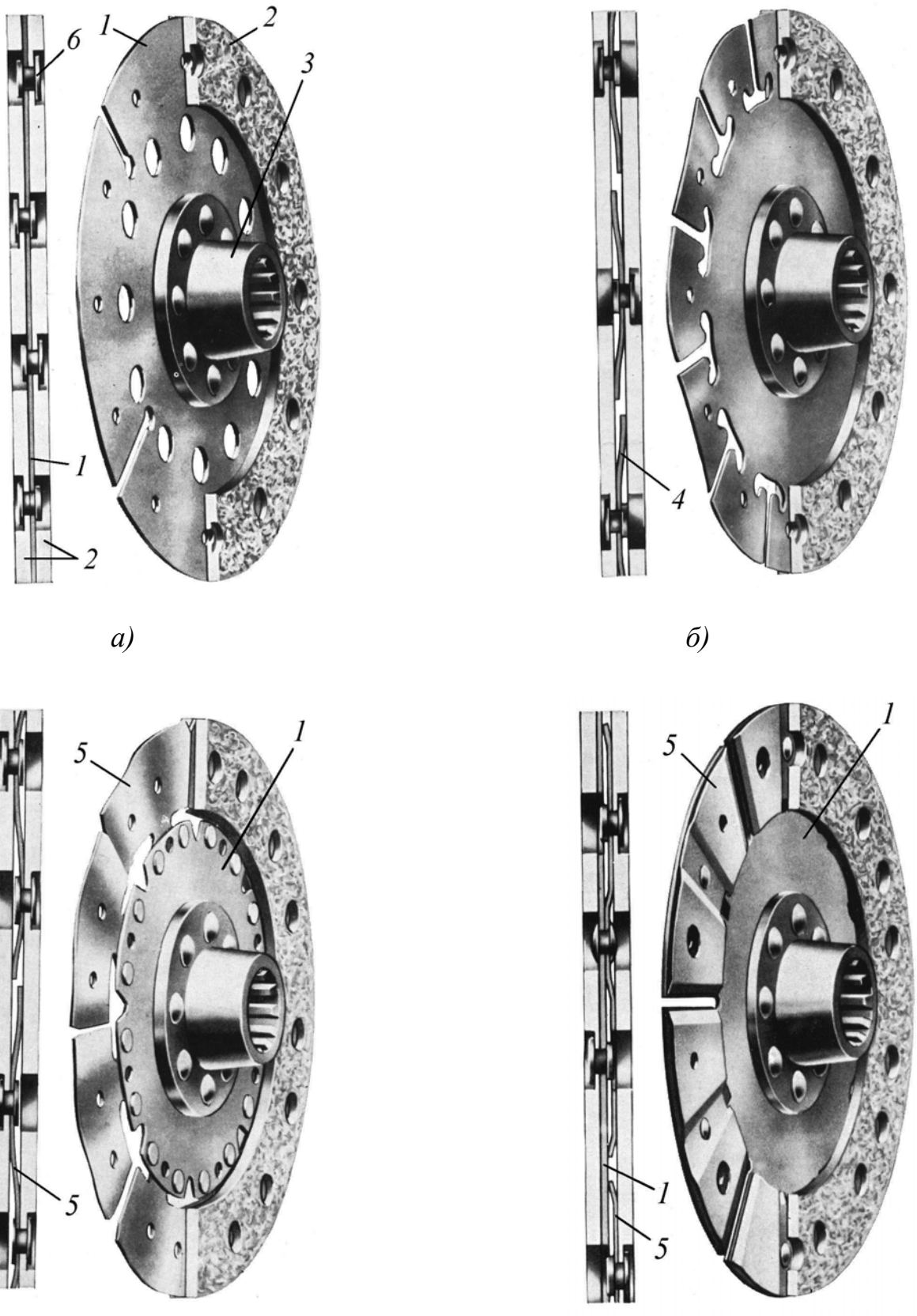


Рис. 3.10. Конструкции ведомых дисков:
1 - стальное основание; *2* - фрикционные накладки; *3* - ступица; *4* - лепесток основания диска; *5* - пластинчатая пружина; *6* – заклепка

Более перспективным является ведомый диск (рис. 3.10,*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. 3.10,*г*), в которых осевая податливость обеспечивалась применением отдельных пластинчатых пружин *5*, приклепанных к стальному основанию *1* со стороны нажимного диска. Такая конструкция имеет 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. 3.11).

На рис. 3.11,*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.

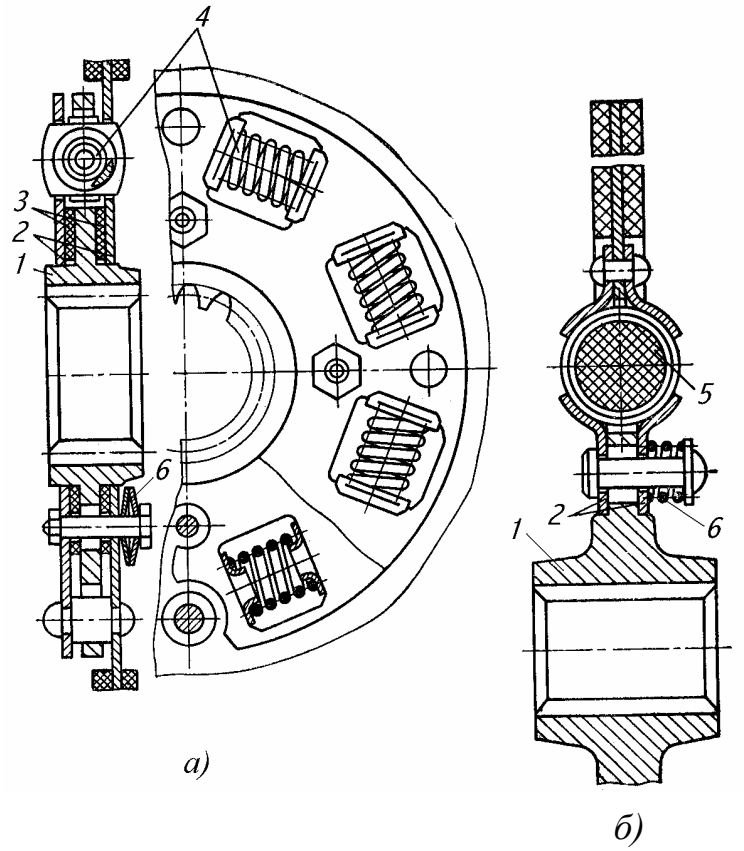


Рис. 3.11. Ведомые диски с упруго-фрикционными демпферами:
а - с цилиндрическими пружинами; *б* - с резиновыми блоками; *1* - ступица; *2* - диски; *3* - фрикционные накладки; *4* - цилиндрические пружины; *5* - резиновые блоки; *6* - нажимные пружины демпфера

В некоторых конструкциях ведомых дисков (рис. 3.11,*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.

3.4. 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.

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 концерогенностью 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.

Порошковые фрикционные материалы 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.

Ведущие диски (нажимные и промежуточные), как наиболее нагреваемые детали ФС изготовляют 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.

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. 3.12,*а*). Однако в данной конструкции вследствие значительного трения в соединении существенно увеличивается усилие выключения ФС.

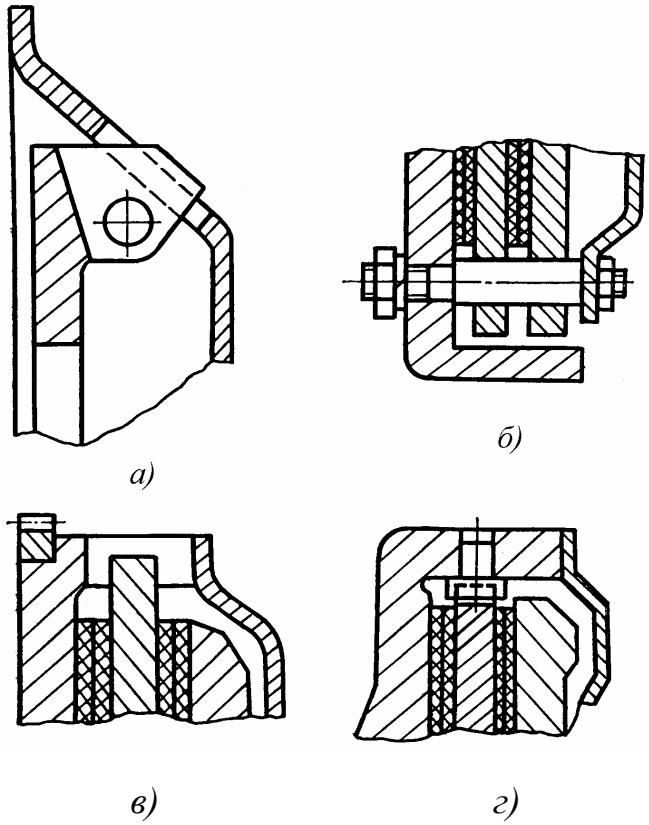


Рис. 3.12. Способы соединения ведущих дисков с маховиком двигателя

В двухдисковых ФС ведущие диски иногда перемещаются вдоль пальцев, закрепленных на маховике двигателя (рис. 3.12,*б*). Ведущие диски могут соединяться с маховиком при помощи шлиц, шипов (рис. 3.12,*в*) или направляющих сухарей, запрессованных в маховик (рис. 3.12,*г*). Наиболее перспективно соединение ведущих дисков ФС с маховиком двигателя при помощи упругих тангенциальных пластин (рис. 3.6,*б*), обеспечивающих их перемещение без потерь на трение.

Кожух ФС может быть штампованным или литым. Для изготовления штампованного кожуха используется углеродистая конструкционная сталь типа 08кп толщиной 2...7 мм. Литой кожух изготовляют 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 кованые и штампованные рычаги. Преимущество 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.

Борьба с механическими потерями в механизме отвода нажимного диска обусловила большое разнообразие соединений отжимных рычагов с кожухом и нажимным диском (рис. 3.13). На рис. 3.13,*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*.

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. Этих недостатков в значительной степени лишена простая и надежная конструкция, представленная на рис. 3.13,*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. 3.13,*в*. Здесь обе опоры рычага *9* имеют игольчатые подшипники *10*. Пово-

рот 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*.

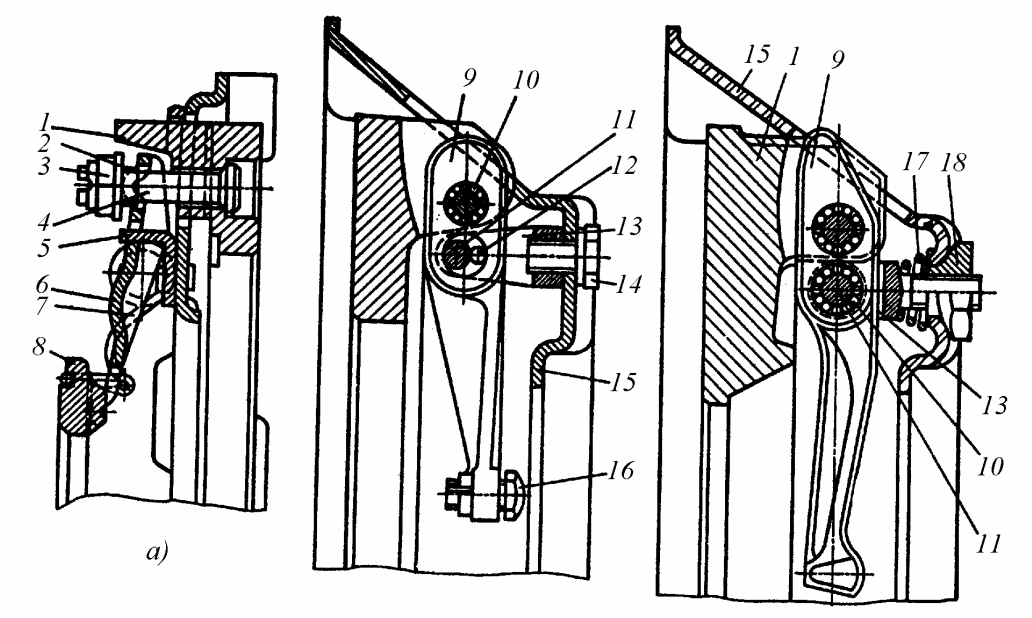


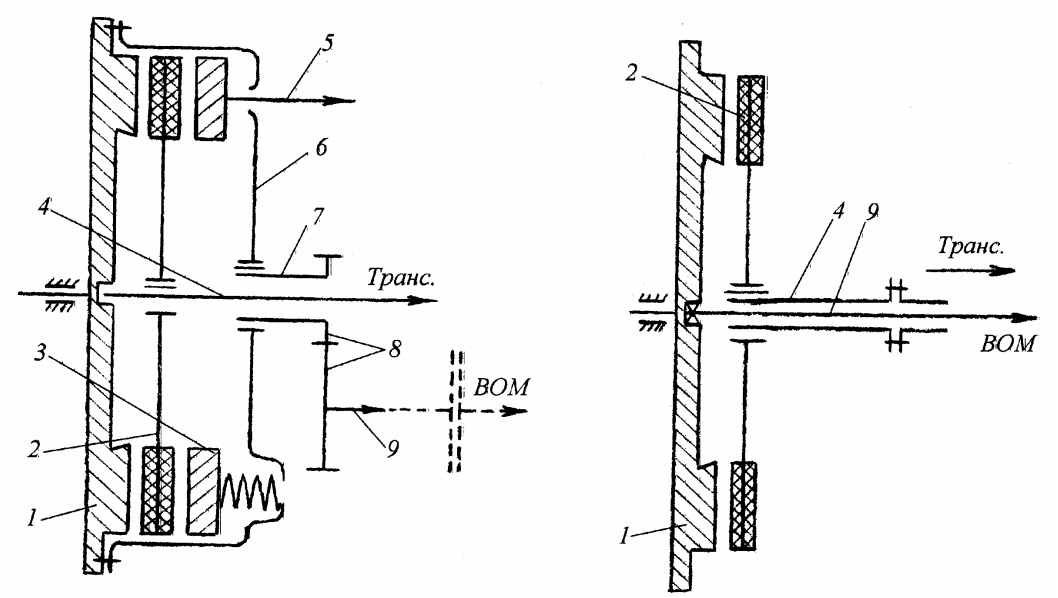
Рис. 3.13. Механизмы отвода нажимного диска

3.5. Двухпоточные сцепления

Рассмотрим принципиальные кинематические схемы двухпоточных ФС. На рис. 3.14 представлены схемы одинарных двухпоточных ФС. На рис. 3.14,*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. 3.14,*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. 3.14,*а* (тракторы МТЗ-80/82, МТЗ-100/102).

Современные конструкции одинарных двухпоточных ФС выполняются как с тарельчатыми, так и с цилиндрическими нажимными пружинами.

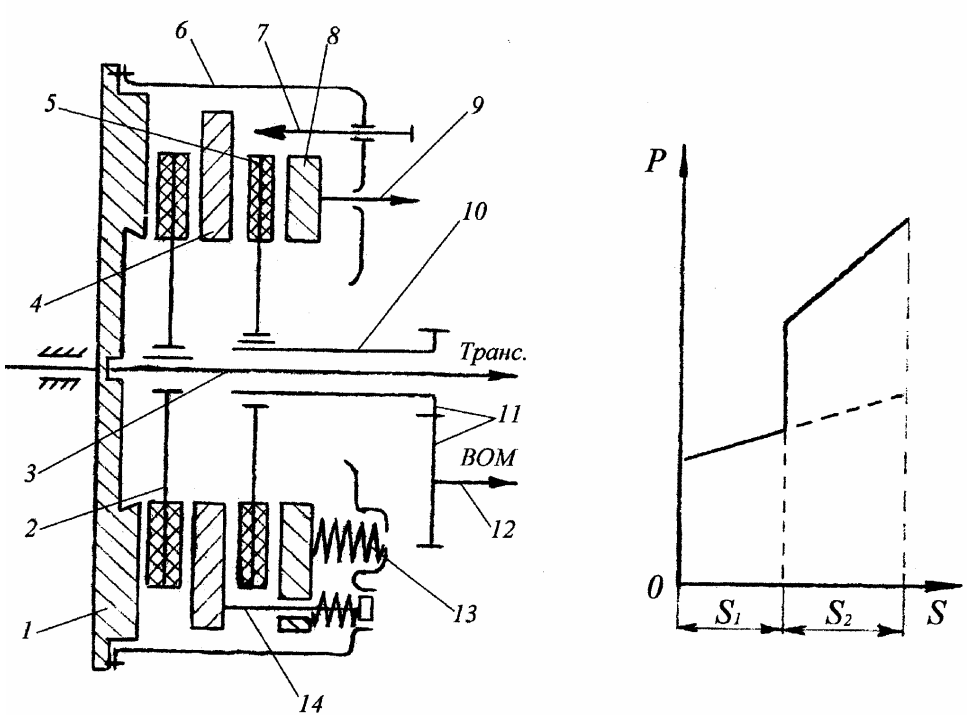
Рассмотрим характер изменения усилия на педали управления при выключении двойного ФС с последовательным управлением (рис. 3.15,*б*). Педаль управления через систему тяг и рычагов связана с отводкой *9*. При нажатии на педаль управления ФС отводка *9*, перемещая нажимной диск *8* от маховика *1* двигателя, 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.



а) *б)*

Рис. 3.14. 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



а) *б)*

Рис. 3.15. Двойное ФС с последовательным управлением:

а - 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

Двойное ФС с независимым управлением (рис. 3.16) 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:

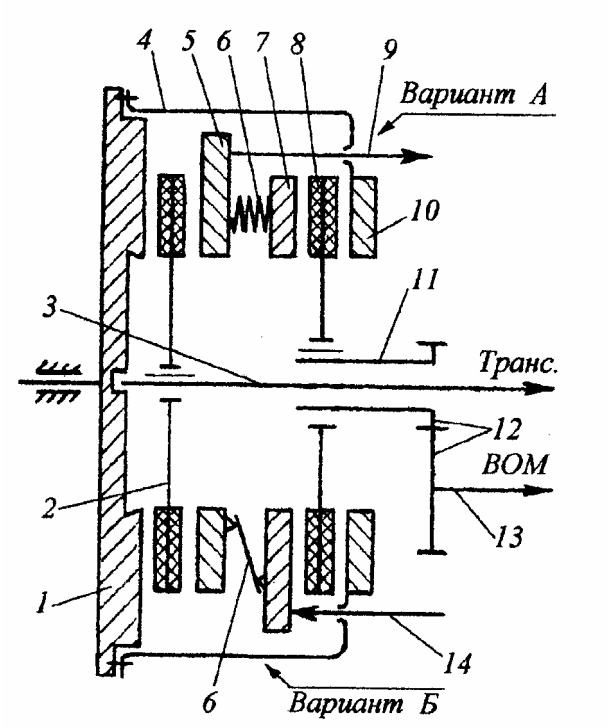


Рис. 3.16. Схема двойного ФС с независимым управлением:
1 - маховик; *2* - ведомый диск главного ФС; *3* - вал главного ФС; *4* - кожух ФС; *5* - нажимной диск главного ФС; *6* - нажимные пружины; *7* - нажимной диск ФС ВОМ; *8* - ведомый диск ФС ВОМ; *9* - привод выключения главного ФС; *10* - упорный диск ФС ВОМ; *11* - полый вал ФС ВОМ; *12* - шестеренный привод ВОМ; *13* - вал ВОМ; *14* - привод выключения ФС ВОМ

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*).

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.

3.6. 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. 3.17) 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.

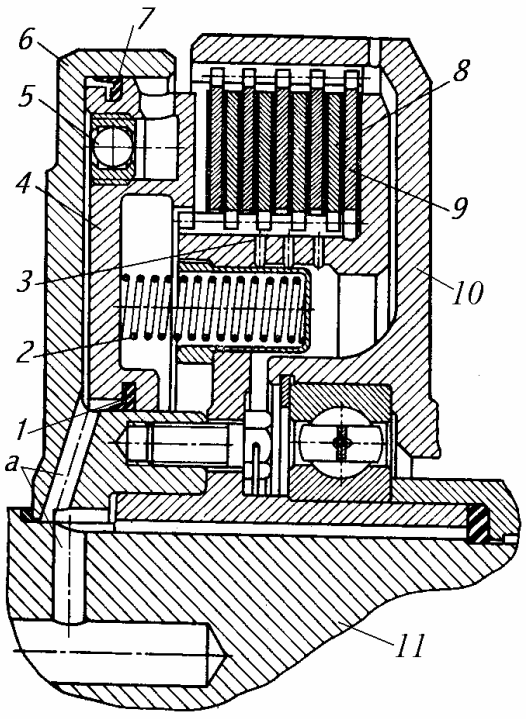


Рис. 3.17. Многодисковое ФС с гидравлическим нажимным устройством:
1 - уплотнение; *2* - возвратная пружина; *3* - отверстие для подачи масла; *4* - поршень сервомотора; *5* - шариковый клапан опорожнения; *6* - корпус сервомотора; *7* - уплотнение; *8* - стальной диск; *9* - диск с поверхностями из порошкового материала; *10* - корпус ФС; *11* - ведомый вал; *а* - отверстия для прохода масла

При включении ФС масло под давлением по каналам *а* 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 выключении ФС внутренняя полость корпуса *6* 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 *6* сервомотора уменьшается его давление на поршень *4* под действием центробежной силы и пружины *2* обеспечивают быстрое выключение ФС.

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. 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. 3.17), выполненные в ведомом барабане.

В современных конструкциях ФС широкое распространение получили диски со спирально-радиальными канавками. 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.

В последние годы наметилась тенденция к применению в тракторах мокрых ФС с принудительным жидкостным охлаждением. В таких конструкциях подача масла в зону трения осуществляется принудительно с помощью насоса. При этом количество подаваемого масла можно регулировать.

3.7. 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 находится в пределах 150…180 мм.

На рис. 3.18 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*.

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.

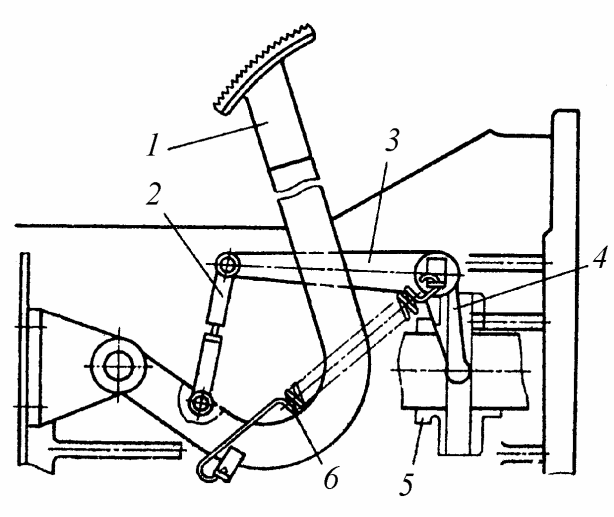


Рис. 3.18. Привод управления ФС трактора Т-40:
1 - педаль; *2* - регулировочная тяга; *3* - рычаг вилки выключения; *4* - вилка выключения; *5* - муфта отводки; *6* - пружина

На рис. 3.19 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.

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.

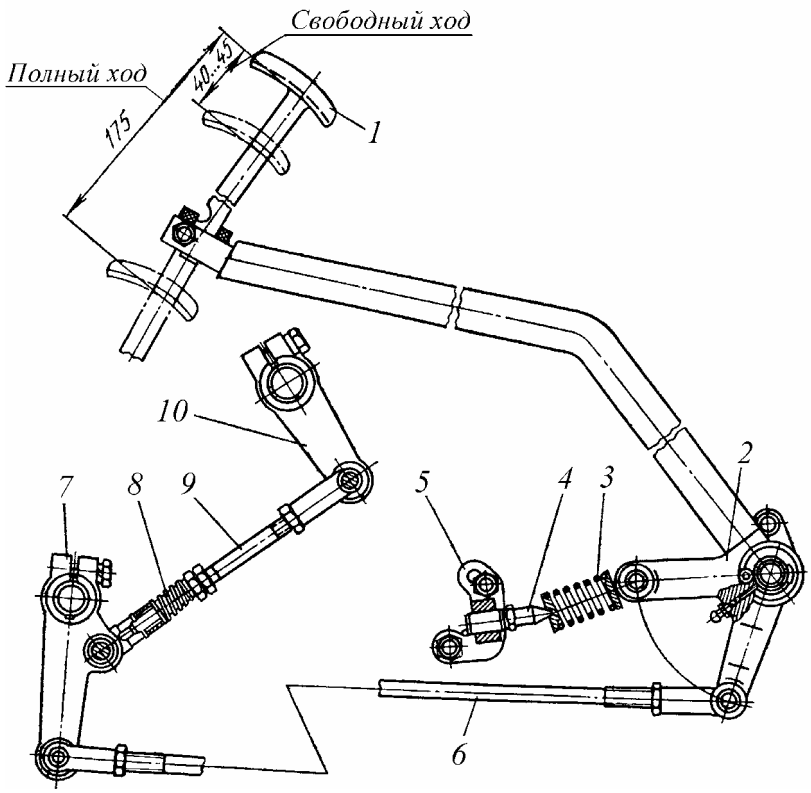


Рис. 3.19. Механический привод ФС тракторов МТЗ-80/82 с пружинным усилителем

В данной конструкции привод ФС совмещен приводом управления тормозком. Последний состоит из тяги *9* тормозка и рычага *10* с валиком вилки управления тормозком. 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 зазор (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.

Глава 4

КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, УВЕЛИЧИТЕЛЬ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА, ХОДОУМЕНЬШИТЕЛЬ И РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА

Трактор в процессе эксплуатации должен агрегатироваться с большим комплексом машин-орудий, имеющих широкий диапазон тяговых сопротивлений и требуемых скоростей. При этом желательно, чтобы двигатель работал в оптимальном режиме загрузки, когда работа МТА наиболее производительна и экономична. Кроме того, трактор должен иметь возможность двигаться задним ходом и длительное время стоять на месте в процессе работы.

При использовании на тракторе в качестве источника энергии двигателя внутреннего сгорания эти требования можно обеспечить только при условии, что конструкцией предусмотрена возможность изменения передаточных чисел трансмиссии. Для этой цели в ступенчатых трансмиссиях тракторов применяются такие агрегаты, как коробка передач (КП), увеличитель крутящего момента (УКМ) и ходоуменьшитель.

Основная роль в изменении передаточных чисел отводится КП. Водитель выбирает нужную передачу в КП, желая получить необходимую скорость передвижения или нужный уровень загрузки двигателя. Если конструкция КП позволяет переключать передачи «на ходу», т.е. без остановки МТА, то особых проблем с выбором передачи не возникает. Однако существуют КП, допускающие включение передачи только при остановке трактора. Это создает определенные трудности и неудобства в случаях, когда условия движения требуют, например, временного увеличения крутящего момента на колесах (при преодолении подъемов, участков с большим сопротивлением движению, при временном возрастании крюковой нагрузки, при повороте и т.д.) или уменьшения скорости движения для совершения маневра. Водителю приходится сначала переходить на пониженную передачу, а затем опять возвращаться на основную, каждый раз предварительно останавливаясь и разгоняясь.

Для решения подобных проблем и предназначен УКМ – устройство, позволяющее изменить передаточное число трансмиссии во время движения МТА.

Некоторые технологии сельскохозяйственного, промышленного и другого производства требуют пониженных скоростей движения МТА. Так, требуемые скорости рассадопосадочных машин и разбрасывателей удобрений лежат в пределах 0,1...0,7 км/ч, дождевальных установок, машин для уборки овощей - 0,65...1,5 км/ч, роторных канавокопателей - 0,1...0,2 км/ч. Для реализации подобных скоростей в трансмиссию трактора часто устанавливают дополнительный агрегат - ходоуменьшитель (редуктор, позволяющий получать большие передаточные числа).

У колесных тракторов со всеми ведущими колесами в состав трансмиссии входит раздаточная коробка. Это устройство, которое позволяет передавать мощность от КП к ведущим мостам.

4.1. Коробки передач. Общие сведения

Коробки передач тракторов располагается обычно между сцеплением и центральной передачей трансмиссии, и представляют собой редукторы с набором валов и зубчатых колес. Последние вводятся во временные силовые связи для получения необходимого передаточного числа между входным и выходным валом. Так как число пар зубчатых колес ограничено, то и число передач (число возможных передаточных чисел) КП фиксировано. Чем больше число передач, тем больше возможностей для выбора наиболее экономичного режима работы МТА, но тем сложнее и дороже конструкция КП и сложнее управление ее работой.

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 загрузке 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.

Необходимое количество передач заднего хода обычно не более одной - двух, но в реальных конструкциях встречается и большее их число,

вплоть до полностью реверсивных КП, когда число передач вперед и назад одинаковое.

Классификацию 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, 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, ходоуменьшитель, механизм реверса. В зарубежном тракторостроении достаточно широко применяются планетарные КП, особенно на промышленных тракторах. 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. 4.1.

На рис. 4.1,*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*. Необходимо отметить, что в подобных конструкциях КП возможно применение только прямозубых цилиндрических шестерен.

На рис. 4.1,*б*,*в* и *г* показаны три варианта блокировки свободно вращающихся шестерен постоянного зацепления с валом для включения передачи.

На рис. 4.1,*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. 4.1,*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 дости-

гается 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.

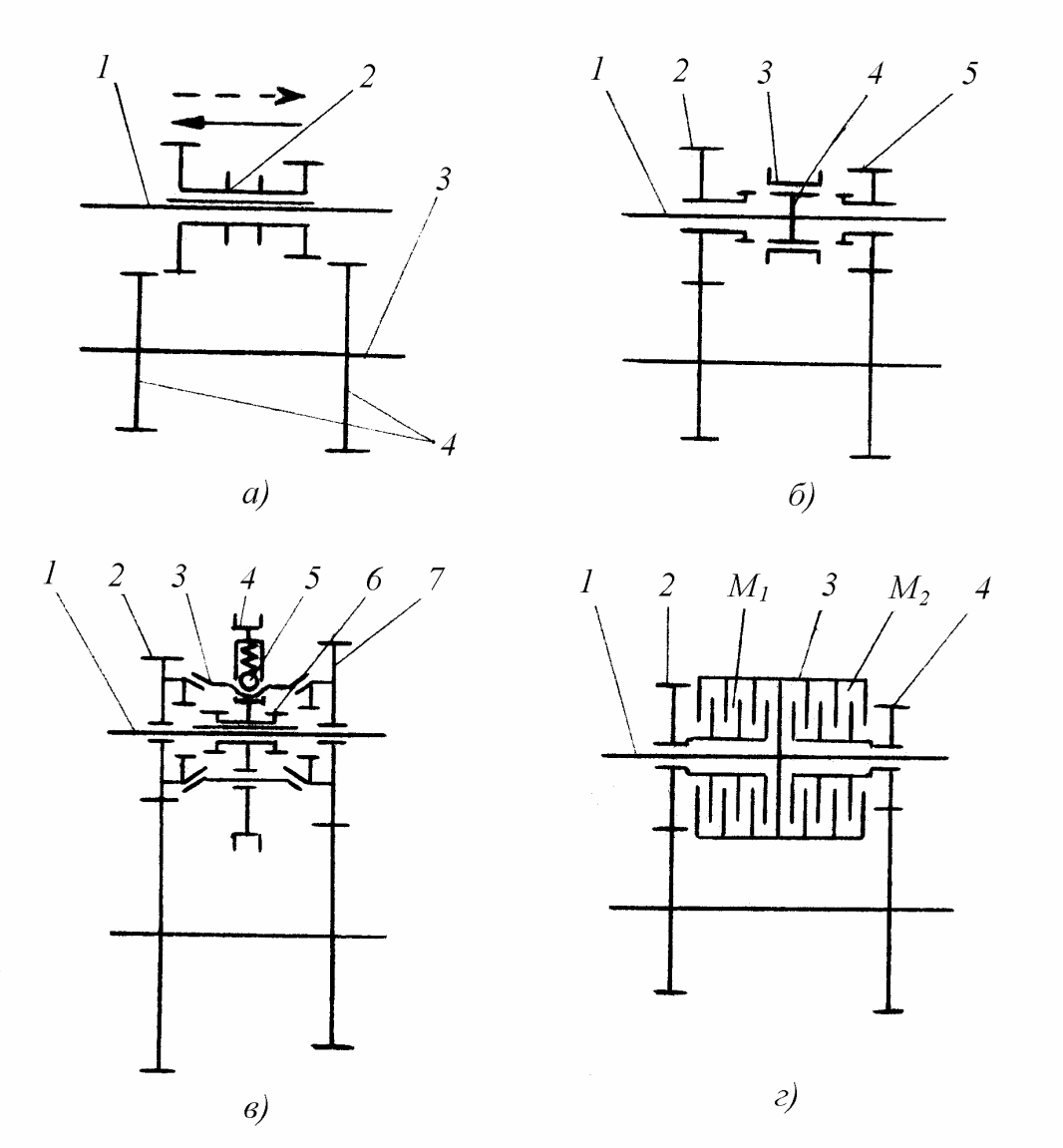


Рис. 4.1. Принципиальные схемы элементов зацепления шестерен в КП

На рис. 4.1,*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 ряде случаев при использовании этого метода переключения можно отказаться от применения ФС.

В планетарных КП применят только шестерни постоянного зацепления.

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 происходит при неподвижных валах, и МТА разгоняется с места на любой передаче. Такие КП обычно выполняют с каретками или блокировочными муфтами (рис. 4.1,*а*) и рис. 4.1,*б*). Во втором случае КП выполняются с элементами переключения, представленными на рис. 4.1,*в* и рис. 4.1,*г*, или это коробки планетарного типа.

По способу управления 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.

Два других способа управления применяются 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 цилиндрической.

По конструктивной компоновке различают КП:

- выполненные в виде самостоятельного агрегата;
- 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, трехвальные, составные и специальные. Следует отметить, что термины двух и трехвальные КП относятся только к способу получения передач основного диапазона. Для получения передач других диапазонов и заднего хода в этих КП обычно имеются дополнительные валы и пары шестерен. 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 дополнительную 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.

Составные КП 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 компонуются 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.

Специальные КП имеют кинематические схемы, отличные от рассмотренных. К ним следует относить и разнообразные схемы планетарных КП.

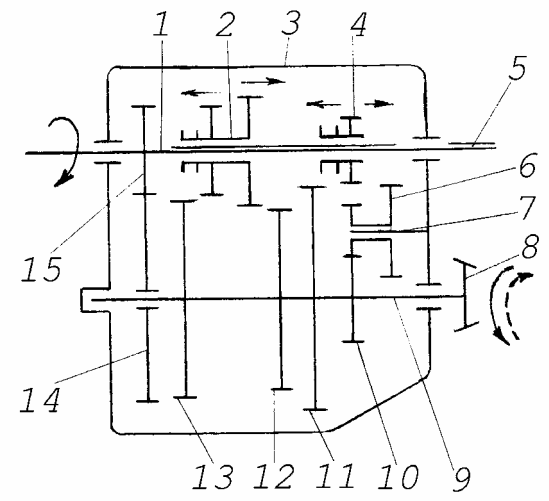
4.2. Принципиальные кинематические схемы и работа коробок передач с неподвижными осями валов

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.

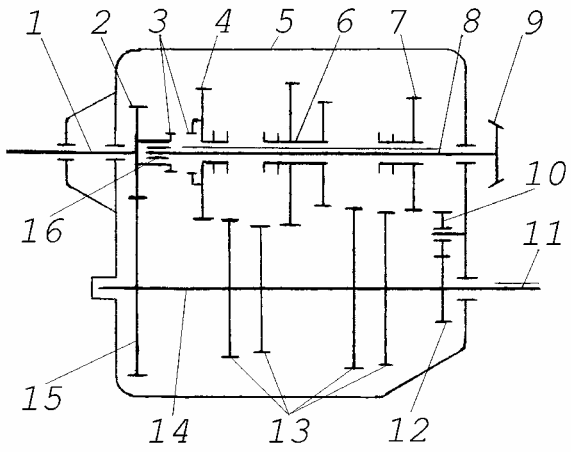
Следует отметить, что на всех рассматриваемых схемах КП управляющие каретки или блокировочные муфты показаны при нейтральном их положении (на нейтральной передаче).

Простейшая схема двухвальной КП (рис. 4.2,*а*) с разрывом потока мощности при переключении передач, 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

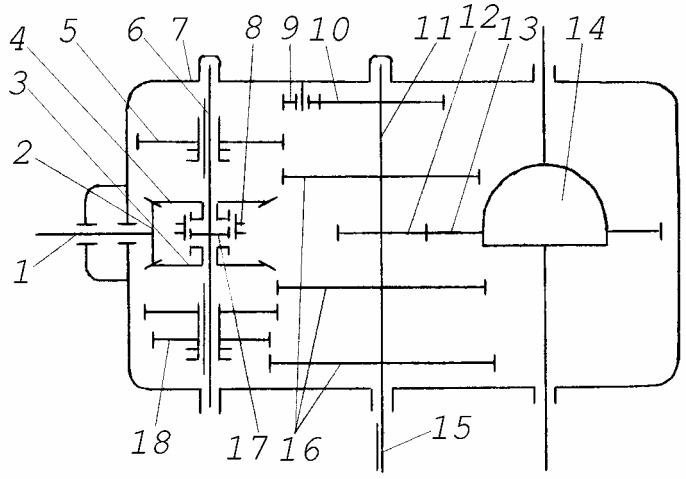
шлицах первичного вала *1* установлены подвижные двухвенцовая каретка *2* для получения второй (влево по стрелке) и третьей (вправо по стрелке) передачи и одновенцовая каретка *4* для получения первой (влево по стрелке) передачи и заднего хода (вправо по стрелке). Правый выступающий шлицевой хвостовик *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.



а)



б)



в)

Рис. 4.2. Принципиальные кинематические схемы КП:
а – двухвальная; *б* – трехвальная; *в* - трехвальная с поперечными валами

Перемещение кареток по шлицам первичного вала *1* осуществляется отдельной рычажно-тяговой системой ручного управления КП, которая позволяет фиксировать в зацеплении только одну пару шестерен, обеспечивающую необходимое передаточное число.

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 ос-

новном 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. 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.

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 - 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. 4.1,*б - г*).

Простейшая схема трехвальной КП (рис. 4.2,*б*) с разрывом потока мощности при их переключении и с 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*. 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. 4.2,*в*.

Наиболее интересным элементом схемы является механизм реверса передач, позволяющий промежуточному валу *6* 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*, сво-

бодно установленными на валу *6* и вращающимися в противоположные стороны. На ступицах этих шестерен имеются зубчатые венцы, аналогичные зубчатому венцу *17* вала *6*, 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 *6* 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 приходиться одновременно манипулировать двумя рычагами управления - реверса и КП, что вызывает определенное неудобство.

Компоновка поперечно расположенных валов *6* 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 должны иметь возможность длительное время и при разных тяговых нагрузках двигаться задним ходом.

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 одновременно 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 передачи указанный подшипник не вращается, но на этой транспортной передаче трактор работает, как правило, не более 12…15% всего времени его эксплуатации.

С о с т а в н ы е К П имеют структурные схемы, представленные на рис. 4.3. На схеме, показанной на рис. 4.3,*а*, впереди установлен редуктор *Р* 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 *($n_{зх}$=1)*. Общее число передач переднего и заднего хода определяется произведением чисел соответствующих видов передач в *КП* и *Р*: восемь передач переднего хода *($n_{пх}$=8)* и две передачи заднего *($n_{зх}$=2)*.

В зависимости от компоновки трансмиссии в составной КП впереди может быть установлена основная *КП*, а за ней - выходной редуктор *Р* (рис. 4.3,*б*), но результат будет такой же, как и в первой схеме *($n_{пх}$=8; $n_{зх}$=2)*.

На схеме, представленной на рис. 4.3,*в*, редуктор *Р* имеет $n_{пх}$=3 и $n_{зх}$=1. Общее число передач переднего хода $n_{пх}$=12, а заднего $n_{зх}$=4.

На схеме, представленной на рис. 4.3,*г*, показан пример применения одновременно двух редукторов P_1 *($n_{пх}$=3; $n_{зх}$=1)* и P_2 *(n=2)*, что дает возможность получить $n_{пх}$=24 и $n_{зх}$=8.

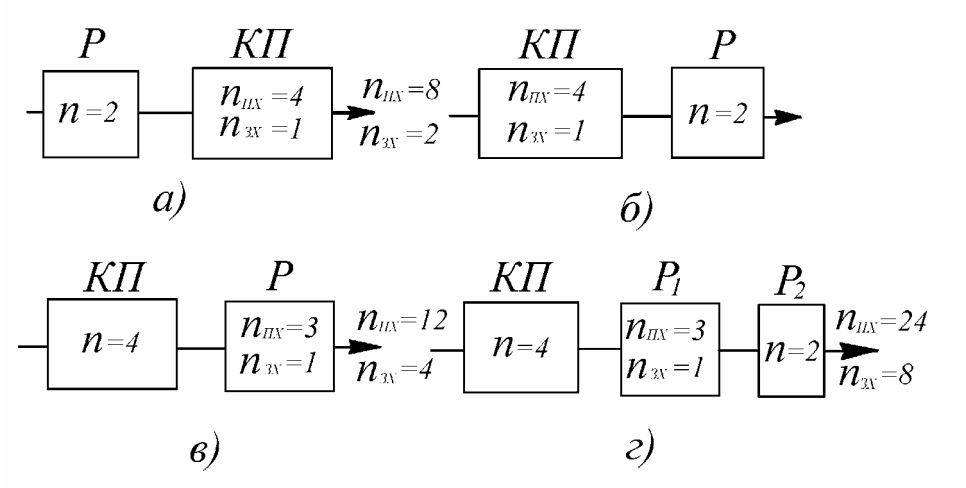
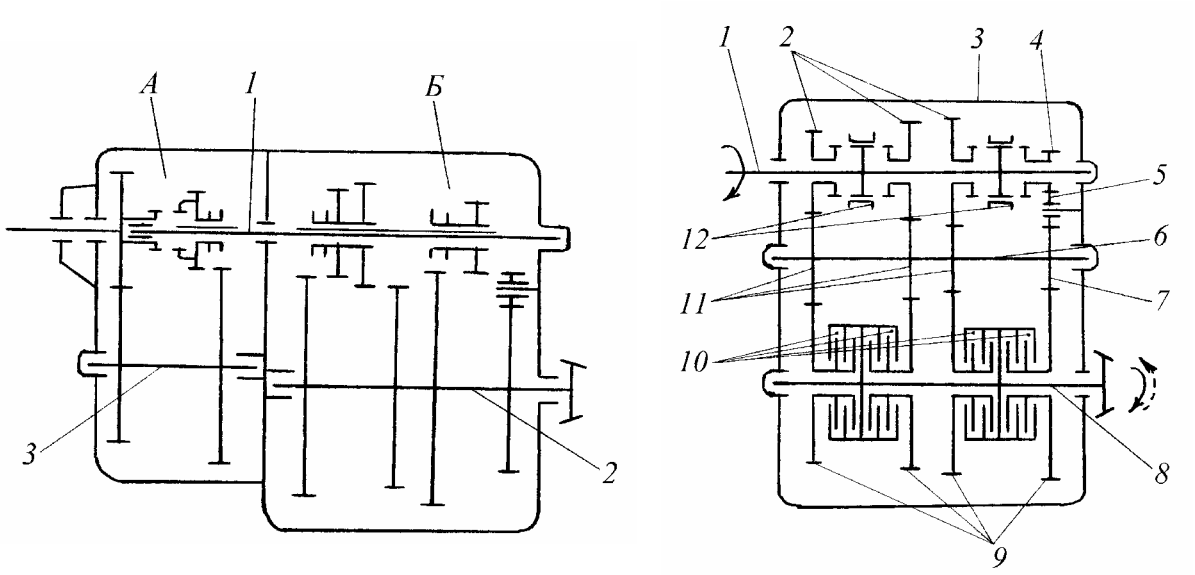


Рис. 4.3. Структурные схемы составных КП

Элементарные кинематические схемы составных КП и компоновки их основных узлов представлены на рис. 4.4. На рис. 4.4,*а* дана схема КП, состоящая из входного двухступенчатого редуктора *А*, выполненного по трехвальной схеме, и основной коробки *Б*, выполненной по двухвальной схеме с тремя передачами вперед и одной назад. В данной схеме вторичный вал *1* редуктора *А*, является передним концом первичного вала коробки *Б*, а соответствующие вторичный вал *2* коробки *Б* и промежуточный вал *3* редуктора *А* имеют опоры в стенках редукторов.

В данной схеме можно получить шесть передач вперед и две назад. Так как редуктор *А* 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 *Б*, чем и обеспечивается высокий КПД рабочих передач. Для получения передач с меньшей тягой на крюке трактора и транспортных в редукторе *А* передача осуществляется через две пары шестерен.



а) *б)*

Рис. 4.4. Кинематические схемы составных КП

На рис. 4.4,*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.

В качестве примера рассмотрим составную КП тракторов МТЗ-80/82 (рис. 4.5).

Она имеет двухступенчатый понижающий 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.

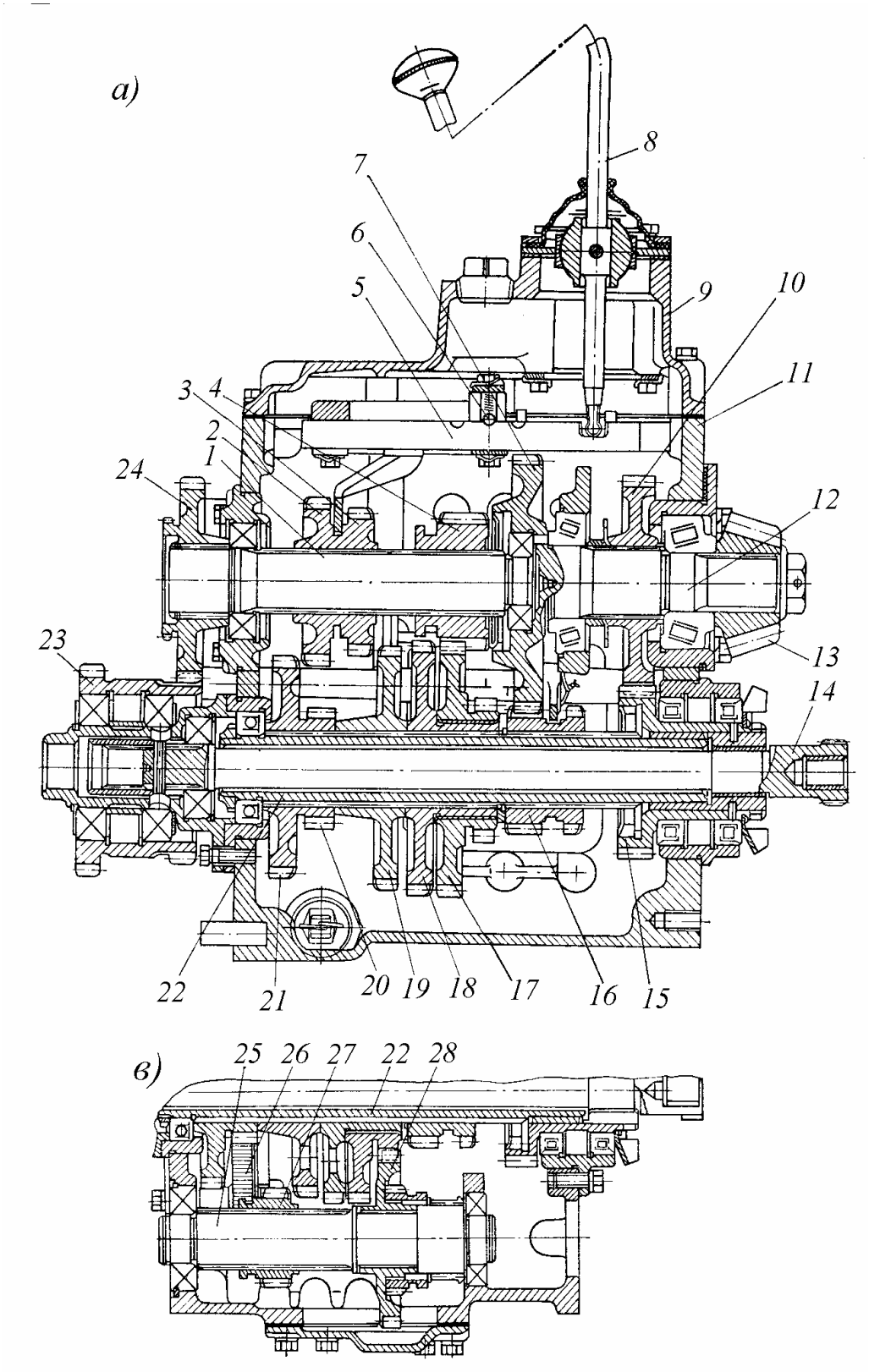
Основная КП имеет свой двухступенчатый редуктор. Он состоит из двухвенцовой шестерни-каретки *16*, которая может входить в зацепление с шестерней *7* вторичного вала или с внутренними зубьями шестерни *15*, свободно установленной на промежуточном валу *22* и находящейся в постоянном зацеплении с неподвижной шестерней *10* вторичного вала. Зацепление шестерен *16* и *7* дает первую ступень редуктора, а шестерен *16*, *15* и *10* - вторую.

На шлицах первичного вала *1* имеются подвижные шестерни-каретки *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. 4.5,*г*) 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. 4.5,*г*), 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.


а)
8
7
6
5
9
10
11
3
4
2
1
24
12
23
13
14
22
21
20
19
18
17
16
15
в)
25
26
27
22
28

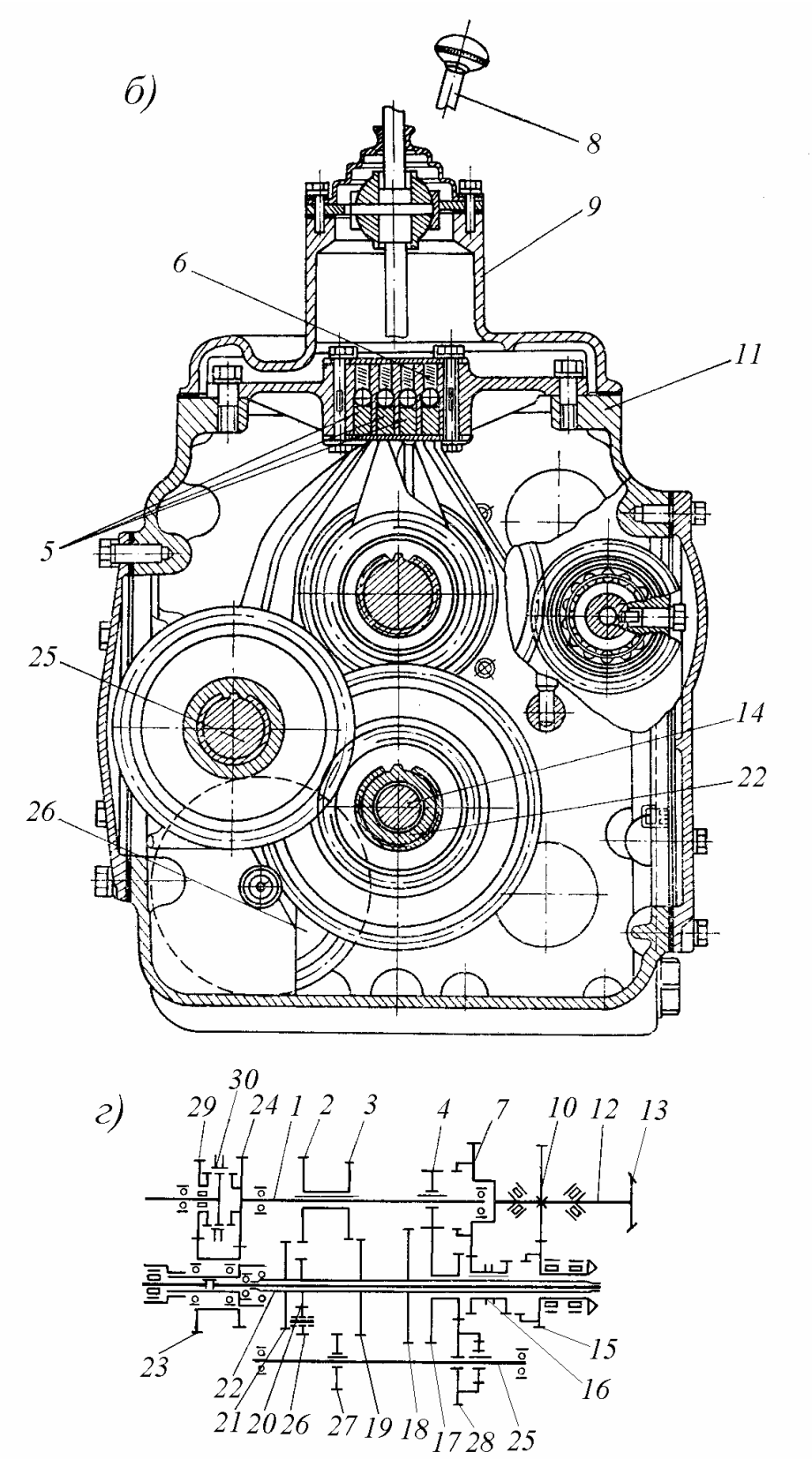


Рис. 4.5. Составная КП тракторов МТЗ - 80/82:

а - продольный разрез; *б* - поперечный разрез; *в* – разрез по валу пониженных передач и передач заднего хода; *г* - кинематическая схема

На тракторах МТЗ-80/82 может быть также установлен двухступенчатый планетарный ходоуменьшитель, позволяющий получать дополнительно четыре пониженные передачи переднего и четыре заднего хода.

4.3. 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 передачи является планетарный ряд, состоящий из двух центральных соосных прямозубых шестерен разных диаметров, сателлитов, находящихся в постоянном зацеплении с ними и водила - держателя осей сателлитов, ось вращения которого совпадает с центральной осью. Между центральными звеньями планетарного ряда (к ним относятся центральные шестерни и водило) существуют кинематические и силовые связи, определяемые соотношением чисел зубьев центральных шестерен. Выбирая число планетарных рядов, соотношение чисел зубьев шестерен каждого из них и соединяя определенным способом центральные звенья, создают сложные схемы планетарных коробок передач (ПКП) с необходимым числом передач.

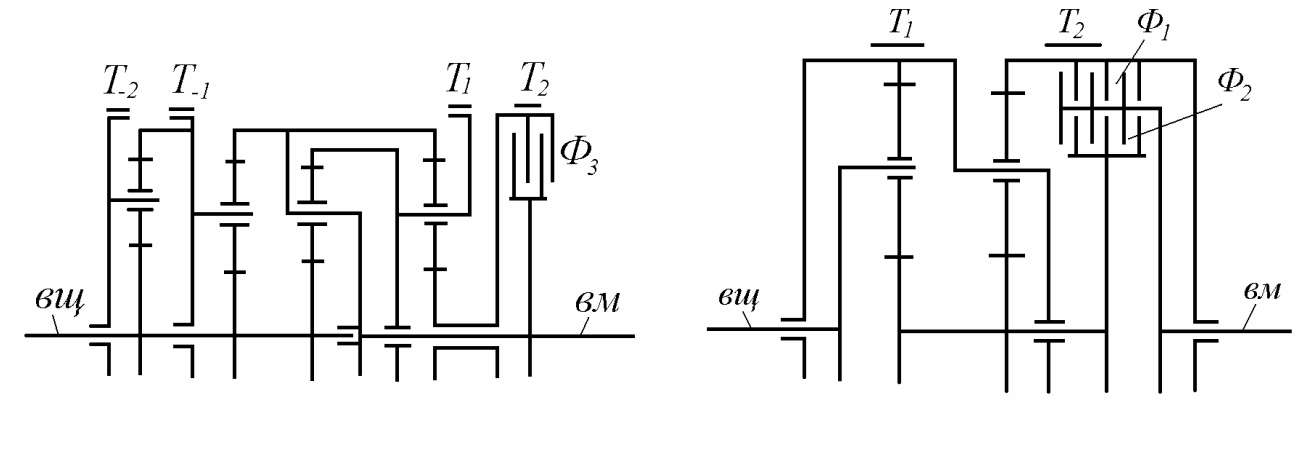
Управляются ПКП остановочными ленточными или многодисковыми фрикционными тормозами и блокировочными многодисковыми муфтами, как правило, с гидравлическим поджатием. Переключение передач в большинстве случаев производится без остановки трактора, что в ряде случаев исключает необходимость применения в нем сцепления. Подобная система управления ПКП позволяет ее относительно легко автоматизировать.

ПКП по сравнению с КП с неподвижными осями валов отличаются более высоким КПД, меньшими габаритными размерами и массой, удобством управления, однако они сложнее в изготовлении и в эксплуатации, их стоимость выше.

Основным классификационным признаком ПКП является число степеней свободы. Наибольшее распространение нашли ПКП с двумя и с тремя степенями свободы.

Принципиальные схемы ПКП с двумя и с тремя степенями свободы. На рис. 4.6,*а* представлена схема ПКП с двумя степенями свободы. Для включения передачи необходимо воздействовать на один элемент управления (включить один тормоз T или один фрикцион $Ф$). Для включения первой или второй передачи переднего хода необходимо соответственно включить тормоз T_1 или T_2. Третья (прямая) передача включается блокировочным фрикционом $Ф_3$, 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).

Изображенная на рис. 4.6,*б* схема ПКП с тремя степенями свободы, содержит два планетарных ряда и четыре элемента управления и обеспечивает получение трех передач переднего хода и одной заднего. Для включения какой - либо передачи необходимо воздействовать сразу на два элемента управления (табл. 4.1), указанные знаком “+”.



а) *б)*

Рис. 4.6. Схемы планетарных КП:
а – с двумя степенями свободы; *б* - с тремя степенями свободы

4.1. Включение элементов управления в ПКП

Передача	Включаемые элементы			
	T_1	T_2	$Ф_1$	$Ф_2$
I	-	-	+	+
II	-	+	-	+
III	+	-	-	+
ЗХ	+	-	+	-

Вариант кинематической схемы составной ПКП, имеющей десять передач переднего хода и две заднего, показан на рис. 4.7.

Схема включает четыре планетарных ряда. Планетарный ряд *I* с тормозом T_1 и блокировочным фрикционом $Ф_1$ 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, обеспечивающую получение пяти передач переднего хода и одной заднего. Включение любой передачи осуществляется одновременным включением трех управляющих механизмов - тормозов *Т* и фрикционов *Ф*. В табл. 4.2 включаемые элементы управления указаны знаком “+”.

4.4. 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).

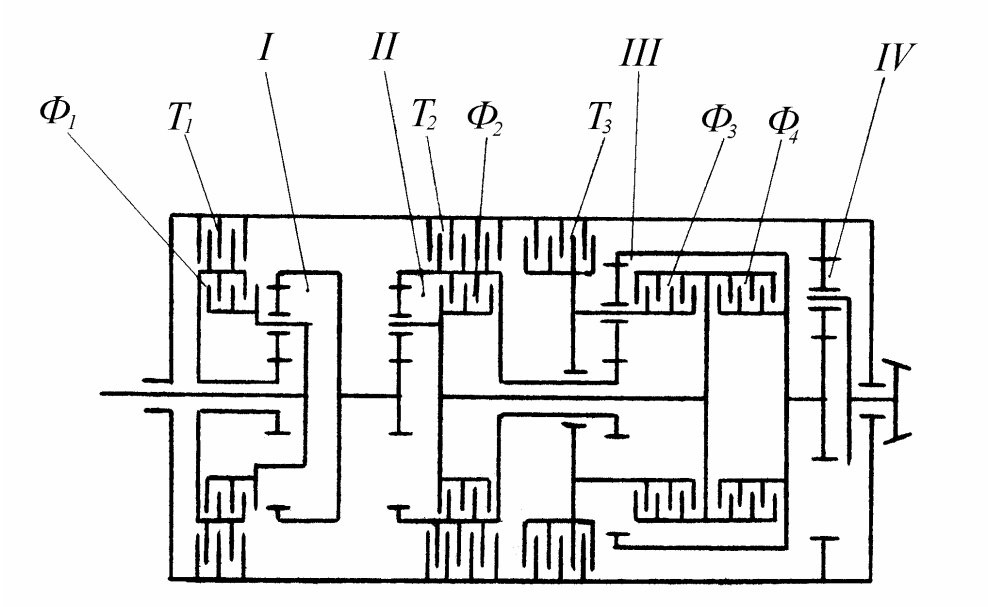


Рис. 4.7. Схема составной планетарной КП

4.2. Включение элементов управления в составной планетарной КП

Передача		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	$ЗХ_1$	$ЗХ_2$
Входной редуктор	$Т_1$			+	+			+	+		+		+
	$Ф_1$	+	+			+	+			+		+	
Основная коробка передач	$Т_2$					+	+	+	+				
	$Ф_2$									+	+	+	+
	$Т_3$	+	+	+	+							+	+
	$Ф_3$		+		+		+		+	+	+		
	$Ф_4$	+		+		+		+					

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.

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. 4.8. Осевое передвижение шестерен-кареток *16* или жестких блокировочных муфт и муфт синхронизаторов производится управляющими 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. 4.8,*г*) 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 *6*.

Встречаются конструкции (рис. 4.8,*в*), когда каретка находится в глубине КП и прямую ее связь с ползуном осуществить сложно. Тогда применяют промежуточный двуплечий 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. 4.8,*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. В поперечно расположенных трехвальных КП с реверсированием передач, а также в составных и специальных, используют два рычага: один для переключения передач в диапазоне, а другой для выбора диапазона передач в редукторе.

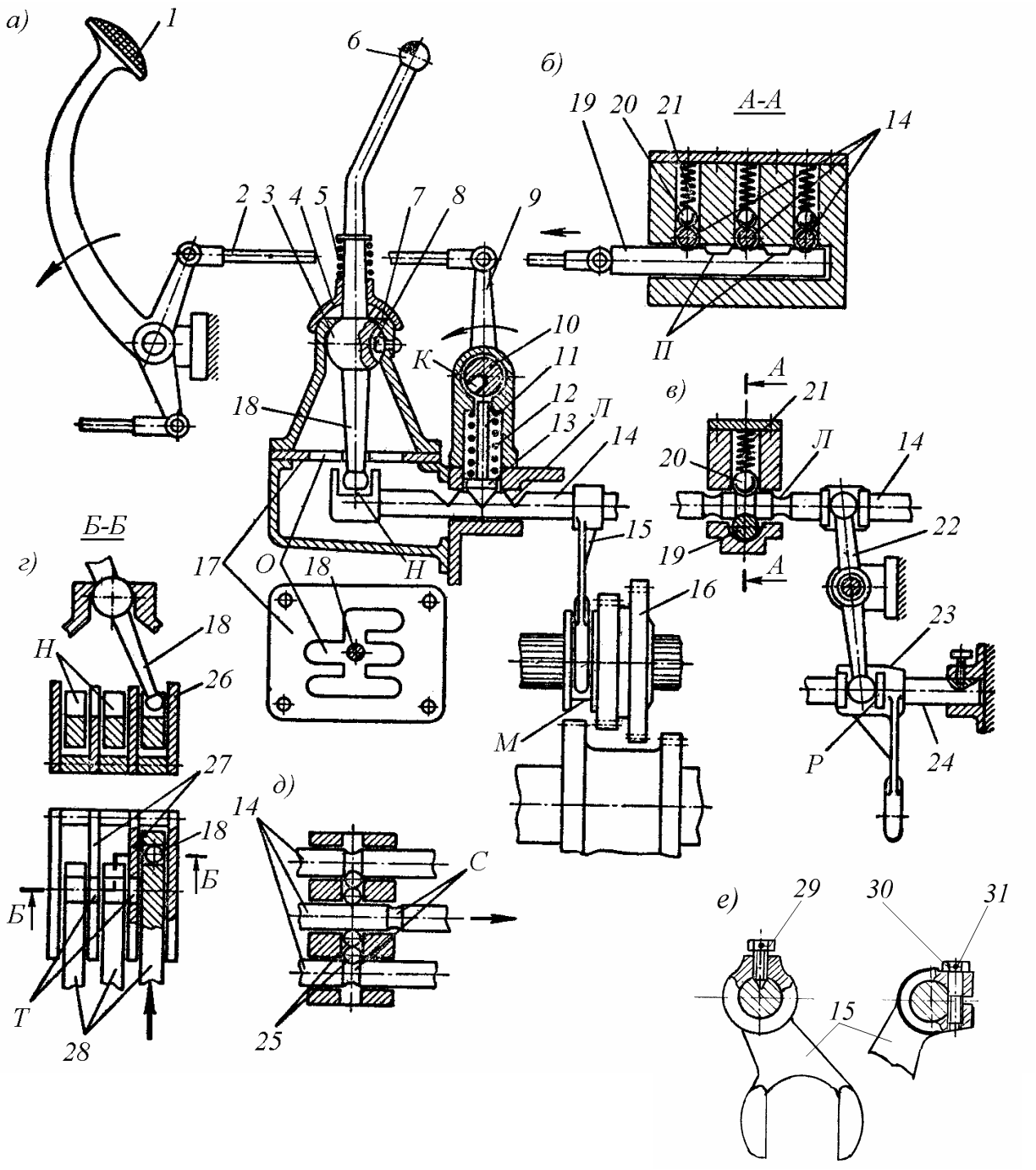


Рис. 4.8. Принципиальные схемы механизмов управления КП

Наиболее распространен рычаг управления с шаровым шарниром (рис. 4.8,*а*), образованным 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 гофрированный резиновый чехол для лучшей защиты внутренней полости КП от проникновения внутрь абразива и влаги.

При нейтральной передаче пазы *Н* 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. 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 *О* 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. 4.8,*г*) с прямоугольным боковым пазом *Т*, установленные между прямоугольными ползунами *28* вилок включения. При "нейтральной передаче" пазы *Н* и *Т* 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 *Т* на разделительных планках, как показано на схеме, что исключает одновременность перемещения двух ползунов. Иногда для этой цели применяют блокирующие замки (рис. 4.8,*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 *С* ползунов *14*. При включении какой - либо передачи передвигающийся ползун сдвигает шарики *25*, зажимая ими кольцевые проточки *С* 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. 4.8,*а*) с нижней конусной головкой *13*, которая под действием пружины *12*, постоянно прижата к ползуну. Иногда фиксатором служит шарик *20* (рис. 4.8,*в*), поджимаемый пружиной *21*.

Для включения или переключения передач тракторист должен приложить усилие к рычагу *18* и сдвинуть ползун 14 или *28*, выжимая при этом фиксатор из выточки *Л*, 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.

В ряде механизмов управления КП применяются блокировочные устройства, исключающие возможность перемещения ползунов при включенном сцеплении во избежание поломок зубьев подвижных шестерен и муфт.

Часто этот механизм блокировки (рис. 4.8,*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 *К* 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 *К* совпадает с продольной плоскостью осей фиксаторов. В этом случае фиксаторы могут подниматься при переключении передач. Иногда (рис. 4.8,*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 ползунов *14*, то есть переключению передач.

В современных конструкциях КП предусматриваются устройства, исключающие возможность запуска двигателя при включенной передаче. Обычно они имеют датчик положения рычага управления, включенный в электрическую схему магнето пускового двигателя или стартера.

Синхронизаторы. Синхронизатором называют узел механизма управления КП, служащий для бесшумного и безударного включения передач. В основу действия синхронизатора положен принцип использования сил трения для выравнивания (синхронизации) угловых скоростей соединяемых деталей, образующих передачу. Обычно синхронизаторы имеют конические поверхности трения, хотя встречаются и дисковые.

Различают синхронизаторы простые и инерционные.

Простые синхронизаторы не препятствуют включению передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей КП, что обычно сопровождается появлением ударных нагрузок и шума.

И н е р ц и о н н ы е с и н х р о н и з а т о р ы получили наибольшее распространение в КП тракторов и автомобилей, так как имеют устройство блокировки для безударного и бесшумного включения передачи.

Инерционный синхронизатор состоит из трех основных элементов:

в ы р а в н и в а ю щ е г о - фрикционного устройства, поглощающего энергию касательных сил инерции вращающихся масс;

в к л ю ч а ю щ е г о - зубчатой муфты, включающей передачу.

б л о к и р у ю щ е г о - устройства, препятствующего включению зубчатой муфты до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей.

На рис. 4.9 представлен инерционный синхронизатор, получивший 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, управляемая вилкой *4*. Зубчатый венец имеет три продольных паза *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. На торцах колец выполнены три продольных паза *11*, ширина которых несколько больше ширины ползунов *7*. 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 блокирующих колец, обращенные к ступице *8*, имеют скосы. Такие же скосы выполнены на зубьях муфты *3* и на зубьях ступиц шестерен.

Функцию включающего элемента выполняет муфта *3*, выравнивающего – конусные поверхности ступиц шестерен *1* и *6* и колец *2*, блокирующего – кольца *2*.

Конструкция позволяет включить одну из двух передач: прямую (при блокировке вала *10* и шестерни *1*) и замедленную (при блокировке вала *10* и шестерни *6*). Рассмотрим работу синхронизатора при включении, например, прямой передачи.

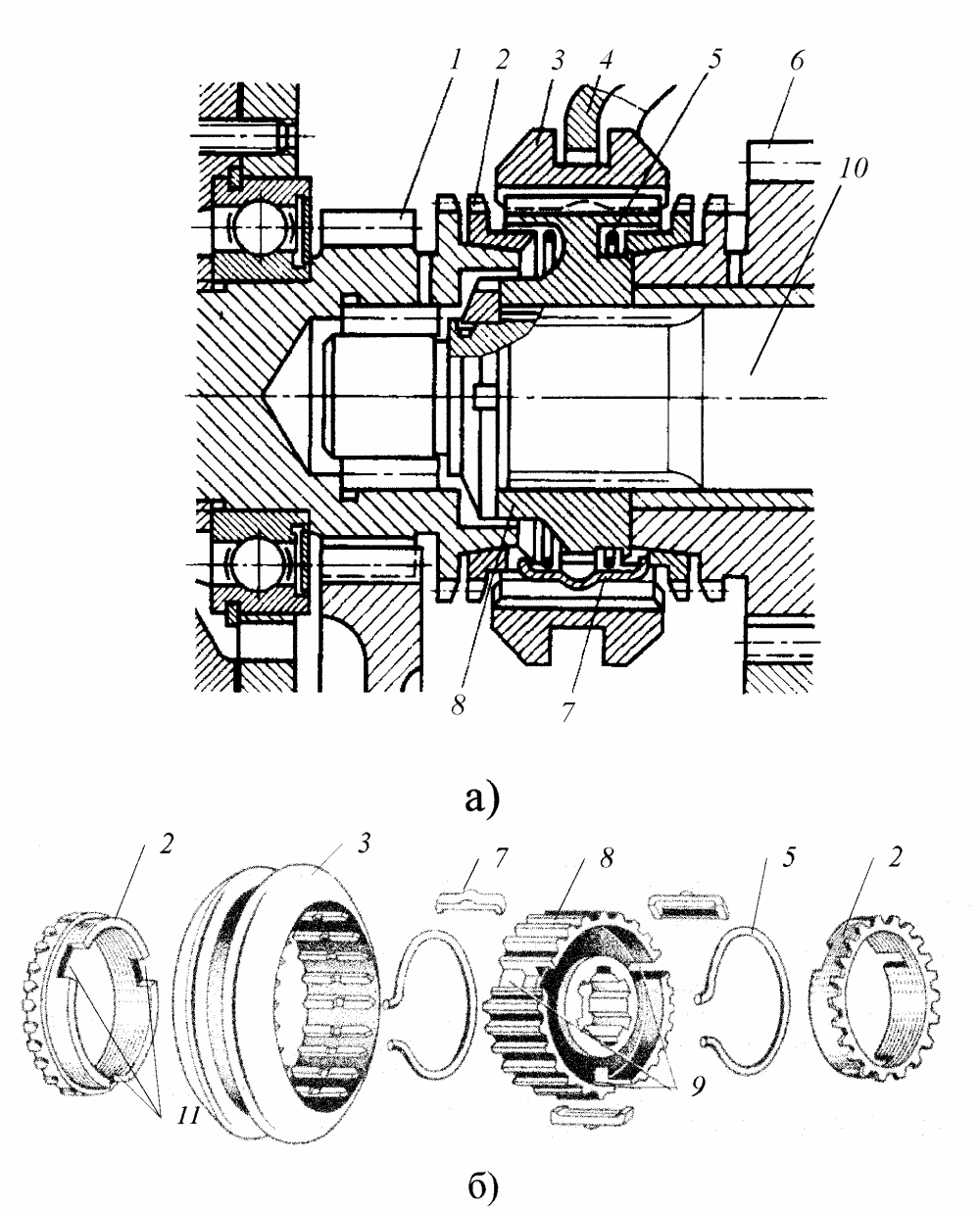


Рис. 4.9. Инерционный синхронизатор:

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

Для включения передачи водитель выключает ФС и перемещает рычагом управления ползун, связанный с вилкой *4*. Муфта *3* перемещается влево вместе с ползунами *7* и кольцом *2*, пока последнее не войдет в контакт с шестерней *1*. По мере увеличения усилия на рычаге, пружинные кольца *5* деформируются, выступы ползунов выходят из проточки муфты, и она перемещается влево вдоль ползунов. Если угловые скорости кольца и шестерни одинаковые, то муфта, проходя через зубья кольца *2*, входит в зацепление с зубьями шестерни 1, включая тем самым прямую передачу. Скосы на торцах зубьев при необходимости обеспечивают правильную взаимную ориентацию блокируемых элементов за счет их поворота.

Если угловые скорости кольца *2* (вала *10*) и шестерни *1* разные, то под действием возникшей силы трения между конусами кольцо *2* поворачивается на некоторый угол относительно муфты *3* в пределах зазора между ползунами *7* и пазами *11*. При этом зубья кольца *2* занимают положение, препятствующее дальнейшему перемещению муфты *3*. Скосы, выполненные на торцах зубьев муфты и кольца *2,* обеспечивают передачу осевого усилия со стороны муфты на конусные поверхности трения. Одновременно с этим на зубьях кольца возникают реакции, стремящиеся вернуть кольцо в исходное состояние по отношению к муфте. Однако углы скосов зубьев выбраны так, что пока угловые скорости шестерни *1* и вала *10* не станут равными, момент трения между шестерней *1* и кольцом *2* сделать это не позволит.

Таким образом, синхронизатор позволяет включить передачу только после выравнивания угловых скоростей блокируемых элементов. Заметим, что вал *10* всегда кинематически связан с ведущими колесами. Скорость его вращения зависит от скорости трактора, и изменить ее с помощью синхронизатора практически невозможно. Шестерни *1* и *6* связаны с ведомыми частями ФС, которые при полностью выключенном сцеплении могут вращаться лишь по инерции. Поэтому всегда при работе синхронизатора выравнивание скоростей блокируемых элементов происходит за счет изменения скорости элемента, связанного с ведомыми частями ФС.

На рис. 4.10,*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 три отверстия для полуцилиндров *5* фиксаторов, соединяющих его с двумя конусными кольцами *2*, и три отверстия с коническими поясками для блокирующих пальцев *3*, жестко связывающих конусные кольца. В средней части пальцы имеют проточку с коническими краями. Между двумя полуцилиндрами *5* каждого фиксатора расположены пружины *4*.

В нейтральном положении (рис. 4.10,*б*) муфта *1* находится посредине между шестернями *7* и *9*. При включении передачи муфта *1*, перемещая полуцилиндры *5* фиксаторов, прижимает конусное кольцо *2* к конусу шестерни *7* (рис. 4.10,*в*). Если муфта *1*и шестерня *7* вращаются с разными угловыми скоростями, то за счет трения между коническими поверхностями кольцо *2* проворачивается относительно диска муфты *1* в пределах разницы диаметров отверстия в диске для блокирующего пальца и проточки пальца. Контакт конических фасок отверстий и пальцев препятствует осевому перемещению муфты относительно кольца и не дает возможности включить передачу. Только после выравнивания угловых скоростей шестерни *7* и муфты *1*, когда трение между коническими поверхностями исчезает, появляется возможность относительного поворота муфты и кольца под действием осевой силы на поверхностях фасок. Муфта перемещается дальше, сжимая при этом пружины *4* полуцилиндров *5* фиксаторов, а ее

зубья входят в зацепление с внутренним зубчатым венцом *8* шестерни *7* (рис. 4.10,*г*).

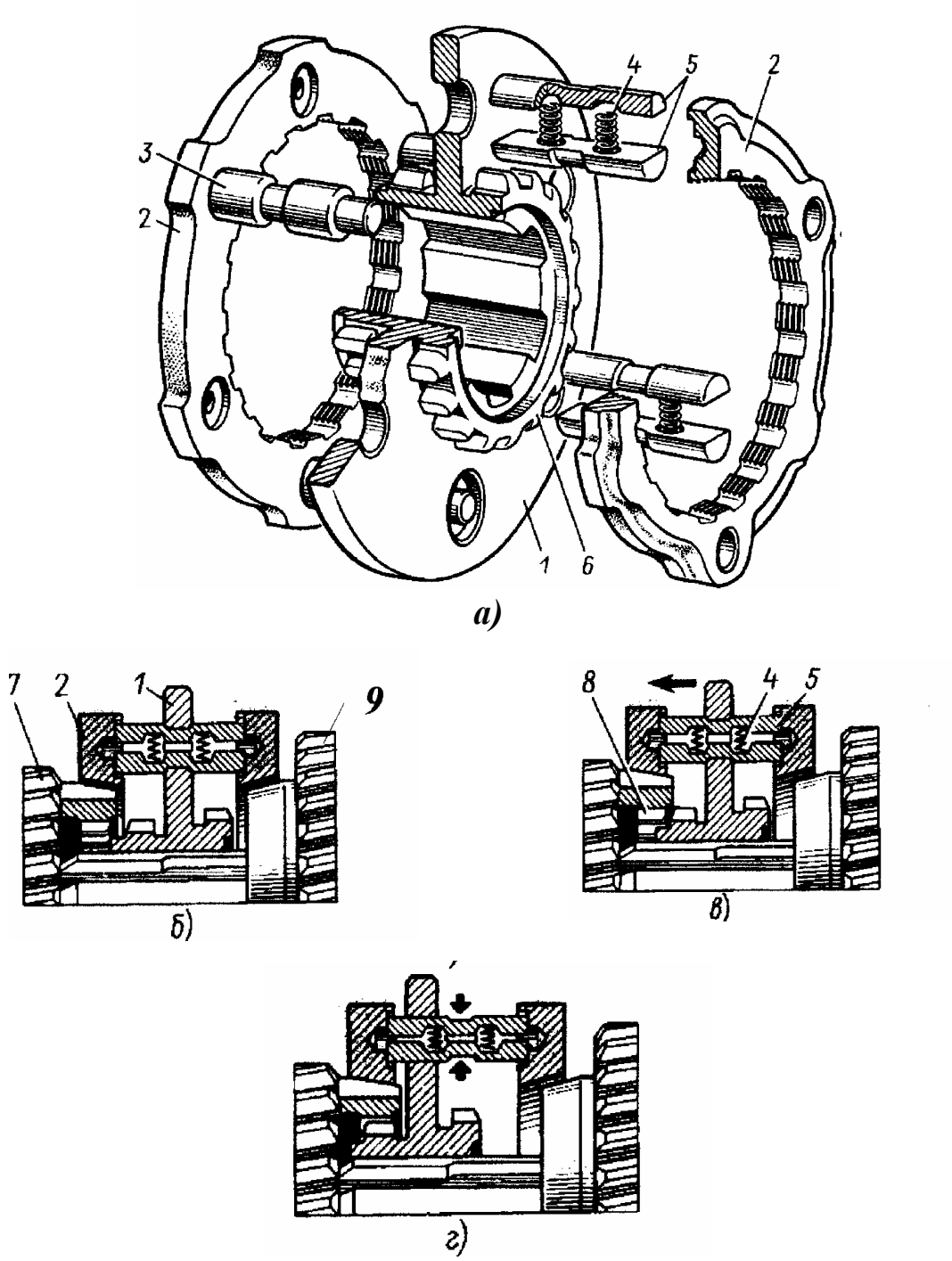


Рис. 4.10. Инерционный синхронизатор:
1 - муфта синхронизатора; *2* - конусное кольцо; *3* - блокирующий палец; *4* - пружина; *5* - полуцилиндры; *6* - зубчатый венец муфты; *7* и *9* - шестерни; *8* - внутренний зубчатый венец шестерни

При использовании синхронизаторов в качестве механизмов переключения передач требуется определенное время для выравнивания скоростей блокируемых элементов. При этом ФС выключено и мощность к ведущим колесам не подводится. Однако, в большинстве своем, условия работы трактора таковы, что если во время его движения выключить ФС, то

трактор практически сразу же остановиться. Т.е синхронизатор не позволяет трактору при выполнении им основных работ переключать передачи «на ходу». Это не относится к колесным тракторам, выполняющим транспортные работы. Здесь условия работы трактора схожи с условиями для прочих транспортных машин, когда машина может продолжать движение некоторое время после выключения сцепления по инерции.

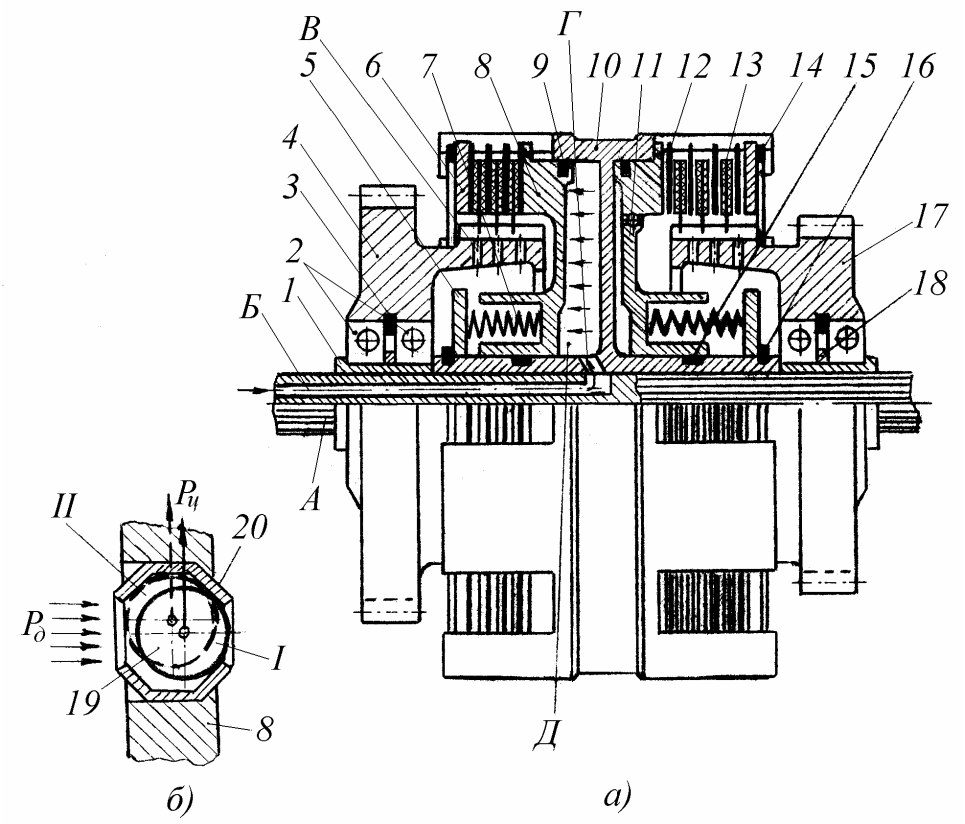
Этим объясняется, что синхронизаторы в отечественных тракторных коробках передач до последнего времени практически не использовались. Имеется опыт их применения на зарубежных колесных тракторах для переключения передач транспортного диапазона.

Механизмы переключения передач без остановки трактора. При переключении передач без остановки трактора чаще всего применяют многодисковые фрикционные муфты с гидроподжатием. На рис. 4.11,*а* показана конструкция наиболее распространенной двухбарабанной фрикционной муфты для управления двумя передачами.

Две гидроподжимные фрикционные муфты установлены в кольцевых расточках ведущего барабана *10*, закрепленного на шлицах ведущего вала *А*. С двух сторон барабана расточены соосные кольцевые полости, в которые установлены поршни - нажимные диски *8* с внутренним резиновым кольцом *15* и наружным разрезным чугунным кольцом *9*. В торцах барабана *10* прорезан ряд продольных пазов, 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 *А*, разделены дистанционным кольцом *18* и зафиксированы относительно шестерен стопорными кольцом *3*. Сквозные сверления *В* 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 *Б* и радиальным *Г* сверлениям вала *А*. Под давлением масла происходит перемещение поршня *8*, пакет дисков перемещается до упора в диск *6* и сжимается. Диск *6* фиксирован стопорным кольцом *14*, установленным 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*.



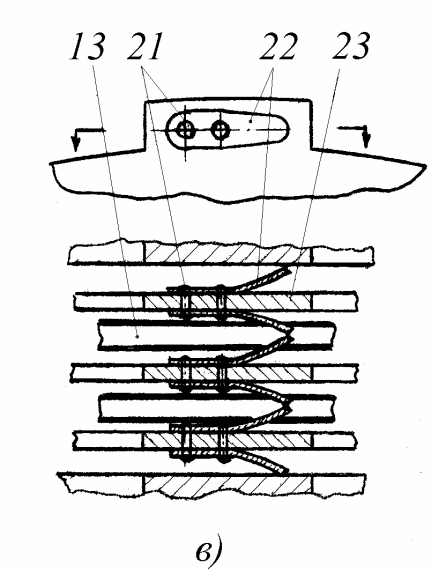


Рис. 4.11. Фрикционная муфта с гидроподжатием

При выключении передачи бустер муфты сообщается со сливом, поршень под действием возвратных пружин перемещается и освобождает диски. Для более быстрого удаления масла из бустера при выключении передачи в поршне *8* установлен сливной клапан. Наибольшее распространение имеет шариковый клапан *20*, схема работы которого показана на рис. 4.11,*б*. Пока давление масла $P_д$ 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. 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 размыкание дисков фрикционной муфты при ее выключении иногда ее металлические диски без фрикционных покрытий или накладок делают слегка вогнутыми. В других случаях (рис. 4.11,*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 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.

Обычно предусматривается два варианта привода насоса системы: основной – от двигателя, и запасной – от ведущих колес. Запасной используется для включения передачи при запуске двигателя с буксира.

4.5. Увеличители крутящего момента

Увеличитель крутящего момента (УКМ), как правило, представляет собой двухступенчатый редуктор. Чаще всего одна из передач у него прямая, а вторая понижающая с передаточным числом 1,2...1,35. При нормальной работе агрегата используется прямая передача, включение понижающей передачи обычно производится на относительно короткое время работы МТА, необходимое только для преодоления временных сопротивлений, возникающих при движении. Если конструкция УКМ позволяет длительное время работать на пониженной передаче, то его можно использовать в качестве понижающего редуктора для получения дополнительного ряда скоростей движения трактора.

УКМ часто входит в состав трансмиссии в качестве дополнительного агрегата и устанавливается между сцеплением и КП. В зависимости от способа образования передачи встречаются УКМ с неподвижными осями валов и планетарные. В первом случае они выполняются по трехвальной схеме, а в качестве механизмов включения используются фрикционные муфты. Иногда для облегчения управления муфта включения пониженной передачи заменяется механизмом свободного хода.

Более компактными являются УКМ планетарного типа, получившие в настоящее время преимущественное распространение на тракторах (рис. 4.12). Они представляют собой трехзвенные дифференциальные механизмы в основном внешнего и смешанного зацепления. Для управления ими наряду с фрикционными муфтами и механизмом свободного хода используются тормозы.

На рис. 4.12,*а* представлена схема УКМ, выполненного в виде планетарного редуктора смешанного зацепления с блокировочной муфтой $Ф_{ПР}$ для получения прямой передачи и ленточного тормоза $Т_{УКМ}$ 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*. Солнечная шестерня *4* соединена с барабаном ленточного тормоза $Т_{УКМ}$ и посредством фрикционной муфты $Ф_{ПР}$ – с водилом. При отпущенном тормозе

$T_{УКМ}$ муфта $Ф_{ПР}$ 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 $Ф_{ПР}$. При этом 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.

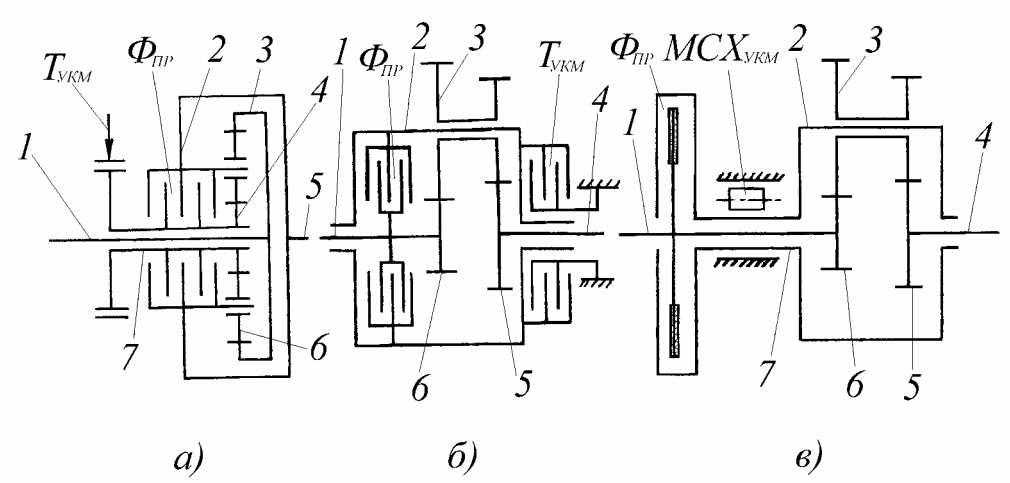


Рис. 4.12. Схемы УКМ планетарного типа

На рис. 4.12,*б* показана схема УКМ, выполненного в виде двухступенчатого планетарного редуктора внешнего зацепления с блокировочной муфтой $Ф_{ПР}$ и дисковым тормозом $T_{УКМ}$. Ведущим элементом ряда является солнечная шестерня *6*, установленная на конце ведущего вала *1*, а ведомым элементом - солнечная шестерня *5*, установленная на ведомом валу *4* УКМ. Муфта $Ф_{ПР}$, блокируя водило *2* и шестерню *6*, осуществляет прямую передачу. При включенном тормозе $T_{УКМ}$ и выключенной муфте $Ф_{ПР}$ водило *2* становится неподвижным, и вращающиеся вокруг своих неподвижных осей двухвенцовые сателлиты *3* передают крутящий момент с шестерни *6* на шестерню *5* с передаточным числом обычной шестеренной передачи.

На рис. 4.12,*в* показана схема наиболее часто применяемого планетарного УКМ внешнего зацепления с однодисковым фрикционным сцеплением $Ф_{ПР}$ и механизмом свободного хода $MCX_{УКМ}$.

Устройство и принцип работы МСХ поясняет рис. 4.13. Механизм состоит из корпуса *1*, вала *2* и роликов *7*, размещенных в наклонных гнездах корпуса. Ролики с помощью пружин *5* и толкателей *6* имеют постоянный контакт с корпусом механизма и его валом. Резьбовые пробки удерживают пружины в корпусе. МСХ позволяет вращаться валу относительно корпуса только в одном направлении (позиция *II* на рис. 4.13). При этом ролики за счет сил трения выкатываются из гнезда в сторону его наклона. Если вал попытается изменить направление вращения (позиция *1* на рис. 4.13), то за счет сил трения произойдет самозаклинивание роликов в про-

странстве между валом и корпусом, и поворот вала относительно корпуса окажется невозможным.

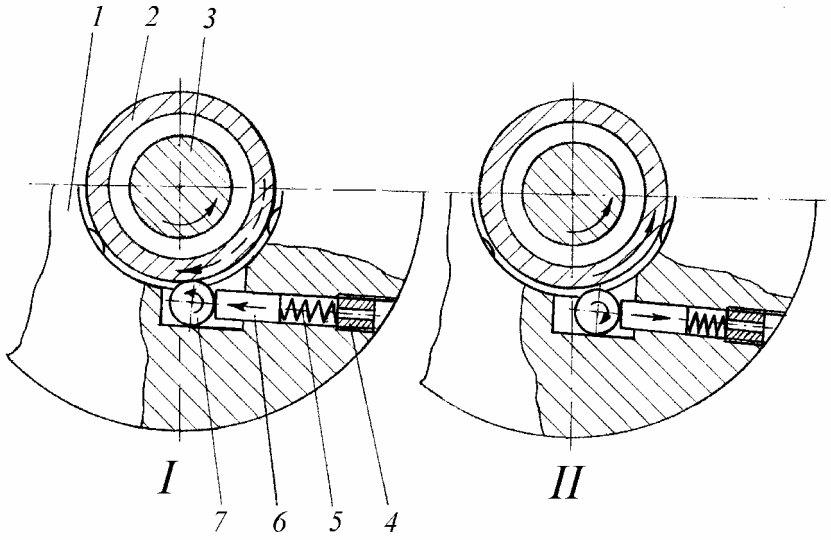


Рис. 4.13. Схема работы МСХ

В УКМ на рис. 4.12,*в* корпус механизма свободного хода неподвижен, а сам механизм установлен так, что он позволяет валу *7* свободно вращаться в направлении вращения вала *1*. При включенном сцеплении $Ф_{ПР}$ все центральные звенья планетарного редуктора блокируется (вращаются с одинаковой угловой скоростью) обеспечивая, тем самым, прямую передачу УКМ. При выключенном сцеплении $Ф_{ПР}$ на водило *2* со стороны сателлитов действуют силы, создающие поворачивающий момент. Так как диаметр шестерни 6 по размеру меньше диаметра шестерни 5, то направлен этот момент в сторону, противоположную вращению ведущего вала *1*. В результате вал *7*, соединенный с водилом *2*, заклинивается роликовым механизмом свободного хода и останавливается. Планетарный ряд преобразуется в понижающий редуктор с неподвижными осями валов.

4.6. Ходоуменьшители

Для возможности реализации наиболее низких технологических скоростей в трансмиссию трактора часто устанавливают дополнительный агрегат – ходоуменьшитель. Это редуктор, позволяющий получать большие передаточные числа.

Ходоуменьшитель может быть неотъемлемым агрегатом трансмиссии трактора или дополнительным его съемным рабочим оборудованием, устанавливаемым по требованию потребителя.

Классифицируют их по тем же признакам, что и КП. 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.

Кинематическая схема двухдиапазонного ходоуменьшителя с неподвижными осями валов и шестернями постоянного зацепления, применяемого на отечественных промышленных тракторах, приведена на рис. 4.14.

Он 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. Задний шлицевый хвостовик вала *1* является приводом зависимого ВОМ.

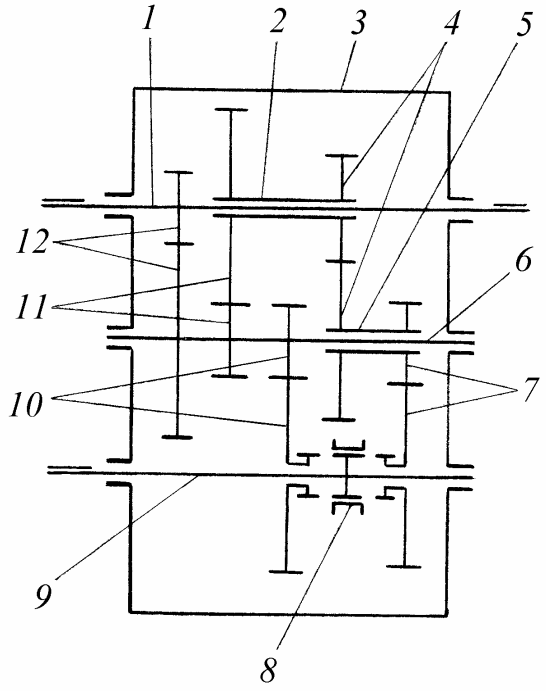


Рис. 4.14. Схема двухдиапазонного ходоуменьшителя с неподвижными осями валов

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 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*.

Ходоуменьшители, выполненные по подобной схеме, обычно изготовляются в виде отдельного агрегата и устанавливаются перед КП или за ней.

Кинематическая схема механического комбинированного ходоуменьшителя представлена на рис. 4.15. Ходоуменьшитель смонтирован в отдельном картере *9*, соединенным фланцем к боковому отверстию в корпусе *5* КП. В картере размещены промежуточная шестерня *4*, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней *6*, установленной на валу *7* водила, и планетарный редуктор, состоящий из ведущей солнечной шестерни *а*, ведомого водила *в* с сателлитами *10* и тормозного эпицикла *с*. Солнечная шестерня *а* выполнена как одно целое с приводной шестерней *8*, которая

при установке ходоуменьшителя на КП находится в постоянном зацеплении с шестерней *2*.

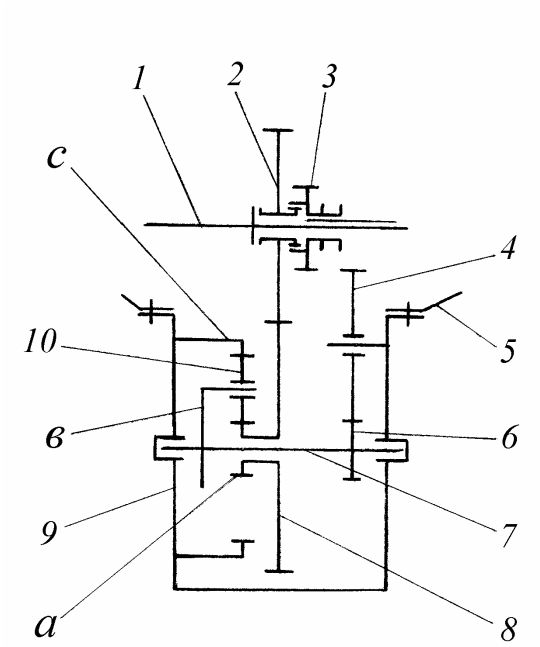


Рис. 4.15. Схема механического комбинированного ходоуменьшителя

На схеме ходоуменьшитель показан в выключенном состоянии, когда вал *1* и шестерня *2* связаны блокировочной муфтой *3* друг с другом напрямую. Для включения ходоуменьшителя имеется рычажно-тяговая система, аналогичная управлению кареток КП, поводковая вилка которой передвигает блокировочную муфту-каретку *3* вправо до полного зацепления с шестерней *4*. При этом связь вала *1* с шестерней *2* осуществляется через ходоуменьшитель.

Перспективными являются ходоуменьшители, которые обеспечивают бесступенчатое изменение скорости МТА в диапазоне замедленных скоростей. В конструкцию таких механизмов обычно включают гидрообъемную передачу. Принципиальная схема гидромеханического ходоуменьшителя показана на рис. 4.16.

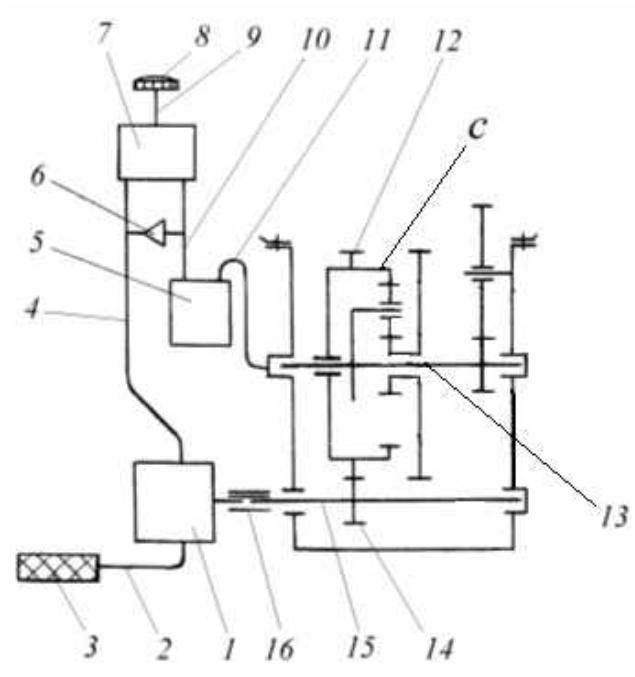


Рис. 4.16. Схема гидромеханического ходоуменьшителя

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 представленной ранее на рис. 4.15. Отличием является то, что шестерня *с* соединена не с картером, а с валом гидронасоса, и имеет

возможность вращаться на валу *13*. Связь ее с валом насоса осуществляется через зубчатый венец *12*, шестерню *14*, приводной вал *15* и шлицевую втулку *16*.

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. Эпицикл *с* становится неподвижным, а планетарный ряд обеспечивает постоянную пониженную скорость движения трактора. По мере открытия дросселя появляется возможность для вращения вала гидронасоса *1*, а, следовательно, и эпицикла *с*. Скорость трактора при этом будет уменьшаться.

Таким образом, тракторист, поворачивая рукоятку *8*, имеет возможность бесступенчато изменять скорость трактора от некоторой максимальной величины до 0. Увеличение нагрузки в трансмиссии при работе МТА вызывает повышение давления в гидросистеме ходоуменьшителя. В случае возникновения перегрузок, срабатывает предохранительный клапан *6*, перепуская масло непосредственно в картер ходоуменьшителя и предотвращая тем самым поломки деталей трансмиссии.

Недостатком подобной конструкции гидромеханического ходоуменьшителя является низкий КПД передачи, из-за больших потерь в дросселе. Кроме того, конструкция любых ходоуменьшителей не рассчитана на передачу больших моментов. Поэтому использование ходоуменьшителя при выполнении работ, связанных с реализацией больших тяговых усилий, недопустимо.

4.7. 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.

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 с постоянным приводом выходных валов. Использование межосевого дифференциала исключает возможность возникновения циркуляции мощности в работающих мостах, но усложняет конструкцию и может снизить тяговые свойства трактора. В

отечественных тракторах в основном применяют раздаточные коробки без межосевых дифференциалов.

По числу отводимых потоков мощности они бывают одинарные или двойные. Одинарные обычно устанавливаются на тракторах 4К4а классической компоновки с передними ведущими колесами малого диаметра. Их изготавливают в виде отдельного узла, который можно установить снаружи на КП. На тракторах 4К4б с ведущими колесами одинакового диаметра используются двойные раздаточные коробки, которые являются составной частью коробки передач.

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.

Раздаточные коробки с автоматическим включением чаще используются на тракторах 4К4а. В этом случае задний мост всегда ведущий, а передним включается лишь при определенных условиях. Для этого в приводе используются разнообразные МСХ или другие автоматизированные системы. Автоматическое включение переднего ведущего моста обычно производится при увеличении буксования трактора более 4...6%).

Комбинированный способ включения позволяет трактористу самому выбрать либо постоянный, либо автоматический способ подключения ведущего моста.

Схемы раздаточных коробок. На рис. 4.17,*а* представлена кинематическая схема одинарной комбинированной раздаточной коробки (трактор МТЗ-82). 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 схеме) конце выходного вала *5* раздаточной коробки.

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.

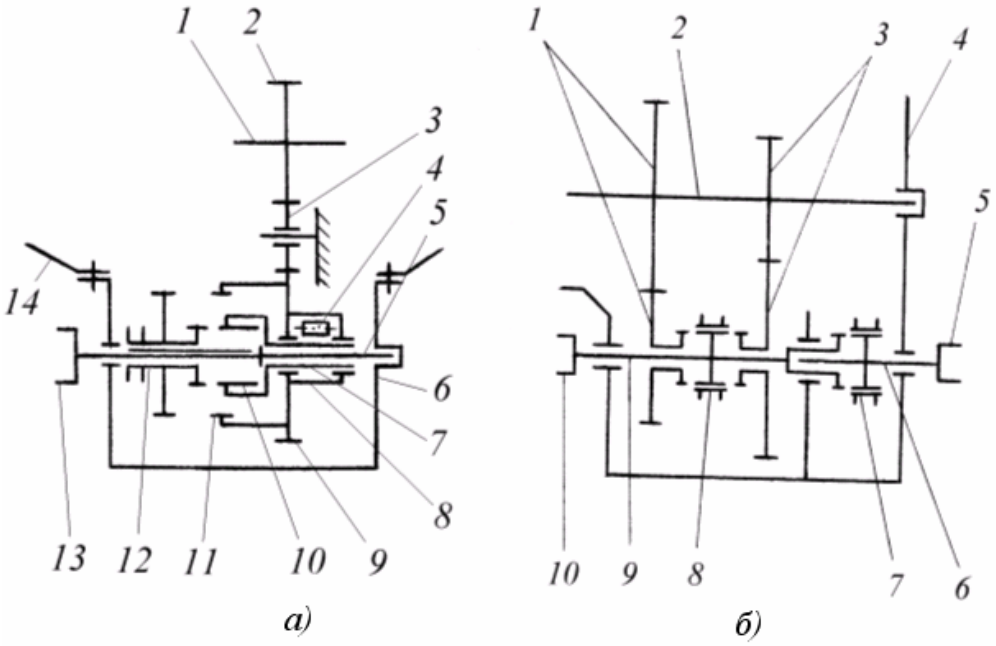


Рис. 4.17. Схемы раздаточных коробок

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 дальнейперемещении 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 блокированной МСХ, чтобы уменьшить износ последней.

В некоторых конструкциях подобных раздаточных коробок, вместо зубчатых блокировочных муфт применяют многодисковые фрикционные муфты с гидроподжатием.

На рис. 4.17,*б* 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 (например, трактор К-700 и его дальнейшие модификации). 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.

Существуют тракторы 4К4б, у которых постоянно включенным является задний ведущий мост (например, Т-150К).

4.8. 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 смазывания разбрызгиванием масла применяется в КП более простых конструкций, как правило, на тракторах малых классов тяги и без переключения передач фрикционными муфтами с гидроподжатием. В системе смазывания разбрызгиванием масла 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, не зависимо 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 гидроподжатием 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.

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.

4.9. Уход за коробкой передач

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 переключение 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, залипания 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.

В ы с о к о е д а в л е н и е м а с л а 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.

Глава 5

ВЕДУЩИЕ МОСТЫ

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.

5.1. Центральная (главная) передача

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 служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и передачи крутящих моментов на валы, расположенные под углом.

Центральные передачи классифицируют по числу и виду зубчатых колес и числу ступеней.

По числу зубчатых колес центральные передачи подразделяют на одинарные - с одной парой зубчатых колес и двойные - с двумя парами зубчатых колес. Двойные центральные передачи на отечественных тракторах не применяют.

Одинарные центральные передачи по виду зубчатых колес подразделяют 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.

Если в конической передаче со спиральным зубом оси зубчатых колес не пересекаются, а перекрещиваютя, 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 движителя.

Одинарная центральная передача (рис. 5.1) компактна, имеет малую массу и невысокую стоимость. Она проста в производстве и эксплуатации. Ее применение ограничено передаточным числом $u_ц \le 7$. При увеличении передаточного числа $u_ц$ увеличиваются размеры зубчатых колес, что приводит к уменьшению дорожного просвета трактора.

Одинарная коническая центральная передача (рис. 5.1,*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. 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.

Одинарная цилиндрическая центральная передача (рис. 5.1,*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.

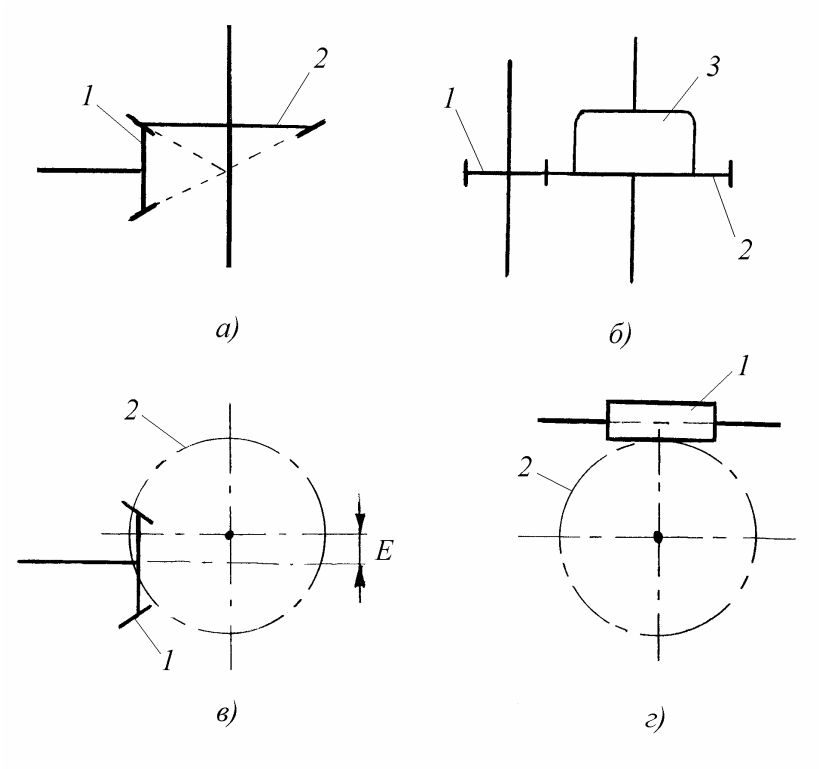


Рис. 5.1. Схемы одинарных центральных передач

Перспективным для тракторов является применение одинарных центральных гипоидных передач (рис. 5.1,*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 или вниз. 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.

В гипоидных передачах чистое качение отсутствует. Для них характерно скольжение зубьев при высоком давлении. Поэтому для обеспечения 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. 5.1,*г*) состоит из червяка *1* и червячного колеса *2*. При этом в зависимости от требований компоновки передача может быть выполнена с верхним расположением червяка или 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. 5.2 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 предварительного 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*.

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.

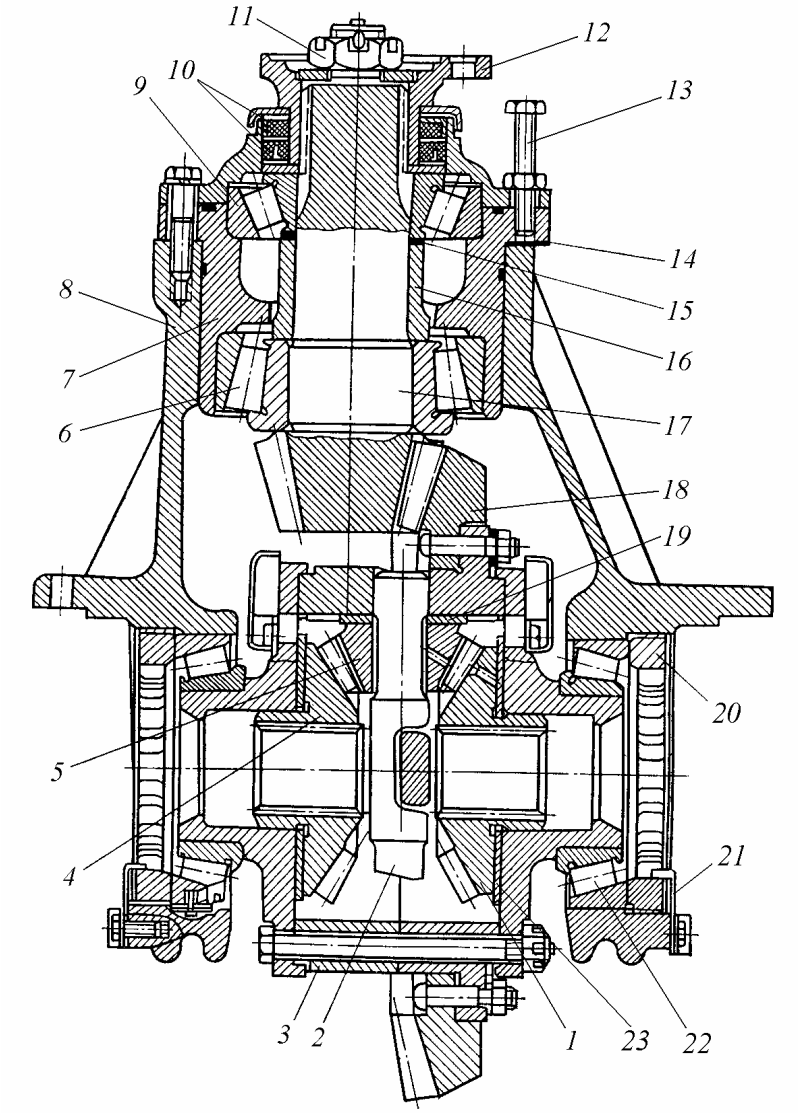


Рис. 5.2. Редуктор ведущего моста трактора Т-150К:
1, 4 - полуосевые шестерни; *2* - ось сателлитов; *3* - корпус дифференциала; *5* - сателлит; *6, 9* и *22* - конические роликовые радиально-упорные подшипники; *7* - стакан; *8* - корпус редуктора; *10* - манжетные уплотнения; *11* - гайка; *12* - фланец; *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

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 отрегули-

рованном зацеплении конической зубчатой пары пятно контакта должно находится 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. 5.3).

Наиболее широкое распространение получил регулируемый упор (рис. 5.3,*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. 5.3,*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.

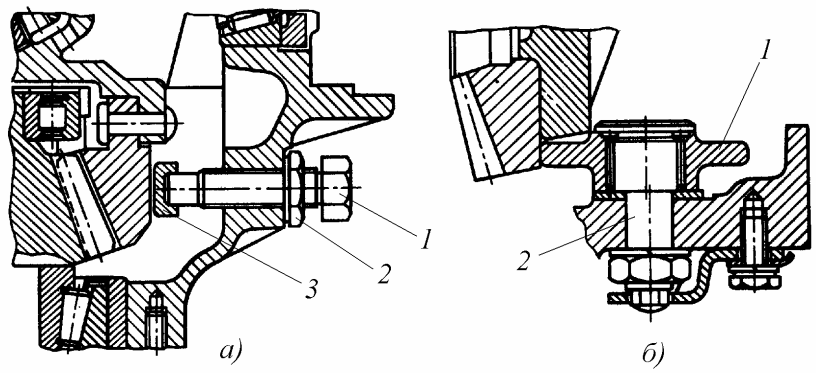


Рис. 5.3. Установка упора конического колеса центральной передачи

В современных конструкциях тракторов ведущая коническая шестерня центральной передачи часто выполняется как одно целое со вторичным валом КП или крепится на хвостовике этого вала.

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 ($6 \le u_ц \le 12$) 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. 5.4,*а* представлена наиболее распространенная схема двойной центральной передачи, в которой первая пара зубчатых

колес коническая или гипоидная, а вторая – цилиндрическая. На рис. 5.4,*б* первая пара цилиндрическая, а вторая – коническая или гипоидная.

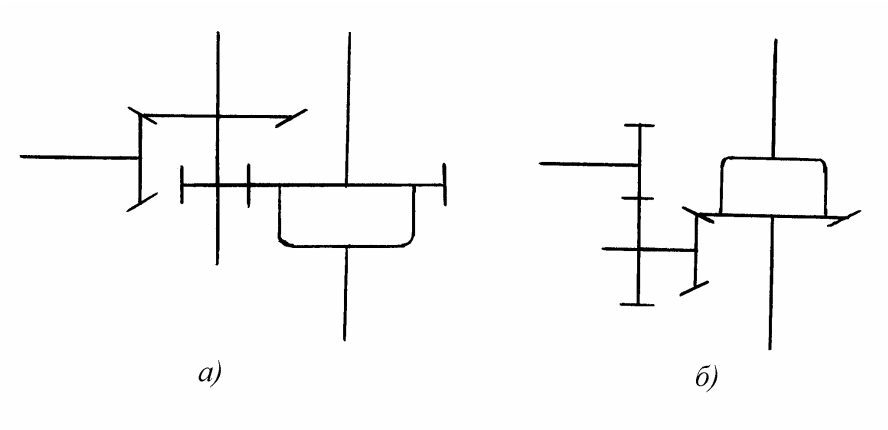


Рис. 5.4. Схемы двойных центральных передач

Двойная центральная передача с валами, расположенными в одной плоскости, выполненная по первой схеме (рис. 5.4,*а*), представлена на рис. 5.5. 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. Регулировка подшипников *15* и *17* вала-шестерни *1* осуществляется прокладками и гайкой *14*, как описано выше (см. рис. 5.2).

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 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.

В качестве примера на рис. 5.6 приведена двухступенчатая центральная передача с блокируемым планетарным рядом.

На высшей ступени солнечная шестерня *9* блокируется с водилом *10* планетарного ряда (корпусом дифференциала) и вращается как одно 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).

Переключение ступеней центральной передачи осуществляется пе-

ремещением 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*.

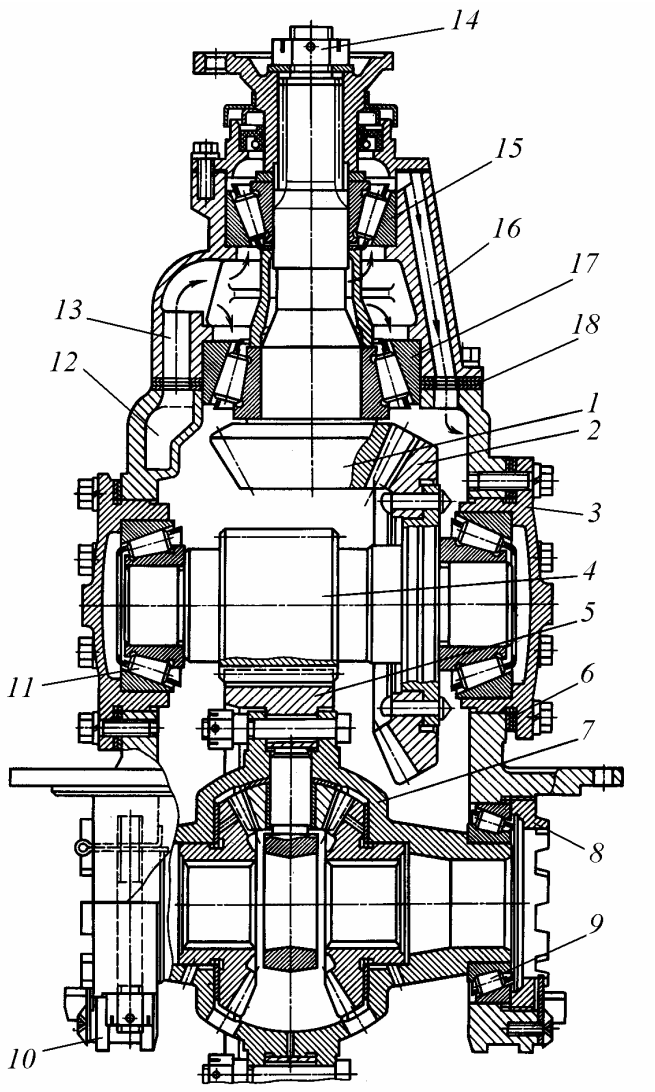


Рис. 5.5. Двойная центральная передача с валами, расположенными в одной плоскости

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).

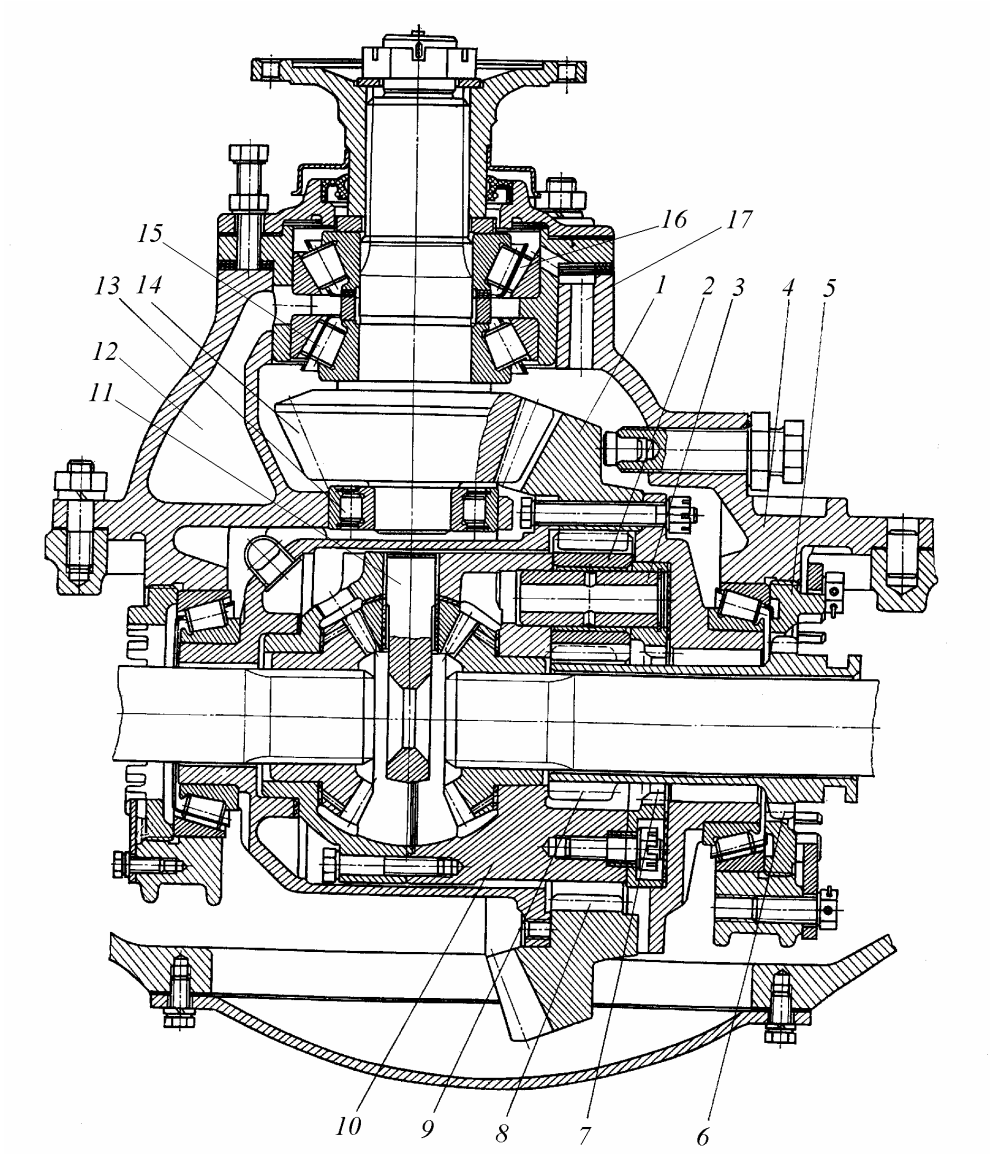


Рис. 5.6. Двухступенчатая центральная передача с блокируемым планетарным рядом

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. 5.5). Конические роликовые подшипники *15* и *17* представляют собой своеобразные центробежные насосы, в которых под действием центробежных сил масло перекачивается со стороны меньшего диаметра ро-

ликов 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. 5.6), 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.

5.2. Дифференциалы колесных тракторов

Дифференциал - механизм трансмиссии, выполняющий функцию распределения подводимого к нему крутящего момента между колесами или мостами и позволяющий ведомым валам вращаться, 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 ве-

дущих 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.

Дифференциалы классифицируют по следующим основным признакам:

по конструктивному исполнению - 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. 5.7).

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. 5.7,*а*) и цилиндрические (рис. 5.7,*б*). На тракторах самое широкое распространение получили простые симметричные конические дифференциалы. Хотя на некоторых новых моделях тракторов стали применять и цилиндрические дифференциалы.

Несимметричные простые дифференциалы (рис. 5.7,*в* и *г*) применяют только в межосевом приводе, когда вертикальная нагрузка на ведущие мосты трактора различна. Более широкое распространение получили несимметричные цилиндрические дифференциалы (рис. 5.7,*в*). На отечественных тракторах межосевые дифференциалы не применяют.

Силовые связи в дифференциале определяют соотношение моментов между центральными звеньями.

Рассмотрим принцип работы дифференциала на примере простого симметричного конического (рис. 5.8). 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.

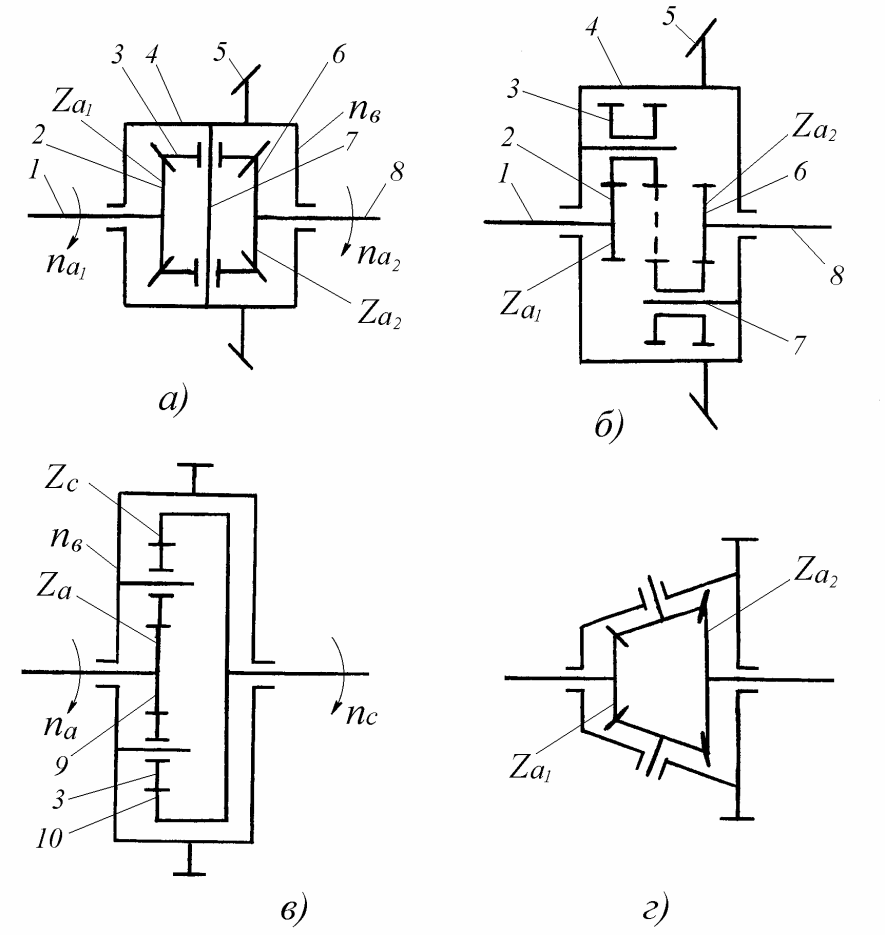


Рис. 5.7. Схемы простых дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах:

а – 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; *9* – солнечная шестерня; *10* – эпициклическая шестерня

Тогда момент, подводимый к корпусу дифференциала,

$$M_в = F\,B\,,$$

а момент, подводимый к левой и правой полуосевым шестерням,

$$M_{a1} = M_{a2} = 0{,}5\,F\,B = 0{,}5\,M_в\,.$$

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. 5.7,*а* и *б*), пренебрегая внутренними потерями на трение, моменты на полуосях распределяются поровну:

$$M_{a1} = M_{a2} = 0{,}5\,M_{в} \quad \text{и} \quad M_{в} = M_{a1} + M_{a2}\ ,$$

где $M_{в}$, M_{a1} и M_{a2} – крутящий момент, подводимый соответственно к корпусу *4* дифференциала, левой *2* и правой *6* полуосевым (солнечным) шестерням.

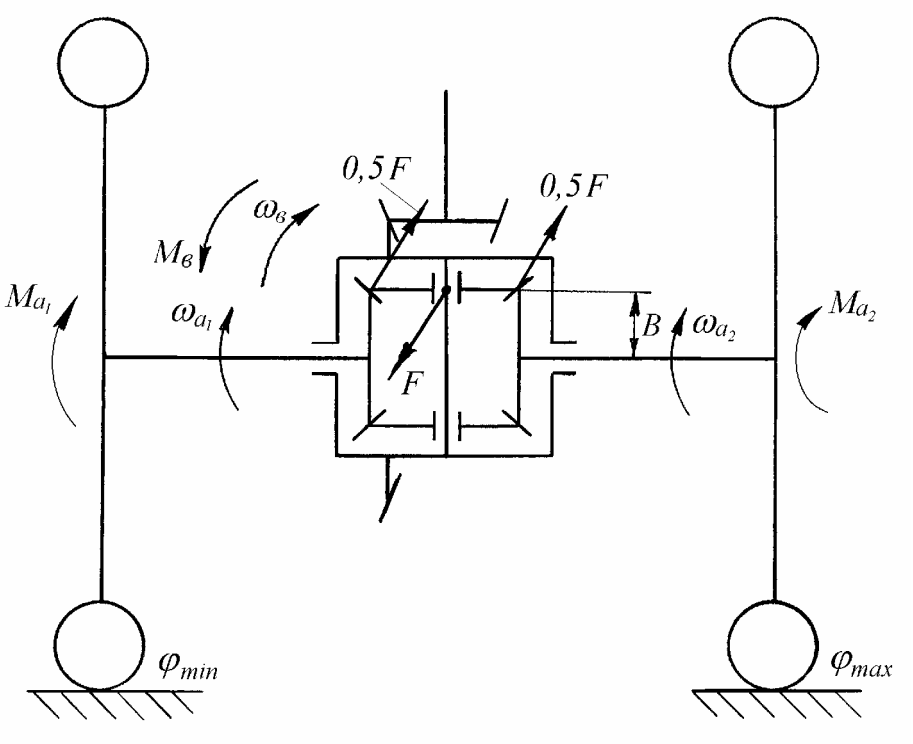


Рис. 5.8. Схема, поясняющая работу простого симметричного конического дифференциала

Для простого несимметричного цилиндрического дифференциала (см. рис. 5.7,*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 $\kappa = 1{,}5...4{,}5$.

Момент, подводимый к корпусу дифференциала,

$$M_{в} = M_a + M_C\ ,$$

где $M_a = M_{в}/(1+\kappa)$, а $M_C = M_{в}\,\kappa/(1+\kappa)$.

В простом несимметричном коническом дифференциале (см. рис. 5.7,*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 большой и малой полуосевых (солнечных) шестерен.

При этом

$$M_в = M_{a1} + M_{a2} ,$$

где $M_{a1} = M_в/(1+\kappa)$, а $M_{a2} = M_в\,\kappa/(1+\kappa)$.

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. 5.7,*а*, *б* и *г*) это уравнение выражает второе свойство дифференциала (кинематическое) и имеет вид:

$$n_{a1} + \kappa\, n_{a2} - (1+\kappa)\, n_в = 0 ,$$

где n_{a1} и n_{a2} – частоты вращения полуосевых (солнечных) шестерен дифференциала; $n_в$ – частота вращения корпуса дифференциала.

У симметричных дифференциалов (см. рис. 5.7,*а* и *б*) $\kappa = 1$, так как $Z_{a2} = Z_{a1}$. Тогда уравнение кинематики для них примет вид:

$$n_{a1} + n_{a2} = 2\, n_в \quad \text{и} \quad (n_{a1} + n_{a2})/2 = n_в .$$

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. 5.7,*а*).

При притормаживании одной из полуосевых шестерен начнут проворачиваться сателлиты и увеличиваться частота вращения второй полуосевой шестерни. При остановке одной из полуосевых шестерен частота вращения другой полуосевой шестерни увеличится в 2 раза. Так, при $n_{a1} = 0$ $n_{a2} = 2\, n_в$.

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. При этом частоты вращения левого и правого колес трактора кинематически связаны между собой.

Уравнение кинематики для несимметричного цилиндрического дифференциала с комбинированным зацеплением шестерен (рис. 5,7,*в*) имеет вид:

$$n_a + \kappa\, n_c - (1+\kappa)\, n_в = 0 ,$$

где n_a и n_c – частота вращения соответственно солнечной и эпициклической шестерен дифференциала.

Простой симметричный конический дифференциал (см. рис. 5.2), состоит из корпуса *3*, сателлитов *5*, осей *2* вращения сателлитов, полуосе-

вых 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. 5.6) сателлиты устанавливают на шипы крестовины *11*. При этом число шипов крестовины (три или четыре) равно числу сателлитов. На рис. 5.6 дифференциал имеет три сателлита.

Свойство дифференциала делить подводимый к его корпусу крутящий момент в определенной пропорции между ведомыми валами приводит в ряде случаев к потере проходимости трактора.

Рассмотрим это на примере простого симметричного межколесного конического дифференциала. Предположим, что левое колесо трактора находится на поверхности с малым значением коэффициента $\varphi_{\min}$ сцепления (грязь, мокрая глина, лед и т. п.) и пробуксовывает с моментом (см. рис. 5.8)

$$M_{a1} = M_{\varphi\min},$$

где $M_{\varphi\min}$ – предельный момент по сцеплению левого колеса трактора с опорной поверхностью.

Правое колесо находится на поверхности с высоким значением коэффициента $\varphi_{\max}$ сцепления 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

$$M_к = M_в = 2M_{\varphi\min}.$$

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 реали-

зовать свои возможности по сцеплению с почвой.

В этом случае суммарный крутящий момент, подводимый к колесам,

$$M_к^* = M_{\varphi\min} + M_{\varphi\max} > 2M_{\varphi\min} .$$

Для осуществления принудительной блокировки дифференциала необходимо соединить между собой любые два центральные звена (корпус дифференциала, полуосевые шестерни). Возможные варианты блокировки простых симметричных дифференциалов показаны на рис. 5.9.

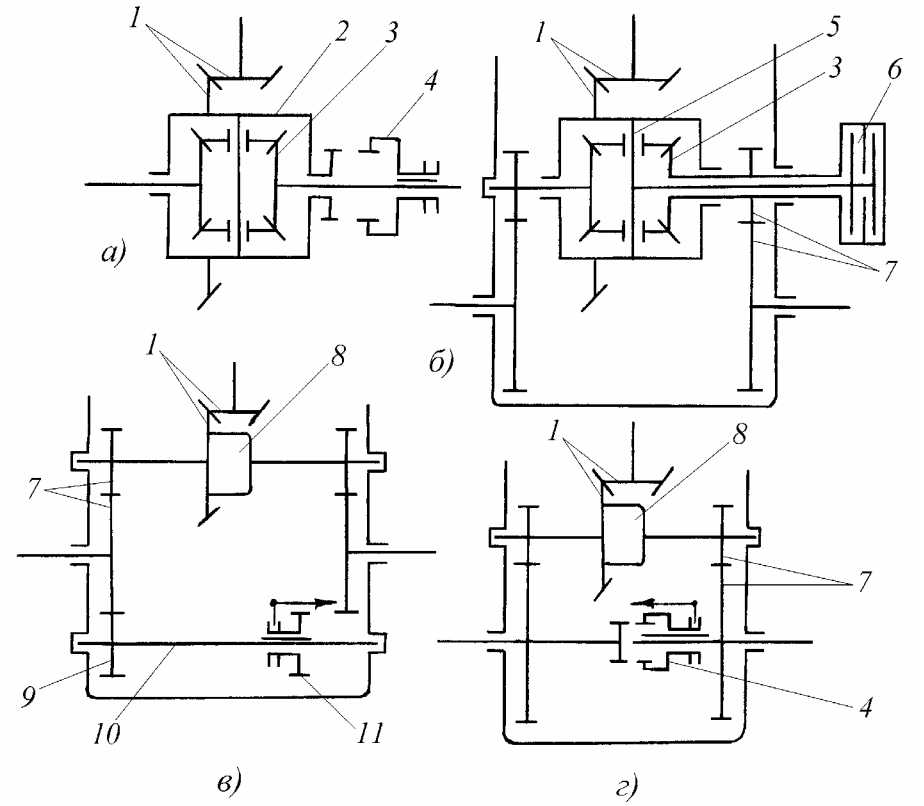


Рис. 5.9. Способы блокировки межколесного дифференциала:
1 – центральная передача; *2* – корпус дифференциала; *3* – полуосевая шестерня; *4* – зубчатая муфта; *5* – ось вращения сателлитов; *6* – блокировочное фрикционное сцепление; *7* – шестерни конечной передачи; *8* – дифференциал; *9* – шестерня привода блокировочного валика; *10* – блокировочный валик; *11* – блокировочная шестерня-каретка

На схеме, представленной на рис. 5.9,*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. 5.9,*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 специально-

го блокировочного валика *10* (рис. 5.9,*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.

В случае блокировки дифференциала с помощью зубчатой муфты *4* (рис. 5.9,*г*) при включении зубчатой муфты *4* блокируются левое и правое зубчатые колеса конечной передачи *7*, а следовательно, и полуоси дифференциала *8*.

Следует отметить, что способы блокировки дифференциала, представленные на рис. 5.9,*в* и рис. 5.9,*г* не позволяют блокировать дифференциал при движении трактора.

Принудительной блокировкой дифференциала необходимо пользоваться только кратковременно 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. 5.10), 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.

Левое колесо трактора находится на поверхности с плохим коэффициентом сцепления $\varphi_{\min}$ (грязь, мокрая глина, лед и т. п.), а правое - на поверхности с хорошим коэффициентом сцепления $\varphi_{\max}$. К корпусу дифференциала подводится момент $M_в$, который распределяется 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*. При этом забегающая полуось нагружается крутящим моментом, величина которого ограничивается предельным моментом по сцеплению буксующего колеса с грунтом:

$$M_{заб} = M_{a1} = M_{\varphi\min}.$$

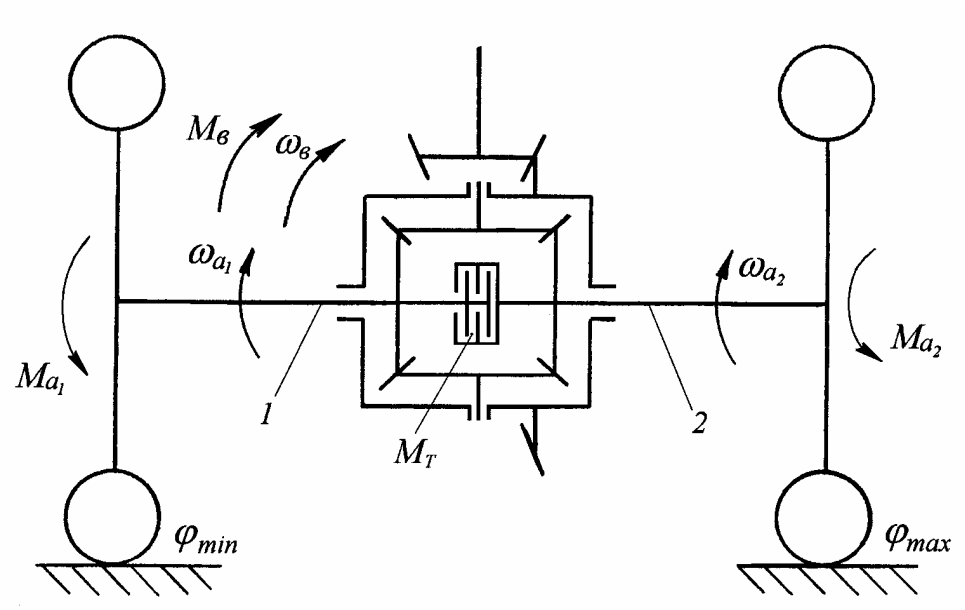


Рис. 5.10. Схема, поясняющая работу дифференциала повышенного трения

При своем вращении забегающая полуось *1* за счет трения в дифференциале увлекает за собой отстающую полуось *2*. Вследствие этого крутящий момент на отстающей полуоси дифференциала увеличивается на величину момента трения M_T в дифференциале:

$$M_{от} = M_{a2} = M_{\varphi\min} + M_T.$$

Так как крутящий момент, подводимый к корпусу дифференциала,

$$M_в = M_{a1} + M_{a2} = 2M_{\varphi\min} + M_T,$$

то моменты на его полуосях определятся из выражений:

$$M_{заб} = M_{a1} = 0{,}5\left(M_в - M_T\right); \quad M_{от} = M_{a2} = 0{,}5\left(M_в + M_T\right).$$

Из полученных выражений видно, что при повышении момента M_T трения в дифференциале увеличивается момент $M_{от}$ 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 дифференциала.

В отечественной и зарубежной литературе по тракторам и автомобилям используются две трактовки коэффициента блокировки дифференциала.

1. Под коэффициентом блокировки $K_Б$ дифференциала понимают отношение момента трения M_T в дифференциале к моменту $M_в$, подводимому к его корпусу:

$$K_Б = \frac{M_{от} - M_{заб}}{M_в} = \frac{M_T}{M_в}, \qquad (5.1)$$

где $K_Б = 0...1{,}0$; $K_Б = 0$ при $M_T = 0$; $K_Б = 1{,}0$ при $M_T = M_в$ (полная блокировка дифференциала).

У применяемых на тракторах и автомобилях дифференциалах повышенного трения $K_Б = 0{,}3...0{,}5$.

2. Под коэффициентом блокировки дифференциала $K_Б^*$ понимают отношение момента $M_{от}$, подводимого к отстающей полуоси дифференциала, к моменту $M_{заб}$, подводимому к забегающей полуоси дифференциала:

$$K_Б^* = \frac{M_{от}}{M_{заб}},$$

где $K_Б^* = 1...\infty$; $K_Б^* = 1$ при $M_{от} = M_{заб}$; $K_Б^* = \infty$ при $M_{заб} = 0$.

В существующих конструкциях дифференциалов повышенного трения $K_Б^* = 2...3$.

Соотношение между величинами $K_Б$ и $K_Б^*$ имеет вид:

$$K_Б = \frac{K_Б^* - 1}{K_Б^* + 1}.$$

На современных тракторах широкое распространение получили шестеренные дифференциалы повышенного трения. Причем эти дифференциалы, как правило, устанавливаются в переднем ведущем мосту трактора.

На рис. 5.11 представлена схема шестеренного дифференциала повышенного трения переднего ведущего моста тракторов МТЗ. Дифференциал является самоблокирующимся, так как его момент трения M_T пропорционален моменту $M_в$, 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.

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*, са-

теллиты *4* на полуосевые шестерни *5*; второй поток – через корпус *2*, комплект блокировочных фрикционных дисков *7* на полуосевые шестерни *5*. У данного дифференциала коэффициент блокировки $K_Б = const$ (см. выражение 5.1).

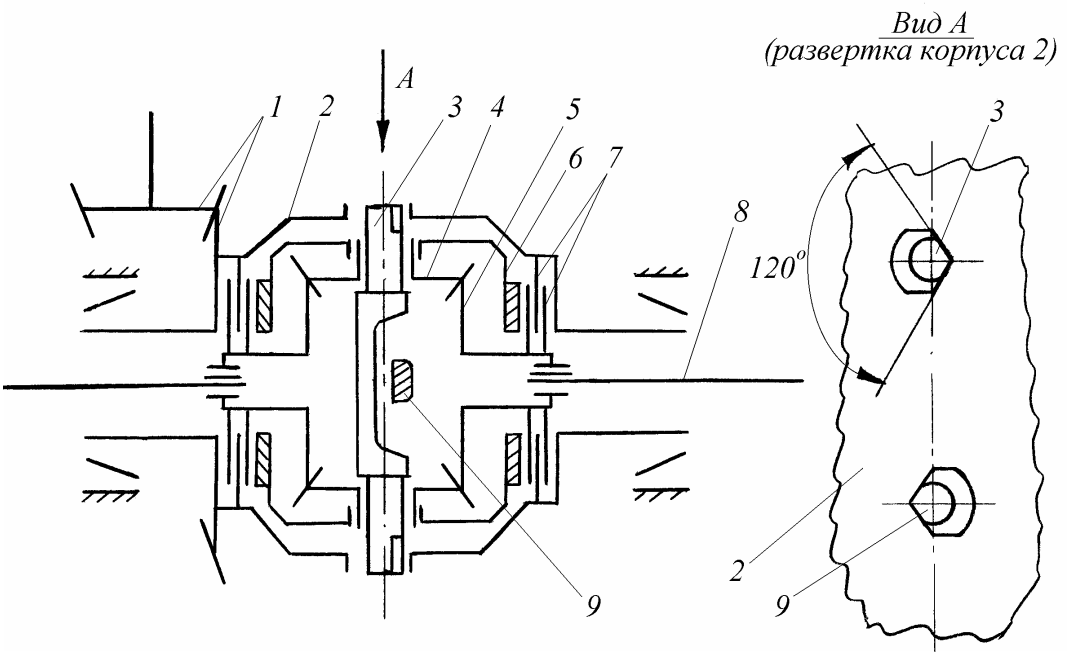


Рис. 5.11. Схема дифференциала повышенного трения тракторов МТЗ:
1 – центральная передача; *2* – корпус дифференциала; *3* и *9* – оси вращения сателлитов; *4* – сателлит; *5* – полуосевая шестерня; *6* – нажимной стакан; *7* - комплект блокировочных фрикционных дисков; *8* – полуось дифференциала

Это свойство дифференциала является положительным, так как при малых сопротивлениях движению трактора (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 приспосабливается к фону опорной поверхности, по которому движется трактор. При этом в случае эксплуатации трактора на твердой опорной поверхности (асфальт, бетон) ввиду малого момента трения M_T в дифференциале сопротивление относительному 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. 5.12 показан дифференциал, в котором сжатие комплектов блокировочных фрикционных дисков *1* осуществляется за счет осевых сил в зацеплении полуосевых шестерен *2* с сателлитами *3*. Полуосевые шес-

терни *2* под действием осевых сил перемещаются и сжимают комплекты блокировочных фрикционных дисков. При этом сила сжатия дисков пропорциональна подводимому к корпусу дифференциала крутящему моменту.

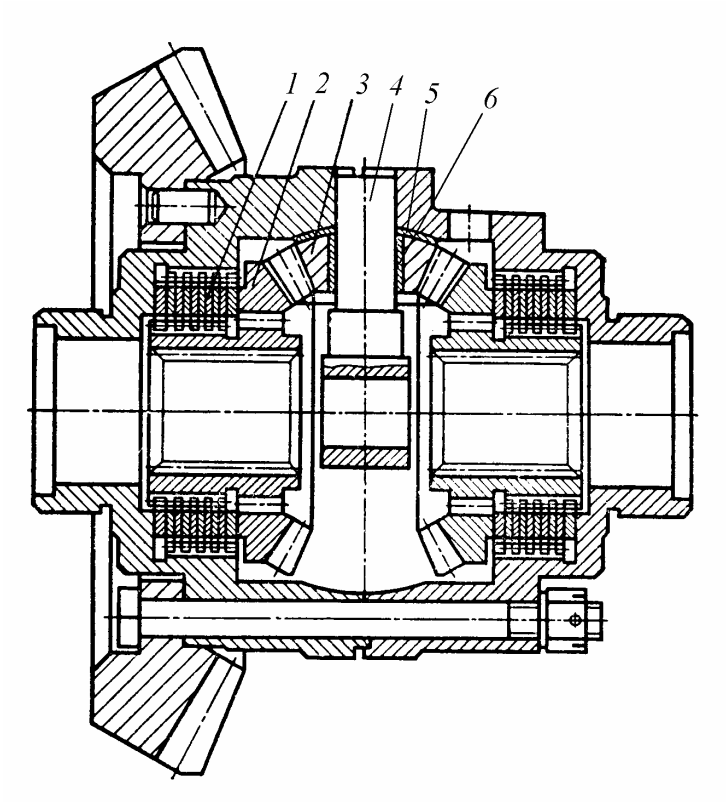


Рис. 5.12. Шестеренный дифференциал повышенного трения:
1 – комплект блокировочных фрикционных дисков; *2* – полуосевая шестерня; *3* – сателлит; *4* – крестовина дифференциала; 5 – опорная шайба сателлита; *6* – втулка сателлита

На рис. 5.13 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.

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 рассматривается.

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 по-

луось, передавая весь крутящий момент от корпуса на другую.

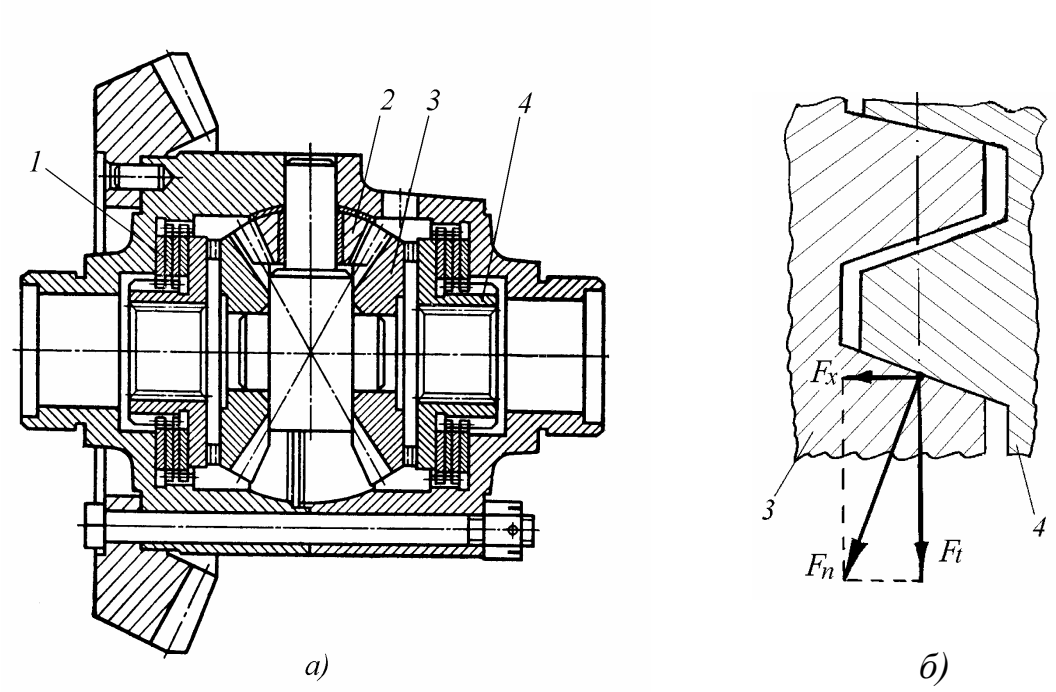


Рис. 5.13. Шестеренный дифференциал повышенного трения с кулачковым нажимным устройством:
а – конструкция; *б* – схема сил, действующих в зацеплении трапецеидальных кулачков

Такой механизм применяется в переднем и заднем ведущих мостах тракторов К-701/703 (рис. 5.14,*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. 5.14,*б*). Нижний 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.

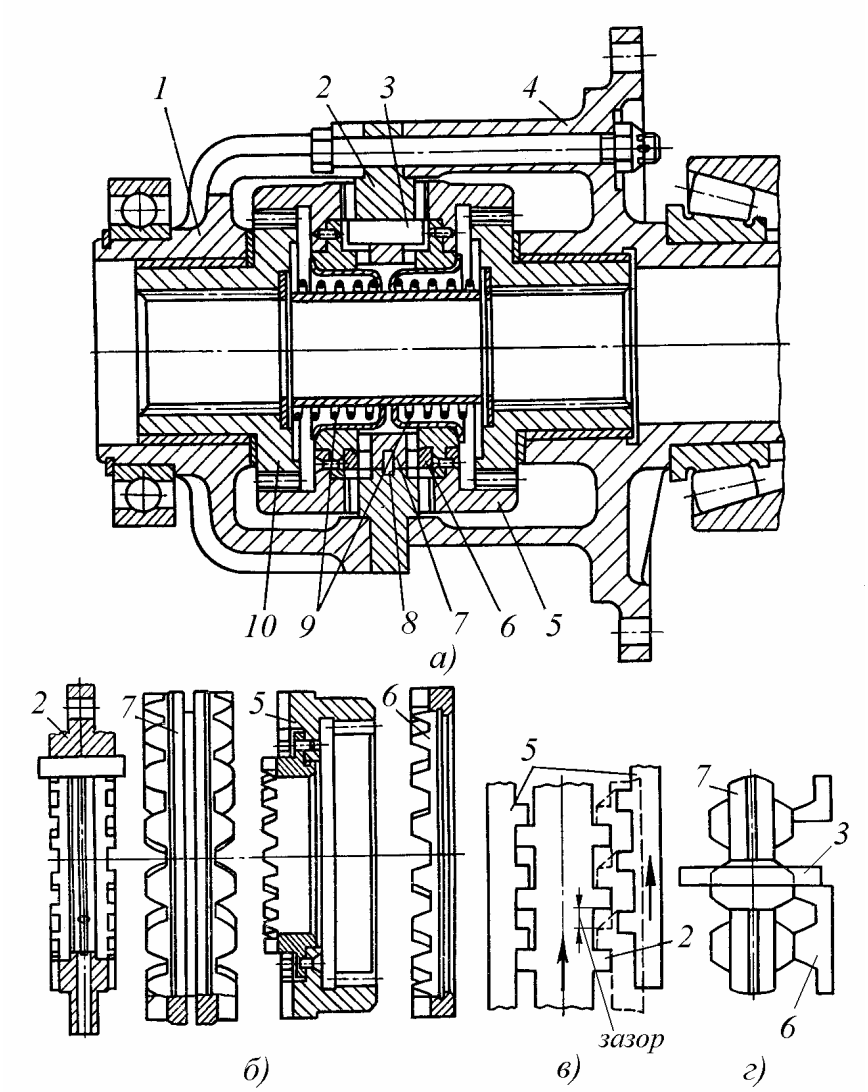


Рис. 5.14. Обгонный дифференциал ведущих мостов тракторов К -701/703:
а – конструкция; *б* – основные детали; *в* – положение ведущей муфты и ведомых полумуфт при повороте трактора; *г* – положение разрезного кольца и кольца ведущей муфты при повороте трактора

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* стремиться вращаться быстрее, чем внутренняя и корпус механизма (рис. 5.14,*в*). В результате она в начале разгружается от передаваемого усилия и далее проворачивается вперед относительно ве-

дущей 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. 5.14,*г*), 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 производится 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 и опорных шайб *19* под торцами сателлитов (см. рис. 5.2).

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.

5.3. Конечные передачи

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.

Конечные передачи классифицируют:

по типу передачи - шестеренные и цепные. Цепные конечные передачи имеют ограниченное применение, как правило, в специальных тракторах для работы с высокостебельными культурами и в портальных 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.

Конструкция конечных передач определяется назначением трактора, номинальным тяговым усилием и типом движителя. Принципиальные кинематические схемы конечных передач представлены на рис. 5.15.

Наиболее распространенными являются одинарные конечные передачи с неподвижными осями валов и цилиндрическими шестернями с внешним зацеплением (рис. 5.15,*а*) с передаточным числом $u_{кон} = 4...7$. При необходимости получения большого передаточного числа ($6 \le u_{кон} \le 12$) или большого дорожного просвета применяют двойные конечные передачи с неподвижными осями валов (рис. 5.15,*б*).

Конические шестерни чаще всего используют в конечных передачах ведущих управляемых колес.

Одинарные планетарные конечные передачи (рис. 5.15,*в* и *г*) и комбинированные (рис. 5.15,*е*) применяют 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. 5.15,*а* и *б*) у них меньше габаритные размеры, выше КПД из-за передачи части мощности в переносном движении без потерь (рис. 5.15,*в* и *е*) и полностью разгружены подшипники центральных звеньев планетарных рядов.

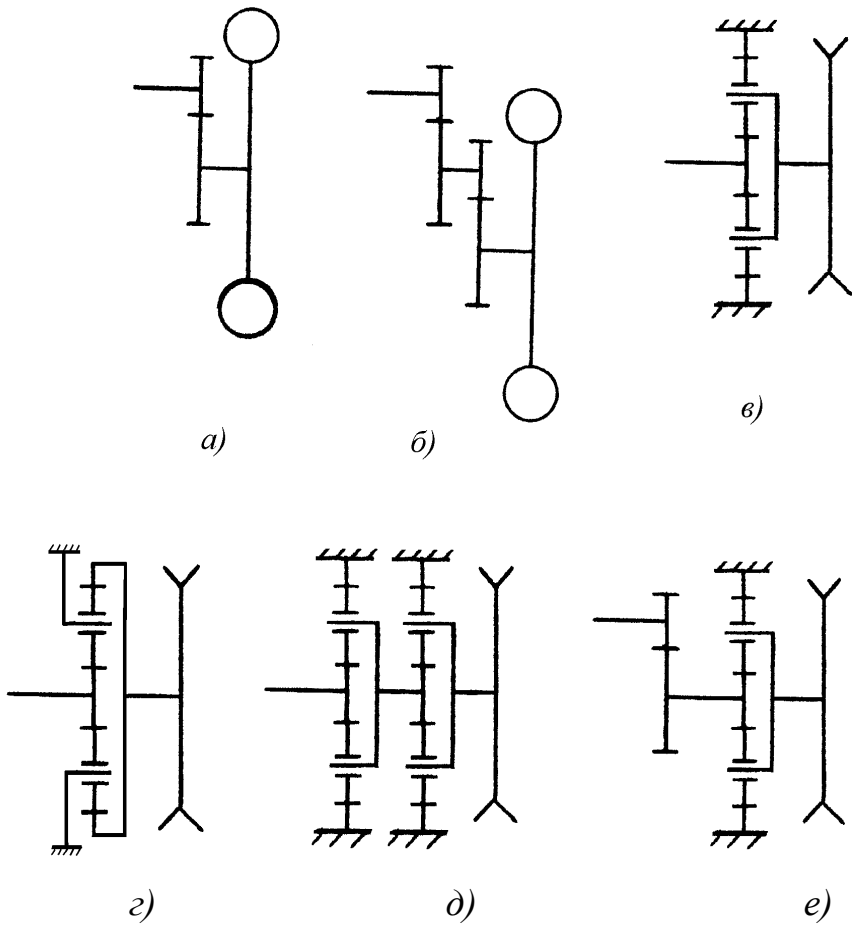


Рис. 5.15. Кинематические схемы конечных передач:
а - одинарная с неподвижными осями валов; *б* – двойная с неподвижными осями валов; *в*, *г* – одинарная планетарная; *д* – двойная планетарная; *е* – двойная комбинированная

Двойные планетарные конечные передачи (рис. 5.15,*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. 5.16. При нижнем положении зубчатого колеса *4* конечной передачи относительно шестерни *3* под трактором обеспечивается максимальный дорожный просвет *H* (см. рис. 5.16,*а*). При повороте картера *2* конечной передачи относительно корпуса *1* ведущего моста на угол γ колесо *4* обкатывается относительно шестерни *3* (рис. 5.16,*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. 5.9,*б*, *в* и *г*), имеют общую масляную ванну с механизмом центральной передачи.

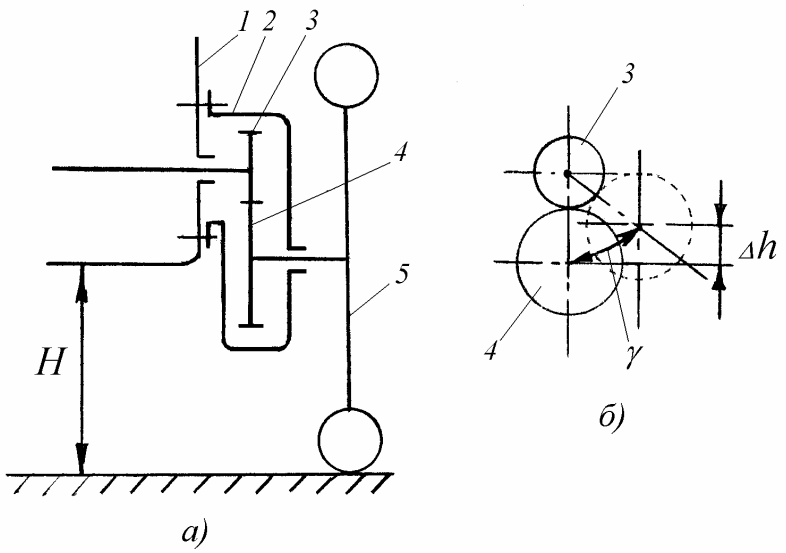


Рис. 5.16. Изменение дорожного просвета с помощью конечной передачи:
а – схема установки конечной передачи на трактор; *б* – положение зубчатых колес при изменении дорожного просвета; *1* – корпус ведущего моста; *2* – картер конечной передачи; *3* и *4* – соответственно шестерня и колесо конечной передачи; *5* – ведущее колесо трактора

Выходной вал конечной передачи располагается близко относительно опорной поверхности, по которой движется трактор. В результате возрастает вероятность попадания пыли и грязи в картер, где находится конечная передача. Это приводит к снижению долговечности зубчатых колес и подшипников в результате из абразивного изнашивания. Поэтому при проектировании конечных передач предъявляются жесткие требования к качеству уплотнения выходных валов.

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. 5.17. Радиальные уплотнения каркасного типа (рис. 5.17,*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. 5.17,*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. 5.17,*б* и *в*).

Контактирующая пара торцового уплотнения обычно состоит из плоского металлического кольца *10* и колец *9* из фетра (рис. 5.17,*е*), пробки *13* (рис. 5.17,*ж*) или двух плоских стальных термически обработанных

колец *15* и *16* (рис. 5.17,*з*).

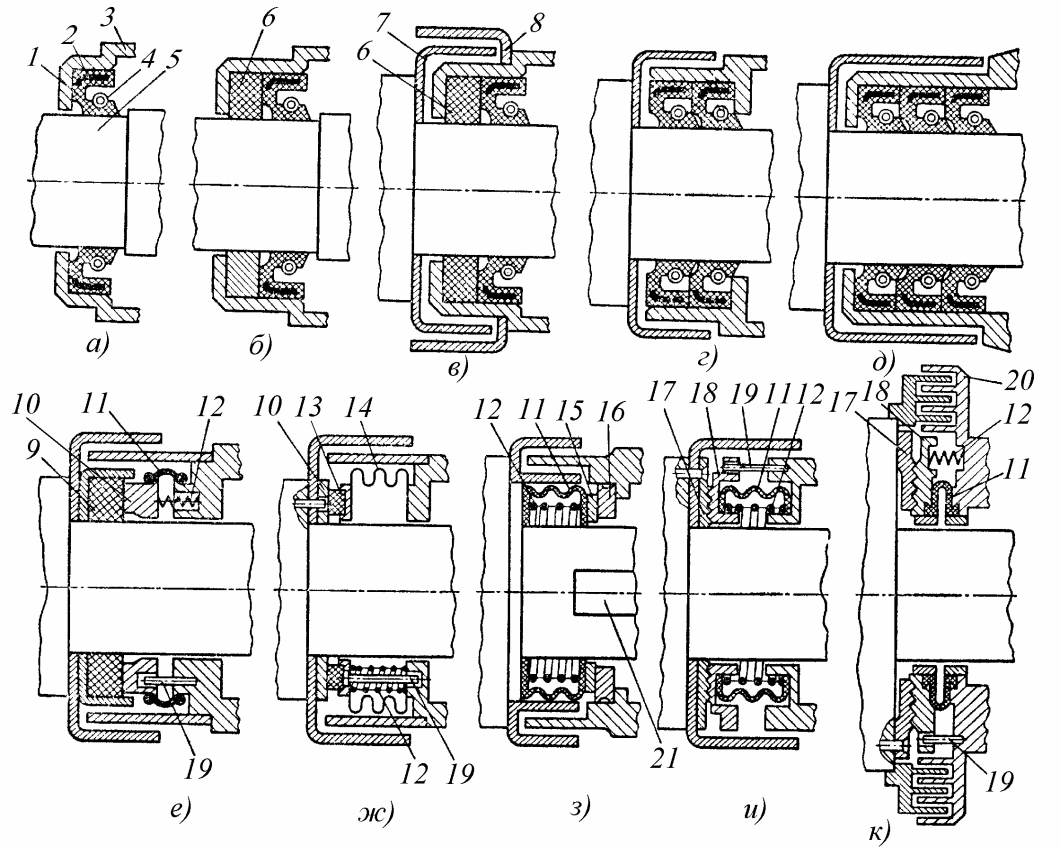


Рис. 5.17. Схемы уплотнений выходного вала конечной передачи трактора:
а - *д* – радиальные; *е* - *к* – торцовые

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. 5.17,*и*) и дополнительный многоканальный лабиринт *20* (рис. 5.17,*к*).

На рис. 5.18 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*.

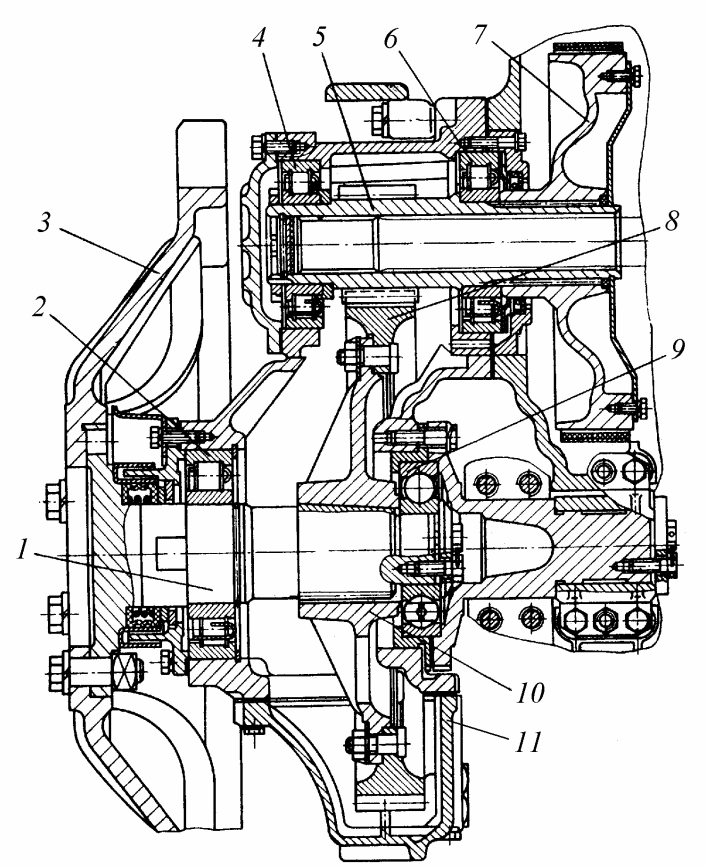


Рис. 5.18. Конечная передача трактора ДТ-75М

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. 5.17,*з*.

Конечные передачи колесных тракторов с одинаковыми ведущими колесами обычно выполняют унифицированными.

В качестве примера на рис. 5.19 представлен ведущий мост тракторов К-701/703 с одинарными конечными передачами. Конечная передача представляет собой планетарный ряд, в котором эпициклическая 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.

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*. 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

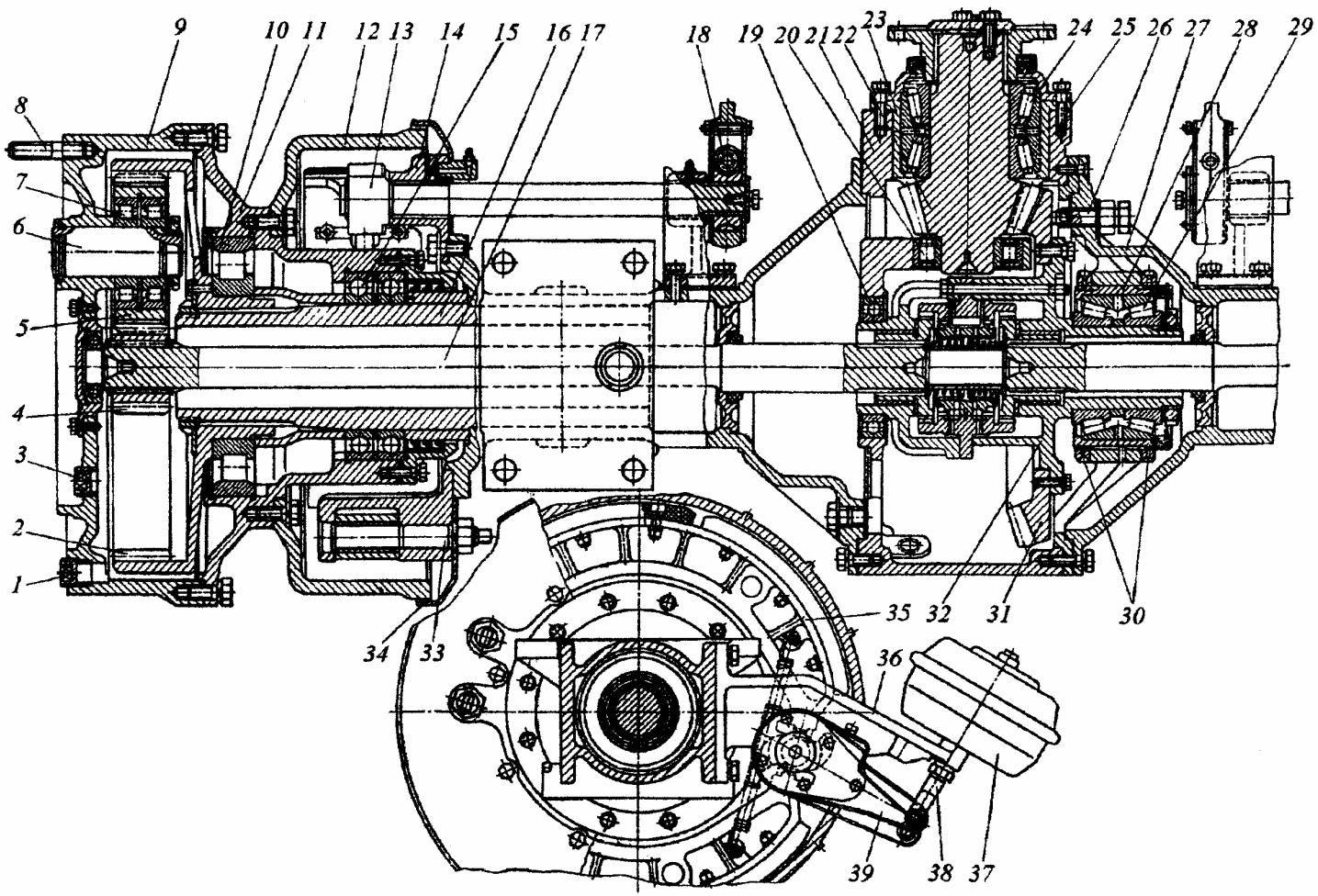


Рис. 5.19. Ведущий мост тракторов К-701/703:

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

и регулировке радиально-упорных шариковых или роликовых подшипников, если они применяются.

5.4. 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. 5.19. 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 портальной конструкции. Передний ведущий мост трактора МТЗ-82 (рис. 5.20), 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*.

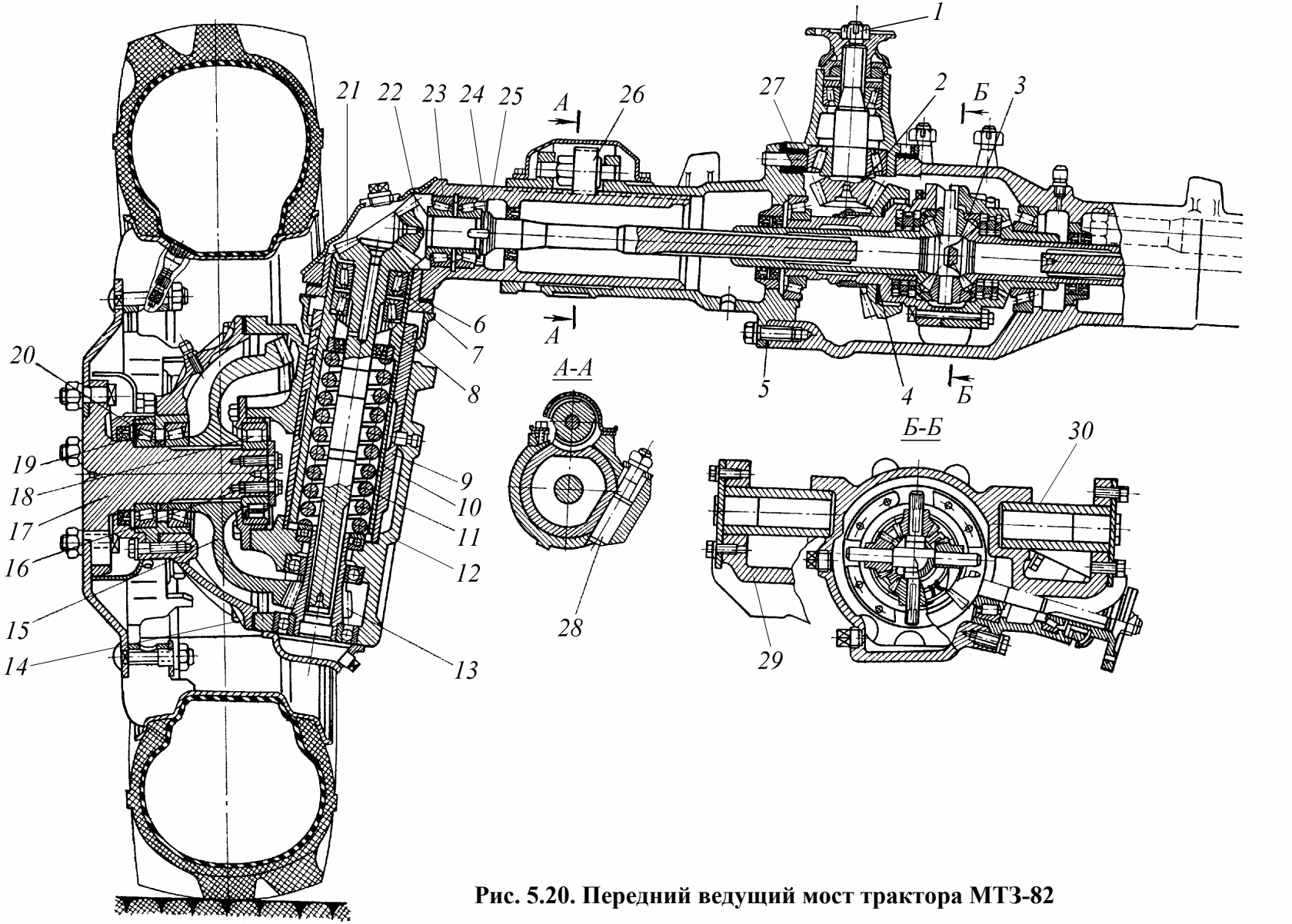


Рис. 5.20. Передний ведущий мост трактора МТЗ-82

Конечная передача состоит их 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 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.

5.5. Тормоза

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.

Тормоза классифицируют:

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. 5.21).

Простой ленточный тормоз (рис. 5.21,*а*) представляет из себя тормозной барабан (шкив) *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.

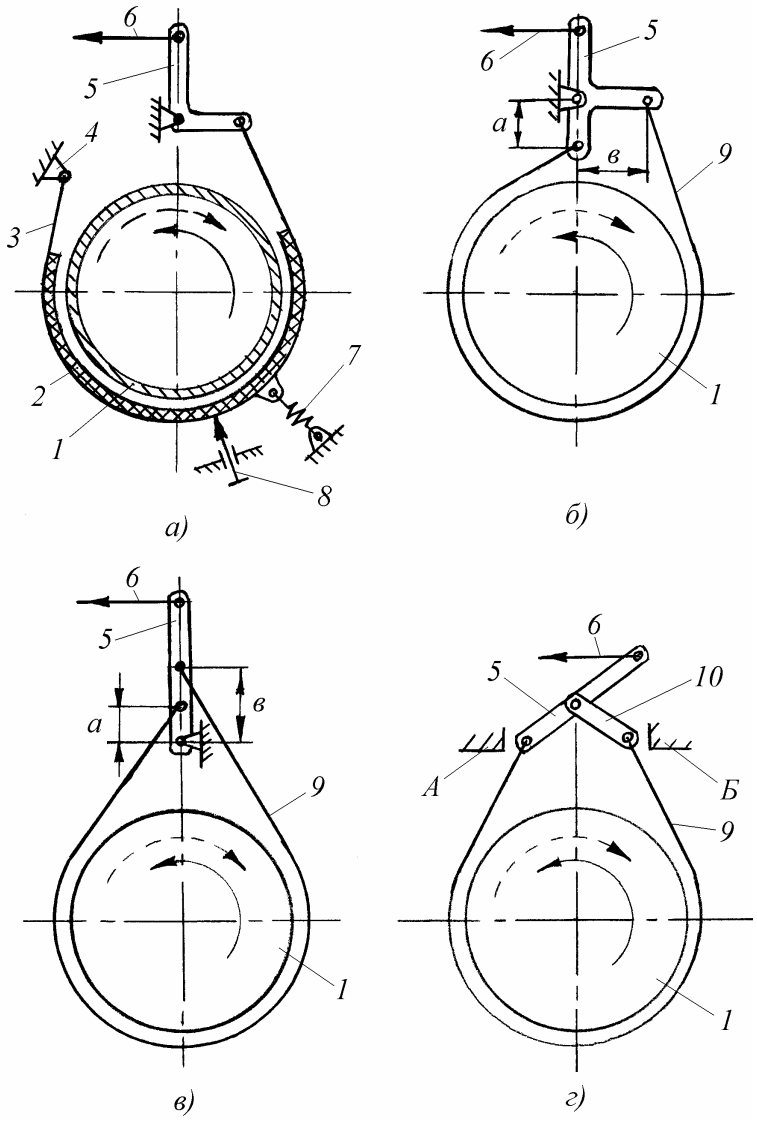


Рис. 5.21. Схемы ленточных тормозов:
а – простого; *б* – суммирующего; *в* – дифференциального; *г* – плавающего; *1* – тормозной барабан (шкив); *2* – фрикционная накладка; *3* – стальная тормозная лента; *4* – неподвижная опора; *5* – тормозной рычаг; *6* – тормозная тяга; *7*- оттяжная пружина тормозной ленты; *8* – регулируемый упор отвода ленты; *9* – тормозная стальная лента в сборе с фрикционной накладкой; *10* – соединительная планка

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).

В суммирующем ленточном тормозе (рис. 5.21,*б*) оба конца тормозной ленты *9* с фрикционными накладками подвижные и крепятся к тормозному рычагу *5*. В существующих конструкциях тормозов плечи *а* 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. 5.21,*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 $a < в$. 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. 5.21,*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.

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. 5.22.

Колодочный тормоз с равными перемещениями колодок (рис. 5.22,*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*.

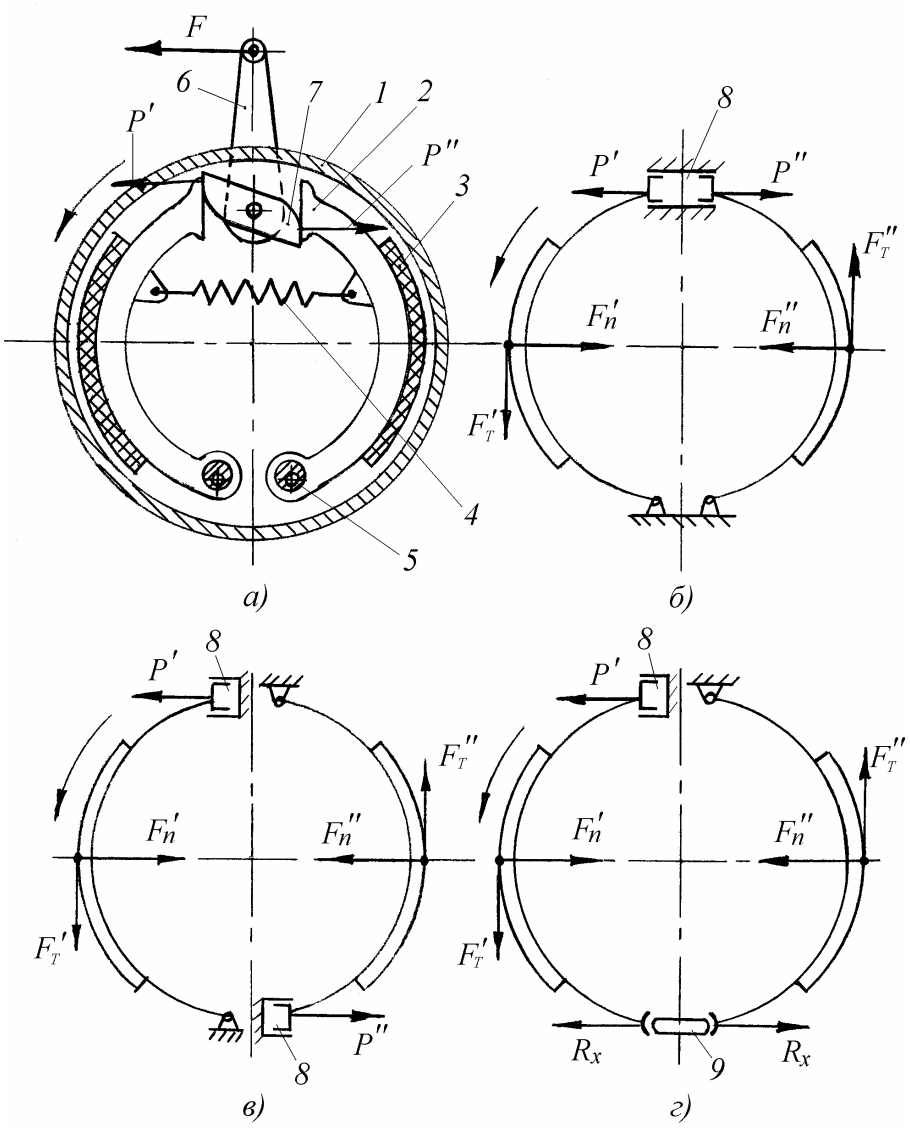


Рис. 5.22. Принципиальные схемы колодочных тормозов:
а – с равными перемещениями колодок; *б* – с равными приводными силами и односторонним расположением опор; *в* – с равными приводными силами и с разнесенными опорами; *г* – с большим сервоусилением; *1* – тормозной барабан; *2* – тормозная колодка; *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

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 пе-

ремещение 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 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. 5.19 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. 5.22,*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, стремиться 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, а правая - пассивной.

При изменении направления вращения тормозного барабана на противоположное (задний ход трактора) изменяются направления действия тормозных сил и левая колодка становиться 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 накладки 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. 5.22,*в*. Здесь каждая тормозная колодка имеет свой привод, выполненный в виде гидравлического тормозного цилиндра *8*. 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 *8*, 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. 5.19) зазор между фрикционной накладкой и тормозным барабаном регулируют, как правило, вручную.

Заводская (монтажная) регулировка, если она предусмотрена, осуществляется при сборке тормоза или при нарушении концентричности установки колодок. Регулировка осуществляется поворотом эксцентриковых пальцев *33* крепления колодок и оси червяка *18*, который поворачивает тормозной кулак относительно неподвижного рычага *39*.

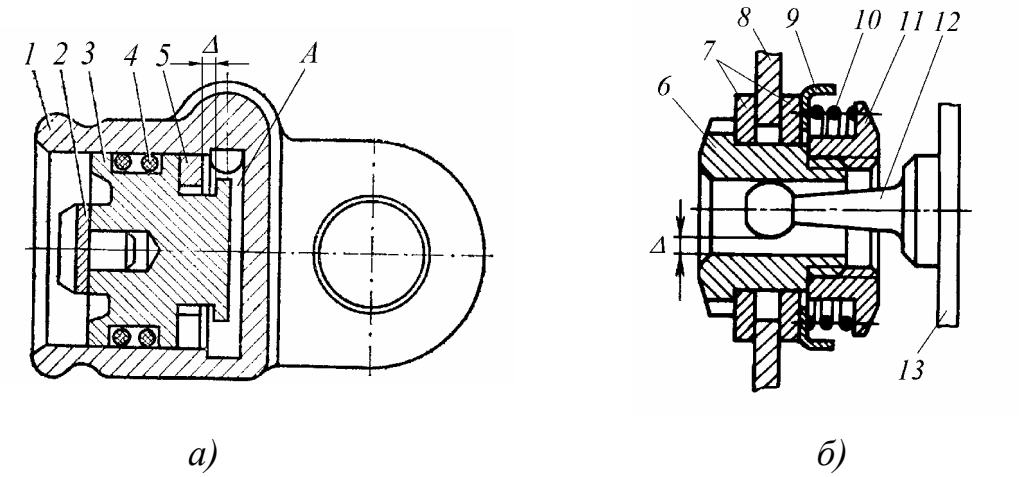
Эксплуатационная регулировка зазора осуществляется поворотом оси червяка *18*.

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. 5.23,*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*.



а) *б)*

Рис. 5.23. 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

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 *А* 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.

Конструкция автоматического регулятора зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном, установленного на тормозную колодку (в средней части), представлена на рис. 5.23,*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 неподв-

вижную 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 независящим от величины износа фрикционных накладок.

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. 5.24. 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*.

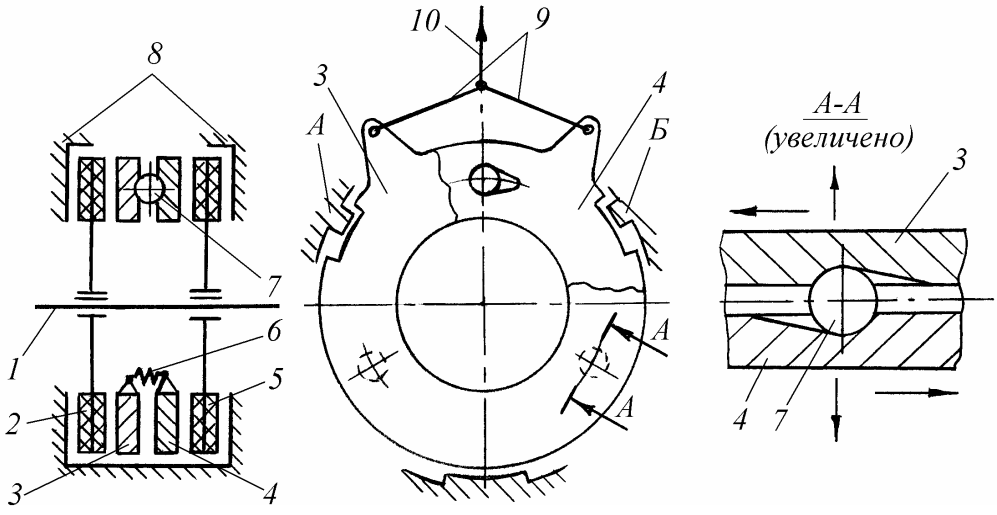


Рис. 5.24. Схема закрытого дискового тормоза с сервоусилением

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 *А* или *Б*. Если тормозной вал вращается против часовой стрелки,

то в ограничительный упор *А* 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 *Б* упирается тормозной диск *4*, а диск *3* за счет силы трения продолжает движение и увеличивает момент трения тормоза.

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*.

Дисковые тормоза открытого типа, выполняемые только сухими, получили широкое распространение в автомобилях, а в последние годы - в тракторах малых тяговых классов. Тормоз (рис. 5.25) 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.

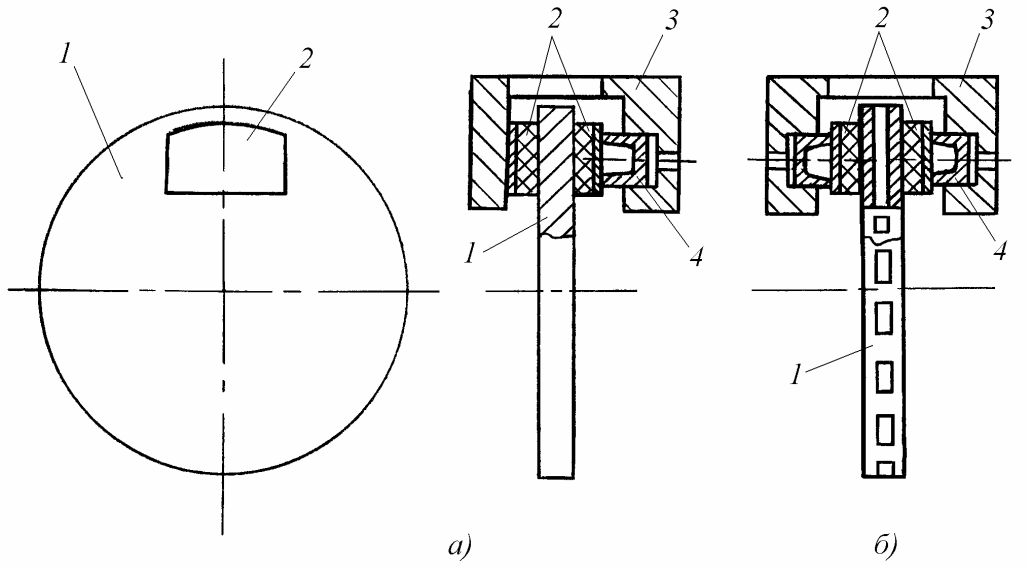


Рис. 5.25. Схемы дисковых тормозов открытого типа:
а – с плавающей тормозной скобой; *б* – с фиксированной тормозной скобой

Важнейшим элементом дискового тормоза является тормозная скоба *3*, несущая и направляющая тормозные колодки *2*. Дисковые тормоза открытого типа бывают с плавающей тормозной скобой (рис. 5.25,*а*) и с фиксированной (рис. 5.25,*б*).

В дисковом тормозе с плавающей тормозной скобой (рис. 5.25,*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 направляющих возникает односторонний износ накладок тормозных колодок и диска.

В дисковом тормозе с фиксированной тормозной скобой (рис. 5.25,*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. 5.25,*б*).

Однако дисковые тормоза открытого типа не уравновешены, так как создают радиальную нагрузку на опоры тормозного вала. Долговечность дисковых тормозов открыгого типа меньше чем у ленточных и колодочных тормозов из-за более интенсивного изнашивания накладок тормозных колодок

Дисковые тормоза, работающие в масле, получили широкое применение в тракторах (рис. 5.26). Тормоз (рис. 5.26,*а*) состоит из корпуса *6*, 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. 5.26,*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.

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.

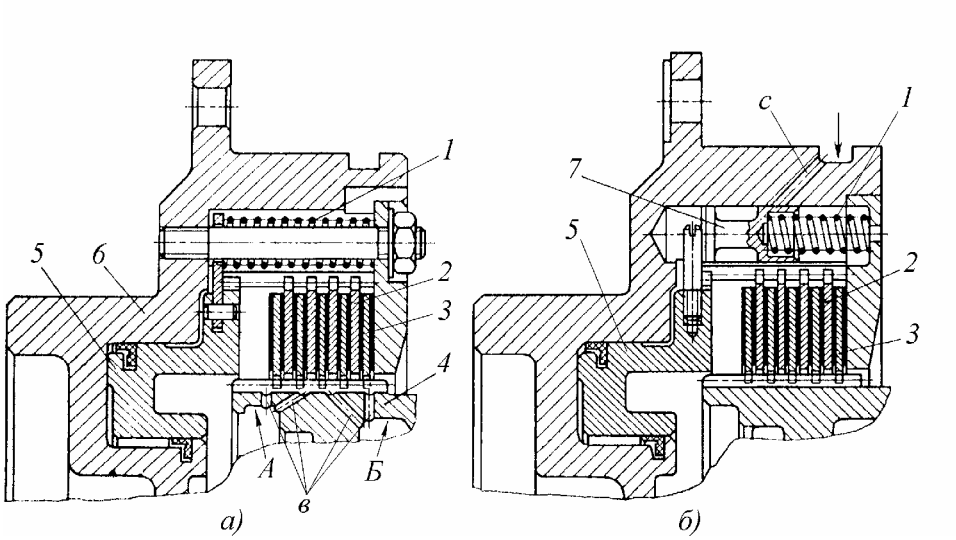


Рис. 5.26. Дисковые тормоза:
1 – возвратная пружина; *2* – стальной диск; *3* – фрикционный диск с металлокерамикой; *4* – вращающаяся ступица; *5* – поршень; *6* – неподвижный корпус тормоза; *7* – золотниковый клапан

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 изготовляют 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.

В ленточных тормозах, работающих в масле, фрикционные накладки изготовляют 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 ^{o}C) 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 изготовляют 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 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 дисковых 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.

5.6. Механизмы поворота гусеничных тракторов

Прежде чем рассматривать конструкции механизмов поворота остановимся на схеме поворота гусеничного трактора (рис. 5.27). 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.

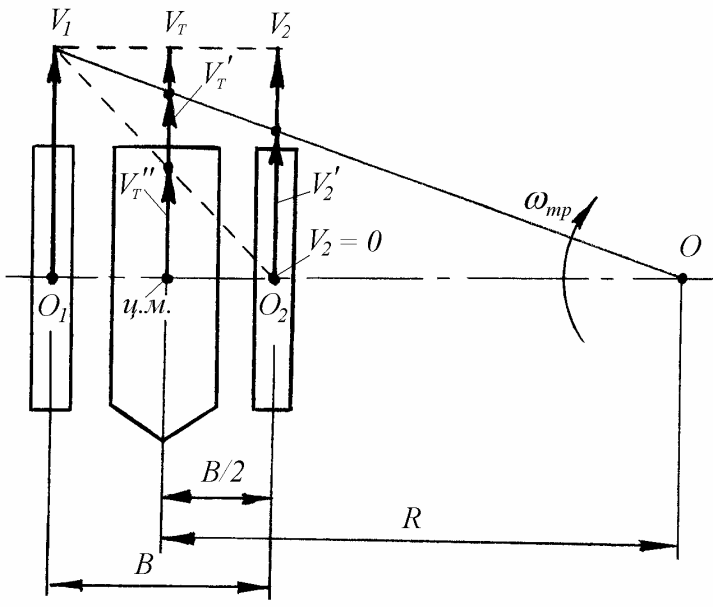


Рис. 5.27. Схема поворота гусеничного трактора

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.

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 соответственно O_1 и O_2 с угловой скоростью $\omega_{тр}$.

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.

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 повороте 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. 5.28) размещается между центральной *1* и конечной *2* передачами трактора. МП состоит их двух многодисковых фрикционных муфт $Ф_1$ и $Ф_2$ (далее по тексту фрикционов) и двух остановочных тормозов T_{01} и T_{02}. Управление поворотом трактора осуществляется четырьмя элементами: двумя фрикционами $Ф_1$ и $Ф_2$ и двумя тормозами T_{01} и T_{02}.

При прямолинейном движении трактора фрикционы $Ф_1$ и $Ф_2$ включены, а тормоза T_{01} и T_{02} выключены. В результате крутящий момент от центральной передачи *1* передается через фрикционы $Ф_1$ и $Ф_2$ 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 прямолинейного движения.

Рассмотрим работу МП при повороте трактора направо. Здесь возможны два случая.

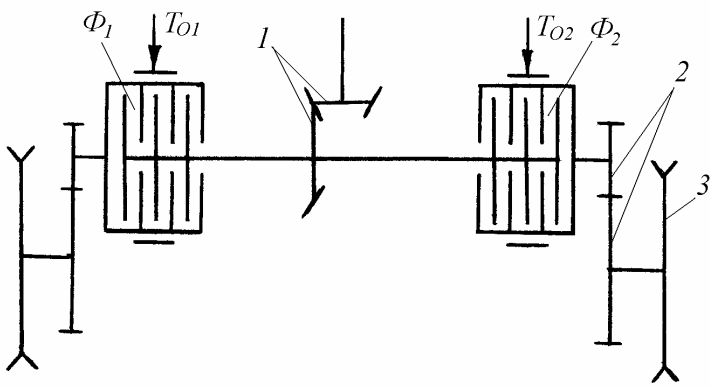


Рис. 5.28. Механизм поворота с многодисковыми фрикционными муфтами

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 $Ф_2$. 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. 5.27. 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 $Ф_2$ (см. рис. 5.28) включить правый остановочный тормоз T_{02}, что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы. На схеме поворота трактора (см. рис. 5.27) 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 М П (рис. 5.29) состоит из двух планетарных рядов, размещенных между центральной *1* и конечной *6* передачами трактора, двух остановочных T_{01} и T_{02} и двух поворотных $T_{П1}$ и $T_{П2}$ тормозов. Он может выполняться с разнесенными планетарными рядами (рис. 5.29,*а*) и с планетарными рядами, выполненными в одном общем корпусе (рис. 5.29,*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.

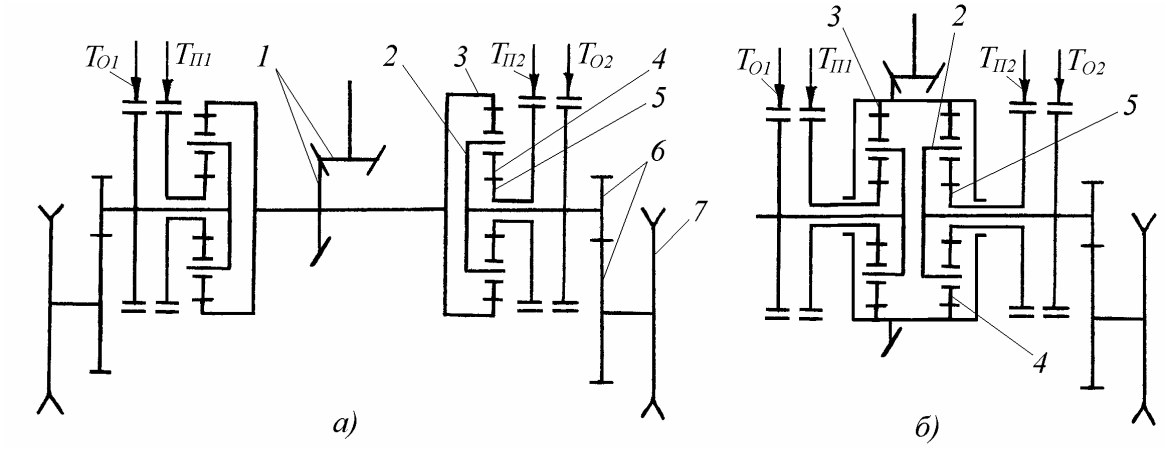


Рис. 5.29. Одноступенчатый планетарный механизм поворота:
а – с разнесенными планетарными рядами; *б* – с планетарными рядами, установленными в одном общем корпусе; *1* – центральная передача; *2* – водило; *3* – эпициклическая шестерня; *4* – сателлит; *5* – солнечная шестерня; *6* – конечная передача; *7* – ведущее колесо

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_{01} и T_{02} 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 *1* на ведущие колеса *7* передается через эпициклические шестерни *3*, сателлиты *4*, которые обкатываются вокруг неподвижных солнечных шестерен *5*, и далее через водила *2* и конечные передачи *6*.

Водила *2* левого и правого планетарных рядов вращаются медленнее эпициклических шестерен *3*, так как передаточное число механизма поворота $u_{МП} > 1$. Для рассматриваемых схем

$$u_{МП} = (1+\kappa)/\kappa ,$$

где κ – характеристика планетарного ряда (передаточное число при остановленном водиле); $\kappa = Z_C / Z_a$; Z_C и Z_a – число зубьев соответственно эпициклической и солнечной шестерен планетарного ряда.

В существующих конструкциях одноступенчатых планетарных МП $\kappa = 2...3$. Тогда передаточное число МП $u_{МП} = 1{,}33...1{,}5$. 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 $T_{П2}$. 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 $T_{П2}$ включить правый остановочный тормоз T_{02}, 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. 5.30). Эти схемы применяется при необходимости получения больших передаточных чисел МП:

$$u_{МП} = 1 + \kappa .$$

Тогда $u_{МП} = 3...4$ при $\kappa = 2...3$, что примерно в 2…2,5 раза больше, чем в ранее рассмотренных схемах.

Главным недостатком схемы, показанной на рис. 5,30,*а*, является большой момент трения поворотного тормоза $T_П$, останавливающего эпициклическую шестерню *4* планетарного ряда. Поэтому на мощных тракторах с целью снижения расчетного момента трения тормоза $T_П$ его соединяют с эпициклической шестерней *4* планетарного ряда через дополнительный планетарный ряд (рис. 5.30,*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.

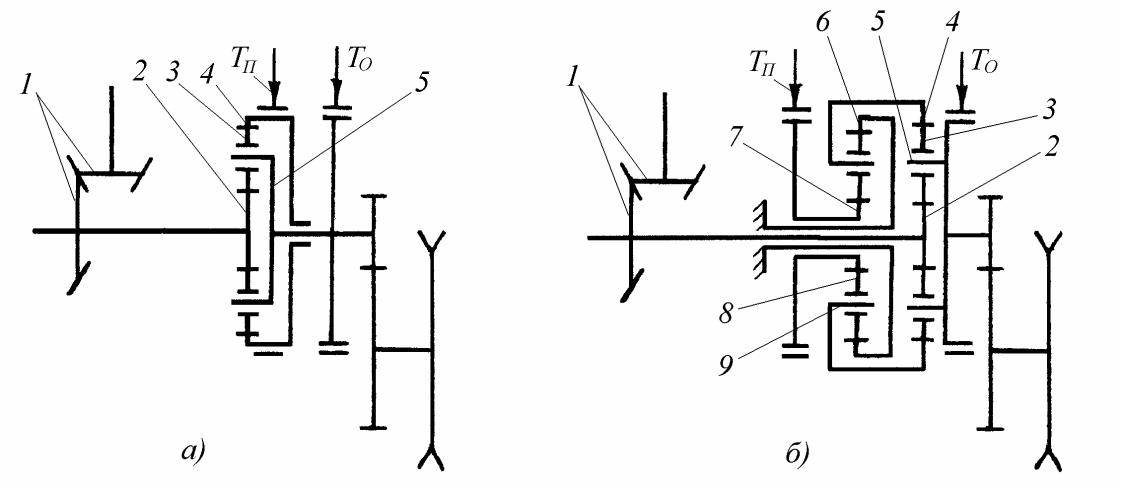


Рис. 5.30. Схемы одноступенчатых планетарных механизмов поворота:
1 – центральная передача; *2* – солнечная шестерня; *3* сателлит; *4* – эпициклическая шестерня; *5* – водило; *6, 7, 8* и *9* – соответственно эпициклическая шестерня, солнечная шестерня, сателлит и водило дополнительного планетарного ряда; $T_П$ – тормоз поворотный; $T_О$ – тормоз остановочный

Двухступенчатый планетарный МП (рис. 5.31) состоит из двух планетарных рядов, размещенных между центральной *1* и конечной *6* передачами трактора, двух остановочных T_{01} и T_{02} и двух поворотных $T_{П1}$ и $T_{П2}$ тормозов и двух блокировочных фрикционов $Ф_1$ и $Ф_2$.

Внешне схема двухступенчатого планетарного МП напоминает одноступенчатый планетарный МП. Только дополнительно между солнечной шестерней *5* и водилом *2* каждого планетарного ряда установлен блокировочный фрикцион $Ф$. 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 $Ф_1$ и $Ф_2$, которые блоки-

руют планетарные ряды. При этом передаточное число МП $u_{МП} = 1$ и трактор движется прямолинейно на заданной передаче в КП.

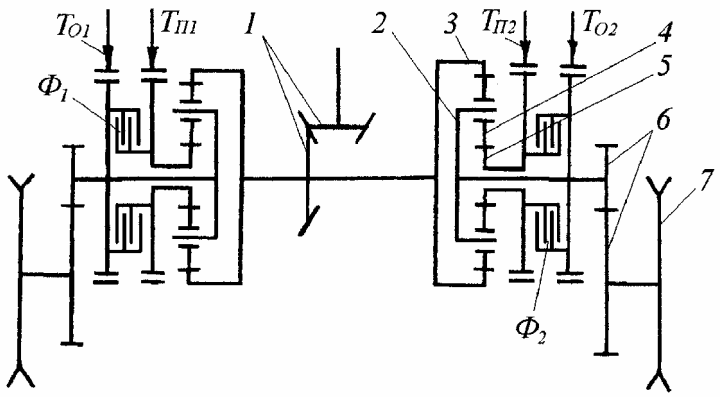


Рис. 5.31. Двухступенчатый планетарный механизм поворота:
1 – центральная передача; *2* – водило; *3* – эпициклическая шестерня; *4* – сателлит; *5* – солнечная шестерня; *6* – конечная передача; *7* – ведущее колесо

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 $u_{МП} = 1{,}33...1{,}5$ при $к = 2...3$, 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 $Ф_1$ и $Ф_2$).

1. Поворот со свободным радиусом *R*. Для этого отключается правый блокировочный фрикцион $Ф_2$, 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 $Ф_2$ включить правый остановочный тормоз T_{02}, 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 $Ф_2$ 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_{02}, 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. 5.32) применяется как на сельскохозяйственных тракторах общего назначения, так и на промышленных тракторах. МП состоит из двух параллельных (бортовых) КП и двух остановочных тормозов T_{01} и T_{02}. 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.

2. Поворот с заданным фиксированным радиусом $R = R_{\min} = B/2$. Он осуществляется отключением фрикционной муфты с гидроподжатием в $КП_1$ и последовательным включением остановочного тормоза T_{01}.

3. Поворот с несколькими заданными фиксированными радиусами $R > R_{\min}$. Для этого одновременно включаются различные передачи в $КП_1$ и $КП_2$. 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 $КП_1$ и $КП_2$ 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 $R = 0$.

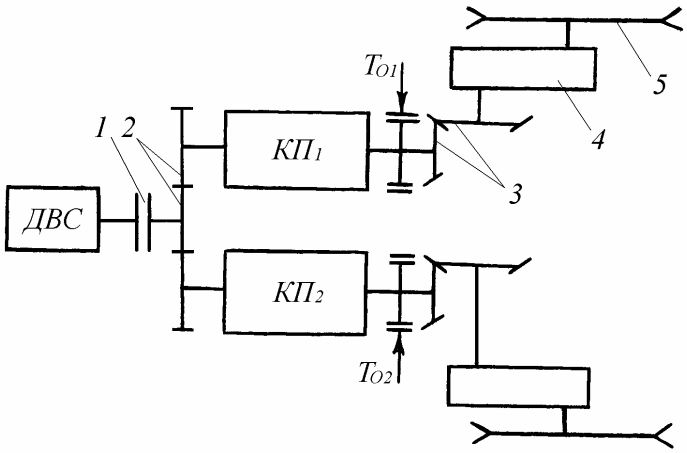


Рис. 5.32. Структурная кинематическая схема гусеничного трактора с двумя бортовыми КП:
1 - фрикционное сцепление; *2* – раздаточный редуктор; *3* – центральная передача; *4* – конечная передача; *5* – ведущее колесо; *ДВС* – двигатель внутреннего сгорания; $КП_1$ и $КП_2$ – соответственно КП правого и левого бортов трактора; $Т_{О1}$ и $Т_{О2}$ – остановочные тормоза соответственно правого и левого бортов

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.

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 раздельное 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. 5.33).

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.

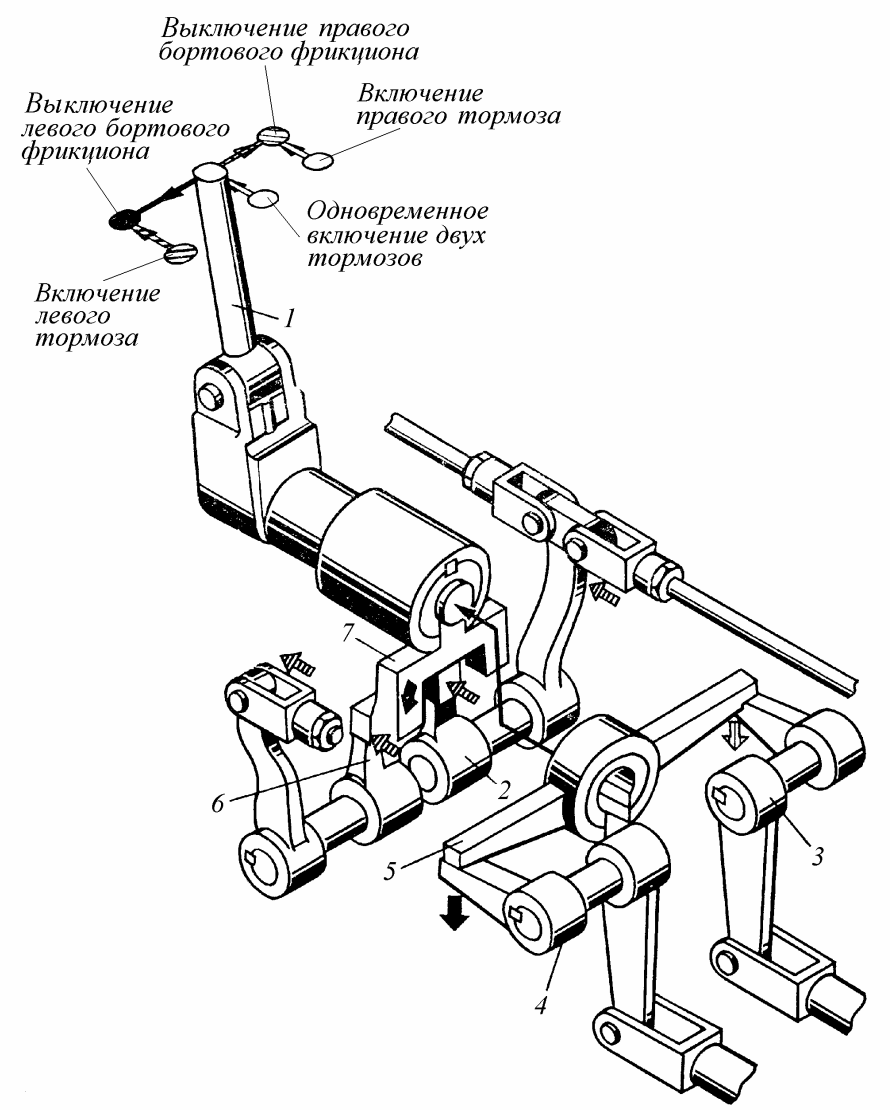


Рис. 5.33. Механизм управления поворотом трактора Т-130

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 гидроподжимной 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. 5.34) масло под давлением подается насосом, приводимым в движение от двигателя.

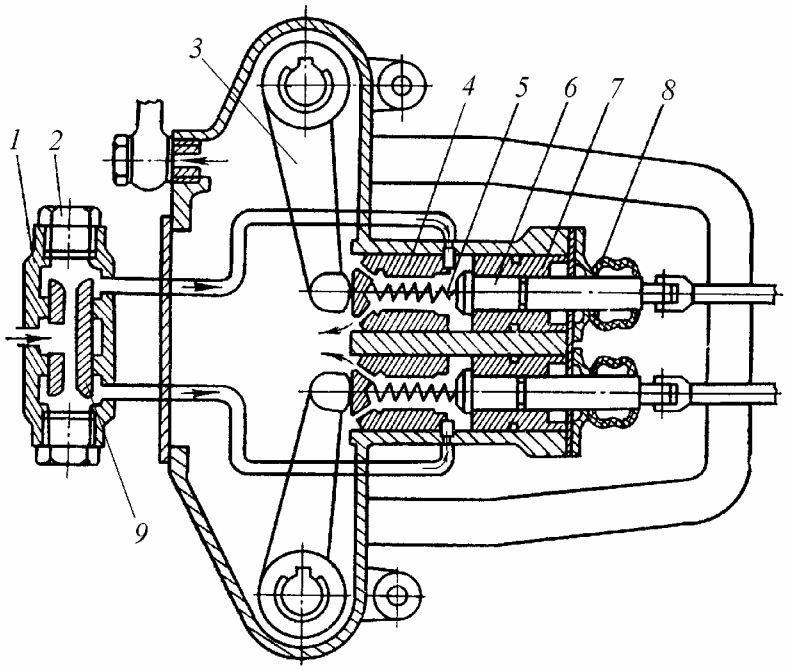


Рис. 5.34. Схема гидравлического сервопривода управления бортовыми фрикционами:
1 – корпус делителя потока; *2* – пробка канала золотника; *3* – поворотный рычаг; *4* – поршень; *5* – пружина; 6 – толкатель; *7* – втулка толкателя; 8 – защитный чехол; 9 – золотник

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. 5.34 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 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) согласно инструкции по техническому обслуживанию трактора.

Глава 6

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.

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. 6.1.

Упругие соединительные муфты допускают угловые отклонения валов до 5°, а жесткие - до 2°.

Шарнирные соединительные муфты (карданные шарниры) подразделяются на простые (компенсируют только угловые смещения валов) и универсальные (компенсируют угловые и осевые смещения валов).

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 перекоса 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.

6.1. Жесткие и упругие соединительные муфты

При близком расположении концов соединяемых валов их связь часто производится отдельными соединительными муфтами.

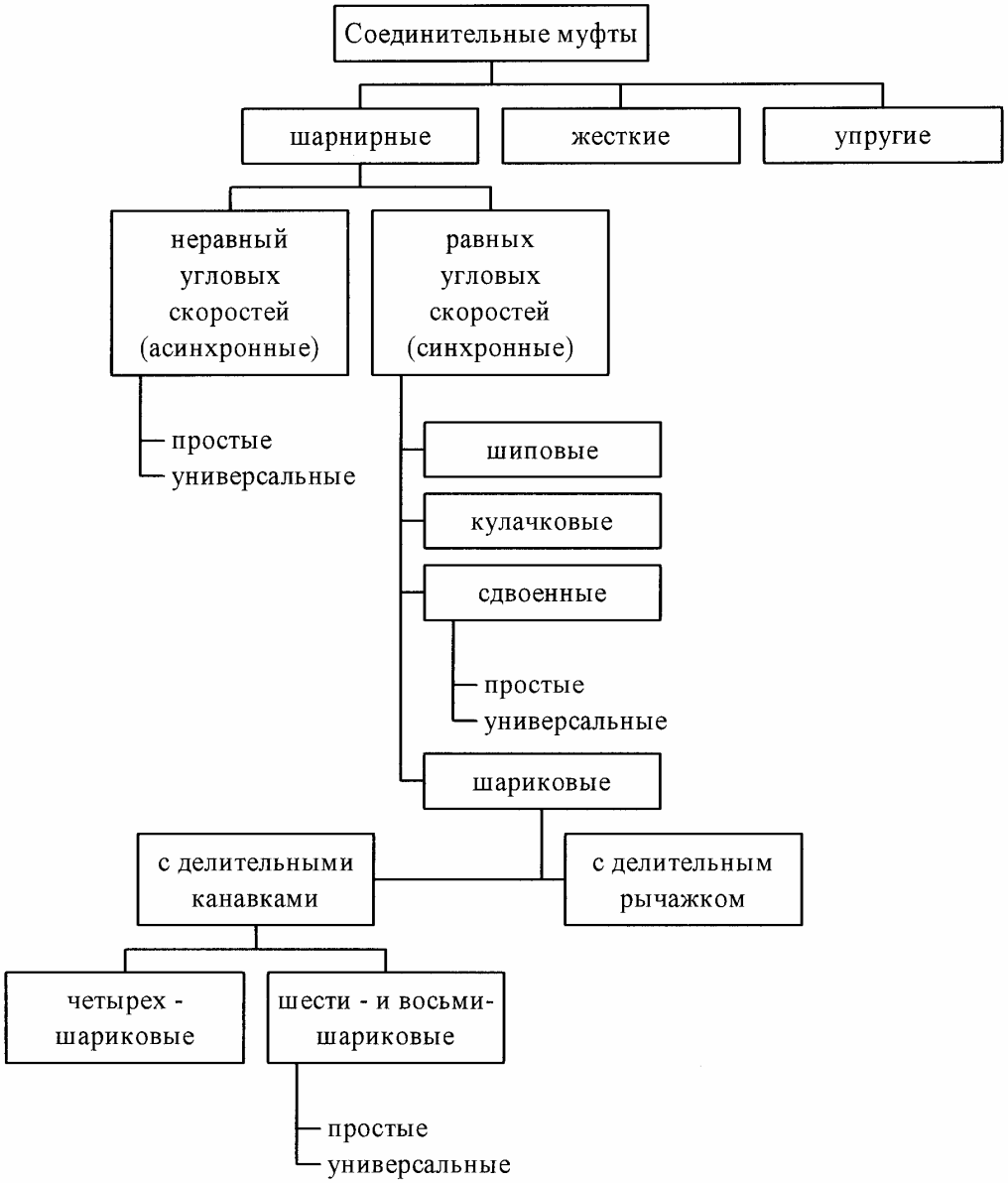


Рис. 6.1. Классификация соединительных муфт

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 применяют 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. 6.2). Вилки расположены относительно друг друга под углом 90° и образуют между собой четыре окна, в каждом из которых

размещен резиновый элемент *3* в виде призматического блока. Резиновые блоки *3* удерживаются пружинами *4*, закрепленными болтами *5*.

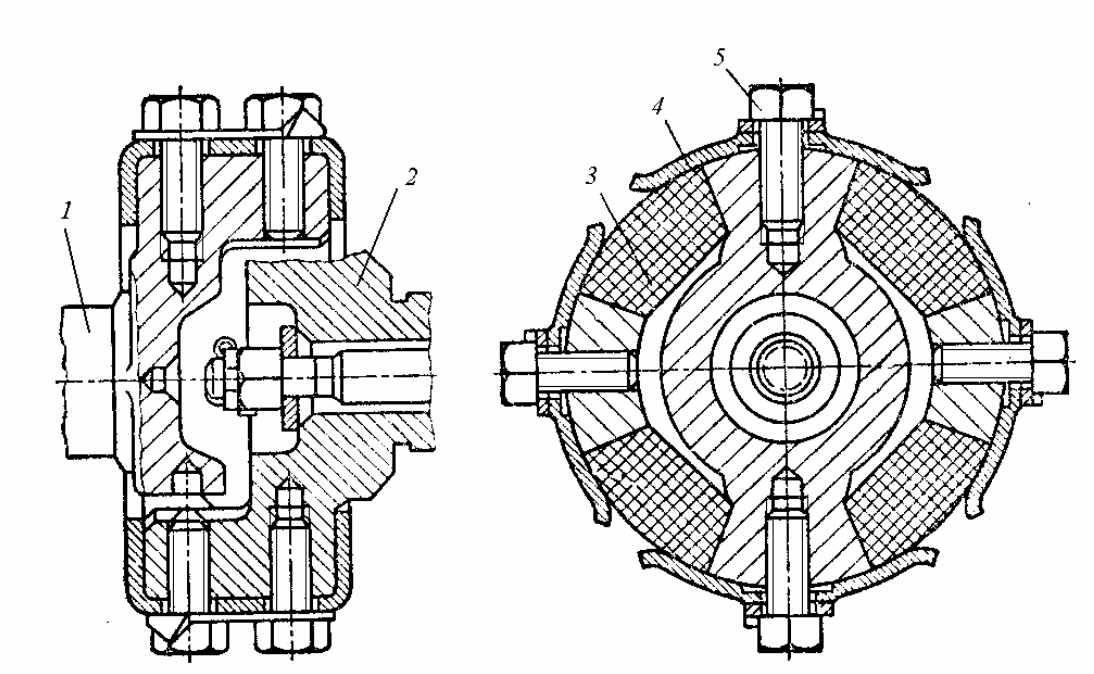


Рис. 6.2. Упругая соединительная муфта тракторов МТЗ-5МС, МТЗ-5ЛС

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. 6.3).

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 $2...3^{o}$. 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).

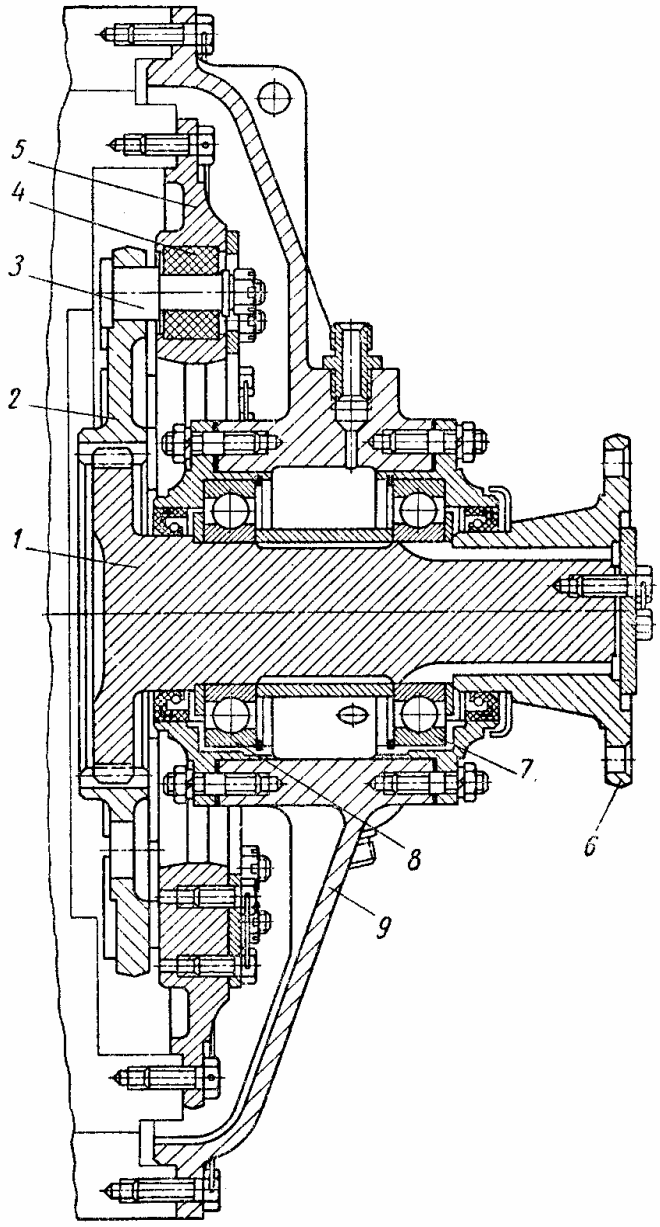


Рис. 6.3. Комбинированная соединительная муфта тракторов К-700/701

6.2. Карданные шарниры неравных угловых скоростей

Рассмотрим в качестве примера карданный шарнир неравных угловых скоростей карданной передачи привода заднего моста тракторов К-700/701 (рис. 6.4). Он 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 со-

единяемых валов. Такое подвижное шлицевое соединение необходимо для компенсации изменения длины вала при деформации элементов подвески агрегатов трактора, соединяемых карданной передачей.

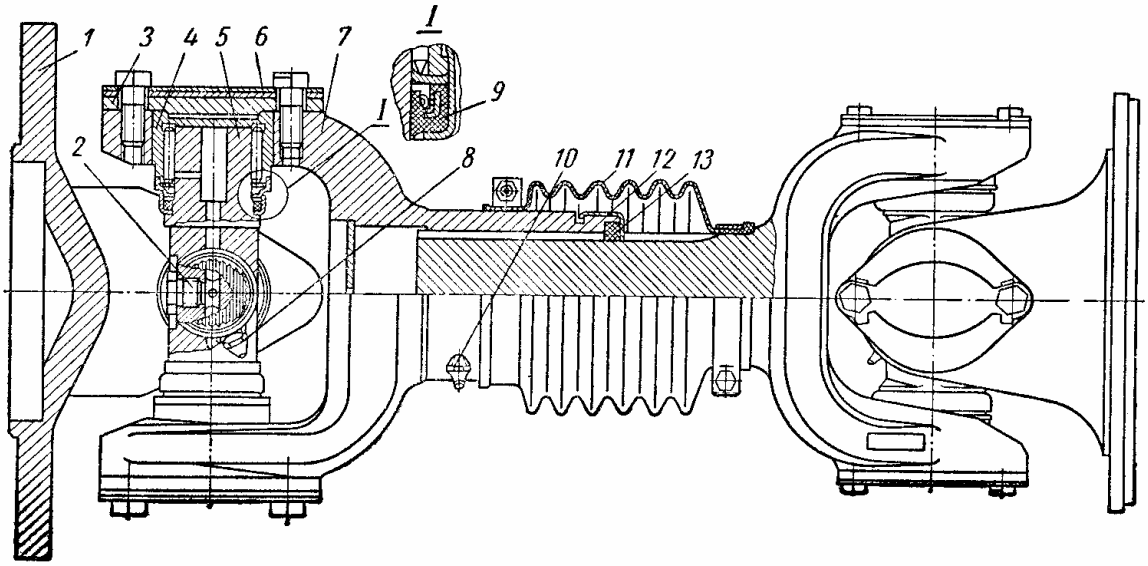


Рис. 6.4. Карданная передача привода заднего моста тракторов К-700/701

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*.

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.

Основные схемы карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей приведены на рис. 6.5.

Карданная передача с двумя шарнирами неравных угловых скоростей и одним валом (рис. 6.5,*а* и рис. 6.5,*б*) применяется наиболее часто (привод переднего ведущего моста трактора Т-150К и переднего и заднего ведущего 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. 6.5,*в*) при-

меняется 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.

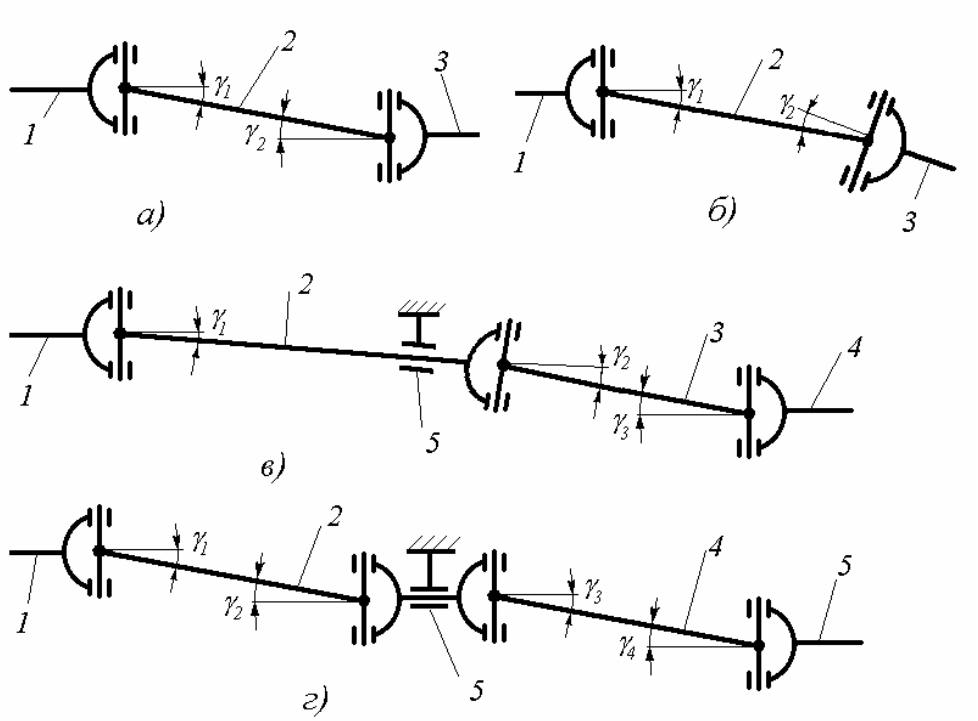


Рис. 6.5. Основные схемы карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей:

а, *б* - с двумя шарнирами и одним валом; *в* - с тремя шарнирами, двумя валами и промежуточной опорой; *г* - с четырьмя шарнирами, двумя валами и промежуточной опорой; $\gamma_1 \ldots \gamma_4$ – 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. 6.6.

На рис. 6.6,*а* показана промежуточная опора с радиальным шарикоподшипником *1*, внутреннее кольцо которого установлено на наконечнике 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. 6.6,*б*. Радиальный шарикоподшипник *1*, как и в предыдущей схеме,

внутренним кольцом установлен на конце карданного вала *2*, а наружным - в резиновой втулке *3*. Осевая компенсация изменения расстояния между соединяемыми карданными валами *2* и *5* происходит благодаря подвижному шлицевому соединению между ними.

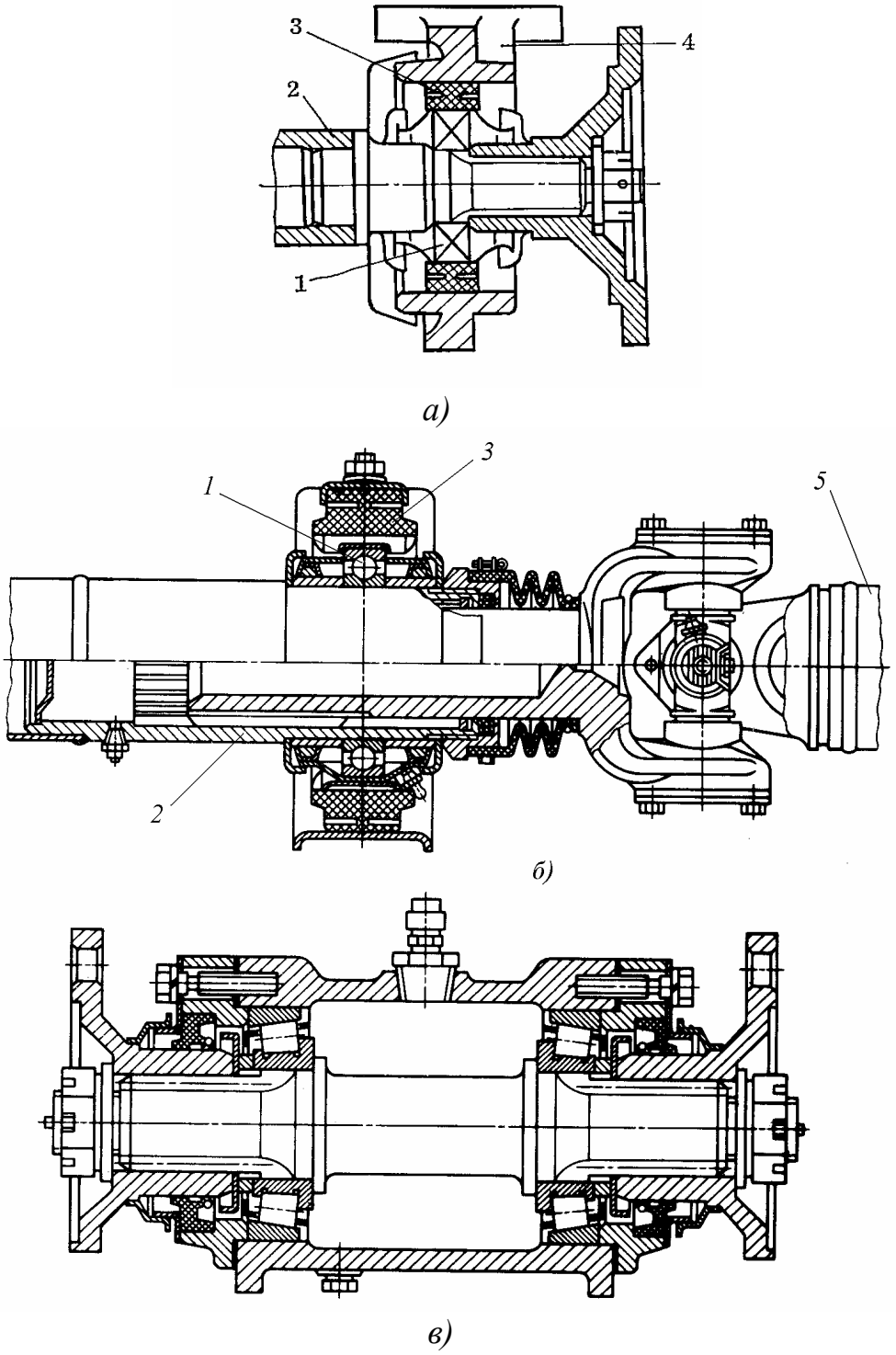


Рис. 6.6. Конструкции промежуточных опор:
а и *б* - эластичная; *в* - жесткая, воспринимающая осевые нагрузки

Карданная передача, состоящая из четырех шарниров неравных угловых скоростей, двух карданных валов и промежуточной опоры между ними (рис. 6.5,*г*), также применяется при большом расстоянии между агрегатами с целью сокращения длины карданных валов. Эта схема получила широкое распространение на современных тракторах.

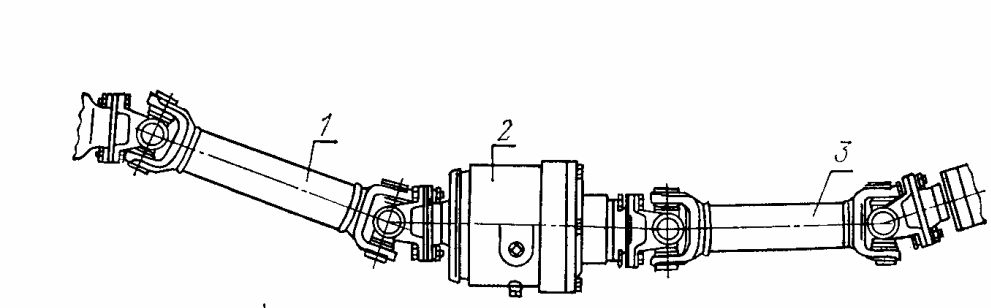
Карданная передача трактора МТЗ–82 (рис. 6.7,*а*) состоит из карданных валов *1* и *3* и промежуточной опоры *2*. Вал *1* соединяет раздаточную коробку с промежуточной опорой *2*, а вал *3* - промежуточную опору с передним ведущим мостом трактора. Компенсация изменения расстояния между соединяемыми фланцами (осевая компенсация) обеспечивается осевым перемещением скользящего фланца *8* промежуточной опоры (рис. 6.7,*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.

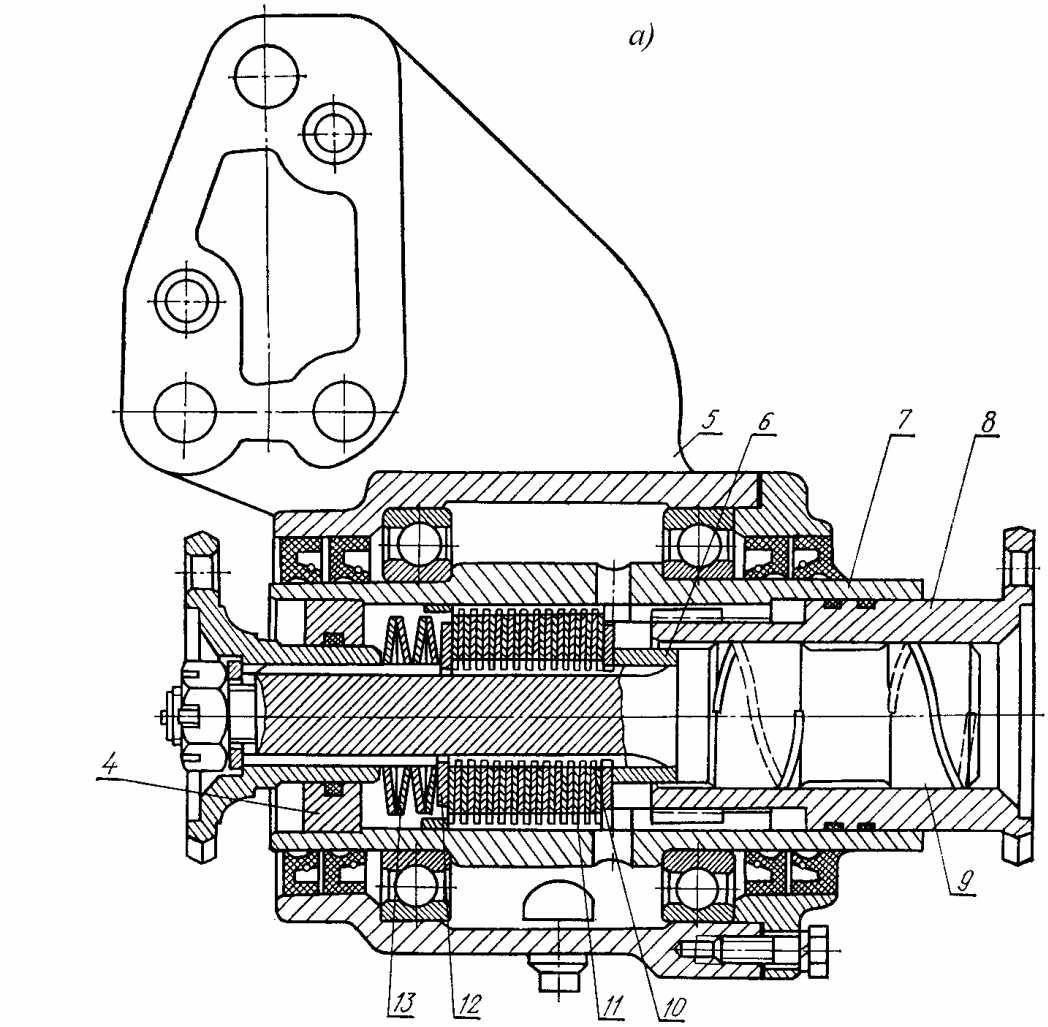
Карданный вал (рис. 6.8) представляет собой тонкостенную трубу *5*, с одного конца которой приварена вилка *7* карданного шарнира, а с другого - шлицевая втулка *4*, соединенная при помощи шлицевого соединения с вилкой *1* второго шарнира неравных угловых скоростей. Шлицевое соединение от пыли и грязи 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. 6.9). На рис. 6.9,*б* показан многокромочный сальник *2* с радиально-торцевым уплотнением, а на рис. 6.9,*в* - уплотнение с однокромочным резиновым самоподжимным сальником *2*, допускающим проход продуктов изнашивания и смазочного материала при его прокачивании через подшипник, и двухкромочным резиновым торцовым сальником *3*, предотвращающим попадание грязи в полость подшипника.

От осевых перемещений стаканы *4* игольчатых подшипников фиксируются стопорным кольцом *1*, которое может устанавливаться как снаружи (рис. 6.9,*а*), так и внутри шарнира (рис. 6.9,*б*). Установка стопорного кольца снаружи облегчает сборку, но увеличивает размеры вилки. На рис. 6.9,*в* стаканы *4* зафиксированы с помощью крышек *5*.



а)



б)

Рис. 6.7. 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

Карданная передача трактора Т–150К (рис. 6.10) 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* го-

ризонтального шарнира рамы и состоит из полого корпуса и вала, установленного на два конических подшипника (см. рис. 6.6,*в*).

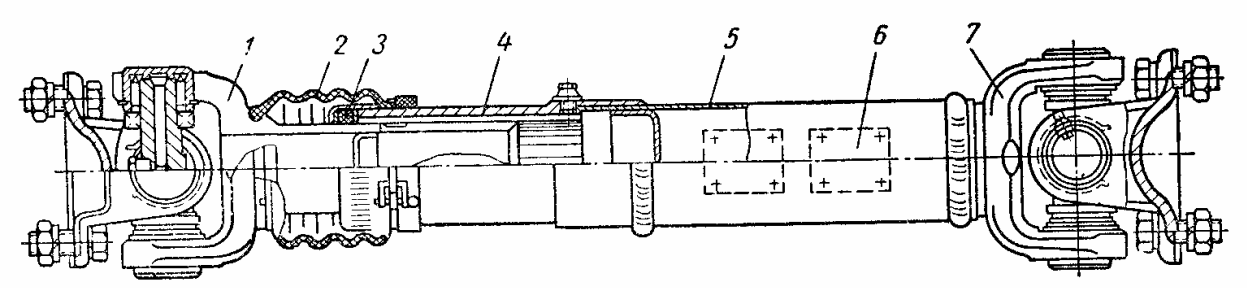


Рис. 6.8. Карданная передача

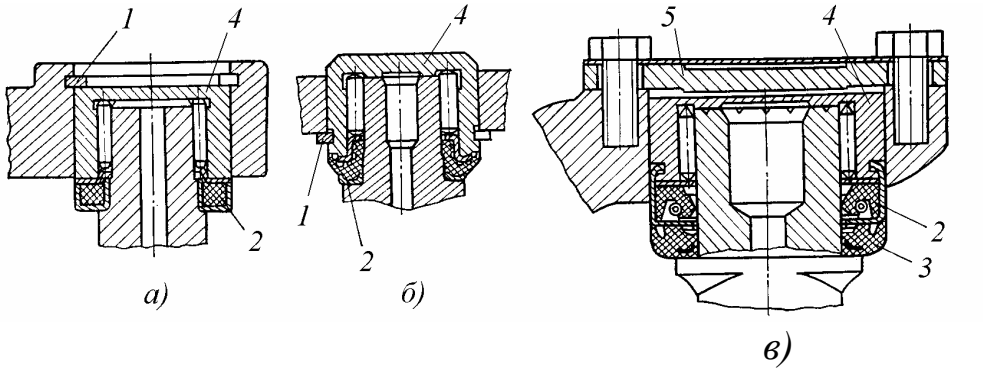


Рис. 6.9. Варианты крепления стакана и уплотнения игольчатого подшипника

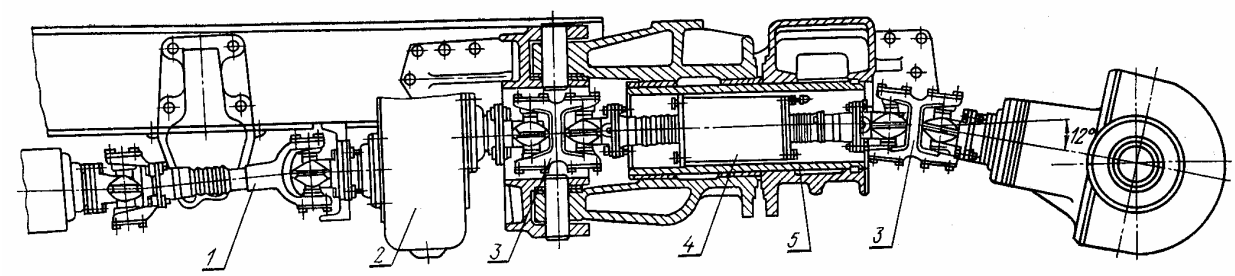


Рис. 6.10. Карданная передача трактора Т-150К

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. Надежность 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.

На рис. 6.11 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 *R*. Четыре шарика *6* располагаются на пересечении симметрично расположенных канавок *5* в биссекторной плоскости, что обеспечивает синхронность вращения валов *1* и *4*. Шарик *7* центрирующий.

Наиболее точно шарики *6* устанавливаются при пересечении канавок *5* под углом 90°. Однако при этом скольжение шариков приводило бы к быстрому изнашиванию как шариков *6*, 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 γ 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.

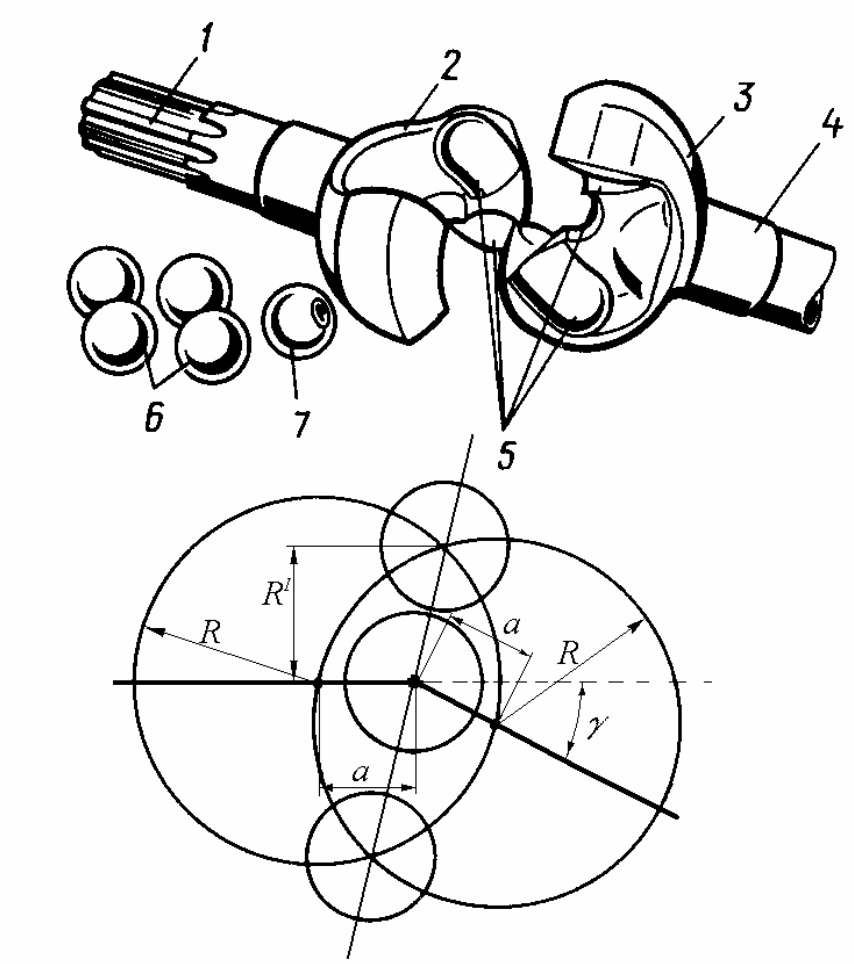


Рис. 6.11. Четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками типа “Вейс”

Основными элементами шестишарикового карданного шарнира с делительным рычажком (рис. 6.12,*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 *6*. 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 *6*, с помощью делительного рычажка *3* принудительно устанавливает их в биссекторной плоскости под углом $\gamma/2$ (см. рис. 6.12,*б*), что и обеспечивает синхронность вращения валов. Пружина *2* служит для под-

жатия делительного рычажка *3* к гнезду в торце вала *8* при изменении положения рычажка в результате наклона валов.

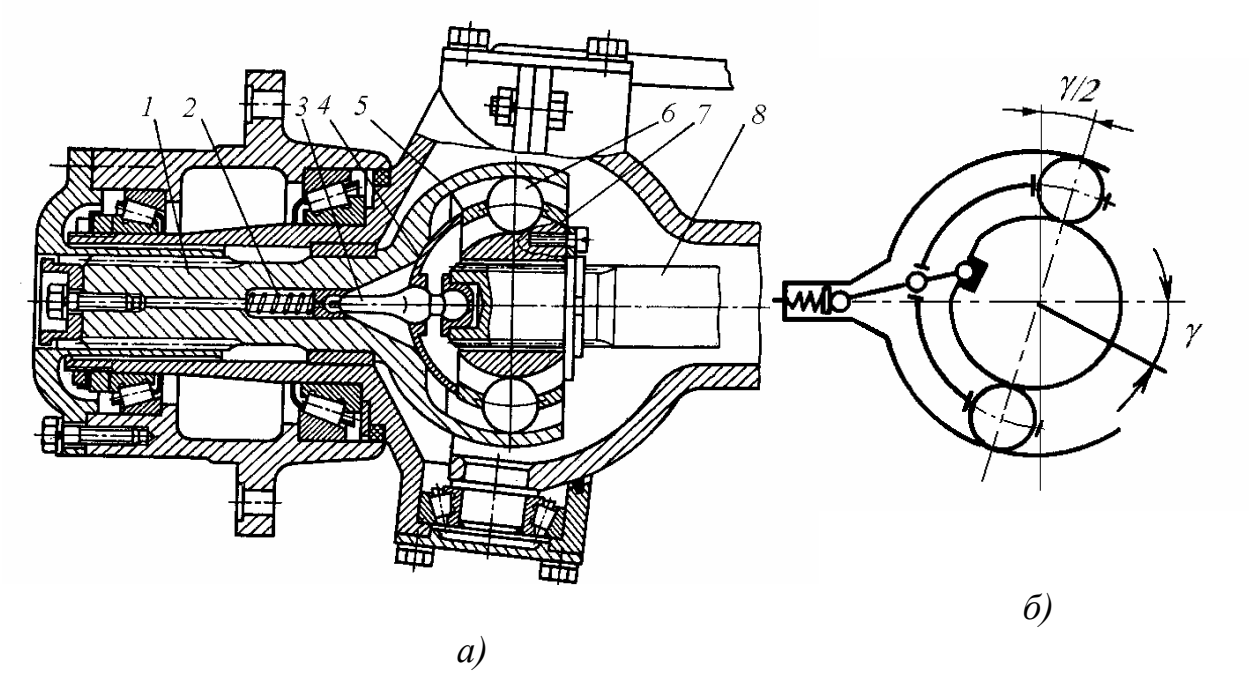


Рис. 6.12. Шестишариковый карданный шарнир с делительным рычажком типа "Рсцепп":

а - установка шарнира в приводе переднего ведущего колеса; *б* - схема шарнира

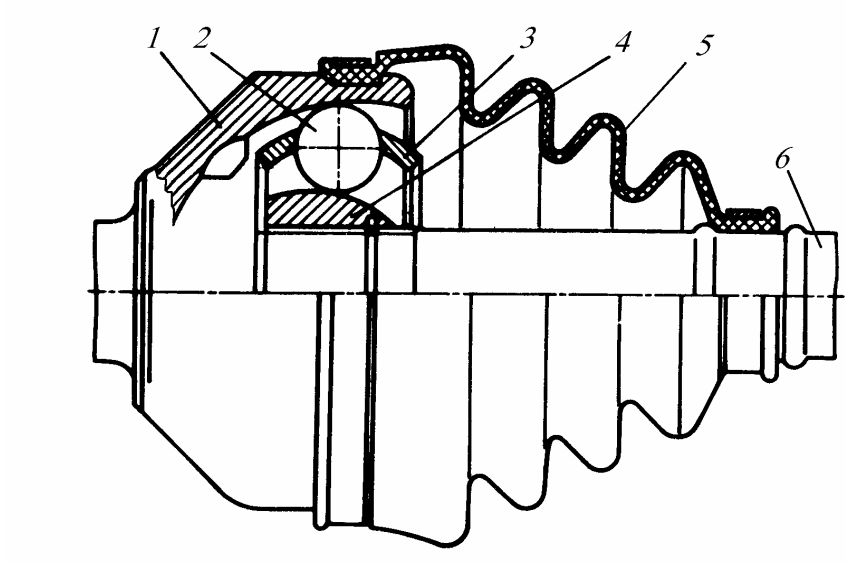
Карданный шарнир с делительным рычажком допускает максимальный угол между валами $\gamma = 37^o$. Так как усилие в шарнире передается всегда шестью шариками, то он обеспечивает передачу большого крутящего момента при малых габаритах.

Шарнир обладает высокой 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.

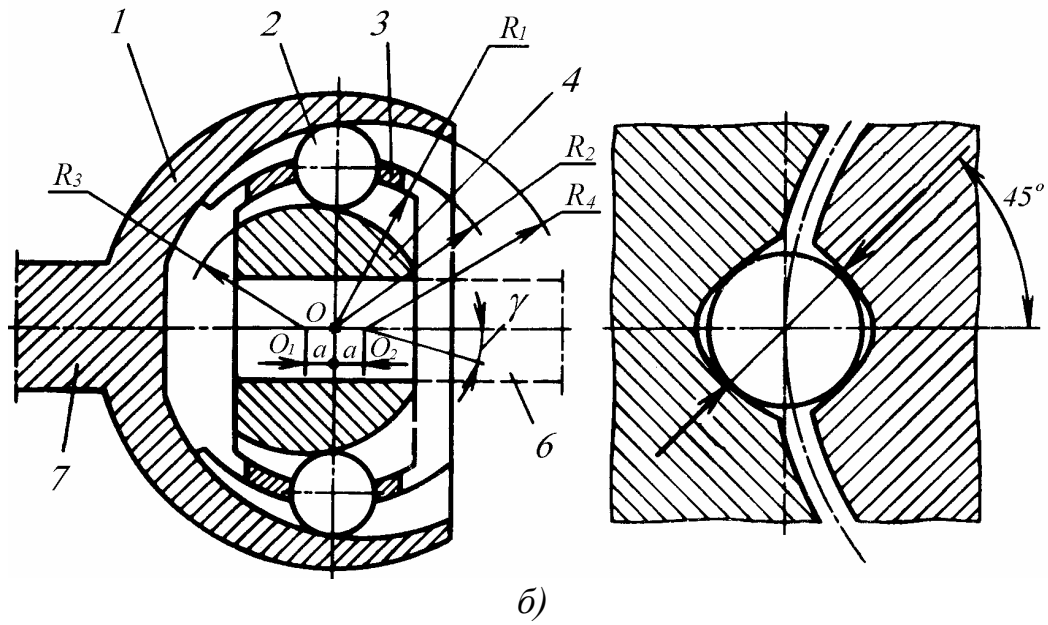
На рис. 6.13 представлен шестишариковый карданный шарнир типа "Бирфильд". На кулаке *4*, наружная поверхность которого выполнена по сфере радиуса R_1 (центр O), выфрезеровано шесть канавок. Канавки кулака имеют переменную глубину, так как они нарезаны по радиусу R_3 (центр O_1 смещен влево относительно 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.



а)



б)

Рис. 6.13. Шестишариковый карданный шарнир типа “Бирфильд”:
а - конструкция; *б* – схема

При наклоне валов *6* и *7* на угол γ верхний шарик выталкивается из сужающего 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 избежании заклинивания шариков угол, под которым пересекаются оси канавок, не должен быть менее $11^{o}20'$.

В отличие от карданного шарнира с делительным рычажком в данном шарнире профиль сечения канавок выполнен не по дуге окружности, а

по эллипсу (рис. 6.13,*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 $\gamma = 45^o$.

КПД шарнира при малых углах выше 0,99, а при $\gamma = 30^o$ - 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 компенсацию. Для выполнения осевой компенсации применяют универсальные карданные ШРУС.

На рис. 6.14 представлен шестишариковый универсальный карданный шарнир (типа ГКН). На внутренней поверхности цилиндрического корпуса *1* нарезаны шесть продольных канавок эллиптического сечения, такие же канавки выполнены на сферической поверхности кулака *3* параллельно продольной оси. В канавках размещены шесть шариков *2*, установленных в сепараторе *4*.

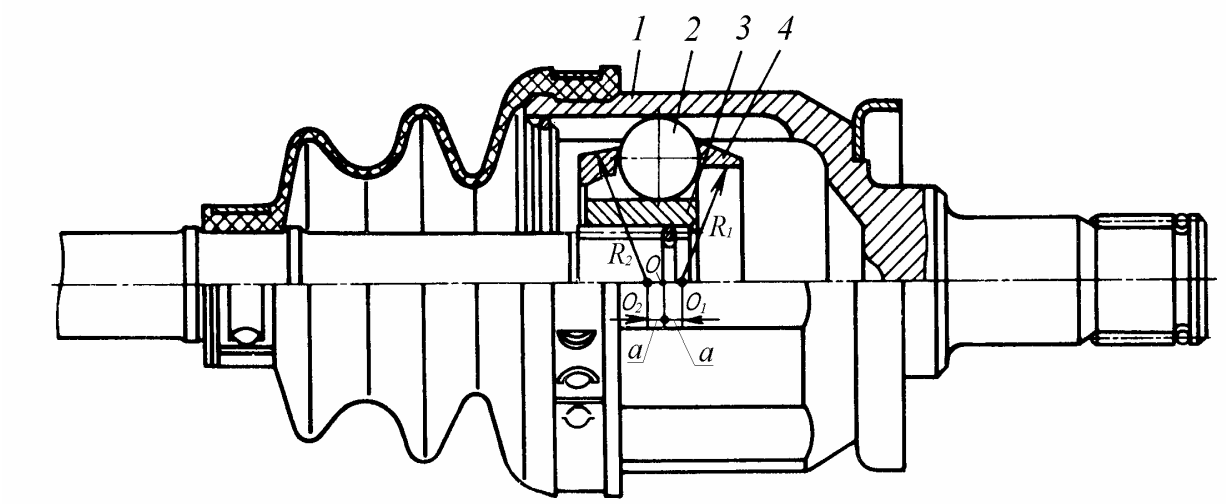


Рис. 6.14. Шестишариковый универсальный карданный шарнир типа ГКН:
1 - корпус; *2* - шарики; *3* - кулак; *4* - сепаратор

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 моментов используется аналогичные по конструкции восьмишариковые шарниры.

Часто в приводе ведущих управляемых колес применяют карданные передачи, состоящие из простого (см. рис. 6.13) и универсального (рис. 6.14) ШРУС, соединенных карданным валом. В этом случае карданный вал выполняют без подвижного шлицевого соединения. Осевая компенсация в передаче осуществляется универсальным ШРУС.

На рис. 6.15 представлен универсальный шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками типа "Лебро". Шарнир состоит из цилиндрического корпуса *1*, на внутренней поверхности которого по углом 15...16° 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.

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 $\gamma = 10^o$).

Кулачковые карданные ШРУС применяются в приводе к ведущим управляемым колесам. Благодаря наличию развитых поверхностей взаимодействующих деталей шарнир при малых габаритах и углах γ между соединяемыми валами до 45...50° способен передавать значительный по величине крутящий момент.

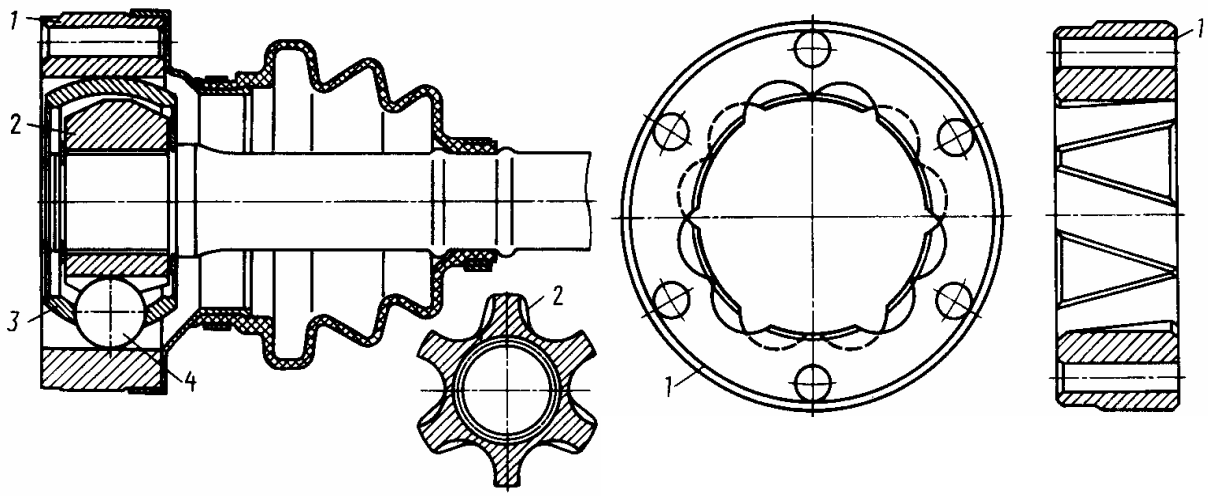


Рис. 6.15. Шестишариковый универсальный карданный шарнир типа “Лебро”

Наибольшее распространение получили два типа кулачковых ШРУС: шарнир типа “Тракта” и дисковый. Шарнир типа “Тракта” состоит из четырех штампованных деталей (рис. 6.16,*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. 6.16,*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.

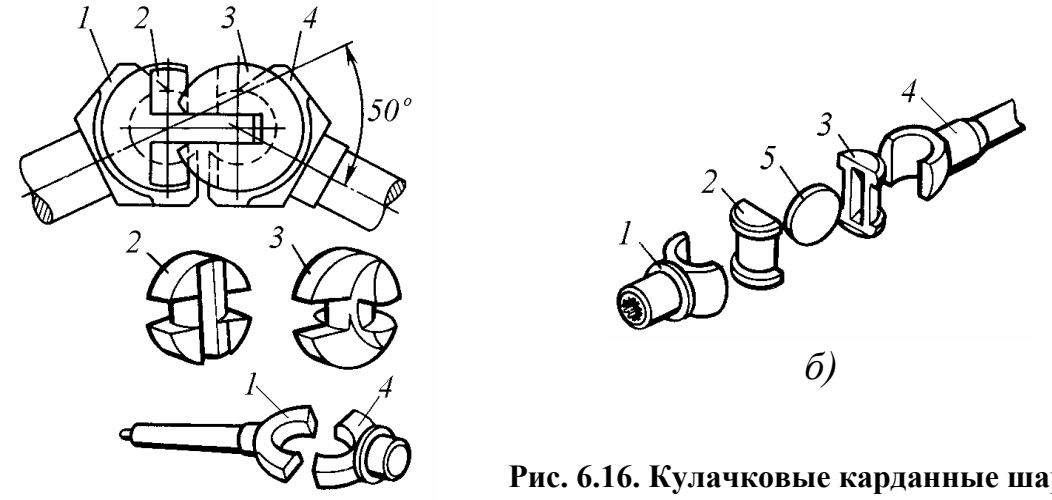


Рис. 6.16. Кулачковые карданные шарниры:
а – типа “Тракта”; *б* - дисковый

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.

6.4. 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. 6.9,*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.

Глава 7

ХОДОВЫЕ СИСТЕМЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

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 220 кВт (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.

7.1. 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 нахо-

дится 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. 7.1):

- обычного профиля (*H/B* = 0,9...1,1);
- широкопрофильные (*H/B* = 0,75...0,85);
- арочные (*H/B* = 0,4...0,6);
- пневмокатки (*H/B* = 0,1...0,4).

Шины могут быть камерными и бескамерными.

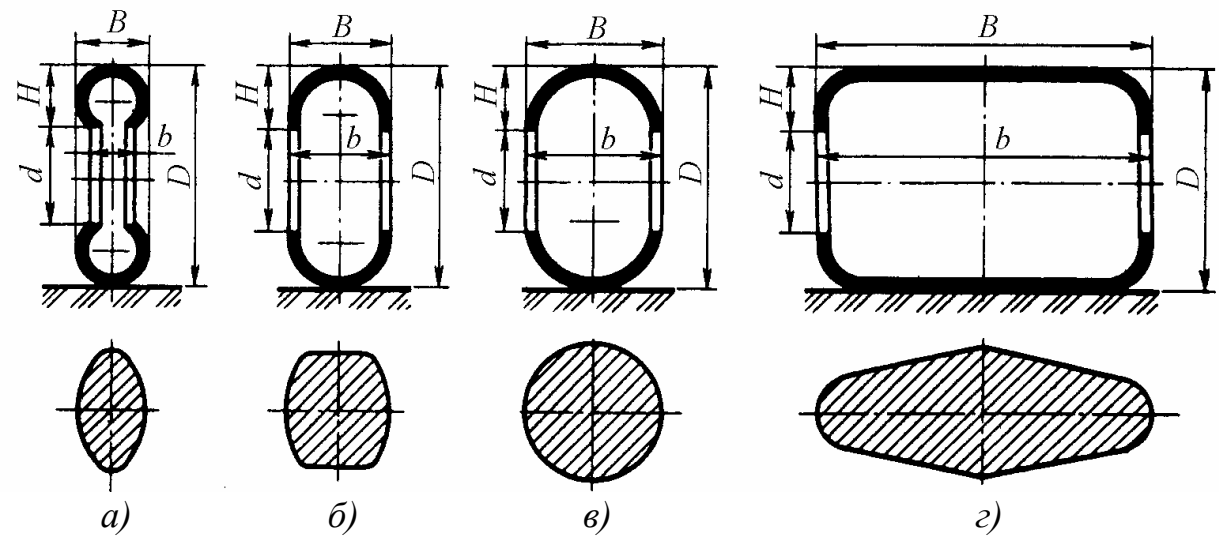


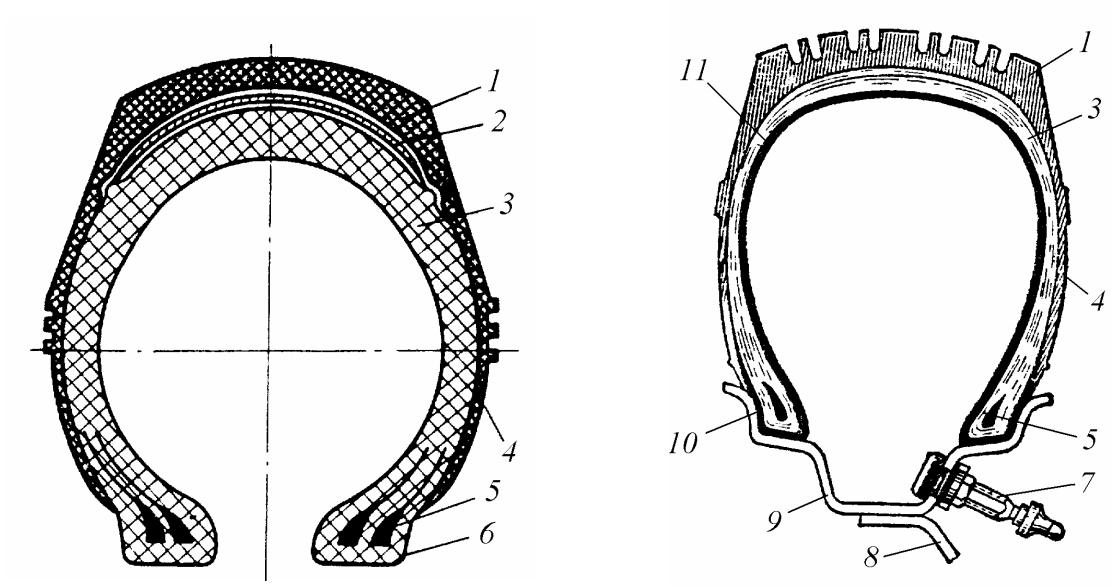
Рис. 7.1. Геометрические формы профиля шин и их отпечатки:
а – обычного профиля (тороидная); *б* – широкопрофильная; *в* – арочная; *г* – пневмокаток; *d* – посадочный диаметр обода колеса; *b* – ширина обода колеса; *D* – наружный диаметр шины

Камерная шина состоит из покрышки, камеры и ободной ленты.

Покрышка шины (рис. 7.2,*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 со-

стоит из нескольких слоев (2-14) прорезиненного корда, наложенных друг на друга. По конструкции шины подразделяются на диагональные и радиальные. В диагональных шинах нити смежных слоев корда каркаса перекрещены между собой под углом 95…115°, 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 и качению.



а) *б)*

Рис. 7.2. 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

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.

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.

Б о р т о м 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 изготовляют из бортового кольца, выполненного из стальной проволоки, твердого профильного резинового шнура, обертки и усилительных ленточек

К а м е р а представляет собой тонкостенную резиновую оболочку в виде тора, в которую накачивается воздух. Для впуска и выпуска воздуха на камере имеется вентиль, снабженный обратным клапаном.

О б о д н а я л е н т а имеет вид кольца плоского сечения и устанавливается между камерой и ободом колеса для предохранения камеры от истирания об обод и от ее защемления между покрышкой и ободом.

Бескамерная шина (рис. 7.2,*б*). В ней пространство, заполняемое воздухом, образуется при герметичном соединении обода с покрышкой, вентиль при этом размещен на ободе. 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.

Для накачивания и выпуска воздуха камера имеет специальный вентиль. Он позволяет нагнетать воздух внутрь камеры и автоматически закрывает его выход из камеры.

В зависимости от типа и размера обода колеса, одинарной или спаренной установки колес вентили выпускают разной длины и формы (прямые и изогнутые), но с взаимозаменяемыми деталями. Вентили могут быть металлические, металлические с обрезиненной пяткой и резинометаллические. Вентили металлические и с обрезиненной пяткой применяют для камер грузовых автомобилей и тракторов, а резинометаллические - для легковых.

Вентиль (рис. 7.3,*а*) состоит из корпуса *8*, золотника *2* и колпачка *1*. Корпус металлического вентиля (рис. 7.3, *а, б*) представляет собой прямую или изогнутую латунную трубку. Нижним концом он прикреплен к камере *10* с помощью шайбы и гайки *9*. Для крепления вентиля на камере имеется специальная площадка овальной или круглой формы, привулканизированная к камере. Внутрь корпуса ввернут золотник *2* с резиновой уплотнительной втулкой *3*. Через золотник проходит стержень *5* с клапаном *4* и скобой *7*. Клапан через резиновое кольцо плотно прижимается к золотнику пружиной *6*. При накачивании камеры клапан открывается под давлением воздуха, пропуская его внутрь камеры. Для выпуска воздуха из камеры необходимо нажать на стержень и открыть клапан. На верхний конец вентиля навертывают колпачок *1*, который предохраняет вентиль от загрязнения и одновременно служит ключом для ввертывания и вывертывания золотника. Металлический вентиль с обрезиненной пяткой (рис. 7.3,*в*) имеет бо-

лее надежное крепление к камере, чем металлический, так как он привулканизирован к камере.

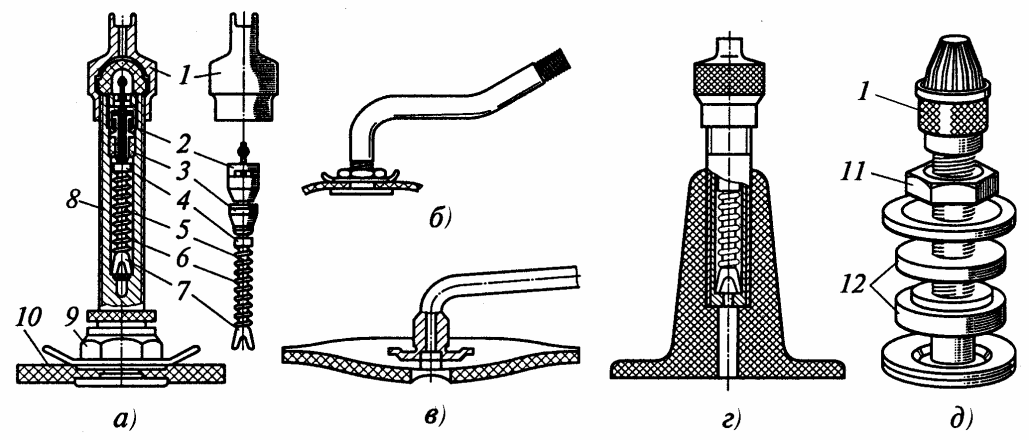


Рис. 7.3. Вентили шин:
а, б – металлические; *в* – металлический с обрезиненной пятой; *г* - резинометаллический; *д* – для бескамерной шины; *1* – колпачок; *2* – золотник; *3* – втулка; *4* – клапан; *5* – стержень; *6* – пружина; *7* – скоба; *8* – корпус; *9, 11* – гайки; *10* – камера; *12* - шайбы

Резинометаллический вентиль (рис. 7.3, *г*) состоит из прямого резинового корпуса, внутри которого заделана металлическая втулка. Втулка имеет внутреннюю резьбу для ввертывания стандартного золотника и наружную - для навертывания колпачка-ключа. Нижняя часть корпуса имеет резиновую пятку, с помощью которой вентиль привулканизирован к камере. Резинометаллические вентили по сравнению с прямыми металлическими более просты по конструкции, имеют меньшую массу и более низкую стоимость, обеспечивают лучшую герметичность.

Вентиль бескамерной шины (см. рис. 7.3,*д*) посредством гайки *11* с шайбой герметично закреплен на двух резиновых уплотняющих шайбах *12* непосредственно в ободе колеса.

Ведущие колеса 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.

Ведущее колесо тракторов МТЗ-80/82 (рис. 7.4,*а*) состоит из обода *1* с шиной, штампованного диска *2* и литой ступицы *4*, соединенных болтами *3*, которые запрессованы в отверстия фланца ступицы. Диск и обод жестко соединены друг с другом.

Ступица *4* колеса болтами *9* жестко соединена с полуосью *6* при помощи вкладыша *10* и шпонки *5*. Вкладыш снабжен червяком 7, находящимся 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*.

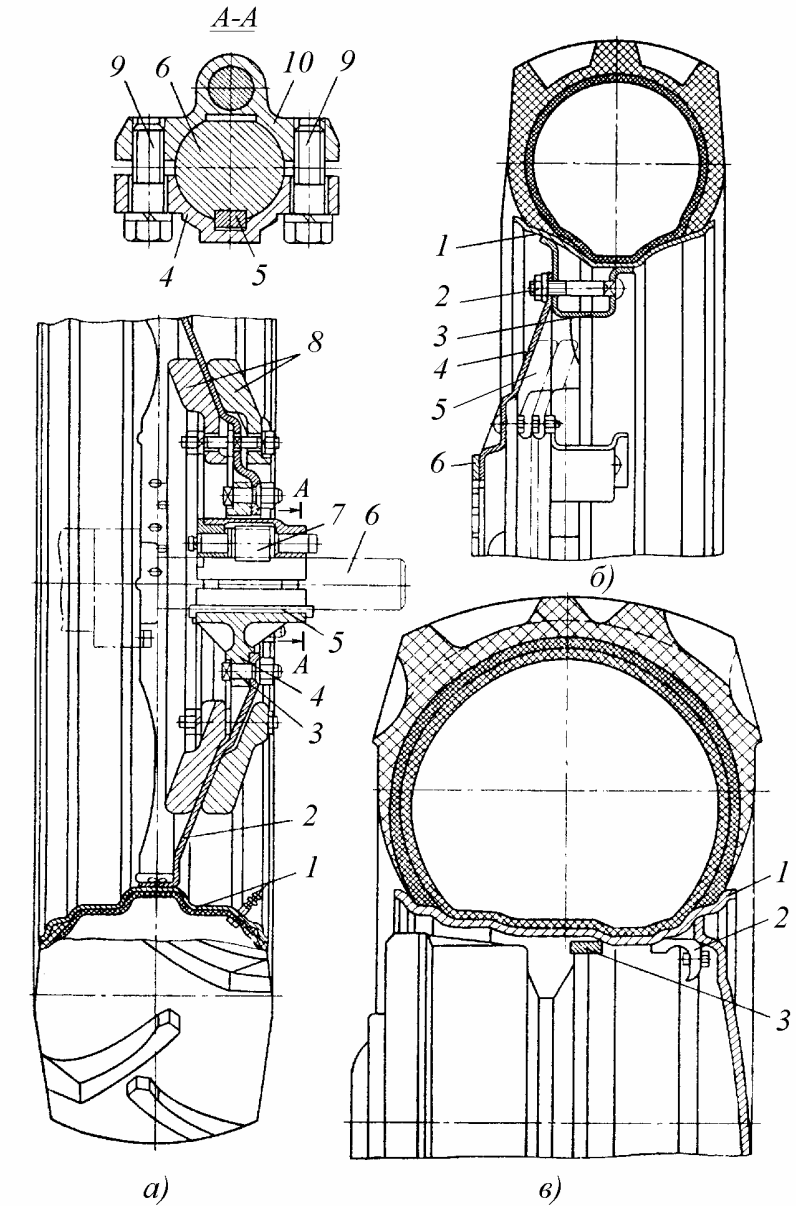


Рис. 7.4. Ведущие колеса тракторов:
а – МТЗ-80/82; *б* – ЛТЗ-55/55А; *в* – К-701/701М

Диски передних ведущих колес трактора МТЗ-82 крепятся болтами к кронштейнам, приваренным к 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. 7.4,*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*.

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. 7.4,*в*) является бездис-

ковой 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 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. 7.5,*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. 7.5,*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. 7.5,*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*.

Регулирование подшипников управляевых колес тракторов выполняется корончатой гайкой *9* (рис. 7.5,*а*). 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.

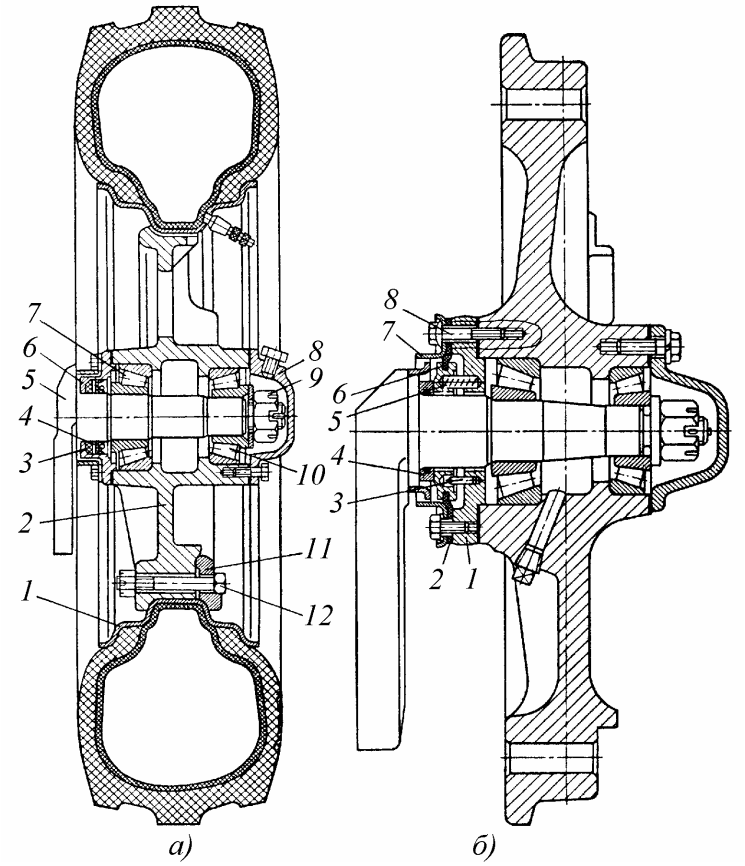


Рис. 7.5. Ведомые управляемые колеса:
а – трактора ЛТЗ-55; *б* – торцового уплотнения ступицы ведомого управляемого колеса тракторов Т-25А и Т-30А80

7.2. 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 крутящий момент, то такой мост называют ведущим. Передние мосты могут быть портальными и соосными.

П о р т а л ь н ы е м о с т ы 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. 5.15,*а*) и двойные (рис. 5.15,*б*) конечные передачи с неподвижными осями валов.

С о о с н ы е м о с т ы отличаются расположением на одной оси балки и колес, их чаще всего выполняют ведущими.

Портальные мосты получили распространение на отечественных универсально-пропашных тракторах, а соосные - на сельскохозяйственных общего назначения, а также промышленных тракторах.

П е р е д н и й м о с т п о р т а л ь н о г о т и п а с п о д р е с с о -

ренной поворотной цапфой и переменной колеей ведомых управляемых колес (рис. 7.6,*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 выдвижные 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* выдвижного 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*.

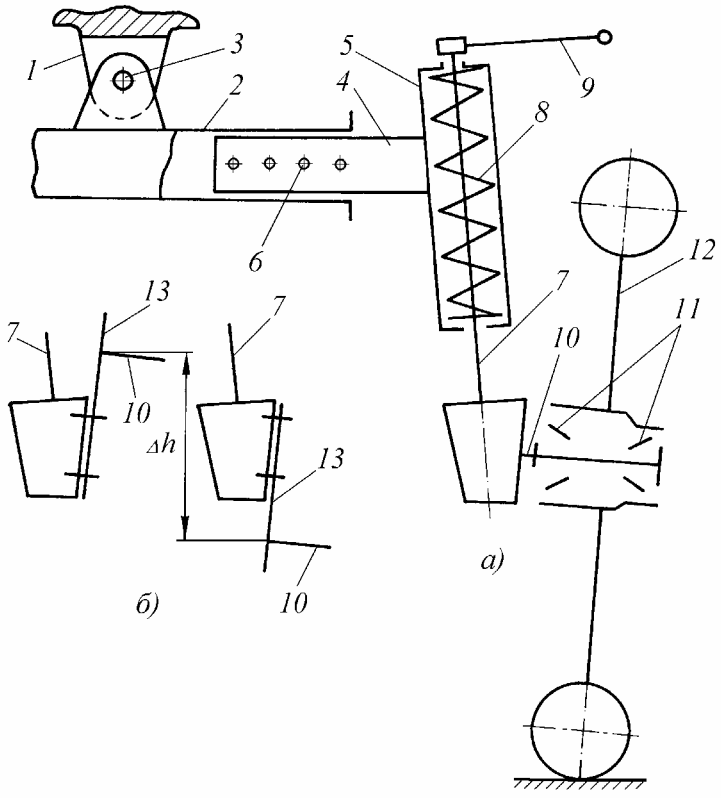


Рис. 7.6. Схема переднего моста с подрессоренной цапфой и переменной колеей управляемых колес

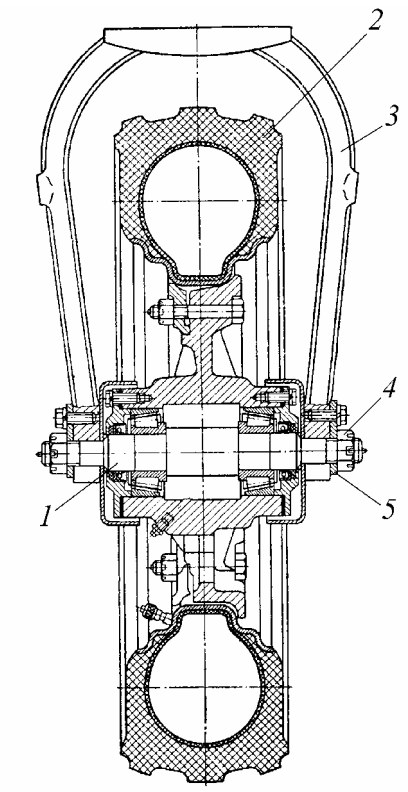


Рис. 7.7. Передний мост пропашного хлопководческого трактора

В некоторых случаях (рис. 7.6,*б*) полуось *10* поворотной цапфы крепится к шкворню *7* через промежуточный фланец *13*, который может устанавливаться в двух крайних положениях, что позволяет изменять дорожный просвет в передней части трактора в пределах Δh.

Передний мост пропашного хлопководческого трактора (рис. 7.7) 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 цилиндрическом 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.

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.

7.3. 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. 7.8).

Боковой наклон (развал) колес (рис.7.8,*а*) 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;

- разгрузки малого наружного подшипника ступицы колеса и мест крепления подшипников, так как при такой установке колес возникает 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 $\gamma = 1{,}5....5^{o}$.

Вместе с тем установка управляемых колес с развалом под углом γ вызывает стремление колеса повернуться в сторону наклона. В результате этого колеса, связанные с трактором, будут двигаться по прямой, но с не-

которым боковым скольжением, вызывающим ускоренный износ шин и увеличение расхода топлива.

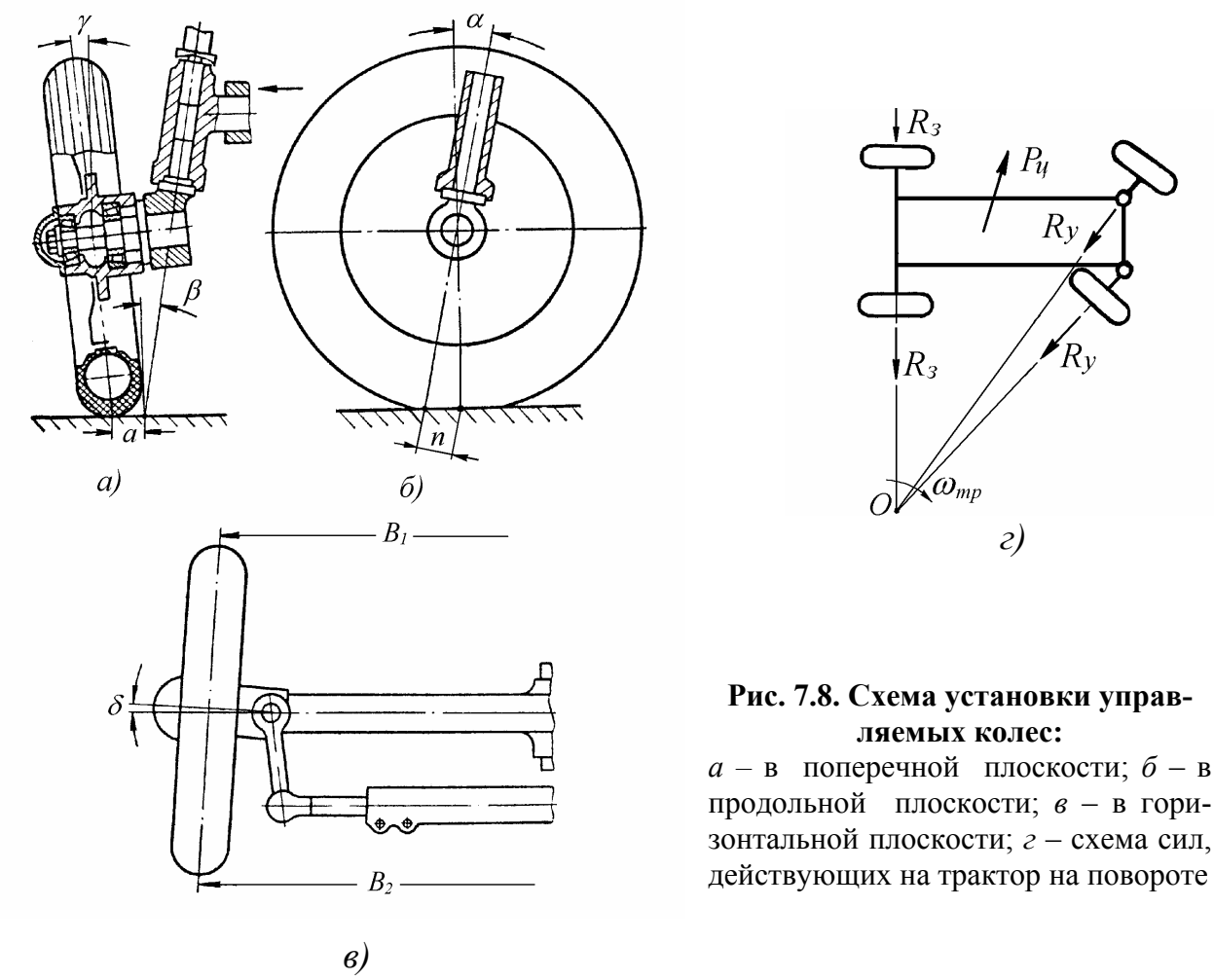


Рис. 7.8. Схема установки управляемых колес:
а – в поперечной плоскости; *б* – в продольной плоскости; *в* – в горизонтальной плоскости; *г* – схема сил, действующих на трактор на повороте

Для устранения этого явления применяют **схождение управляемых колес** в горизонтальной плоскости (рис. 7.8,*в*). Для этого их устанавливают с некоторым наклоном вперед под углом δ. Схождение колес определяют разностью расстояний B_2 и B_1, не превышающим 2…12 мм и соответствующим углу схождения δ, не более 1°.

Боковой наклон шкворня поворотной цапфы в поперечной плоскости под углом β (рис. 7.8,*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 $\beta = 2…10^o$), 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. 7.8,*б*). При этом продолжение

оси шкворня пересекает опорную поверхность немного впереди центра поверхности 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 самопроизвольном повороте управляемых колес трактора (рис. 7.8,*г*) на него действует центробежная сила $P_ц$, пропорциональная угловой скорости $\omega_{тр}$ поворота трактора относительно центра O. Центробежная сила $P_ц$ вызывает действие боковых реакций почвы (дороги) $R_з$ 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. 7.8,*б*) создает стабилизирующий момент, стремящийся управляемые колеса повернуть в положение прямолинейного движения. У современных тракторов угол α = 1…5°. Ряд ведущих фирм мира увеличивает угол α до 10...12° для увеличения угла поворота управляемых колес до 50...55°. 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.

7.4. Особенности колесных движителей универсально-пропашных и специализированных тракторов

Универсально-пропашные тракторы обеспечивают возделывание пропашных культур с различными междурядиями и широким набором машин и орудий при сохранении агротехнической проходимости, устойчивости движения, управляемость и высокой маневренности.

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. 7.9.

Величина защитных зон $C_н$ и $C_в$ в зависимости от вида культуры составляет 120...200 мм. Большие значения защитных зон относится 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 агротехни-

ческий просвет h_a = 0,4 м, а для некоторых специальных культур (хлопчатник, чай и др.) h_a = 0,80...0,85 м.

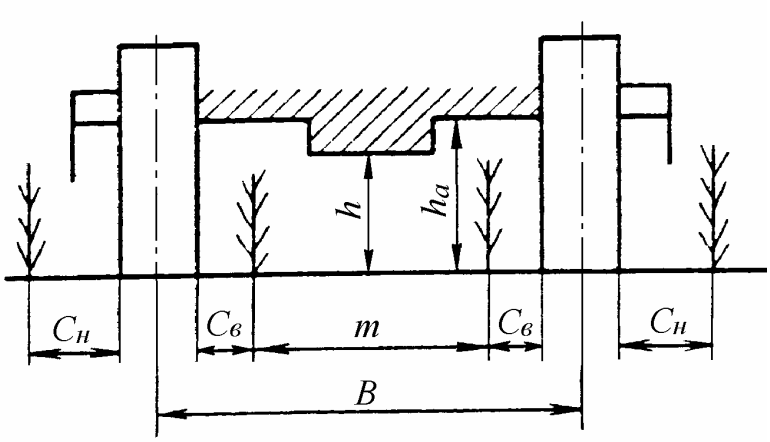


Рис. 7.9. Схема вписываемости трактора в междурядья:
$C_н$ и $C_в$ - защитные зоны по наружному и внутреннему абрису шины; m - ширина междурядья; B – ширина колеи; h_a - агротехнический просвет; h - дрожный просвет

Регулирование величины колеи может выполняться ступенчато или бесступенчато. Наиболее простым является бесступенчатый способ изменения колеи, показанный на рис. 7.10,*а*. На выступающем конце полуоси *1* нарезаны шлицы, по которым может перемещаться и фиксироваться ступица ведущего колеса *2*.

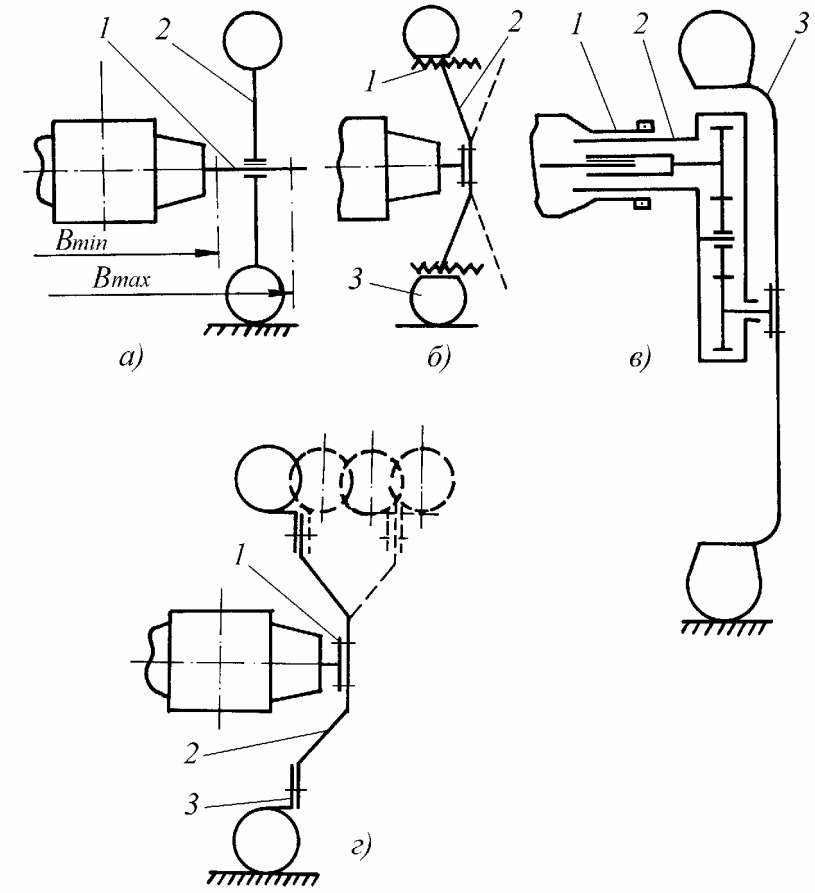


Рис. 7.10. Способы регулирования колеи универсально-пропашных тракторов

На рис. 7.10,*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. 7.10,*б* показано штриховой линией).

На рис. 7.10,*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 поворота обода колеса относительно ступицы. 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. 7.10,*г*) относительно диска, что обеспечивает ступенчатое регулирование колеи.

На рис. 7.6,*а* регулирование колеи управляемых колес выполняют ступенчато перемещением внутренней трубы *4* относительно наружной балки *2* и установкой фиксатора в соответствующее отверстие *6*.

С применением более производительных широкозахватных машин и орудий и обеспечения при этом допустимого давления на почву и вписываемости 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.

С целью увеличения тягово-сцепных качеств и снижения давления на почву на переувлажненных почвах для тракторов МТЗ-100/102 предусмотрена установка сдвоенных задних колес с шинами 15,5-38

Регулирование дорожного и агротехнического просветов универсально-пропашных или универсальных тракторов, как правило, осуществляют ступенчато (см. рис. 7.6,*б*).

На рис. 7.11 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. 7.11,*а*).

Под передним мостом просвет устанавливают поворотом фланца поворотного кулака и креплением к нему фланца выдвижного кулака балки переднего моста (рис. 7.11,*б*). При этом получают три модификации: основную пониженную; высокую; низкую.

7.5. 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.

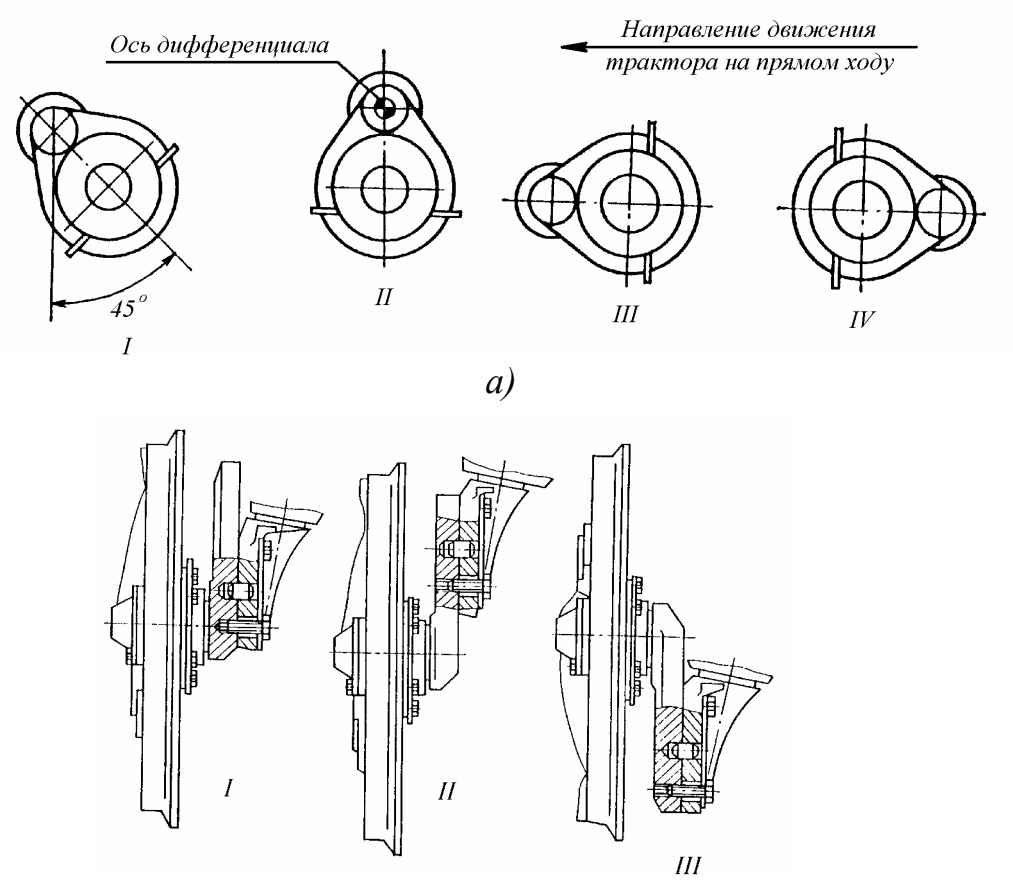


Рис. 7.11. Изменение агротехнического просвета трактора Т-25А (Т-30А80):
а – положение конечных передач при различных модификациях; *б* – положение переднего колеса различных модификаций; *I* – основной пониженной; *II* – высокой; *III* и *IV* – низкой

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.

Подвески колесных тракторов классифицируют:

по наличию и числу упругих элементов – на 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 амартизаторами 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 колесные тракторы 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 значительное число моделей 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.

Упругие элементы. В подвесках колесных тракторов имеют широкое применение листовые рессоры. 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. 7.6,*а*) выполняют пружины *8*, размещенные внутри кронштейнов *5*. На колесных тракторах общего назначения со всеми ведущими колесами одинакового 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. 7.12) состоит из двух продольных полуэллиптических рессор *2* в качестве упругого и направляющего устройств и двух гидравлических амортизаторов *4* в качестве устройства, гасящего колебания.

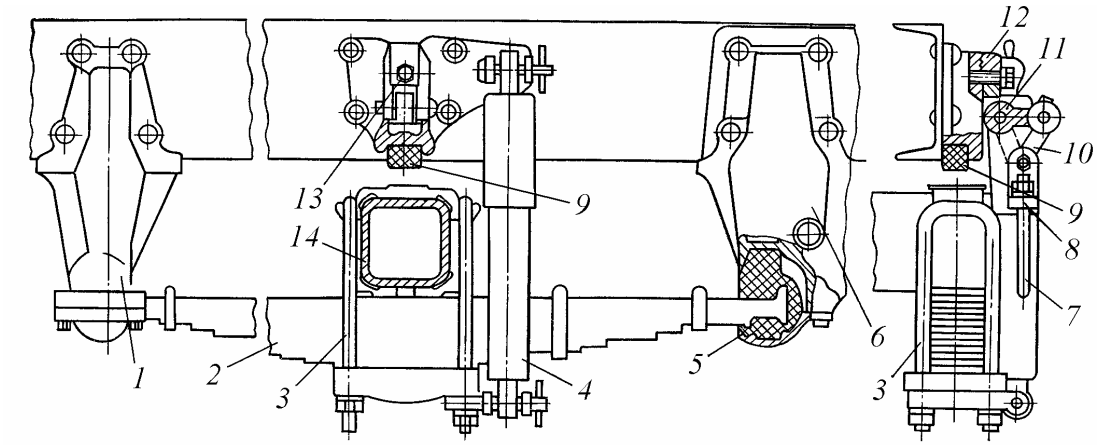


Рис. 7.12. Подвеска переднего моста трактора Т-150К

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*.

Перемещение переднего моста в вертикальной плоскости ограничено резиновыми буферами *9* и ограничителями *11*, которые с одной 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.

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. 7.13 показаны пневматические упругие элементы, в которых газ заключен в упругую оболочку. Они представляют собой резинокордные оболочки, уплотненные по торцам и заполненные воздухом под давлением.

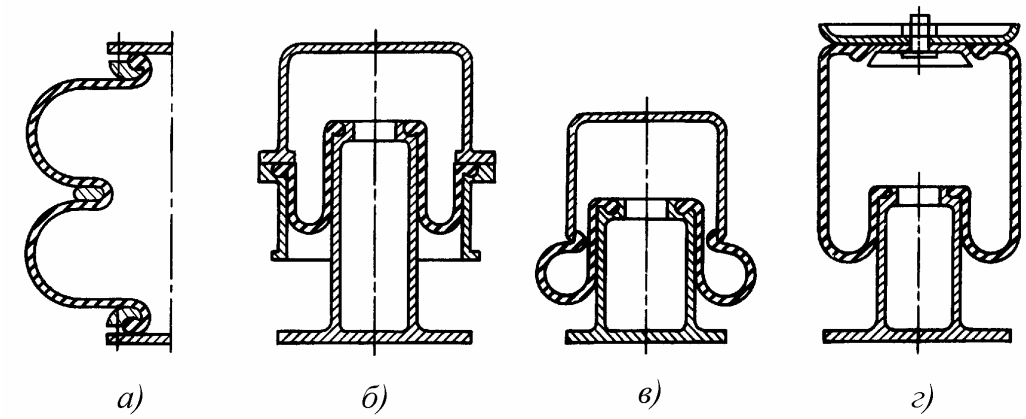


Рис. 7.13. Схемы резинокордных пневматических упругих элементов:
а – двухсекционный пневмобаллон; *б* – диафрагменный с направляющей; *в* – диафрагменный без направляющей; *г* - рукавный

Пневматические упругие элементы позволяют, изменяя статическое давление воздуха в упругих оболочках подвески, изменять дорожный просвет и поддерживать постоянным статический прогиб подвески при изменении на колеса трактора вертикальной нагрузки.

Пневмогидравлические подвески получили распространение в последние годы на универсальных тракторах средней и высокой мощности. 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 пневмогидравлической.

Амортизаторы. 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 теплота передается в окружающей среде.

Конструктивно гидравлические амортизаторы исполняют телескопическими и рычажными.

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.

В подвесках современных тракторов наиболее широко применяют гидравлический телескопический двухтрубный амортизатор двухстороннего действия (рис. 7.14). Его основными частями являются: рабочий цилиндр *17*; поршень *14* со штоком *18*; клапаны - перепускной сжатия *5*, разгрузочный отбоя *7*, перепускной отбоя *9* и разгрузочный 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, прижатый слабой пружиной к верхнему торцу поршня. На торцах поршня имеются по одной кольцевой канавке и два ряда сквозных калиброванных отверстий. Отверстия внешнего ряда *6* 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.

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.

При движении поршня вниз (рис. 7.14,*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*.

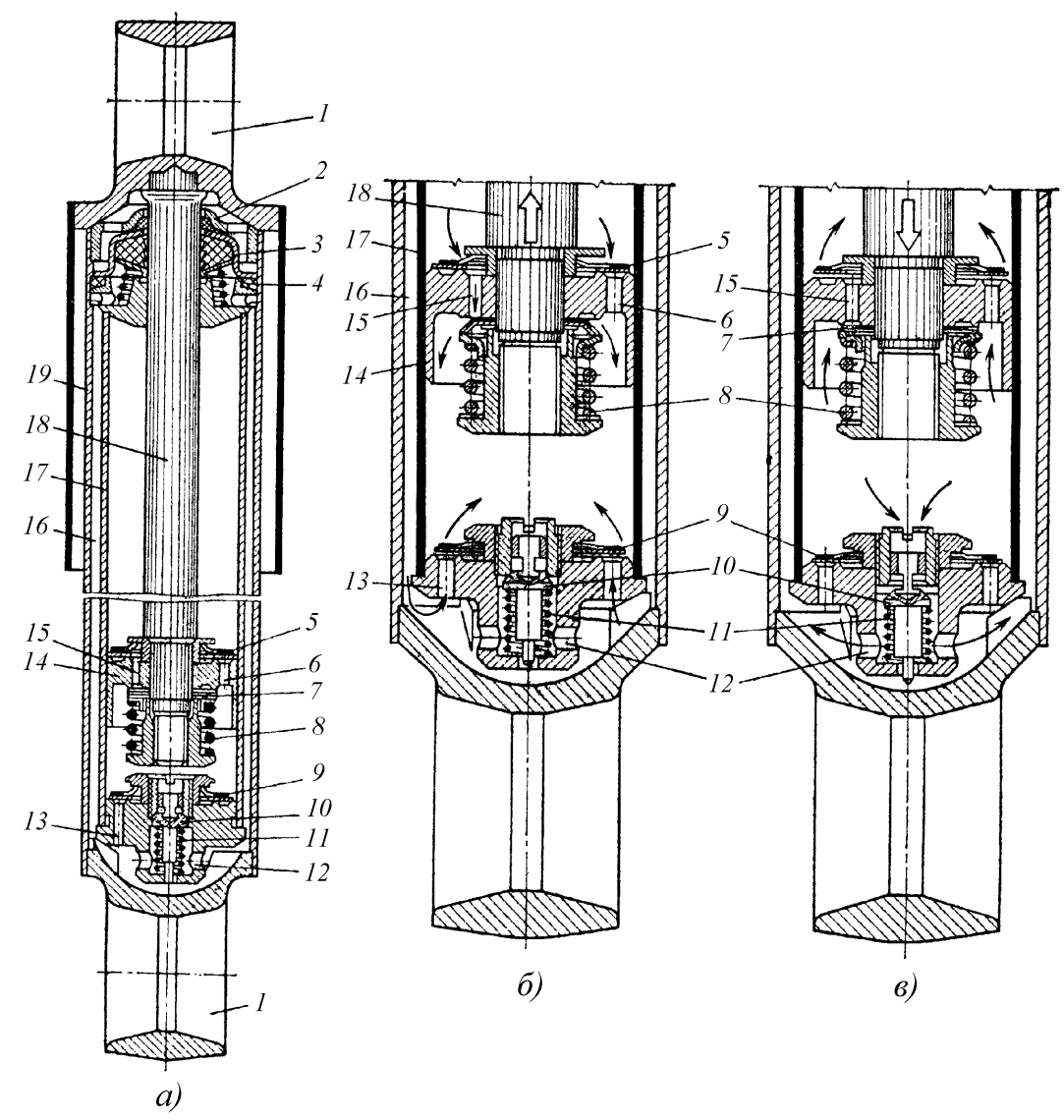


Рис. 7.14. Гидравлический телескопический двухтрубный амортизатор двухстороннего действия:

а – 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

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. 7.14,*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.

7.6. Повышение тягово-сцепных 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-сцепных качеств условно можно подразделить на две группы: первые увеличивают сцепление движителей с почвой, грунтом или дорожным покрытием; вторые позволяют увеличить сцепной вес трактора, т.е. вес, приходящийся на его ведущие колёса.

Повышение тягово-сцепных качеств сельскохозяйственных тракторов может быть достигнуто: рациональным подбором типа шин и давления в них; сдваиванием и страиванием ведущих колес; использованием полугусеничного хода.

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. 7.15) являются захват *4*, цепляющийся за скобы кронштейна *3*, прижим *7*, стяжной болт *5* и проставочное кольцо *6*.

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.

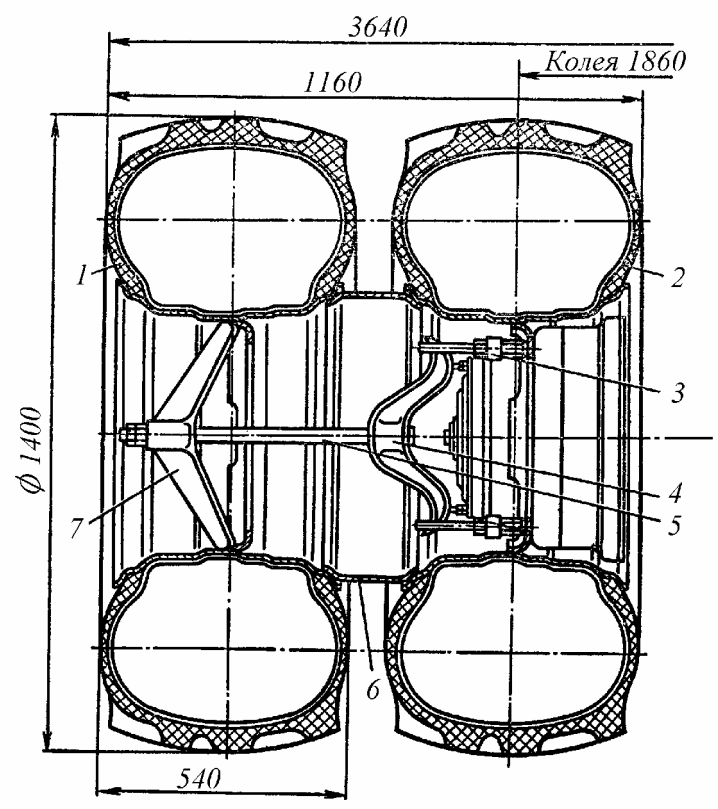


Рис. 7.15. Приспособление для сдваивания колес трактора Т-150К:
1 – наружное колесо; *2* – внутреннее колесо; *3* – кронштейн; *4* – захват; *5* – стяжной болт; *6* – проставочное кольцо; *7* – прижим

Натяжное колесо *1* полугусеничного хода (рис. 7.16) с осью *2* устанавливают на кронштейне *6*, приваренном к балансиру *7*. Задний конец балансира *7* через серьги *12* шарнирно соединен с кронштейном *13*, привернутым к рукаву полуоси заднего колеса болтами *14*.

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 отверстии 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 отверстии 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* винтовой цилиндрической пружины *11*. Последний служит для регулирования натяжения гусеницы ввинчиванием или вывинчиванием винта *10* из внутренней трубы *17* и прижатия натяжного колеса к грунту перестановкой верхнего конца наружной трубы *16* в различные отверстия кронштейна *15*.

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.

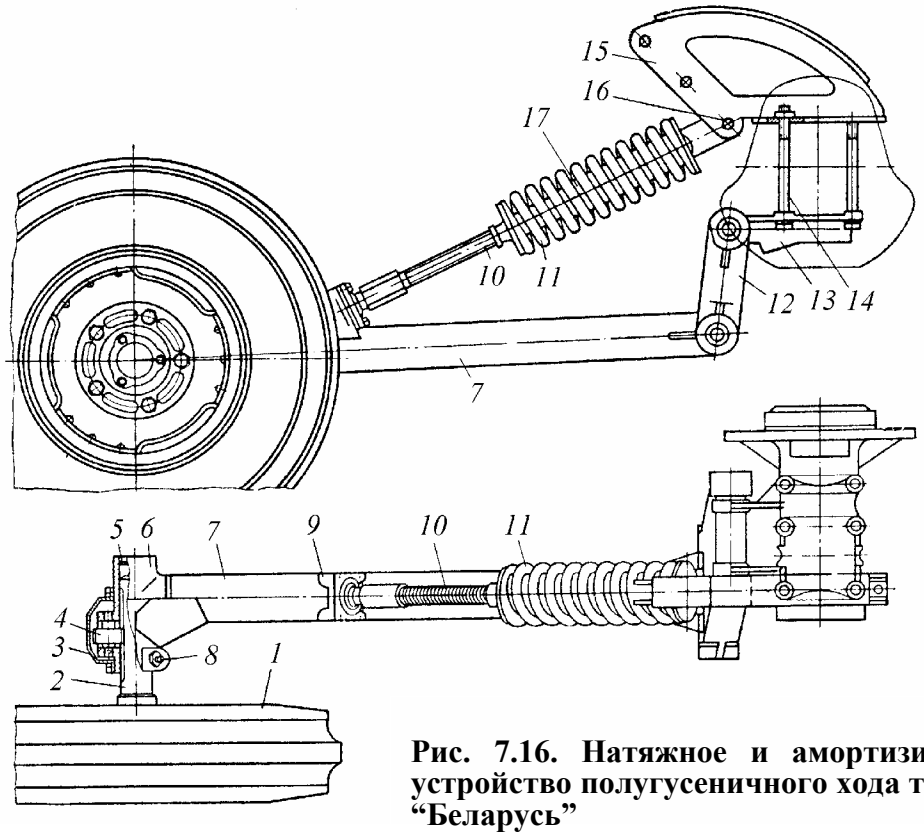


Рис. 7.16. Натяжное и амортизирующее устройство полугусеничного хода трактора "Беларусь"

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 заполне-

ния 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 механизма 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 устанавливают на большинстве современных колесных тракторов. Принцип действия и конструкция догружателей ведущих колес рассмотрены в главе 10.

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, исключающая раздельное буксование ведущих колес.

Повышение тягово-сцепных качеств промышленных 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 уравновешивания массы ковша и увеличения усилия копания ковша на фронтальных погрузчиках применяют металлический балласт и жидкостное балластирование.

7.7. 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;

- поддержание сходимости колес переднего моста в установленных пределах;

- соблюдение соответствия ширины колеи и давления в шинах харак-

теру выполняемых работ и виду обрабатываемых культур.

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 монтажем 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 соответствующих приспособлений. Запрещается производить монтаж и демонтаж шин непосредственно на тракторе.

Внутреннее давление воздуха в шинах контролируют перед выездом на работу.

Основные неисправности ходовой системы и способы их устранения даются в инструкции по эксплуатации трактора.

Глава 8

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

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 остове 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. Этот способ поворота используют 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. 8.1. Следует отметить, что для обеспечения качения всех колес трактора при его повороте без их бокового скольжения необходимо, чтобы их оси при условном продолжении пересекались в одной общей точке - центре поворота.

На рис. 8.1,*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 (колея) трактора.

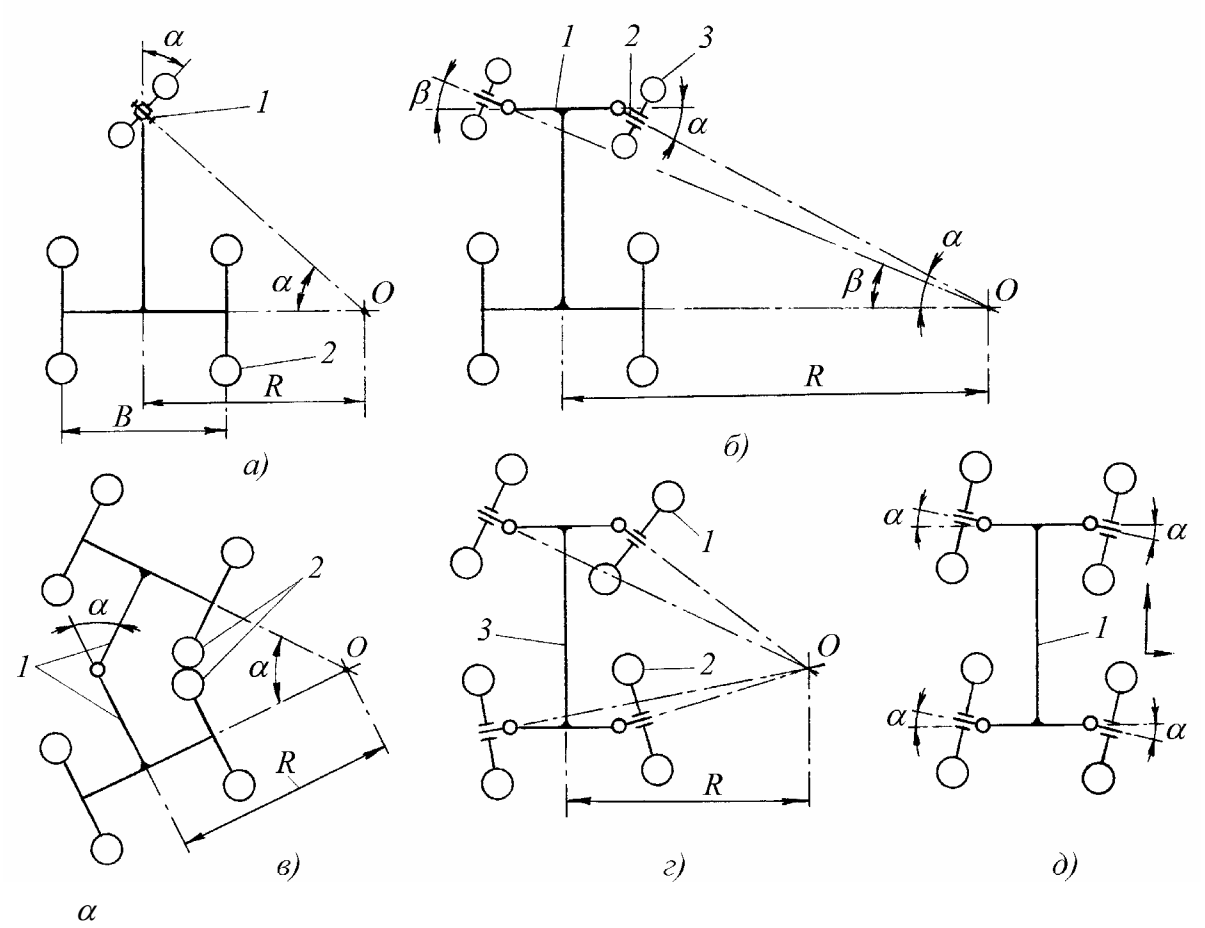


Рис. 8.1. Схемы поворота колесных тракторов

На рис. 8.1,*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. 8.1,*в*) путем складывания шарнирно сочлененных полурам *1*, относительно которых ведущие колеса *2* не поворачиваются. 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. 8.1,*г*) 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 веду-

щих колес *2* в противоположную сторону.

В некоторых конструкциях тракторов колеса поворачиваются не только по рассмотренной схеме (см. рис. 8.1,*г*), но и могут одновременно все поворачиваться на один и тот же угол α (рис. 8.1,*д*). При этом возможно "крабовое движение" трактора, когда остов *1* одновременно двигается вперед и в сторону без поворота в плане. Такой поворот облегчает движение трактора вверх по склону и оказывается полезным при выполнении некоторых технологических операций.

Рассмотренные способы поворота тракторов осуществляются механизмами и агрегатами рулевого управления.

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 кинематически связан с рулевым механизмом и поворот управляемых колес осуществляется только мускульной силой тракториста, приложенной к рулевому колесу.

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 колеса. 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. Исполни-

тельным 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 средней и высокой мощности.

8.1. Рулевой привод

Рулевой привод, в зависимости от рассмотренных способов поворота трактора и принципов действия рулевого управления, может быть механическим или гидравлическим.

Механический рулевой привод служит для поворота двух управляемых колес тракторов 4К2 и 4К4а на разные углы α и β (см. рис. 8.1,*б*) с целью их “чистого качения”.

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. 8.2. 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*.

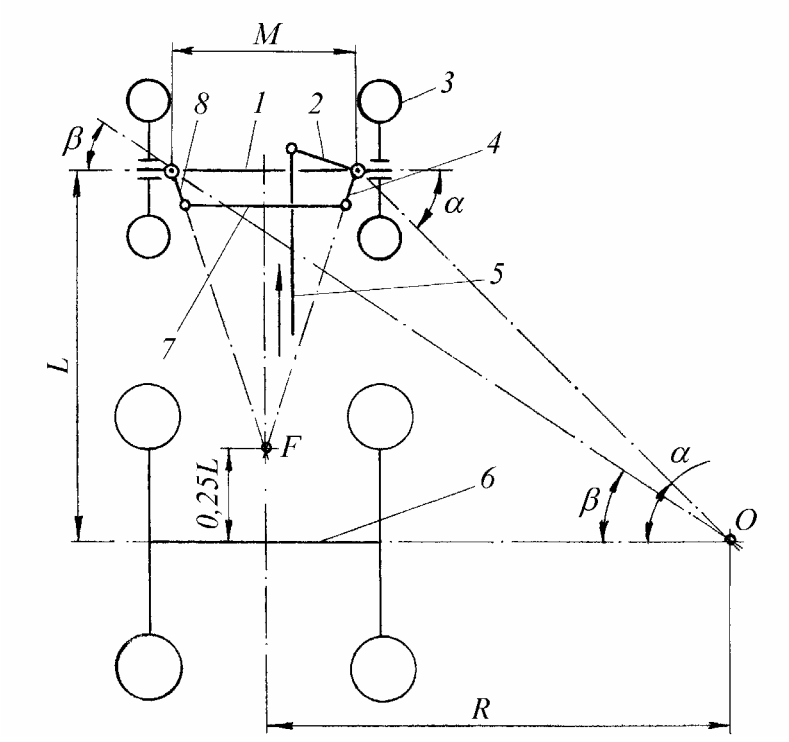


Рис. 8.2. Схема поворота трактора с рулевой трапецией заднего расположения

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. 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.

Следует обратить внимание, что на пропашных колесных тракторах с переменной колеей при ее изменении необходимо и изменение длины поперечной тяги, 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.

Шаровые шарниры рулевых тяг показаны на рис. 8.3. 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. 8.3,*а*) и с поперечными. Последние подразделяются на цилиндрические (рис. 8.3,*б*), клиновые (рис. 8.3,*в*) и с регулируемым шарниром (рис. 8.3,*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. 8.3,*а*), или резьбовой пробкой *9* (рис. 8.3,*б*), или крышкой *9*, фиксируемой стопорным разрезным кольцом (рис. 8.3,*в*).

Шарниры с металлическими сухарями обычно смазываются через масленки *7* (рис. 8.3,*а* и *б*). Шарниры с сухарями из антифрикционных полимерных материалов имеют одноразовое смазывание при сборке, что упрощает их эксплуатацию (рис. 8.3,*в* и *г*). Иногда нижний сухарь *5* (рис. 8.3,*г*) делают из упругого эластомера для устранения зазоров в шарнире. Здесь вместо пружин сухари *5* и *8* сжимаются регулировочной пробкой *9*, фиксируемой проволочной стяжкой *10*.

Для защиты внутренней полости шарниров обычно применяются различные уплотнения *4*.

Гидравлический рулевой привод обычно применяется для взаимного поворота полурам остова трактора 4К4б с неповоротными ведущими колесами посредством силовых гидроцилиндров двойного действия (рис. 8.4), управляемых от рулевого колеса через рулевой механизм с усилите-

лем рулевого управления.

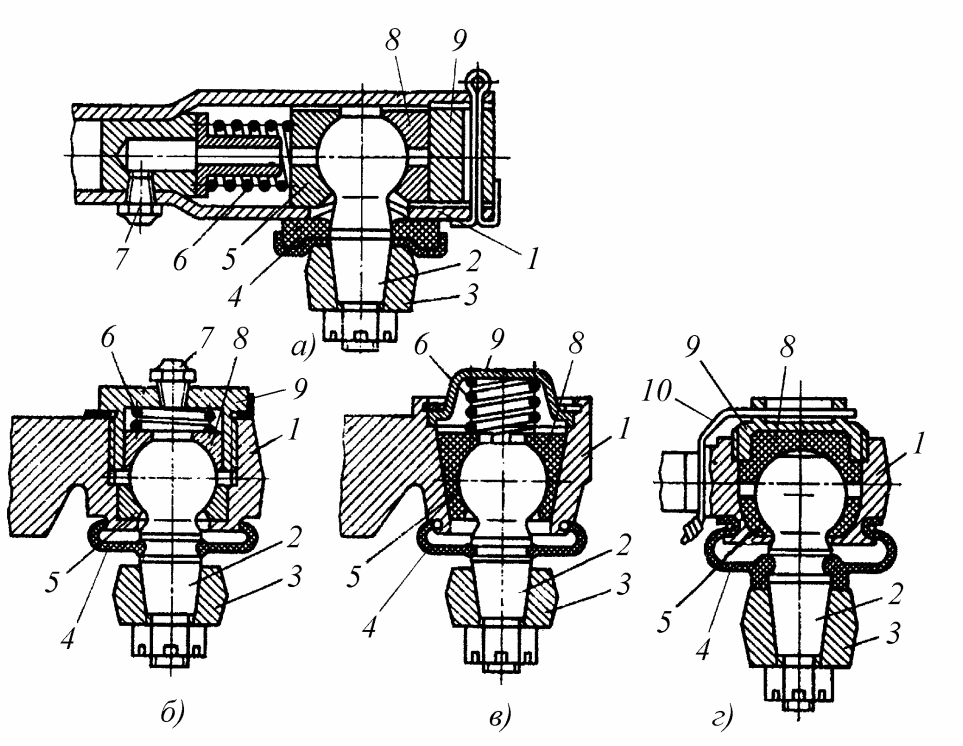


Рис. 8.3. Шаровые шарниры рулевых тяг

На рис. 8.4,*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*.

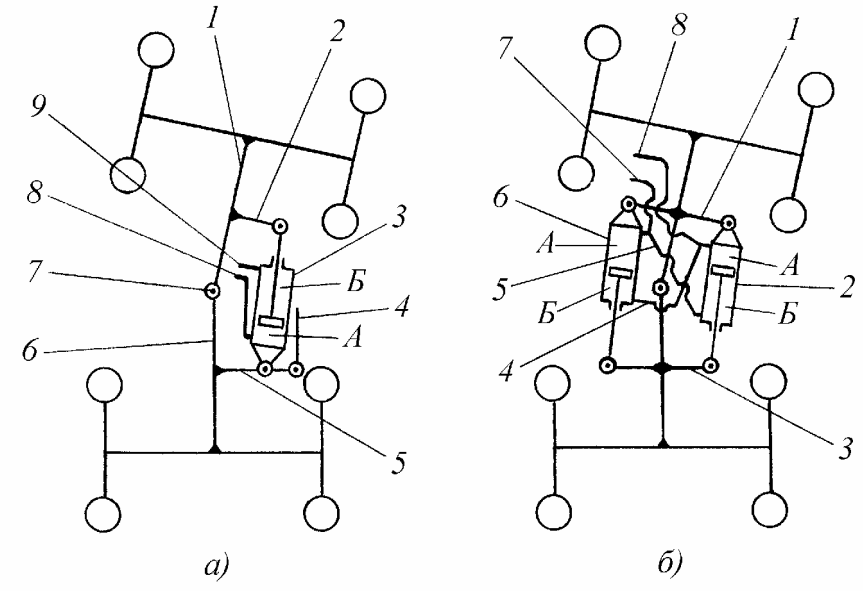


Рис.8.4. Схемы гидравлического рулевого привода тракторов с поворотными полурамами

Полурамы *1* и *6* соединены между собой вертикальным шарниром *7*.

По трубопроводам *8* и *9* жидкость под давлением подается соответственно в надпоршневую *А* или в подпоршневую *Б* 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*.

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. 8.4,*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).

8.2. Рулевой механизм

Тип рулевого механизма зависит от общего принципа действия рулевого управления. Поэтому их также можно классифицировать как: механический; механический с усилителем и гидрообъемный.

Рулевой механизм механического типа преобразует вращение рулевого колеса в угловое движение рулевой сошки, шарнирно соединенной с продольной тягой рулевой трапеции или непосредственно с ее поворотным рычагом.

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. 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 рулевые механизмы обычно выполняются на пределе обратимости с относительно высоким прямым КПД (0,75…0,85) и пониженным обратным (0,5…0,65).

В шестеренном двойном рулевом механизме (рис.

8.5,*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.

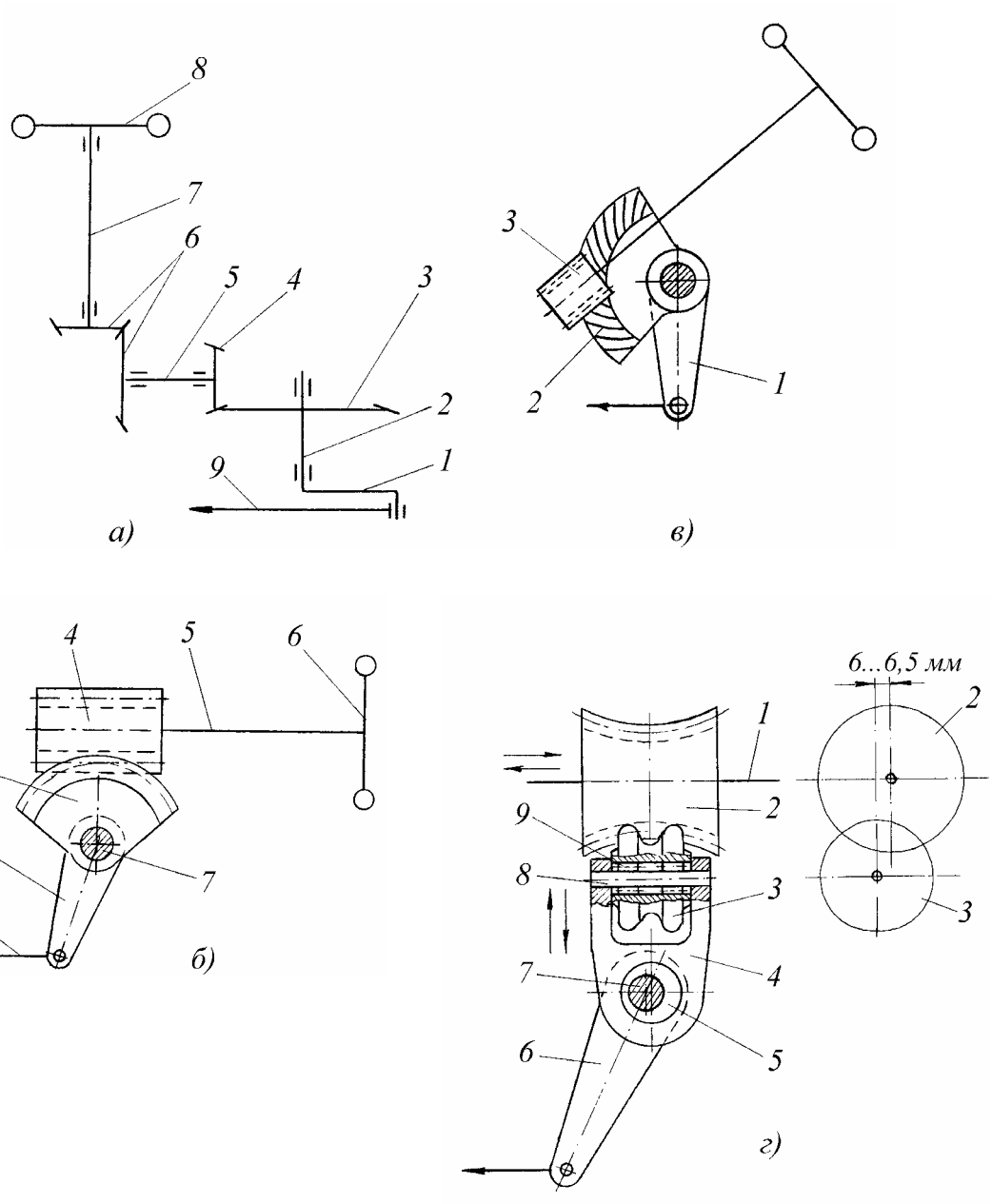


Рис. 8.5. Кинематические схемы рулевых механизмов

В червячном рулевом механизме (рис. 8.5,*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 соеди-

нительного вала *7*.

При наличии одного или двух спаренных управляемых колес сектор *3* устанавливается непосредственно на хвостовике вертикального поворотного вала *7*.

Встречаются рулевые механизмы (рис. 8.5,*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. 8.5,*б* и *в*) предусмотрено обязательное регулирование зазора в червячной паре.

В рулевом механизме с глобоидным червяком и радиальным двух- или трехгребневым роликом (рис. 8.5,*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 движения.

Механический рулевой механизм с усилителем 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 ограни-

ченном времени движения трактора (до 2,5 с). Это необходимо для уменьшения ширины поворотной полосы МТА при проведении различных сельскохозяйственных и других работ.

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;
- поглощение ударов при наезде управляемых колес на препятствие, предотвращающее их передачу на рулевое колесо;

Определенными их недостатками являются:

- некоторое ухудшение стабилизации управляемых колес из-за противодавления 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.

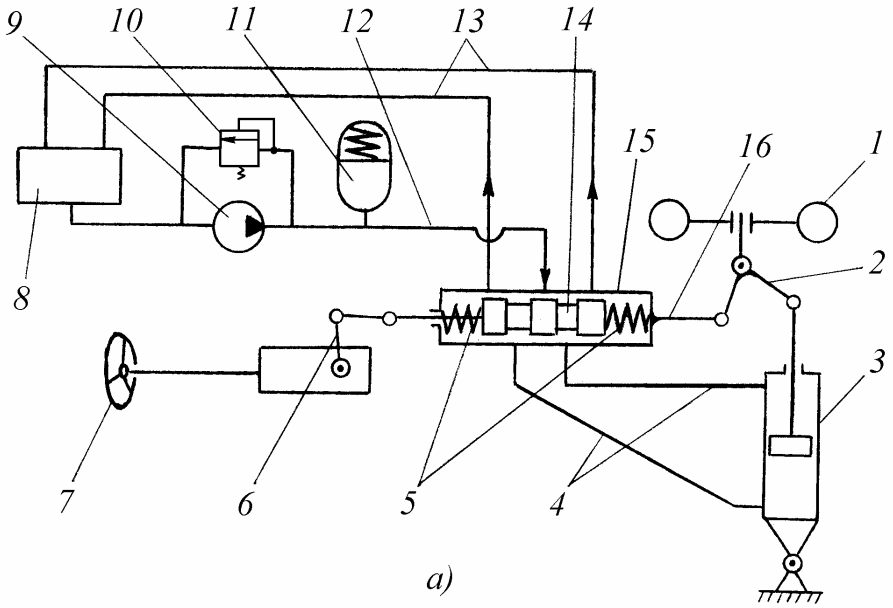
В рулевом управлении с гидроусилителем (рис. 8.6,*а*) рулевой привод условно представлен двухплечим рычагом *2*, устанавливающим положение управляемого колеса *1* и рулевой трапеции (отсутствующей на схеме).

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 способ-

ствует стабилизации его движения.



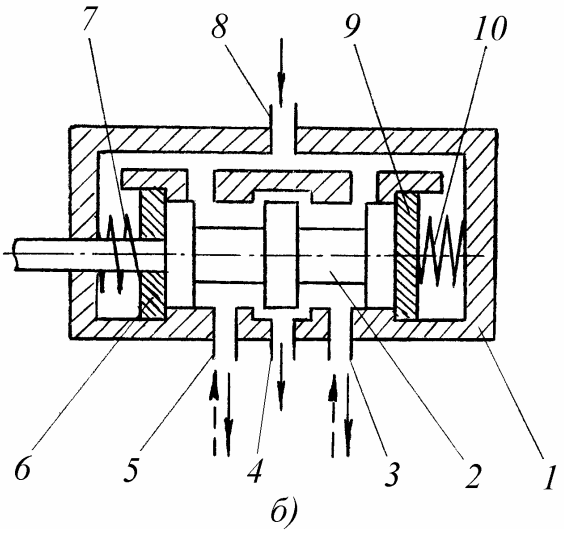


Рис. 8.6. Схема рулевого управления трактора с гидроусилителем

В рассматриваемой схеме применен распределитель с замкнутой системой циркуляции масла - распределитель с закрытым центром. По этой системе, при нейтральном (запирающем) 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*.

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* из нейтрального положения вперед или назад (в зависимости от требуемого направления поворота 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*.

В распределителе, работающем по открытой системе циркуляции масла (распределителе “с открытым центром”), при нейтральном положении золотника центральный канал корпуса распределителя открыт и масло под действием насоса циркулирует по замкнутому кругу: насос - распределитель - бак - 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 действие по пе-

ремещению рулевого колеса было рассмотрено выше (см. рис. 8.6,*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, что ухудшает 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. 8.6,*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. 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. 8.6,*б*, в схему на рис. 8.6,*а* получим схему рулевого управления трактора с гидроусилителем комбинированного следящего действия.

По типу компоновки основных элементов гидроусилителя (распреде-

лителя и силового (силовых) гидроцилиндров) с рулевым механизмом различают две принципиальные конструктивные схемы: моноблочную 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 и ремонте 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 приводу.

Достоинствами раздельных 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).

Раздельная компоновка элементов гидроусилителя применяется обычно для поворота трактора 4К4б с шарнирно сочлененными полурамами их остовов и неповоротными колесами относительно них. На рис. 8.7 показано действие гидроусилителя при повороте полурам *7* и *9* для движения трактора вправо.

Распределитель *17* 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 – образуют гидравлический рулевой привод для поворота полурам тракторов 4К4б.

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 позво-

ляющих 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.

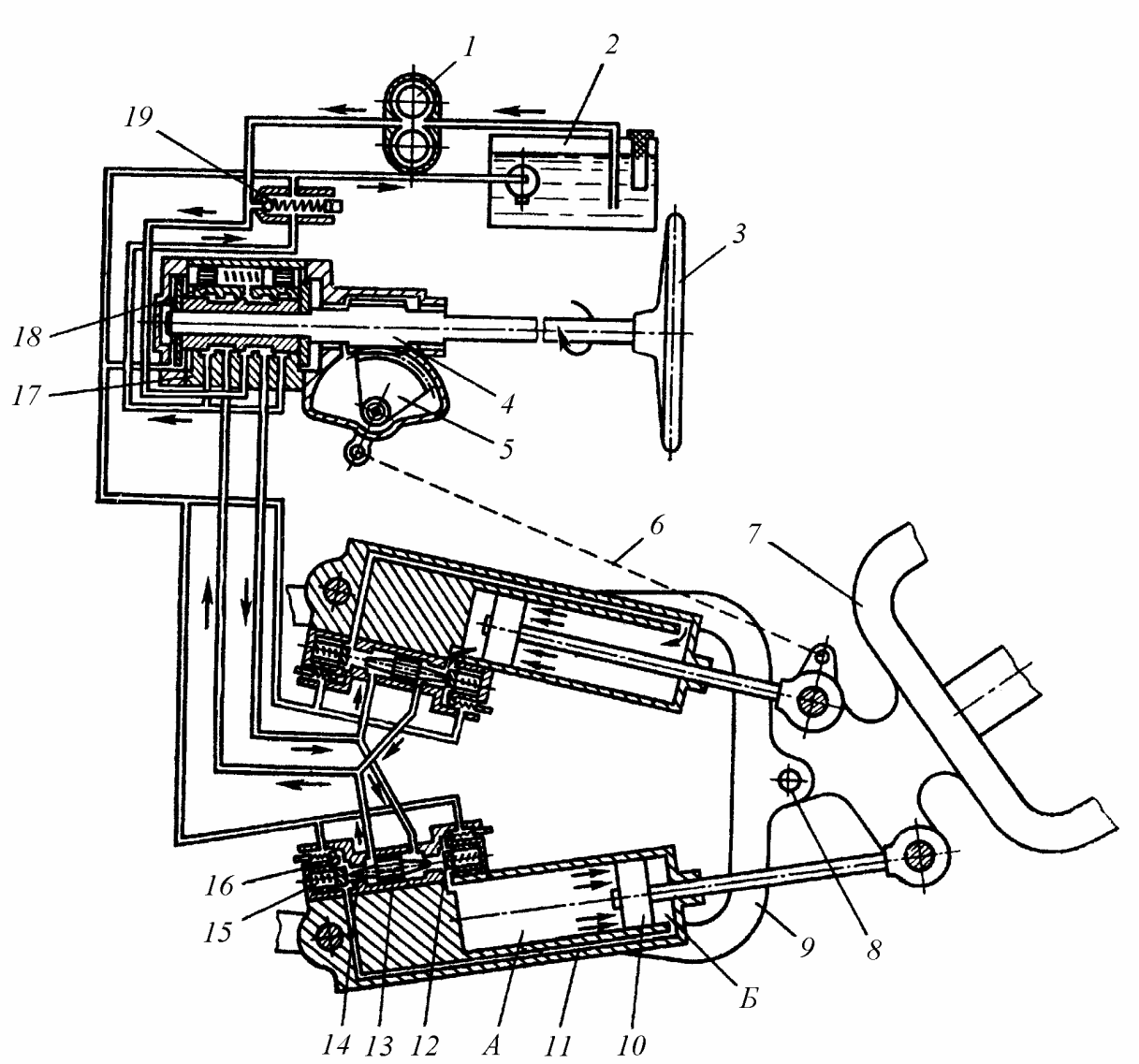


Рис. 8.7. Схема рулевого управления трактора с гидроусилителем раздельного типа

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*. 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*, поворачиваясь относительно неподвижного сектора *5*, перемещает золотник *18*, соответствую-

щие нагнетательная и сливная полости распределителя *17* соединяются с клапанными коробками *14* гидроцилиндров *11*.

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 *Б* 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* уравняются. 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 рассмотренной конструктивной схемы гидроусилителя, в этом случае 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.

8.3. Гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ)

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.

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.

Несмотря на разнообразие конструктивных схем ГОРУ наиболее распространенными из них являются схемы с использованием управляющих устройств, называемых насосами-дозаторами.

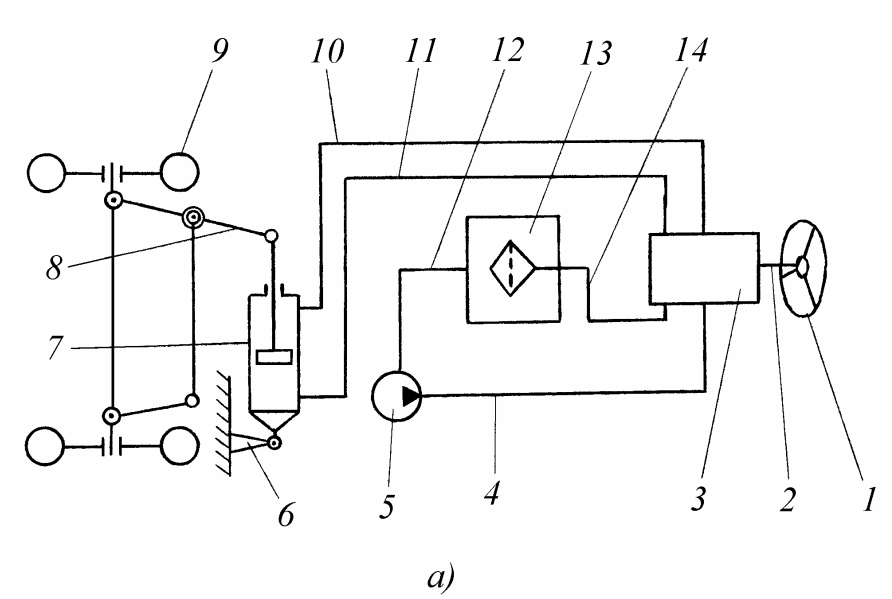
По количеству контуров управления различают одноконтурные и двухконтурные схемы ГОРУ.

Одноконтурные схемы ГОРУ. Наиболее распространенной является одноконтурная схема ГОРУ, применяемая на большинстве тракторов 4К2 и 4К4а, включая новые отечественные модели. Она характеризуется тем, что весь поток масла, поступающего от гидронасоса в исполнительный гидроцилиндр привода рулевой трапеции (или другого рулевого привода), проходит по одной последовательной гидравлической цепи.

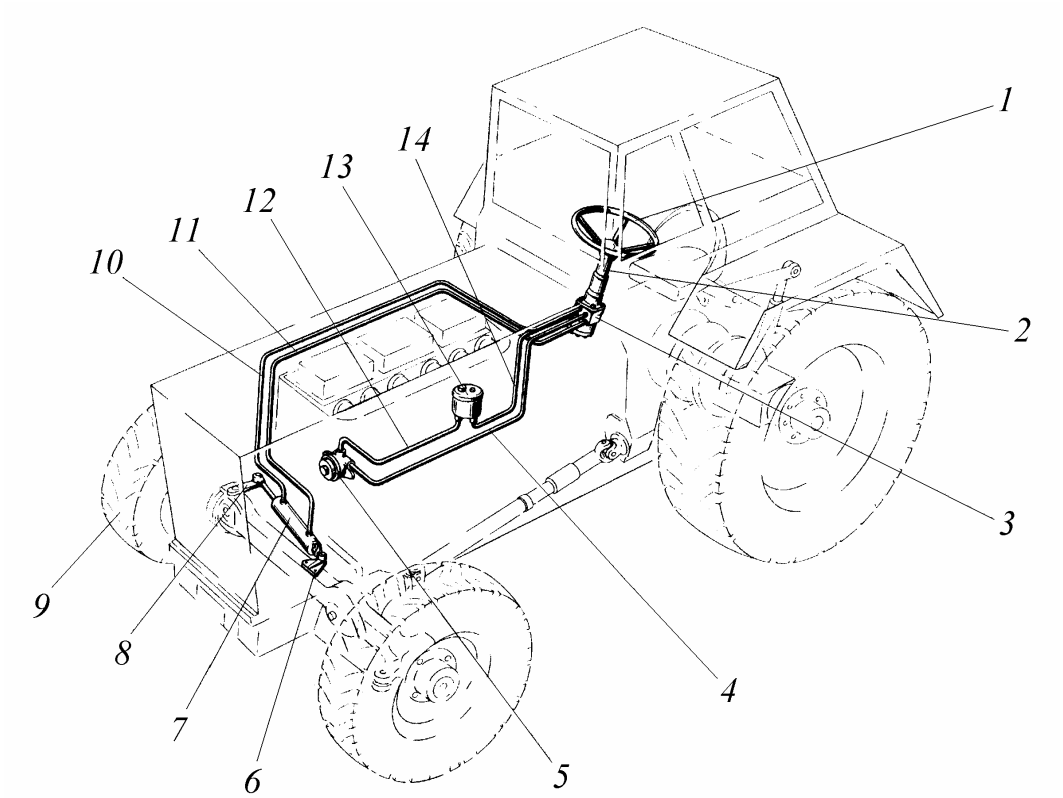
Принципиальная кинематическая и гидравлическая схема одноконтурного ГОРУ применительно к трактору 4К4а и его компоновка на тракторе показаны на рис. 8.8.

При прямолинейном движении трактора гидронасос *5* подает масло по нагнетательному трубопроводу *4* к насосу-дозатору *3* и его распределительному устройству (не показанно) 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.



а)



б)

Рис. 8.8. Одноконтурное ГОРУ:
а - схема; *б* - компоновка агрегатов на тракторе

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 вра-

щения рулевого колеса *1* управляемые колеса *9* трактора остаются в повернутом положении, а золотник распределителя возвратится в нейтральное положение, запирая полости цилиндра 7.

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 см^3 и с механически управляемым распределителем.

Двухконтурные схемы ГОРУ 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 интерес представляет отечественная схема ГОРУ с усилителем потока для колесных тракторов типа Т–150К (рис. 8.9).

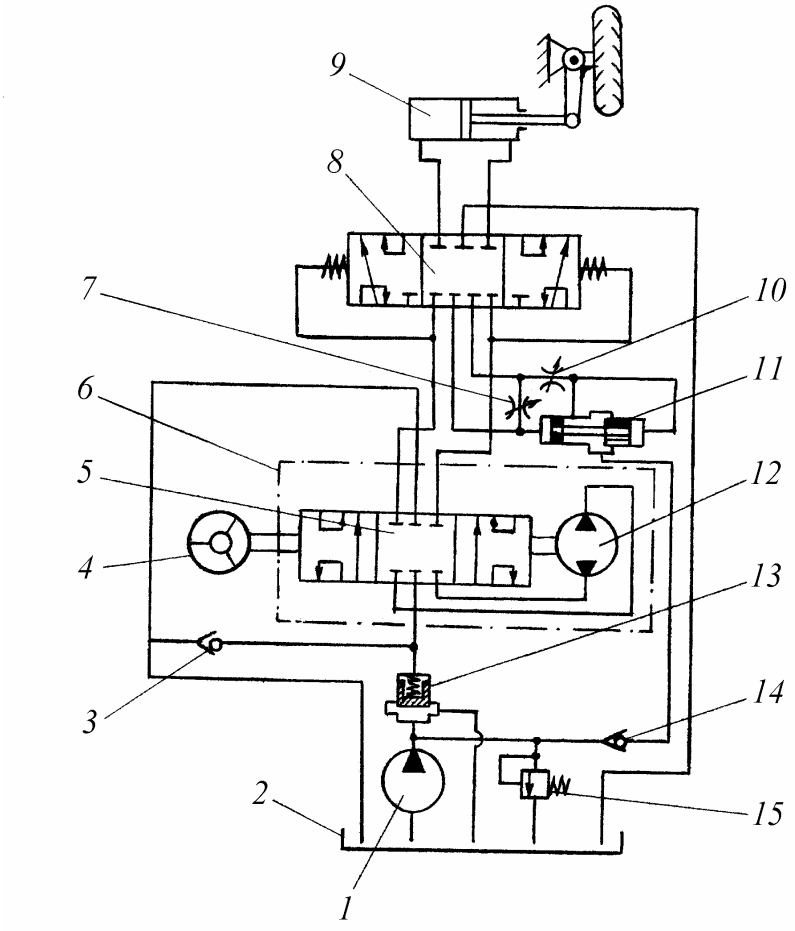


Рис. 8.9. Схема двухконтурного ГОРУ

В представленной на рис. 8.9 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 сле-

дующем. 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*.

Так как регулятор давления *11* уравновешивает 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.

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 поворот трактора осуществляется вручную поворотом ротора насоса-дозатора.

8.4. 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.

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.

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. 8.10 представлены наиболее характерные принципиальные схемы приводов рулевого механизма.

На рис. 8.10,*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*.

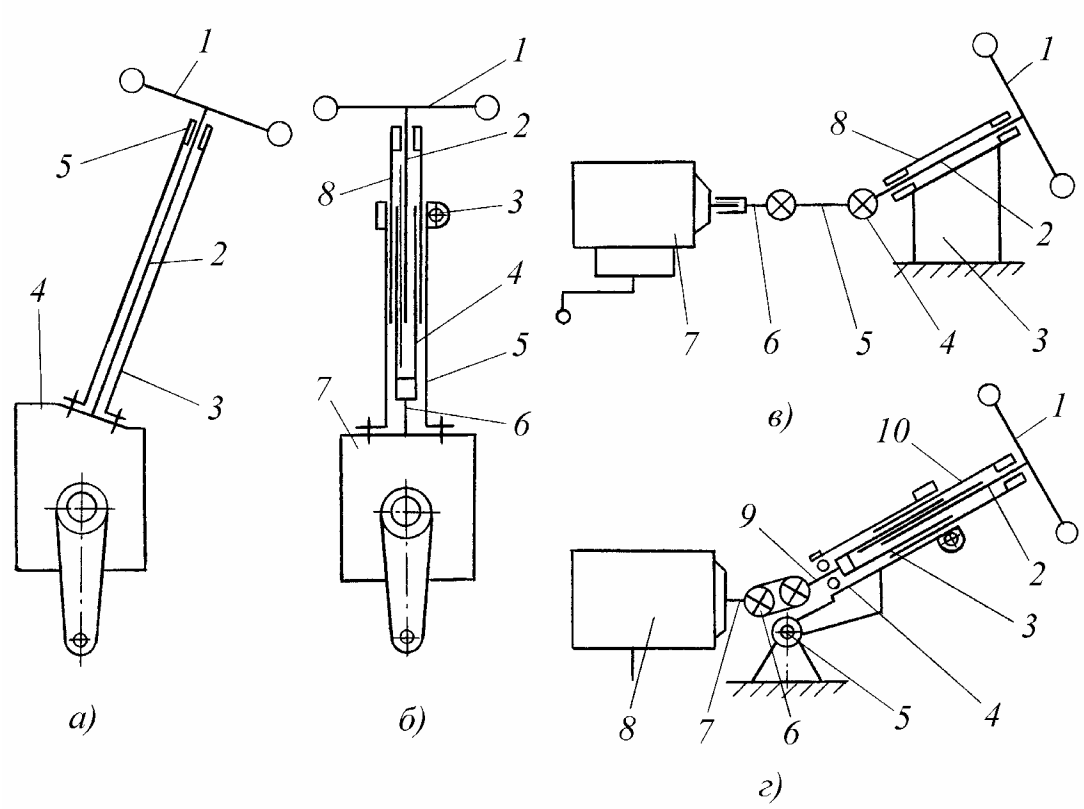


Рис. 8.10. Принципиальные схемы приводов рулевого механизма

На рис. 8.10,*б* представлен вертикально расположенный привод, позволяющий менять положение высоты рулевого колеса *1*. Рулевой вал телескопического типа состоит из короткого шлицевого вала *2* и полой 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. 8.10,*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*, карданная вилка *6* которого имеет шлицевое соединение с ведущим валом рулевого механизма *7*.

На рис. 8.10,*г* 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*.

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.

8.5. Уход за рулевым управлением

Уход за рулевым управлением трактора является важнейшим компонентом, обеспечивающим безопасность его движения и включает: периодическую проверку и подтяжку всех резьбовых соединений;

своевременную смазку сопрягающихся подвижных деталей (шарниров, зубчатых зацеплений, подшипников и т.п.);

проверку регулировки 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.

Глава 9

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.

Гусеничный движитель традиционного типа содержит следующие основные элементы (рис. 9.1):

- 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).

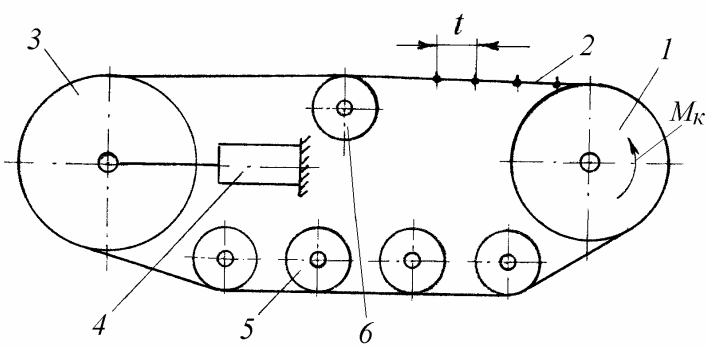


Рис. 9.1. Схема гусеничного движителя

Компоновка элементов движителя на тракторе во многом зависит от типа его подвески.

9.1. Ведущие колеса

Ведущие колеса *1* (см. рис. 9.1) под действием подведенного крутящего момента $M_к$ 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 $P_к$, 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. Переднее расположение ведущих колес встречается на некоторых типах лесопромышленных, специальных и транспортных тракторах.

Мощные промышленные и лесопромышленные гусеничные тракторы с высоко поднятыми ведущими колесами разработаны фирмой Катерпиллар (США). 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 и на сельскохозяйственных тракторах общего назначения.

По способу изготовления ведущие колеса бывают цельнолитыми или составными (рис. 9.2). В первом случае зубчатый венец и ступица ведущего колеса выполняются как единое целое. Крепится ведущее колесо *1* обычно или к фланцу *2* выходного вала конечной передачи (рис. 9.2,*а*), или непосредственно на его шлицевом конце *2* (рис. 9.2,*б*). В составном ведущем колесе (рис. 9.2,*в*) зубчатый венец *1* из специальных хромоникелевых или хромованадиевых сталей посредством болтового соединения закрепляется на ступице *2* из менее дефицитного материала. Такая конструкция колеса более ремонтопригодна и дешевле в эксплуатации.

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.

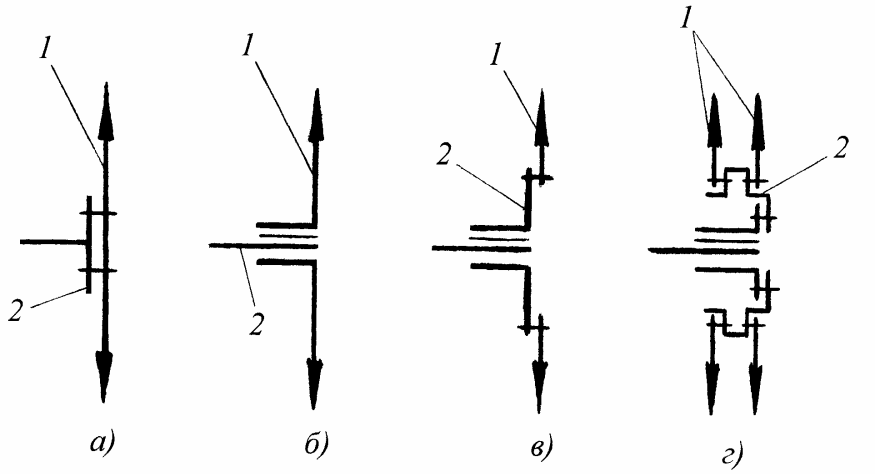


Рис. 9.2. Конструктивные схемы ведущих колес гусеничного трактора

Двухвенцовые колеса, как правило, выполняются составными (рис. 9.2,*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. 9.3). Собираемые на болтах сегменты обода ведущего колеса сокращают продолжительность простоев, поскольку могут быть заменены без расчленения гусеничной цепи или удаления тележек опорных катков. При этом замена отдельных сегментов без замены самого ведущего колеса значительно сокращает расход металла.

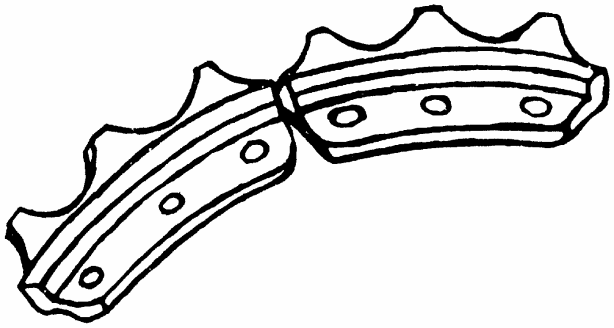


Рис. 9.3. Сегменты обода ведущего колеса, закрепляемые на ступице колеса посредством болтового соединения

По типу зацепления с гусеницей ведущие колеса бывают в основном с цевочным или гребневым зацеплением (рис. 9.4).

При цевочном зацеплении (рис. 9.4,*а*) зубья *1* венца ведущего колеса последовательно входят в контакт с цевками *2* звеньев гусеницы, заставляя ее перематываться по ободу гусеничного движителя. Цевкой называют по-

верхность проушины или соединительной втулки гусеничного звена, на которую давит зуб ведущего колеса.. Цевочное зацепление ведущего колеса с гусеницей получило широкое применение на отечественных и зарубежных гусеничных тракторах.

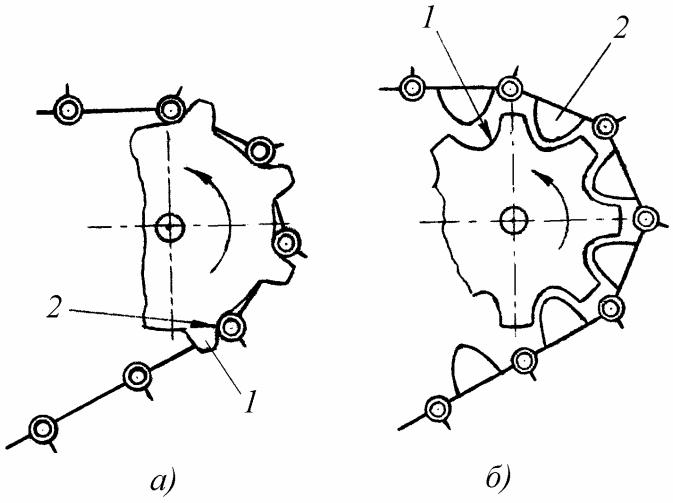


Рис. 9.4. Схемы зацепления ведущих колес с гусеницей

При гребневом зацеплении (рис. 9.4,*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.

9.2. 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 перекатывания опорных катков движителя и преобразования крутящего момента, подводимого к ведущим колесам, в силу тяги, перемещающую тракторный агрегат.

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).

Составные звенья гусениц. Составное звено гусеницы рельсового типа с приподнятым закрытым шарниром (рис. 9.5,*а*) 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*.

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. 9.5,*б*).

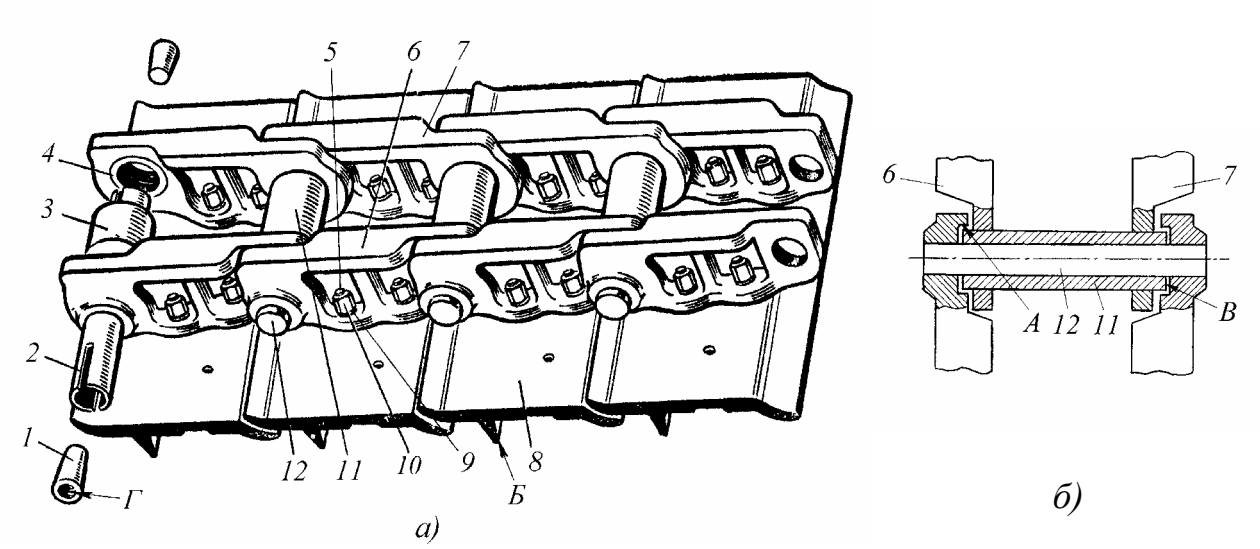


Рис. 9.5. Составная гусеница рельсового типа с приподнятыми закрытыми шарнирами

К нижней поверхности каждой пары щек посредством болтов *5*, гаек *10* и стопорных шайб *9* крепится башмак *8* с поперечным грунтозацепом *Б*, выполненный из стали фасонного профиля.

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 *В*, 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. 9.5,*а*) 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 ко-

ническими 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 ремонтопригодность, 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 ремонтопригодности 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. 9.6). 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 разжимным резиновым кольцом *8*. Одновременно уплотнение *4*, находясь на поверхности упорных полиуретановых колец *9*, дополнительно защищает внутреннюю полость шарнира от проникновения в него абразива.

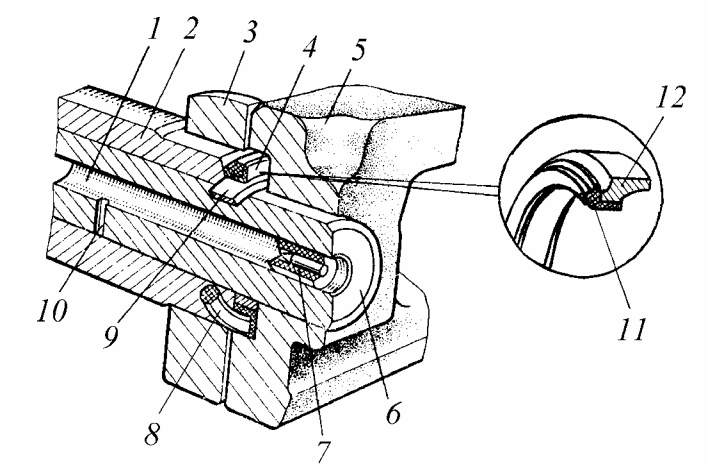


Рис. 9.6. Шарнир звена составной гусеницы с жидкостным смазыванием пар трения

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*.

Цельнолитые звенья гусениц изготовляют отливкой из высокомарганцовистых сталей. По типу беговой дорожки они могут быть плоскими или рельсовыми.

Плоские необработанные звенья гусениц для цевочного зацепления (рис. 9.7,*а*) представляют собой литые фасонные плиты с беговыми дорожками *1* и с проушинами в средней части, являющиейся цевками 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 *5* и *2* и закрепленными в них посредством шайб *7* и шплинтов *8*. 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. 9.7,*б*) имеют беговые дорожки *1*, аналогичные рассмотренным ранее. 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*.

Преимуществом литых плоских звеньев по сравнению с составными рельсовыми, являются простота их изготовления и обслуживания, небольшая стоимость и относительно малая масса.

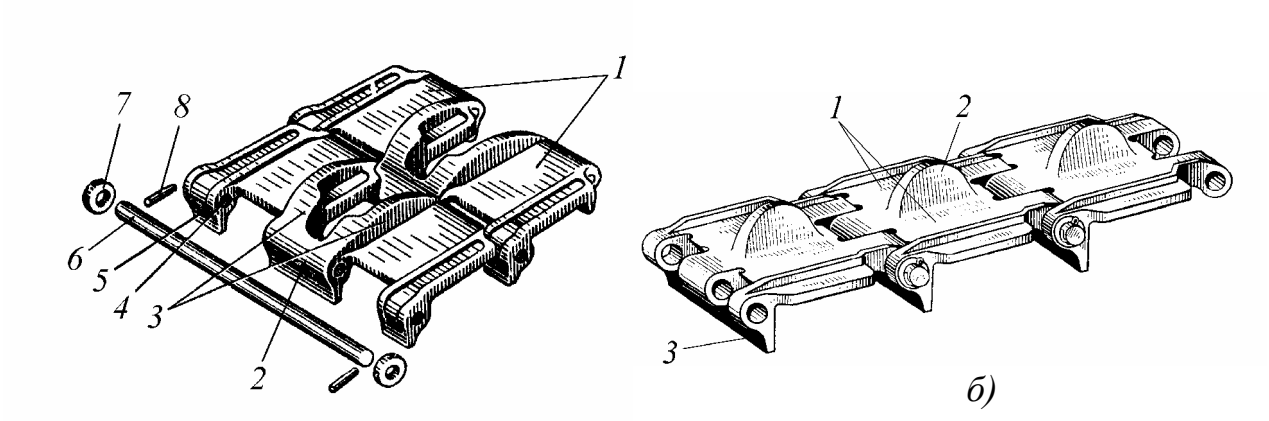


Рис. 9.7. Гусеницы с цельнолитыми звеньями:
а – с цевочным зацеплением; *б* – с гребневым зацеплением

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.

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. 9.8). 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*.

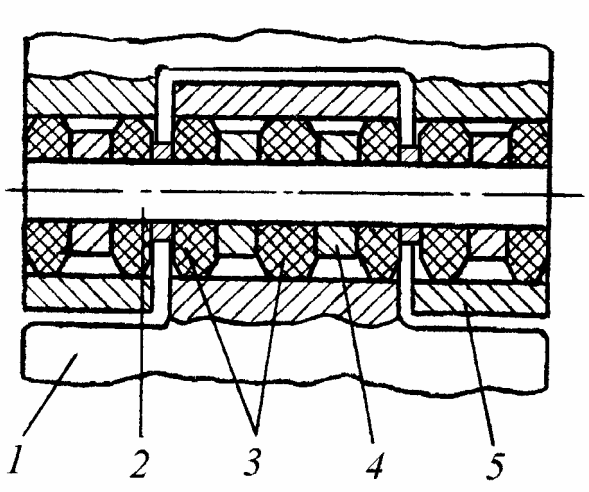


Рис. 9.8. Схема РМШ с ограничителями радиальной деформации резиновых втулок

В обычных условиях эксплуатации под действием тягового усилия сжимаются только резиновые втулки *3*. Когда сила тяги приближается к

максимальной, в контакт в проушиной 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°.

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. 9.9,*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 каждой 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.

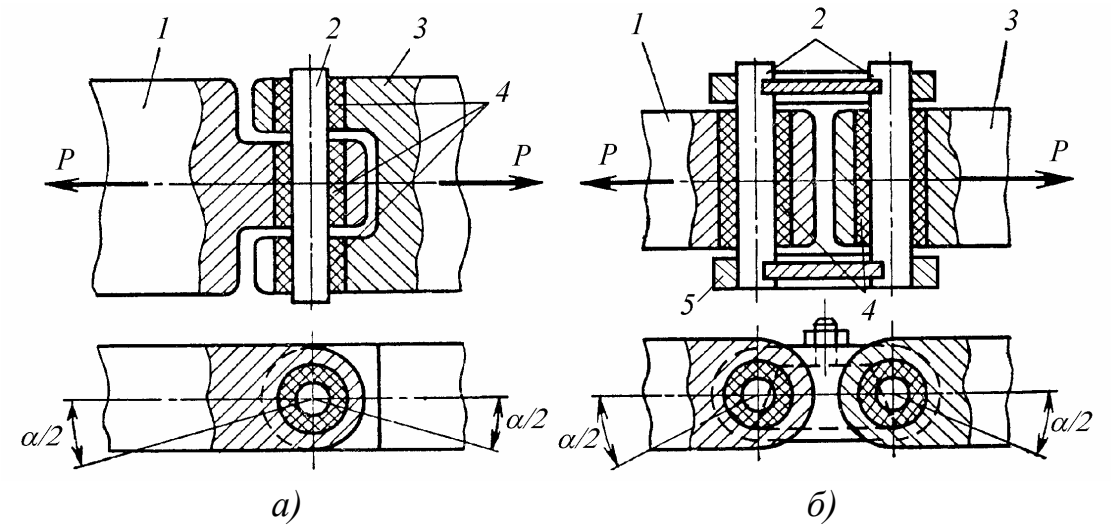


Рис. 9.9. Схема гусеницы с РМШ:
а – с последовательным шарниром; *б* – с параллельным шарниром

В параллельном РМШ (рис. 9.9,*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.

В гусеницах с параллельными РМШ возможность разборки 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 резинометаллических 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.

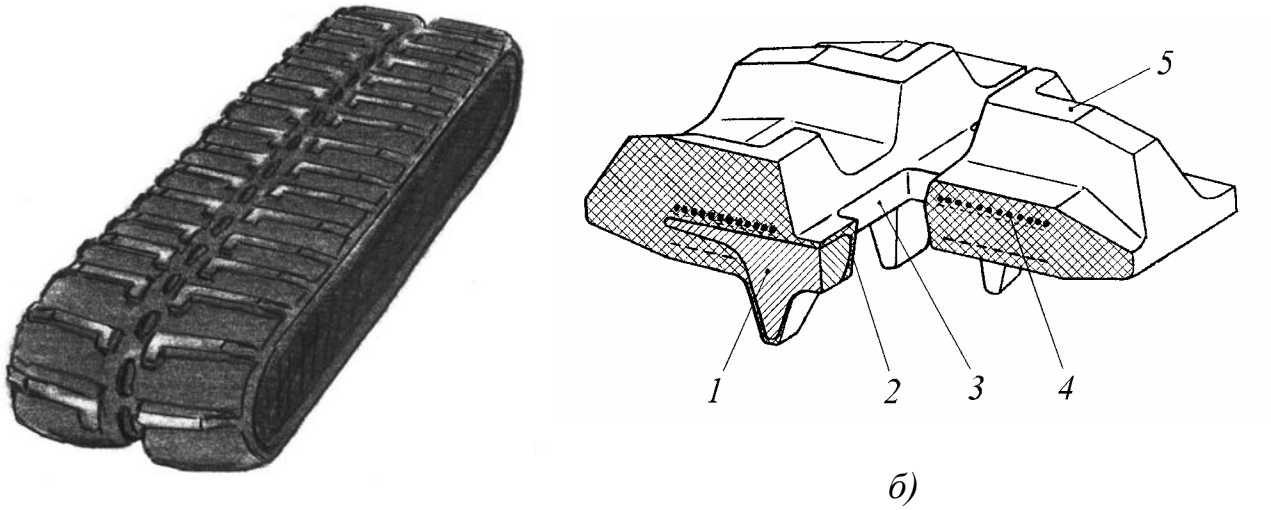
Длина резиновых втулок, через которые передается тяговое усилие *P* у гусеницы с последовательными РМШ составляет 45…50% общей ширины гусеницы, а у гусеницы с параллельными РМШ – 60…70%. Поэтому гусеницы с параллельными РМШ целесообразно применять только на мощных тракторах больших тяговых классов, так 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 представляют собой стальные фигурные отливки, состоящие из плоской опорной плиты (башмака) с грунтозацепом на ее нижней стороне и двух направляющих фигурных щек (рельс) на верхней. Они имеют все достоинства и недостатки составных звеньев рельсового типа, но посравнению с ними несколько проще по конструкции.

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. 9.10,*а*, а условный ее разрез по закладному элементу и цевке показан на рис. 9.10,*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 требуют сильного натяжения гусениц, что приводит к снижению их долговечности.



а)

б)

Рис. 9.10. 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 движителя.

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.

9.3. Направляющее колесо

Направляющее служит для выполнения следующих функций:

- направления движения гусеницы и укладки ее траков под передний опорный каток;
- изменения степени натяжения гусеницы;

Направляющие колеса классифицируют 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. 9.11,*а*), одноободьевый с выступом в средней части (рис. 9.11, б) и двухободьевый (рис. 9.11,в).

По конструкции обода различают цельнолитые колеса - из высокоуглеродистых сталей ободья отлиты с последующей закалкой обода как одно со ступицей (рис. 9.11, а-в) и составные (рис. 9.11,г) - ободья *1* крепятся к отдельной ступице *2*.

По способу крепления направляющие колеса бывают на ползунах или на кривошипе.

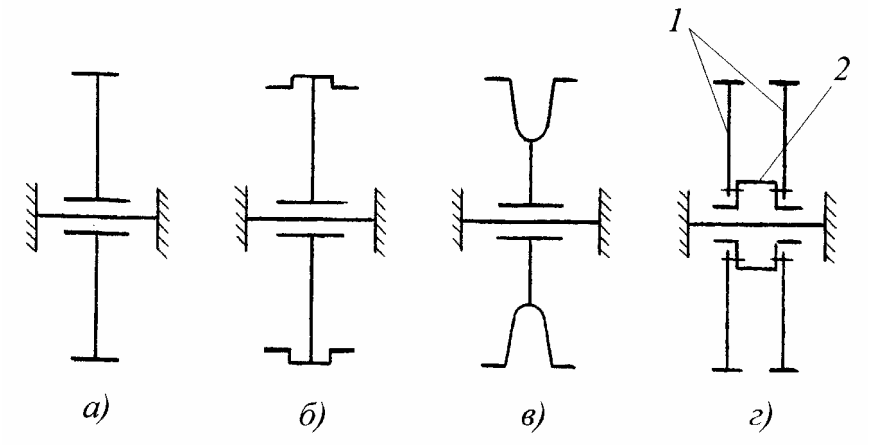


Рис. 9.11. Схемы конструкций ободьев направляющих колес

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. 9.12,*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 упруговзвешенное положение ползуна *4* устраняет износ его нижней части и удары его и захватов *2* с соприкасающимися поверхностями при работе направляющего колеса.

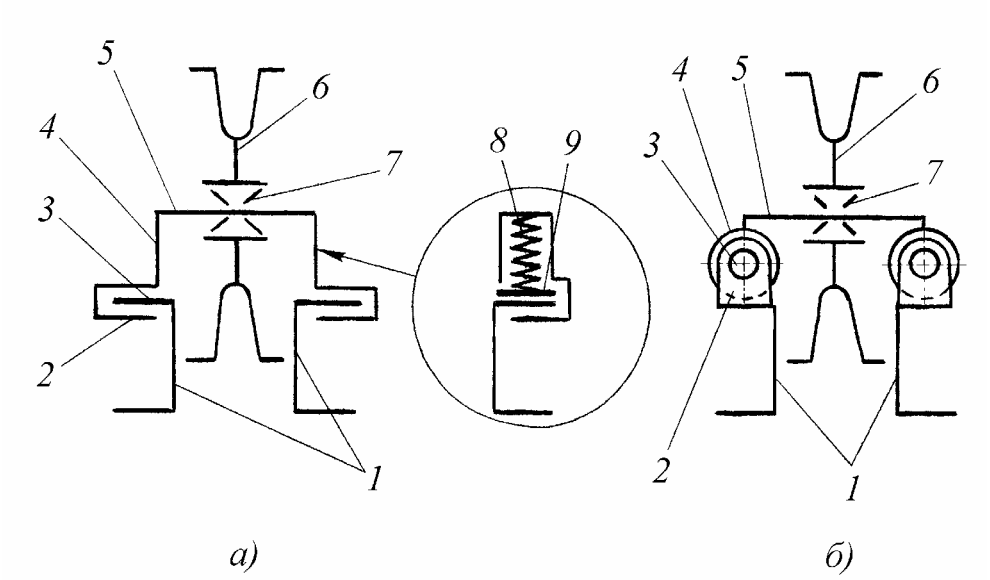


Рис. 9.12. Схемы установки направляющего колеса на ползунах

Встречаются конструкции (рис. 9.12,*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.

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.

На рис. 9.13 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 щеке кривошипа *5* закреплен палец *4* вилки механизма натяжения гусеницы.

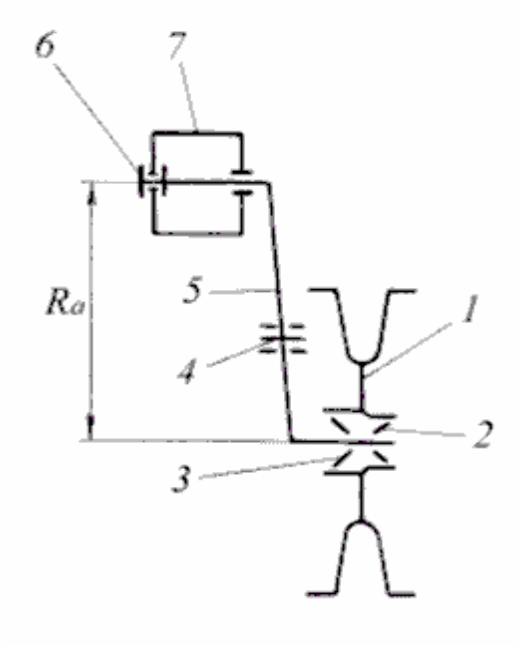


Рис. 9.13. Схема установки направляющего колеса на кривошипе

9.4. 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, иначе возможно спадание гусеницы. Кроме того, 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. 9.14,*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. 9.14,*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.

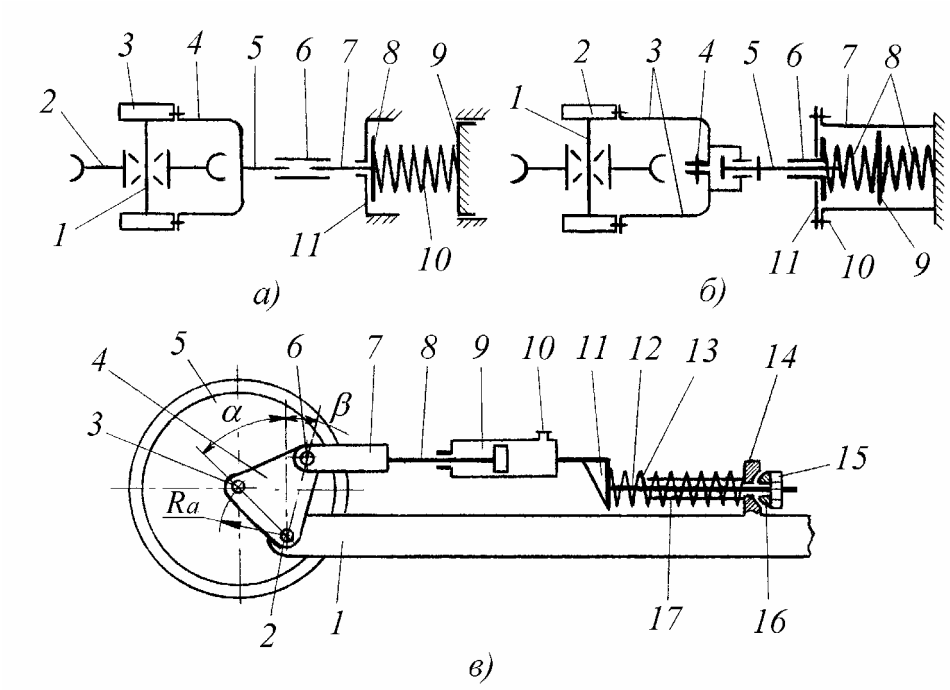


Рис. 9.14. Принципиальные схемы конструкций натяжного и амортизирующего устройств, устанавливаемых на тележке гусениц

Стержни *5* и *7* имеют разное направление резьбы, а соединительная резьбовая регулировочная втулка *6* по краям имеет также разное направление резьбы. 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. 9.14,*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.

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 амортизирующим устройствах с гидравлическим натяжением гусеницы и направляющим колесом, установленном на кривошипе в передней части тележки гусениц (рис. 9.14,*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.

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. 9.15,*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.

Натяжение гусеницы производится регулировочной гайкой-втулкой *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-втулки *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.

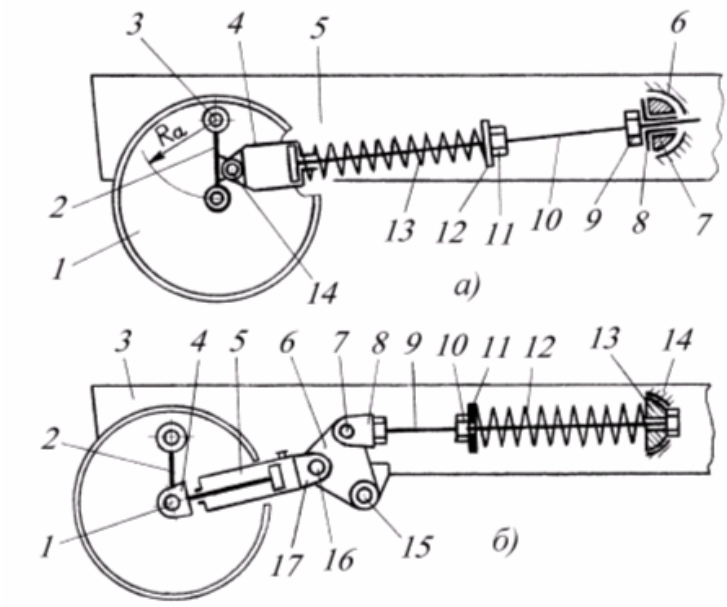


Рис. 9.15. Принципиальные схемы конструкций натяжного и амортизирующего устройств, устанавливаемых на раме трактора

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 гид-

ронатяжителем и промежуточной рычажной системой в приводе к пружинному амортизирующему устройству, показана на рис. 9.15,*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*.

Применение промежуточного рычага 6 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

В движителях некоторых тяжелых промышленных тракторов начинают применять пневмогидравлические натяжные и амортизирующие устройства. Функции пружины здесь выполняет предварительно сжатый азот, находящийся в цилиндре этого устройства.

9.5. 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.

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. Опорные катки изготовляют 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. 9.16).

Одноободьевые опорные катки выполняют чаще всего с гладким цилиндрическим ободом (рис. 9.16,*а*). Такие катки обычно большого диаметра устанавливаются чаще всего на лесопромышленных и транспортных тракторах. Реже встречаются одноободьевые катки со сферической формой обода, но отличающиеся видом ступиц. Так, показанный на рис. 9.16,*б*, каток имеет одну общую ступицу, а на рис. 9.16,*в* - разделенную ступицу. Такие катки, как правило, небольшого диаметра, встречаются на промышленных и специальных тракторах.

Двухободьевые опорные катки в зависимости от типа беговой дорожки сопрягающейся гусеницы выполняются или с гладкими цилиндрическими ободьями (рис. 9.16,*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. 9.16,*д*), так и только с наружной его стороны (рис. 9.16,*е*).

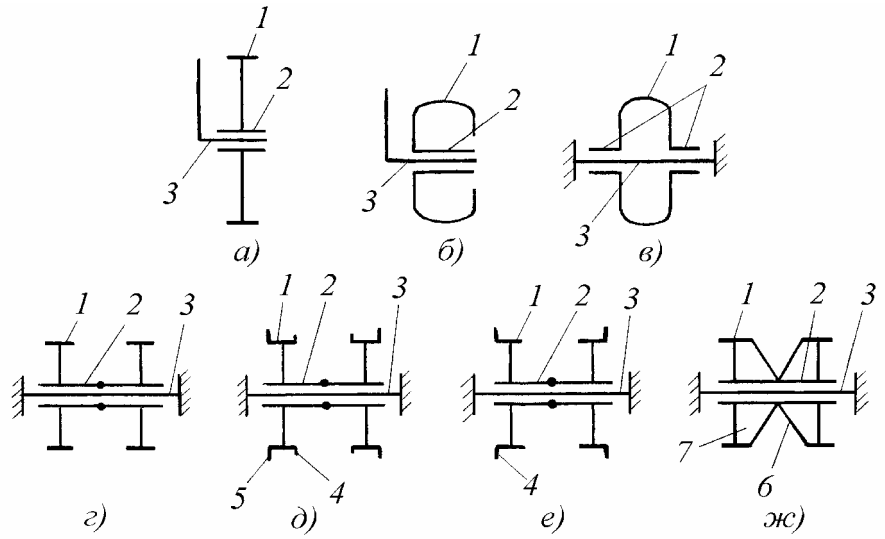


Рис. 9.16. Схемы конструкций опорных катков:
1 – обод катка; *2* – ступица; *3* – ось катка; *4*, *5* – реборды; *6* – кольцевая канавка; *7* – ребро жесткости

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, штампосварными и составными.

Цельнолитыми обычно изготовляются одноободьевые катки, схемы которых рассмотрены выше (рис. 9.16,*а-в*), и двухободьевые для движения по гусеницам с гребневым зацеплением. В последнем случае в их средней части выполняется литая кольцевая канавка *6* для прохода гребней траков

гусеницы (рис. 9.16,*ж*). В таких катках иногда делают радиальные ребра жесткости *7*.

Штампосварные двухободьевые катки обычно состоят из двух одинаковых половинок или роликов, сваренных между собой торцами ступиц, соответственно для плоских или рельсовых гусениц (рис. 9.16,*г-е*).

Составной двухободьевый каток (рис. 9.17,*г*) 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. 9.17,*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 *6* рамы тележки гусениц.

В современных конструкциях опорных катков обычно применяют жидкостное смазывание подшипников, защищаемое торцовыми *7* и грязезащитными лабиринтными уплотнениями *8*.

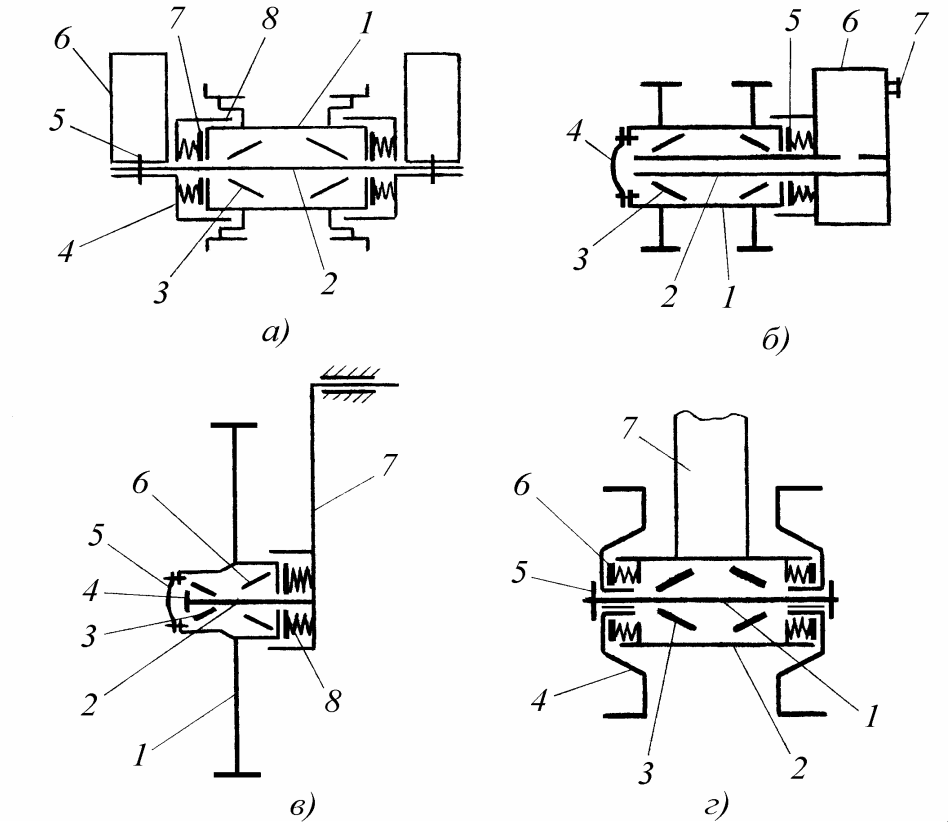


Рис. 9.17. Схемы крепления опорных катков

Иногда встречается консольное неподвижное крепление оси катка к боковой стороне лонжерона рамы тележки гусениц (рис. 9.17,*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*.

Одноободьевые опорные катки *1* большого диаметра (рис. 9.17,*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*.

Двухободьевый каток с вращающейся осью (рис. 9.17,*г*) является составным. Подшипники *3* крепления оси *1* обычно устанавливаются в расточках *2* балансиров *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 выше конструкции опорных катков являются жесткими.

У упругих опорных катков на наружную поверхность цилиндрического обода привулканизирован или напрессован резиновый бандаж. Это улучшает плавность хода трактора, уменьшают уровень шума движителя и повышают долговечность подшипников катков. 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 из строя при попадании между опорным катком и гусеницей режущих и колющих предметов.

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.

Профили обода катка обычно такие же, как опорного катка или направляющего колеса. Для улучшения сцепления обода поддерживающего катка с гусеницей и снижению уровня шума при его работе некоторые конструкции выполняются с резиновыми бандажами.

На транспортных, трелевочных и иных тракторах с большими опорными катками поддерживающие катки не применяют, так как верхняя ветвь гусеницы непосредственно опирается на опорные катки.

9.6. 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.

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.

Различают подвески жесткие, полужесткие, упругие и смешанные.

Жесткая подвеска. В жесткой подвеске (рис. 9.18,*а*) 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 по плотным и неровным грунтам 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, для которых характерен режим работы с малыми скоростями и при этом крайне желательно отсутствие колебаний остова и орудий относительно опорного основания - трубоукладчиках, роторных канавокопателях и т.п.

Полужесткая подвеска. В полужесткой подвеске (рис. 9.18,*б*) тележки *2* гусениц с опорными катками *1* соединены с остовом *3* трактора сзади посредством жесткого шарнира *6*, а спереди - упругим элементом *4*.

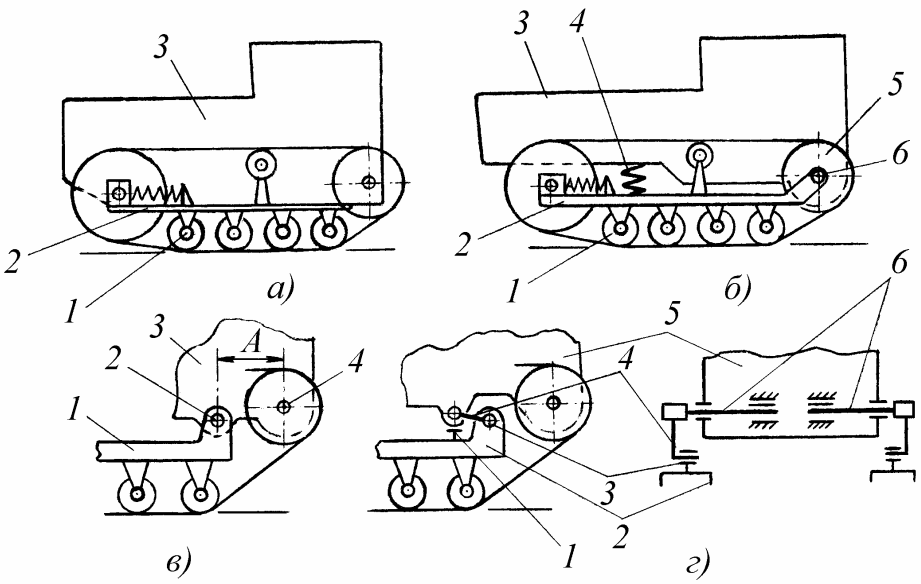


Рис. 9.18. Схемы жесткой и полужесткой подвесок трактора

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. 9.18,*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 из-за увеличения износа шарниров ее траков. Положительным моментом такого крепления является простота конструкции опоры оси *2*.

С целью снижения жесткости этих подвесок иногда применяют заднее подрессоривание шарнира крепления тележки гусениц, как показано на рис. 9.18,*г*. Для этого чаще всего применяют короткие торсионные валы *6*, внутренним концом жестко закрепленные в средней части остова *5*, и рычаги *4*. 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. 9.19.

Самая простая связь осуществляется с применением поперечного жесткого равноплечного балансира *3* (рис. 9.19,*а*), опирающегося своими концами на сферические жесткие опоры *2* на рамах *1* тележек гусениц. Остов *5* трактора опирается на шарнир *4* балансира *3*. Эта связь не является чисто упругой, но она по сравнению с жесткой подвеской позволяет гусеницам лучше приспосабливаться к рельефу поверхности грунта при движении трактора.

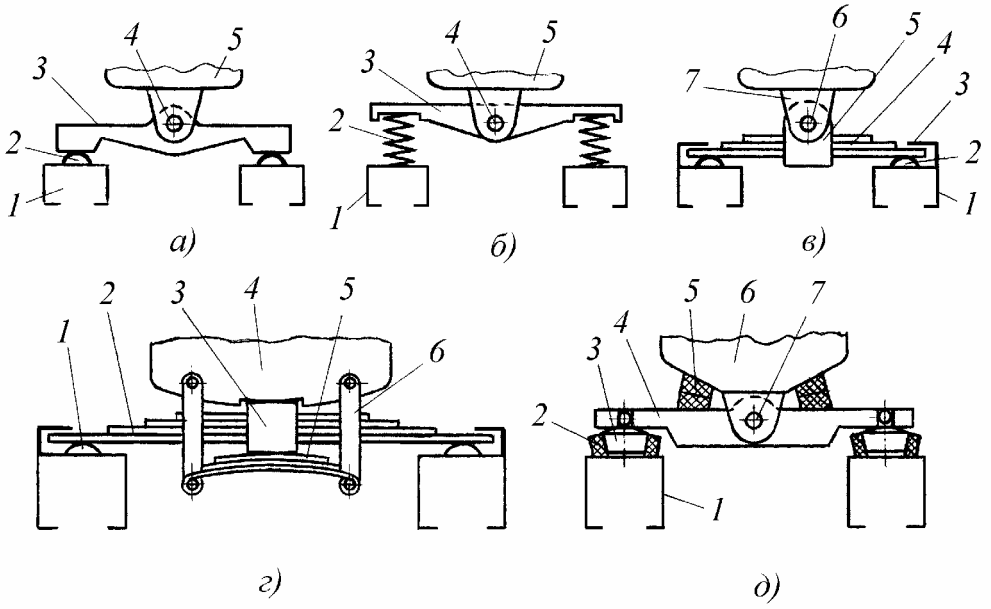


Рис. 9.19. Схемы упругой связи остова трактора с передними частями рам тележек гусениц

Если концы балансира *3* (рис. 9.19,*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. 9.19,*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. 9.19,*г*), стянутая в коробке *3*, на которую опирается остов *4* трактора и две малые параллельные рессоры *5*. Большая рессора *2* опирается на сферические опоры *1* рам тележек гусениц, а малые *5* - шарнирными стойками *6* упруго соединены с остовом *4*.

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. 9.19,*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.

Рамы тележек гусениц с полужесткой подвеской служат для установки на них большинства рассмотренных элементов движителя. Чтобы обеспечить неизменность плоскости качания рамы относительно остова, ипользуются направляющие устройства.

Схемы направляющих устройств, наиболее часто применяемых в полужесткой подвеске, представлены на рис. 9.20.

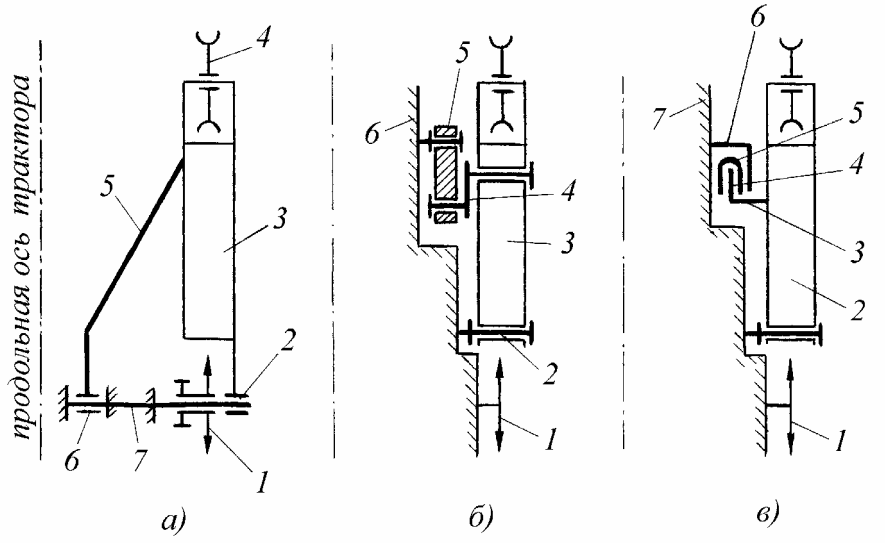


Рис. 9.20. Схемы направляющих устройств тележек гусениц, применяемых в полужесткой подвеске

На рис. 9.20,*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. 9.20,*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 жесткой взаимной осевой фиксацией шатуна *5* и кривошипа *4* и их креплением соответственно к остову *6* и раме *3*.

На рис. 9.20,*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 последней ролик *5*, установленный на оси *4* кронштейна *3*, свободно перекатывается по внутренней направляющей поверхности скобы *6*, удерживая тем самым тележку гусениц от развода и ограничивая амплитуду ее колебания.

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 остова 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. 9.21.

Двухкатковая каретка с асимметричными балансирами (рис. 9.21,*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. 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*.

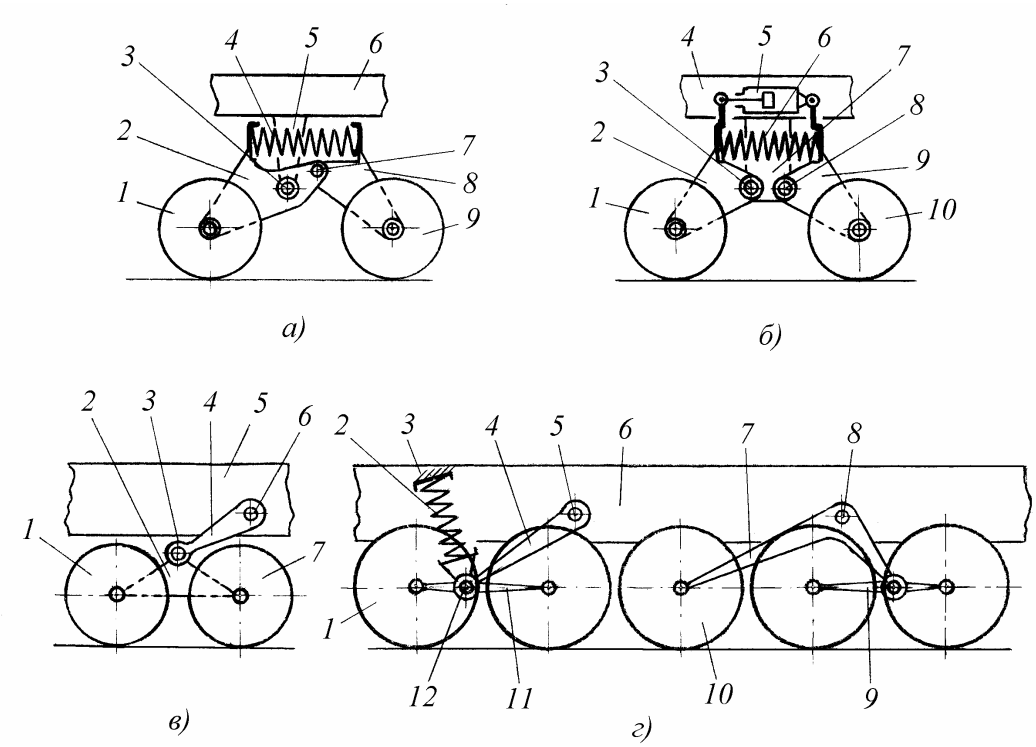


Рис. 9.21. Схемы балансирных кареток

В каретке с симметричными балансирами (рис. 9.21,*б*) опорные катки *1* и *10* установлены на 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*.

Здесь 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.

Балансирные двухкатковые каретки широко используются на отечественных сельскохозяйственных и специальных тракторах.

На промышленных и специальных тракторах устанавливают каретки (рис. 9.21,*в*) с опорными катками *1* и *7*, соединенными попарно жестким симметричным балансиром 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 не менее трех, что обеспечивает более равномерное распределение давления на опорную поверхность гусениц, повышающее их тягово-сцепные качества.

Пружинно-балансирную подвеску с опорными катками большого диаметра часто применяют на лесопромышленных тракторах (рис. 9.21,*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 подрессорена 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.

Положительным качеством балансирных подвесок является их конструктивная проста и достаточная плавность хода. Общий недостаток – повышенное давление на грунт под опорными катками.

В индивидуальных подвесках каждый опорный каток в отдельности упруго соединен с остовом трактора.

В «свечной» подвеске (рис. 9.22,*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 остове *5* закреплен направляющий цилиндр *4*.

На рис. 9.22,*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.

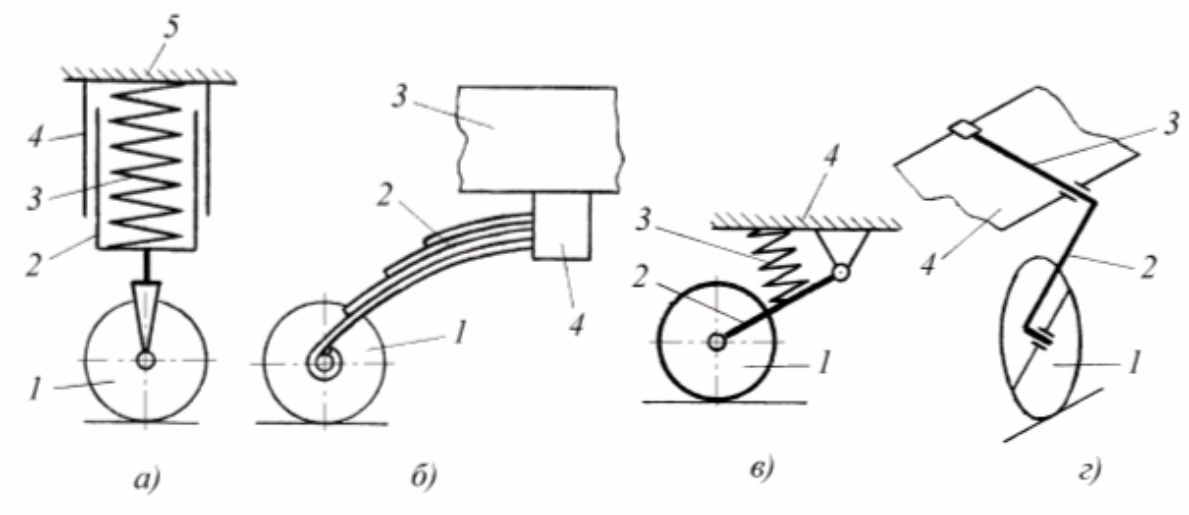


Рис. 9.22. Схемы индивидуальных подвесок

На рис. 9.22,*в* опорный каток *1* установлен на рычаге *2*, шарнирно закрепленном на остове *4* трактора и подрессоренный пружиной *3*, а на рис. 9.22,*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. Такая подвеска является сочетанием полужесткой подвески остова трактора с индивидуальной подвеской катков тележки гусениц. В последнее время они появдяются на промышленных тракторах, когда на тележках гусениц полужесткой подвески устанавливают 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.

9.7. Уход за ходовой системой гусеничных тракторов

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 спадание 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 ремонтопригодны, то их следует заменить.

Глава 10

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 лебедки, гидроманипуляторы, трелевочные щиты, ковши (тракторы-погрузчики), гидравлические выводы, электрические выводы, пневматические выводы и др.

10. 1. Гидронавесная система

Виды агрегатирования. 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. Связь между трактором и прицепной машиной осуществляется в одной точке, условно называемой “крюком”. Прицепной МТА обладает большими габаритами, плохой маневренностью и другими отрицательными свойствами.

Навесное агрегатирование позволяет образовать компактный высокоманевренный МТА, состоящий из рабочей машины, и трактора, оборудованного дополнительными механизмами позволяющими:

- 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.

Для соединения сельскохозяйственных или промышленных машин с трактором служит гидравлическая навесная система (гидронавесная система), позволяющая трактористу управлять подсоединенной машиной с рабочего места. В зависимости от способа агрегатирования МТА могут быть прицепные, навесные, полунавесные и комбинированные. В последнем случае несколько машин разными способами присоединяются к трактору.

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.

З а д н я я н а в е с к а – 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.

Ф р о н т а л ь н а я н а в е с к а – машина располагается перед трактором – осуществляется с помощью универсального фронтального навесного устройства трактора, либо специального навесного устройства, придаваемого к навесной машине.

Б о к о в а я н а в е с к а 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. В сельском хозяйстве боковую навеску используют для навешивания однобрусных косилок и некоторой другой техники.

С е к ц и о н н а я (э ш е л о н и р о в а н н а я) н а в е с к а 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.

Гидравлическая навесная система состоит из подъемно-навесного устройства (механизм навески) и гидросистемы.

Подъемно-навесные устройства - механизмы навески служат для соединения с трактором различных сельскохозяйственных или промышленных машин навесного типа.

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.

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 перенастройки 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 настройка 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.

Для повышения эксплуатационных качеств некоторые тракторы оснащаются не только задним, но и фронтальным универсальным механизмом навески. Чаще всего это универсально-пропашные тракторы, 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.

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.

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 является конструкция трактора МТЗ-100/102 (рис. 10.1) Гидроцилиндр *2* соединен с литой крышкой *3* заднего моста через ось *1*. В проушинах крышки установлен поворотный вал *7*, на шлицах которого закреплен поворотный рычаг *6* с помощью пальца *22*. На шлицах вала *7* установлены наруж-

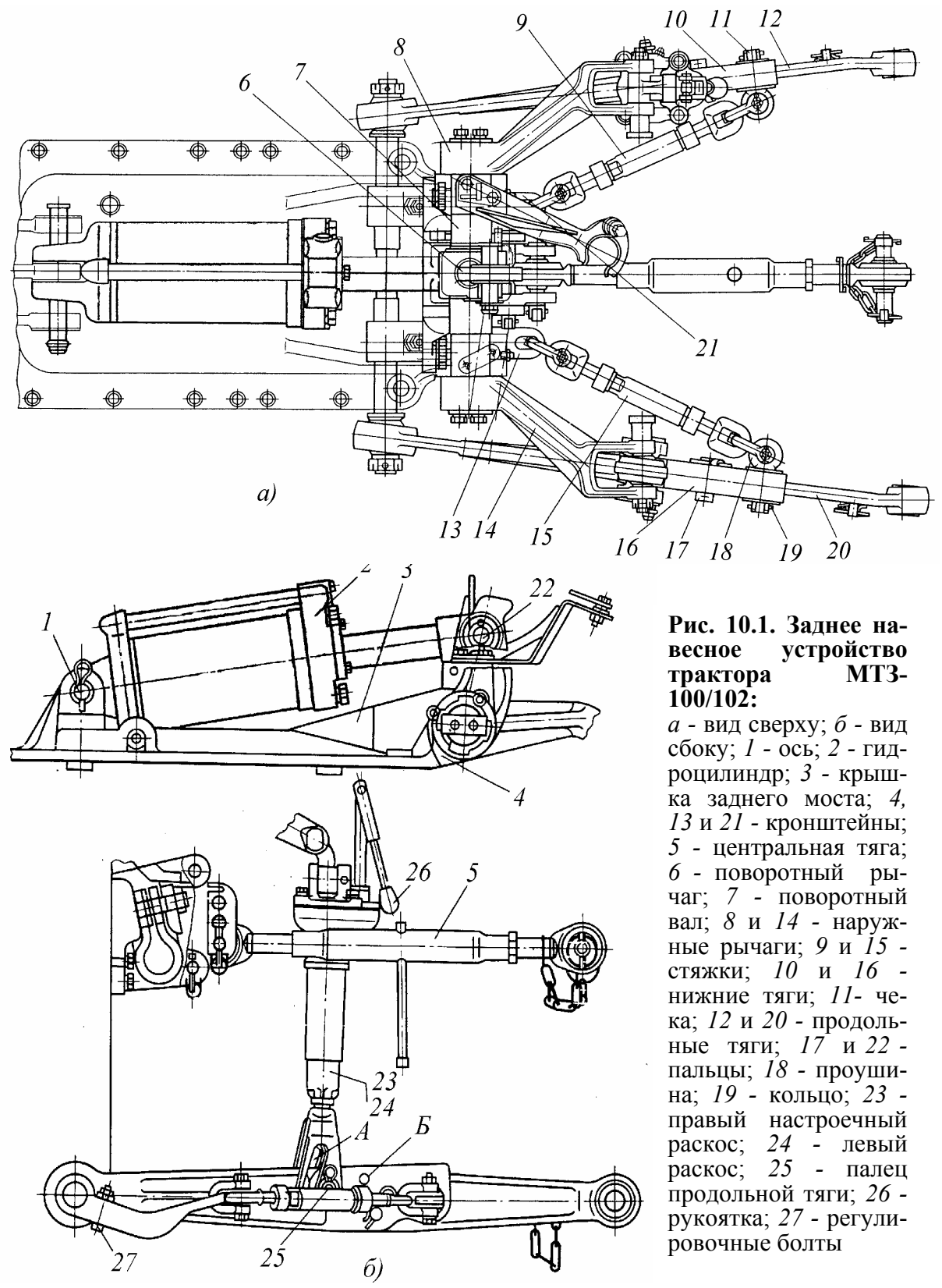


Рис. 10.1. Заднее навесное устройство трактора МТЗ-100/102:
а - вид сверху; *б* - вид сбоку; *1* - ось; *2* - гидроцилиндр; *3* - крышка заднего моста; *4, 13* и *21* - кронштейны; *5* - центральная тяга; *6* - поворотный рычаг; *7* - поворотный вал; *8* и *14* - наружные рычаги; *9* и *15* - стяжки; *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

ные рычаги *8* и *14*, соединенные раскосами *23* и *24* с нижними тягами *10* и *16*.

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.

Устройства быстросоединяющие – автосцепки. Процесс соединения трактора с навесной машиной требует ручного труда тракториста и выхода его из кабины трактора. С увеличением энергонасыщенности тракторов возрастает вес агрегатируемых с ним машин. Поэтому дальнейшее совершенствование навесных устройств тракторов направлено на упрощение 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 носят название - автоматические сцепные устройства (автосцепки).

Широко-используемая автосцепка, показанная на рис. 10. 2., 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 ниж-

ними продольными тягами навесного устройства, а в верхней части - проушины *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.

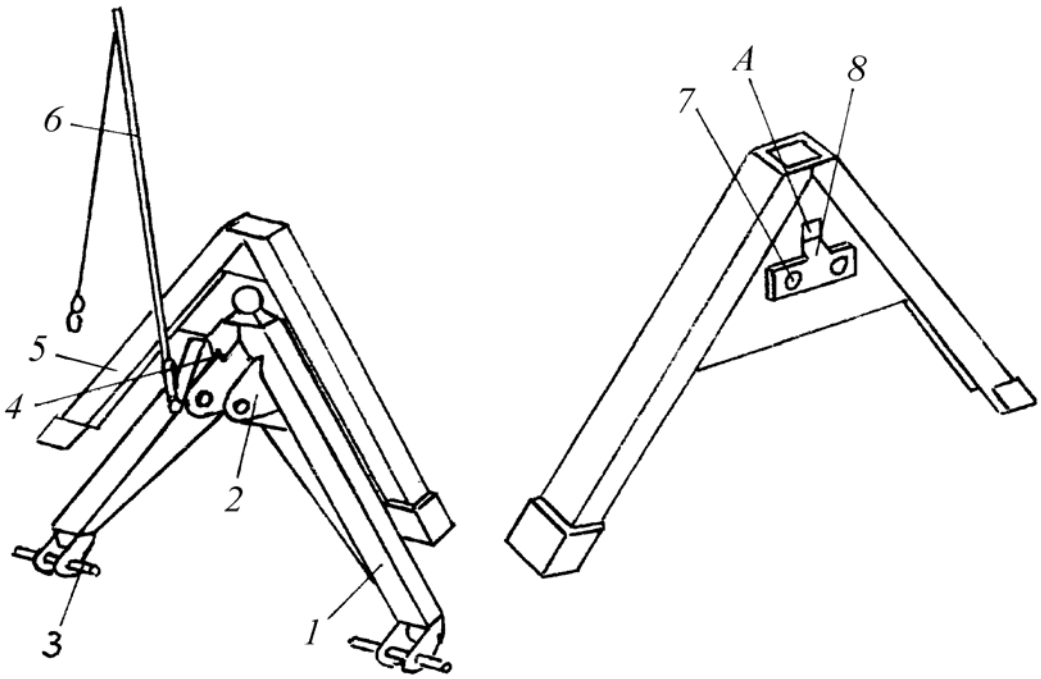


Рис. 10.2. Автоматическая сцепка

Отечественная промышленность выпускает быстросоединяющие устройства под марками СА-1 для тракторов тяговых классов 0,9-2 и СА-2 для тракторов тяговых классов 3.

10.2. Раздельноагрегатная гидросистема

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.).

В настоящее время широко применяется гидросистема раздельноагрегатного типа.

Унифицированная раздельноагрегатная гидравлическая навесная система тракторов (рис. 10.3) 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).

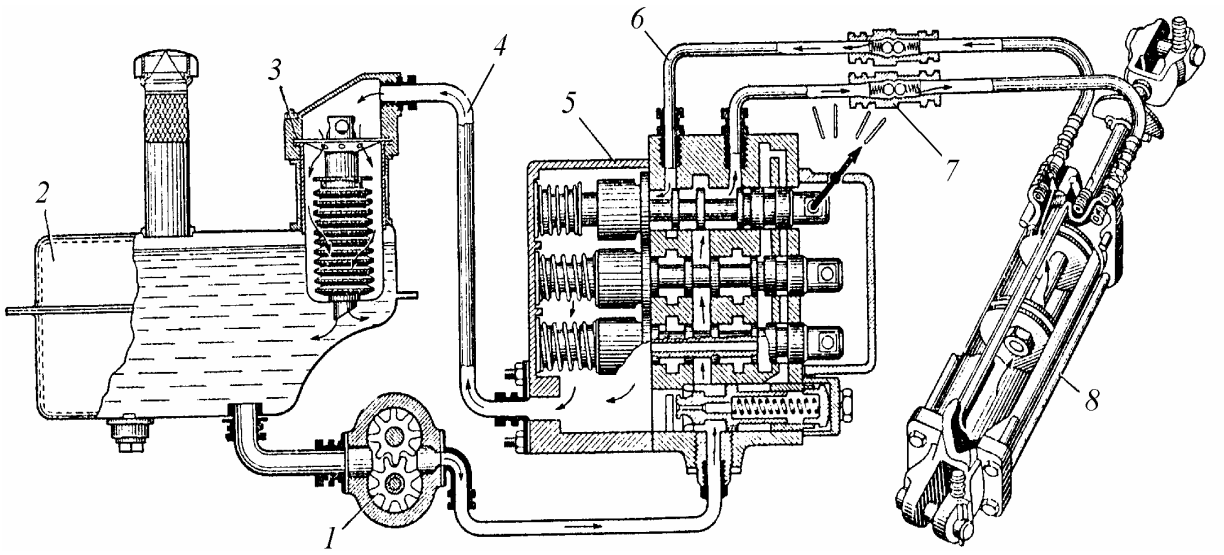


Рис. 10.3. Схема раздельноагрегатной гидравлической навесной системы:
1 - насос; *2* - масляный бак; *3* - фильтр; *4* - стальной трубопровод; *5* - распределитель; *6* - эластичный рукав; *7* - быстросоединяемая муфта; *8* - гидроцилиндр

Гидросистема построена так, чтобы обеспечить максимально широкую работу исполнительного звена - гидроцилиндра двухстороннего действия (или нескольких гидроцилиндров с независимым управлением).

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.

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. 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. 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.

Рассмотрим конкретные типовые конструкции узлов гидросистемы.

Гидронасосы. 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 $см^3$, вытесняемый из насоса за один оборот вала (теоретическая подача);

У – унифицированная конструкция;

2 – группа исполнения, характеризующая номинальное давление нагнетания насоса: *2* – 14 МПа; *3* – 16 МПа; *4* – 20 МПа;

Л – левое направление вращения привода насоса. Если насос правого направления вращения, то соответствующей буквы в обозначении нет.

Рассмотрим конструкцию шестеренного гидронасоса и его привода. На тракторах МТЗ 100/102 применен насос *НШ–32–3* правого вращения (рис. 10.4.). 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.

Платики *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.

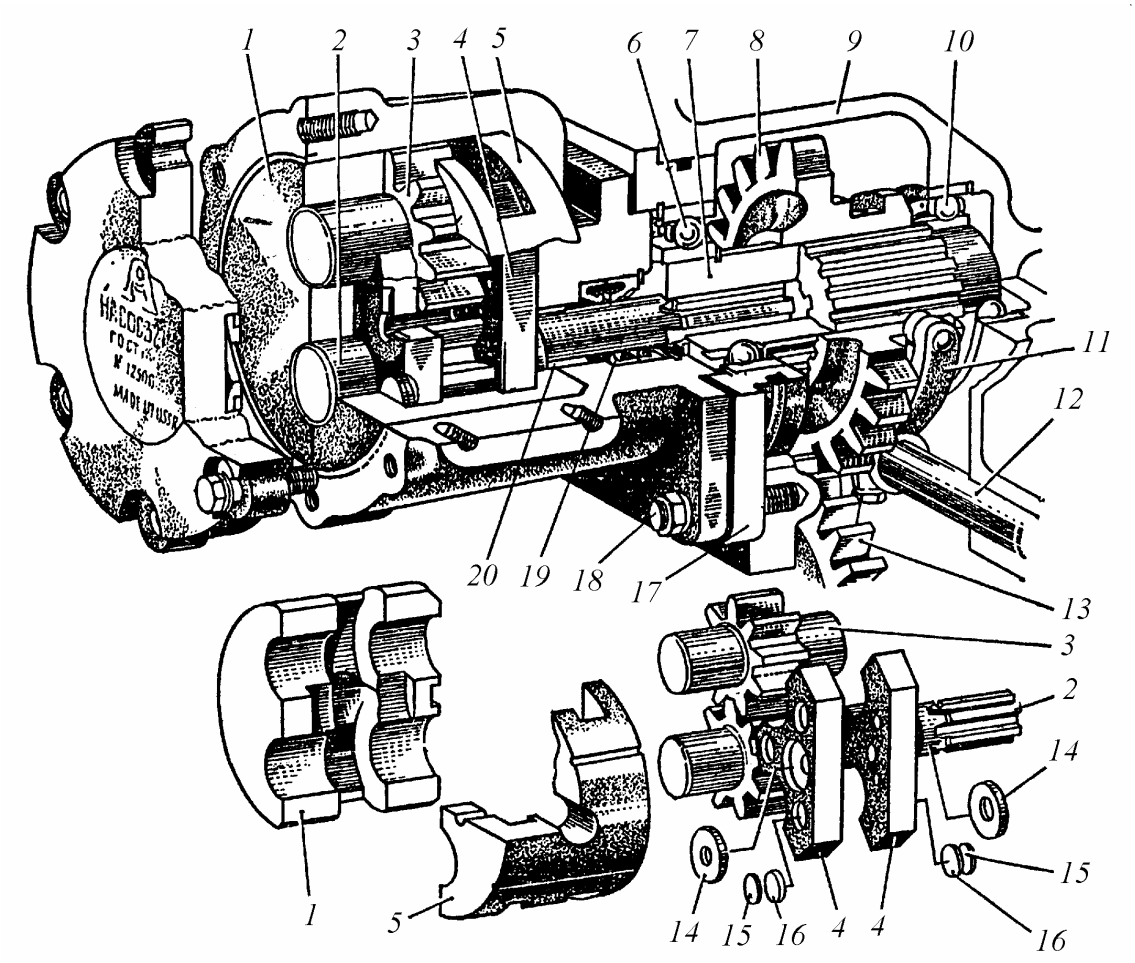


Рис. 10.4. Масляный насос НШ-32-3:

1 - подшипниковая обойма; *2* - ведущая шестерня; *3* - ведомая шестерня; *4* - платик; *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

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*. Включение или выключение привода насоса выполняется при неработающем двигателе в зависимости от потребности в гидроприводе при работе МТА.

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.

На сельскохозяйственных тракторах наибольшее распространение получили моноблочные трехзолотниковые четырехпозиционные распределители с ручным управлением. На промышленных тракторах применяются моноблочные одно-, двух- или трехзолотниковые, и, обычно, трехпозиционные распределители с ручным и дистанционным управлением.

Тракторные распределители имеют буквенно-цифровое обозначение типа *Р75-33Р* (трактор МТЗ-80), *Р80-23Р* (трактор МТЗ-100), *Р75-В3* (трактор ДТ-75М). Здесь буква *Р* - означает распределитель; две первые цифры при букве - максимальную производительность насоса, л/мин, с которым распределитель может работать; остальные цифры и буквы - конструктивный вариант распределителя.

Типовой трехзолотниковый четырехпозиционный распределитель представлен на рис. 10.5.

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. 10.6.

Если орудие находится в транспортном положении и золотник установлен в нейтральном положении (рис. 10.6,*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 дей-

ствия калиброванного отверстия *2* перепускной клапан отходит от седла *5* и масло поступает параллельно основному потоку через клапан в сливную полость.

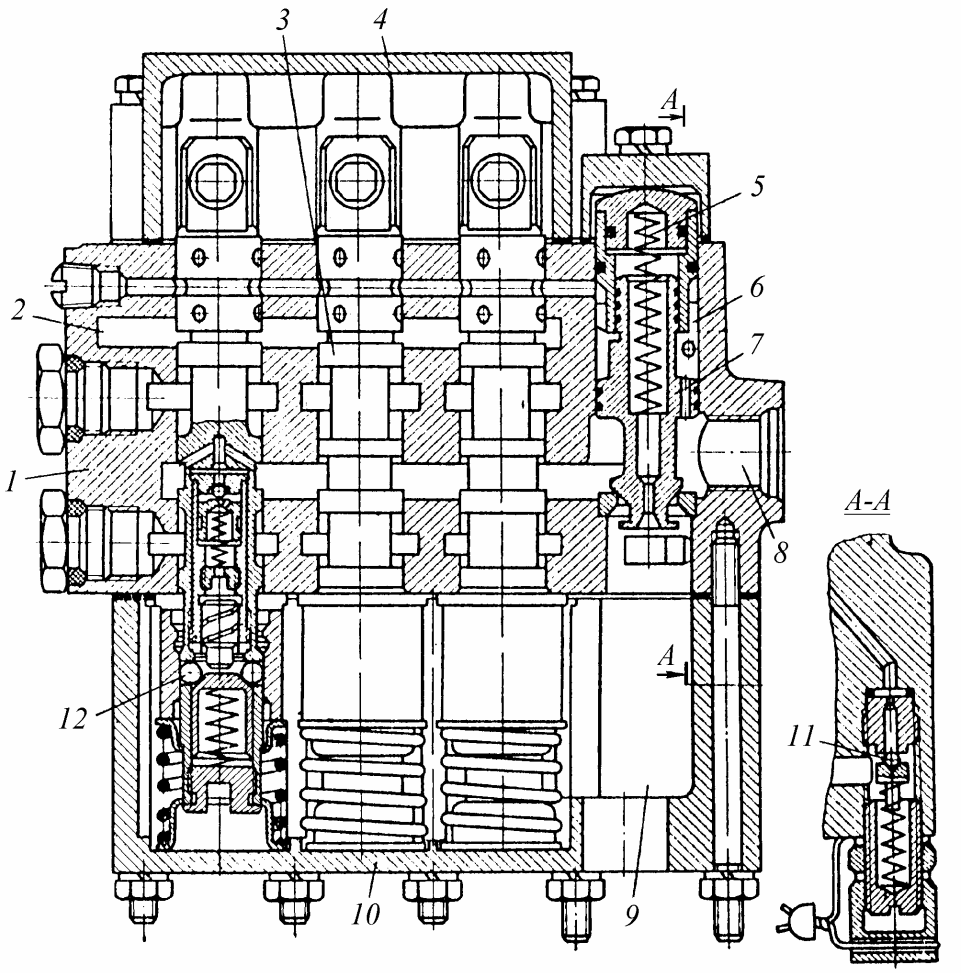


Рис. 10.5. Трехзолотниковый четырехпозиционный распределитель

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. 10.6,*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 технологического 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. 10.6,*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*.

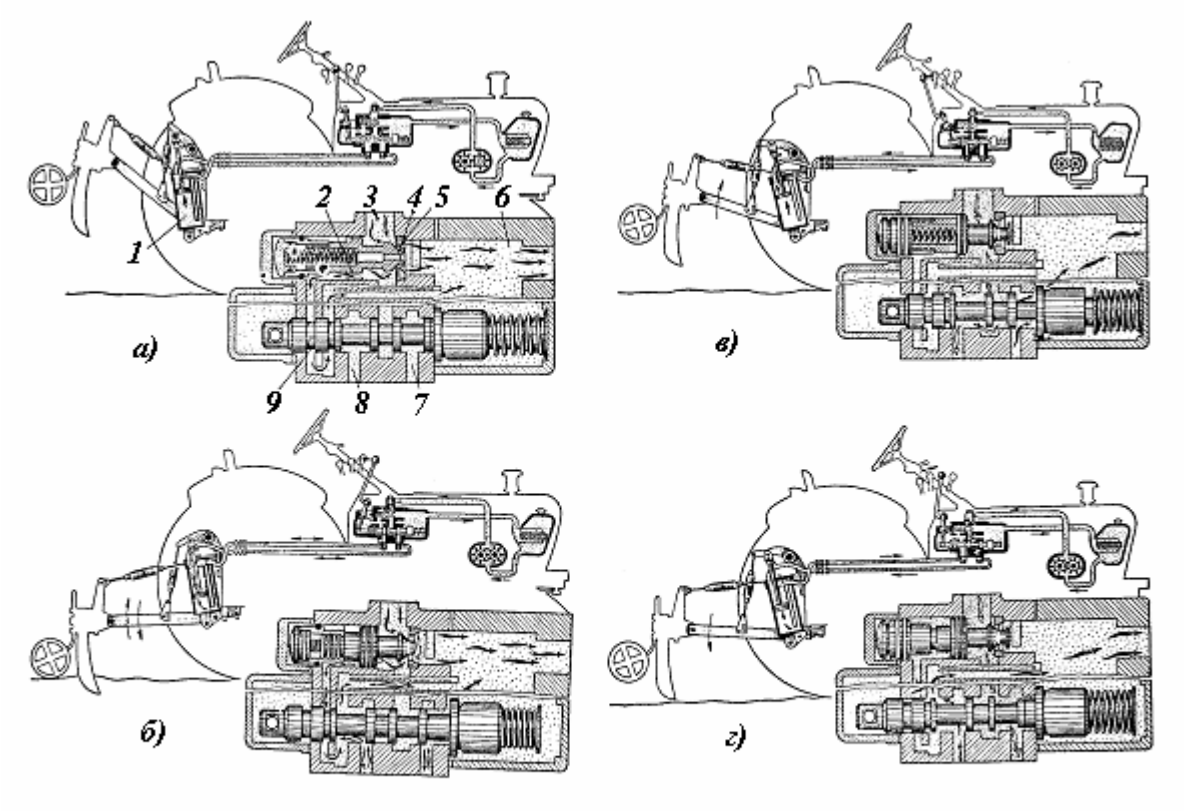


Рис. 10.6. Схема работы распределителя раздельноагрегатной навесной системы в положениях:

а - нейтральное; *б* - плавающее; *в* - подъем; *г* - опускание

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. 10.5). Причем это устройство предусматривает автоматический возврат золотника из положений "подъем" и "опускание" в нейтральное положение. Из плавающего положения в нейтральное золотник переводится только вручную.

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 присоединительные 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. В обозначении гидроцилиндра буква Ц - цилиндр, а цифры при букве - внутренний диаметр цилиндра, мм. Единый типоразмерный ряд гидроцилиндров охватывает шесть марок: Ц55, Ц75, Ц80, Ц100, Ц125 и Ц140.

В зависимости от исполнения конструкции гидроцилиндров отличаются друг от друга.

В исполнении 2 гидроцилиндр (рис. 10.7) 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. 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.

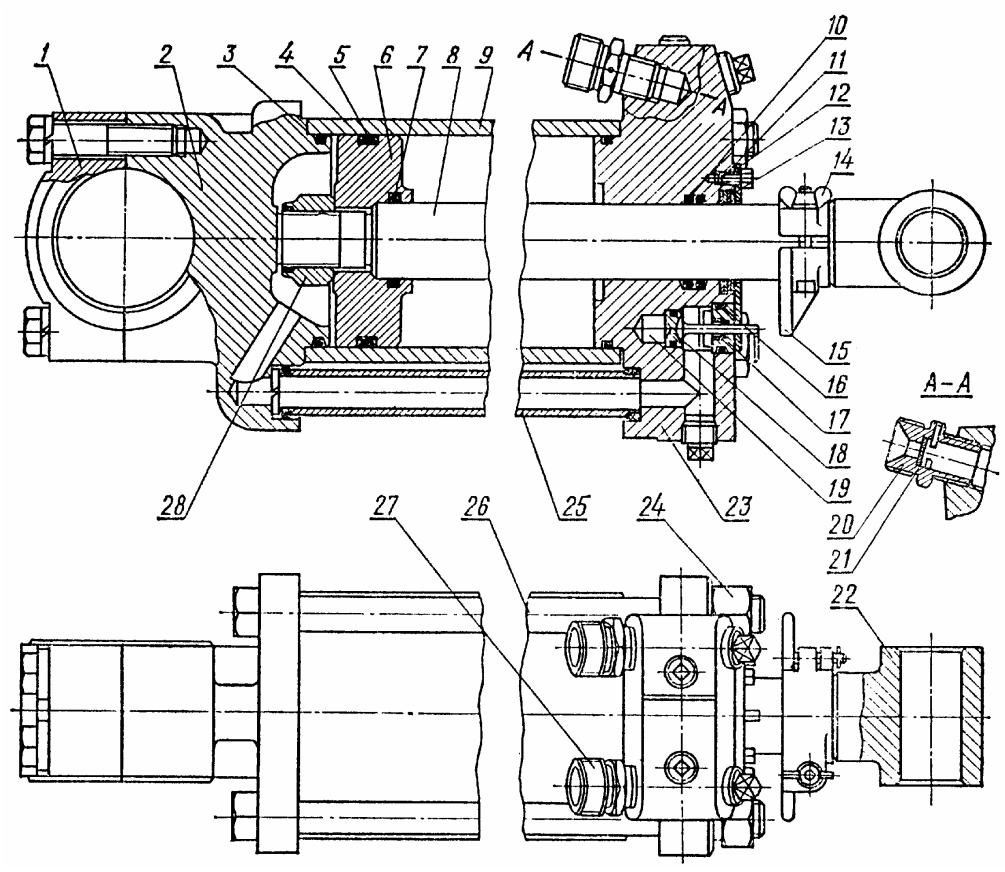


Рис. 10.7. Гидроцилиндр:

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

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.

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 изготовляют 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 полую головку 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.

При необходимости рукава соединяют между собой с помощью проходных штуцеров.

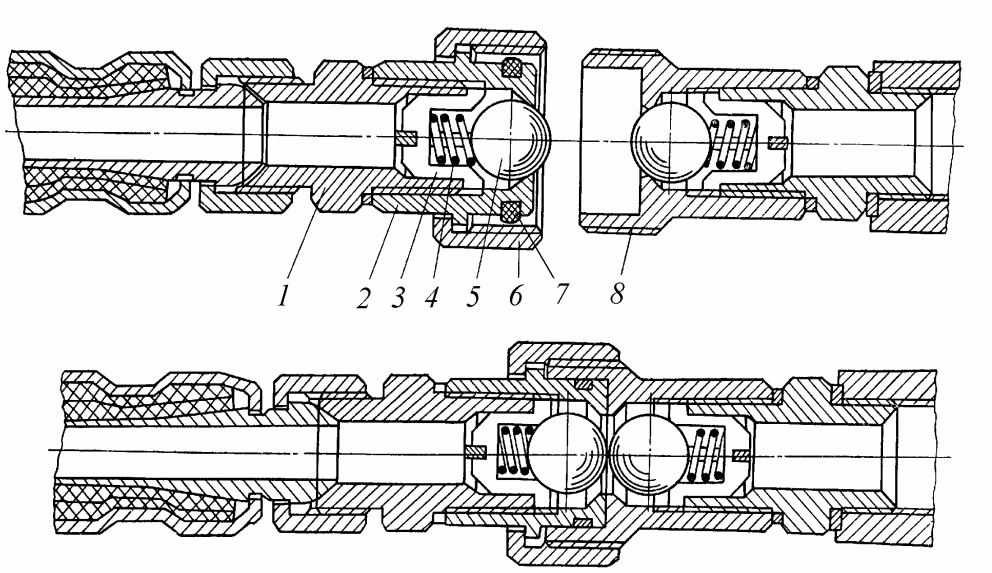
Соединительные и разрывные муфты (рис. 10.8) применяют для подключения выносных гидроцилиндров и вставляются в местах соединения (разъединения) рукавов.

Соединительная муфта состоит из двух полумуфт *1* и *8* (рис. 10.8, *а)* вставляемых друг в друга и стягиваемых резьбовым соединением с помощью накидной 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.

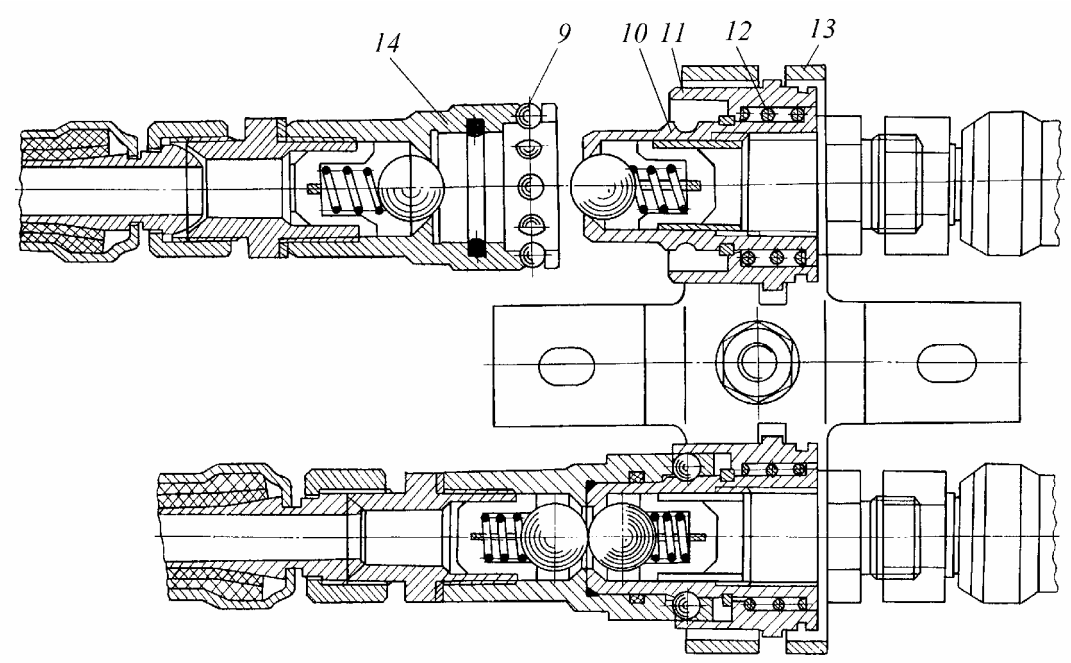
Наряду с резьбовыми применяют быстросоединяемые муфты, в которых полумуфты фиксируются друг с другом шариковым замком.

Разрывная муфта устанавливается обычно на прицепном гидрофицированном орудии между рукавами, подводящими масло к выно-

ному гидроцилиндру и служит в качестве предохранительного устройства при внезапном непредусмотренном отцеплении орудия или при отъезде трактора от отцепленного орудия, но с присоединенными к трактору шлангами.



а)



б)

Рис. 10.8 Муфты:
а - соединительная; *б* - разрывная

Разрывная муфта (рис. 10.8,*б*) во многом аналогична соединительной муфте, но вместо резьбового соединения имеет шариковый замок. 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 *13*. Происходит разъединение полумуфт, исключающее разрыв шлангов и вытекание масла.

Баки и фильтры. Баки гидронавесных систем тракторов служат резервуаром для рабочей жидкости - масла.

Объем бака зависит от количества потребителей и их особенностей и составляет 0,5...0,8 минутной объемной подачи насоса (насосов).

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.

10.3. 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.

Обычно в тракторах используются два варианта ДВК: механический и гидравлический, которые могут применяться раздельно или совместно.

Гидравлический ДВК - гидравлический увеличитель сцепного веса (ГСВ). В нем уменьшение нормальной реакции на опорное колесо машины достигается действием основного гидроцилиндра в сторону подъема машины при установке рычага управления распределителем в позицию "подъем".

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. 10.9. 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.

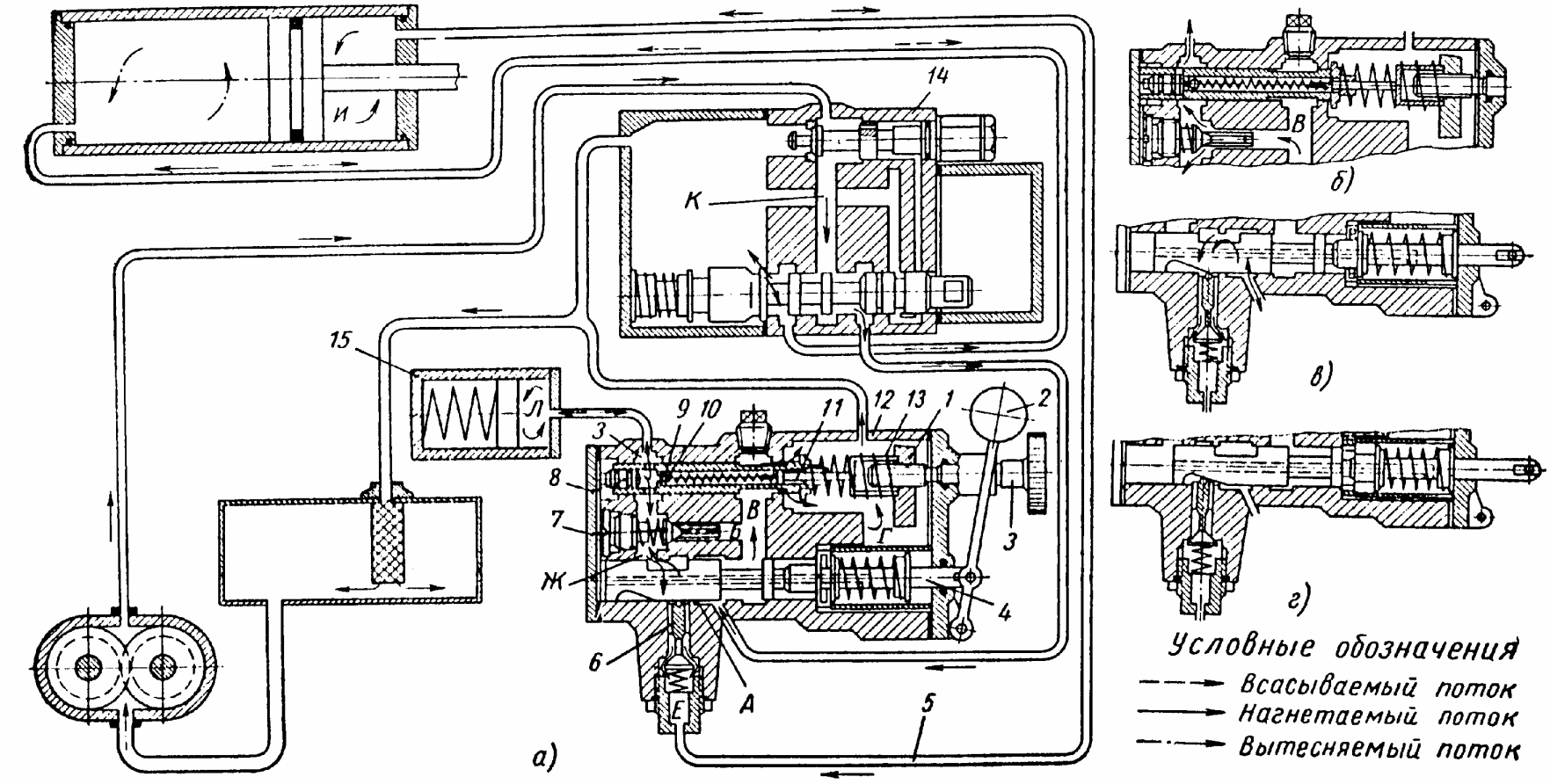


Рис. 10.9. Схема гидросистемы трактора с ГСВ:

а, в, г - положение догружателя 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. 10.9,*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, сообщающегося через полость *З*, радиальные отверстия в золотнике *9*, полость *Ж* и открытый клапан *6* 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 *З* 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. 10.9,*в*) ползун занимает положение, при котором через полость *А* гидроаккумулятор сообщается только с распределителем.

В режиме запертого гидроцилиндра (рис. 10.9,*г*) ползун занимает правое фиксированное положение, при котором его клиновой паз позволяет закрыться под действием пружины клапану *6* и этим изолировать полость *Е* ГСВ и штоковую полость гидроцилиндра, фиксируя положение механизма навески и препятствуя самопроизвольному опусканию поднятой в ранспортное положение машины.

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. После опускания машины и заглубления рабочих органов опускают рычаг *2* и ползун под действием расположенной на нем пружины, автоматически возвращается в положение включенного ГСВ.

10.4. 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 допускаемым отклонением 0,01 м на выравненных 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.

С и л о в о е р е г у л и р о в а н и е - 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.

Как показал опыт, силовое регулирование применяется при агрегатировании трактора с навесными плугами и работе по выровненным полям с однородными свойствами почвы.

В ы с о т н о е р е г у л и р о в а н и е осуществляется за счет установки на орудии регулируемого по высоте опорно-копирующего колеса. Ручной привод выполняет регулировку вертикального положения колеса и тем самым установку необходимой глубины. В результате при движении по полю орудие копирует поверхностный рельеф и тем самым обеспечивается постоянство *Н*. Так как орудие связано с остовом трактора механизмом навески, то необходимая свобода их относительного вертикального перемещения обеспечивается "плавающим" режимом работы гидроцилиндра.

Достоинствами высотного регулирования являются: простота, возможность работы трактора с несколькими орудиями и возможность при-

менения этого способа с орудиями навесного и прицепного типов. Высотное регулирование нашло очень широкое применение при агрегатировании трактора с почвообрабатывающей, посевной и другой техникой.

П о з и ц и о н н о е р е г у л и р о в а н и е обеспечивается определенным фиксированным положением орудия (позиция) по отношению к трактору. Установка необходимой глубины достигается действием гидроцилиндра, после чего он переводится в нейтральный режим, на котором и осуществляется движение МТА.

Обычно в чистом виде позиционное регулирование применяется при агрегатировании с трактором машин-орудий выполняющих операции, не требующие большой точности глубины обработки.

К о м б и н и р о в а н н о е р е г у л и р о в а н и е представляет комбинацию двух способов регулирования из трех вышеперечисленных с целью получения более высокого качества почвообработки, чем при использовании одного способа в чистом виде.

Обработка грунтов, выполняемая промышленными тракторами, представляет рыхление грунта, его смещение в горизонтальном (бульдозерная операция) или в вертикальном направлениях (операции по рытью канав, траншей и т.п.).

При агрегатировании с навесными промышленными тяговыми орудиями обычно используют высотный, позиционный и высотно-позиционный способы регулирования.

Система автоматического регулирования глубины обработки почвы (САРГ). Комбинация нескольких способов регулирования (силового, высотного и позиционного) позволяет суммировать достоинства каждого их 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.

10.5. 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.

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.

При агрегатировании трактора с различной навесной техникой необходимо строго следовать рекомендациям, отмеченным в паспорте машины и в инструкции по эксплуатации трактора. Все замеченные недостатки должны быть незамедлительно устранены.

10.6 Особенности агрегатирования 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 агрегатируется 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 30т не устанавливают 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.

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. 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. Цикл работы трактора-погрузчика включает многократные маневрирования:

- подъезд к штабелю;
- 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.

Лесопромышленные тракторы представляют большую группу узкоспециализированной техники предназначенной для выполнения комплекса работ по заготовке, обработке и транспортировке древесины.

Трелевочные тракторы служат для трелевки древесины, что представляет сбор срезанных хлыстов, погрузку и транспортировку в полупогруженном состоянии пачки по волоку от места заготовки к месту складирования. Рабочее оборудование таких тракторов состоит из погрузочного щита и тяговой лебедки либо из клещевого захвата-коника и гидроманипулятора.

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. Рабочее оборудование состоит из перекидной челюсти с гидроприводом и шарнирно-рычажной системы.

Трактор в качестве тягово-энергетического средства широко используется при агрегатировании с мелиоративной техникой. Мелиоративные машины подразделяют на машины для подготовительных работ по освоению мелиорируемых земель и для первичной обработки почвы.

10.7. Тягово-сцепные устройства

Для агрегатирования с прицепными машинами-орудиями трактор оснащается тягово-сцепными устройствами различных видов.

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. 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.

Управление процессом сцепки и расцепки должно выполняться трактористом из кабины с места водителя через гидравлическую систему механизма навески.

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 повышенные прочностные требования.

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 конструкции, которое обеспечивает:

- буксировку неисправного трактора;
- пуск двигателя трактора методом его буксировки;
- образование колонны 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. 10.10, *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. 10.10, *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*.

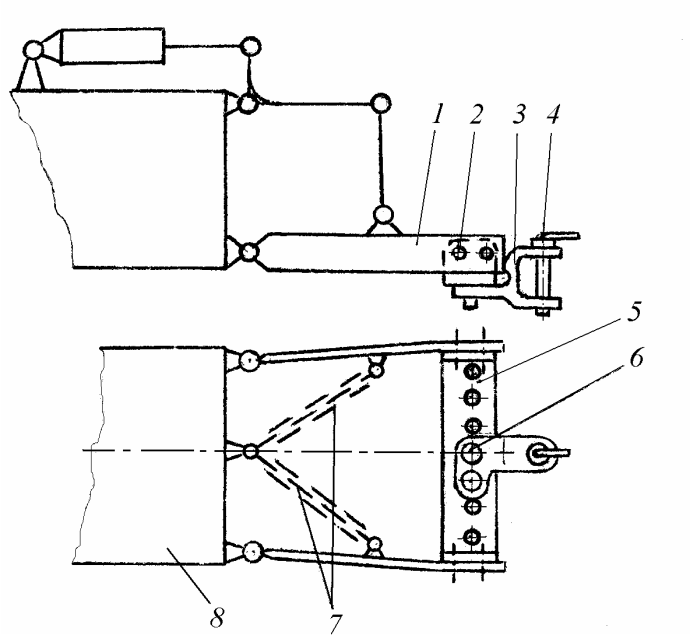
Прицепное кольцо буксируемой машины запирается в зоне вилки с помощью шкворня *4* (см. рис. 10.10,*а*) для тракторов МТЗ или шкворня *6* (см. рис. 10.10,*б*) для тракторов ДТ-75М и ДТ-175С.

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.

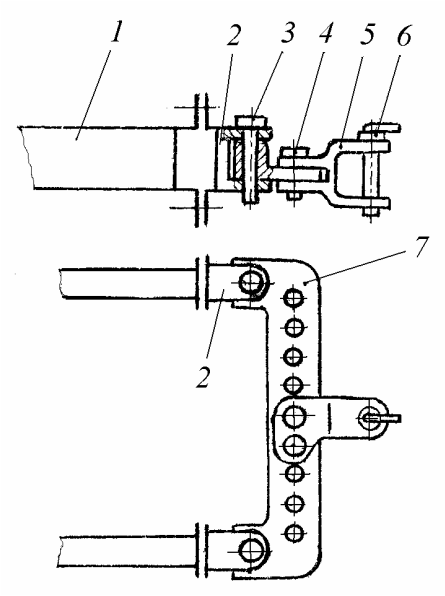
При необходимости маятниковый тяговый брус может быть зафиксирован в одном из нескольких возможных положений в горизонтальной плоскости, что делает этот тип прицепного устройства аналогичным обычной тяговой вилке.

Наряду с тяжелыми тракторами маятниковое прицепное устройство получает распространение на тракторах тяговых классов 2 и выше.

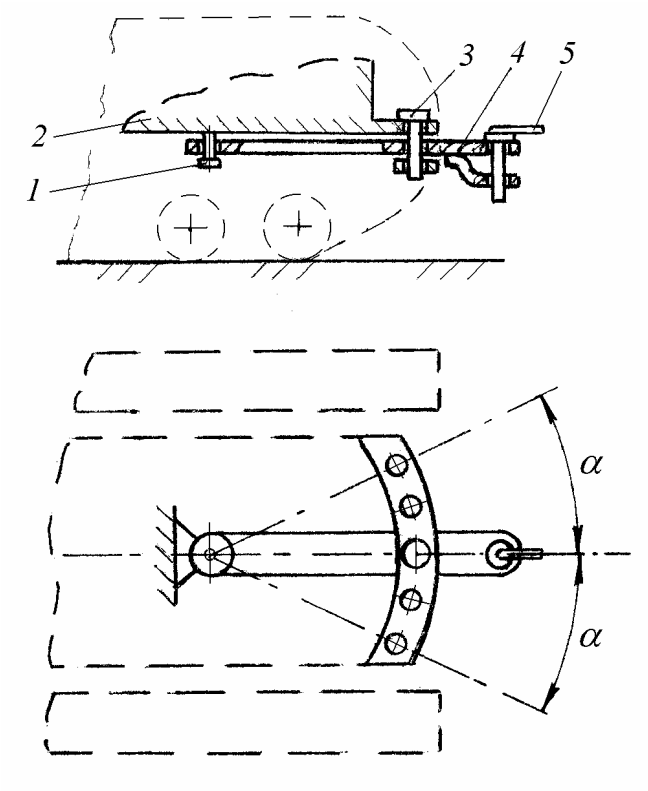
На рис. 10.10,*в* показана схема маятникового прицепного устройства. Прицепной брус *4*, имеющий на заднем конце сцепную вилку, запираемую шкворнем *5*, крепится к остову *2* трактора передним концом через вертикальный палец *1*. Горизонтальное положение бруса *4* обеспечивается его расположением внутри дуговой направляющей, закрепленной на остове *2* трактора. Конструкция направляющей позволяет брусу *4* отклоняться в обе стороны от плоскости симметрии трактора на равные углы $\alpha = 15^{o}\ldots20^{o}$ 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.



а)



б)



в)

Рис. 10.10. Тягово-сцепные устройства ТСУ-1

На рис. 10.11 представлена схема гидрофицированного крюка ТСУ-2. Крюк *1* закреплен через горизонтальный шарнир *4* на остове 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*.

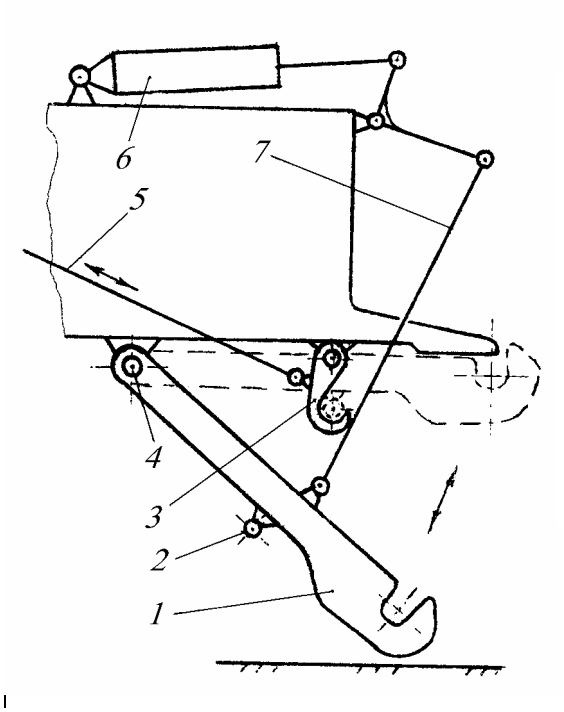


Рис. 10.11. Схема гидрофицированного крюка ТСУ-2

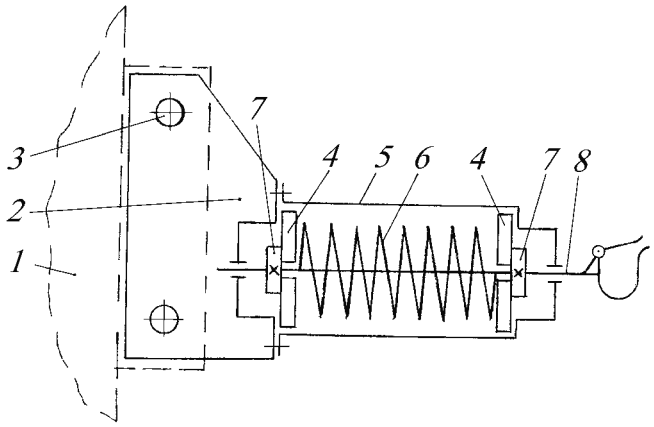


Рис. 10.12. Схема буксирного съемного устройства ТСУ-3

Схема буксирного устройства съемного типа (ТСУ-3) представлена на рис. 10.12. Тяговый крюк *8*, зев которого запирается обычно автоматически после попадания в него сцепного кольца, имеет на своем стержне предварительно сжатую пружину *6* или резиновую втулку, 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. Кронштейн *2* крепится к остову *1* трактора фиксирующими пальцами *3* через отверстия.

10.8. 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, агрегатируемых с трактором. ВОМ получает вращательное движение (мощность) от главного сцепления или одного из валов трансмиссии и ряда передающих звеньев (шес-

терен, валов, соединительных муфт и др.) механизма отбора мощности вращательного движения, или механизма привода ВОМ.

В соответствии с возможностями агрегатирования трактора и необходимостью привода навешенных машин существуют ВОМ заднего, фронтального, переднего и бокового расположений.

По частоте вращения хвостовиков (режимам работы) ВОМ делятся на вращающиеся с постоянной частотой (при постоянной частоте 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 агрегатируемых с трактором машин.

Механизмы отбора мощности по возможности управления ВОМ с постоянной частотой вращения делятся на три вида: полностью зависимые, полностью независимые и частично независимые.

Полностью зависимый ВОМ имеет привод (отбор мощности) от ведомого вала главного сцепления или связанного с ним вала. Включение ВОМ осуществляется с помощью подвижной зубчатой каретки при неподвижном тракторе. Недостатками такого ВОМ являются: отсутствие 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 представляет двухпоточную двойную с независимым управлением конструкцию, от второго ведомого диска которой осуществляется привод независимого ВОМ;

2) привод выполняется от ведущих деталей главного сцепления (обычно от корпуса), а для управления ВОМ в цепи привода устанавливается механизм с фрикционным разрывом потока мощности (фрикционное сцепление или планетарный редуктор, управляемый двумя тормозами).

Частично независимый ВОМ получает привод от второго диска двойного сцепления с последовательным управлением. 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).

Наибольшее распространение на тракторах класса 0,6-2 получили полностью независимые ВОМ, как наиболее полно соответствующие условиям работы.

Синхронный ВОМ применяется в том случае, когда МТА должен выполнять определенное число операций на заданном пути движения, что свойственно работе сеялок, сажалок, машин для внесения удобрений и др. Через синхронный ВОМ получает движение ходовая система активных прицепов.

Чаще всего отбор мощности берется от вторичного вала коробки передач или от шестерен постоянно связанных с ним. Включение и выключение синхронного ВОМ осуществляется при неподвижном тракторе с помощью зубчатой муфты. Общепринятая частота вращения синхронных ВОМ 3,3…3,5 оборота на 1 м пути. Они обычно устанавливаются на тракторах класса 0,6-2.

Конструктивно механизм отбора мощности выполняется так, чтобы хвостовик заднего ВОМ мог вращаться с переключаемыми режимами и переключаемыми частотами. Такой ВОМ (двухрежимный) является комбинированным. По этой схеме может работать как полностью независимый двухскоростной, так и синхронный ВОМ.

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 агрегатируются 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 агрегатируемых с ним машин-орудий, мощности двигателя и особенностей трансмиссии.

На трелевочных и мелиоративных тракторах применяют зависимые и независимые ВОМ заднего расположения, а на лесохозяйственных - задний и фронтальный ВОМ независимого типа.

10.9. 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 трак-

тор используется как стационарное энергетическое средство, так и как тяговое средство. Такими машинами являются зерновые молотилки, соломосилосорезки, машина для обмолота кукурузных початков и др. Возможное положение приводных шкивов на тракторе показано на рис. 10.13.

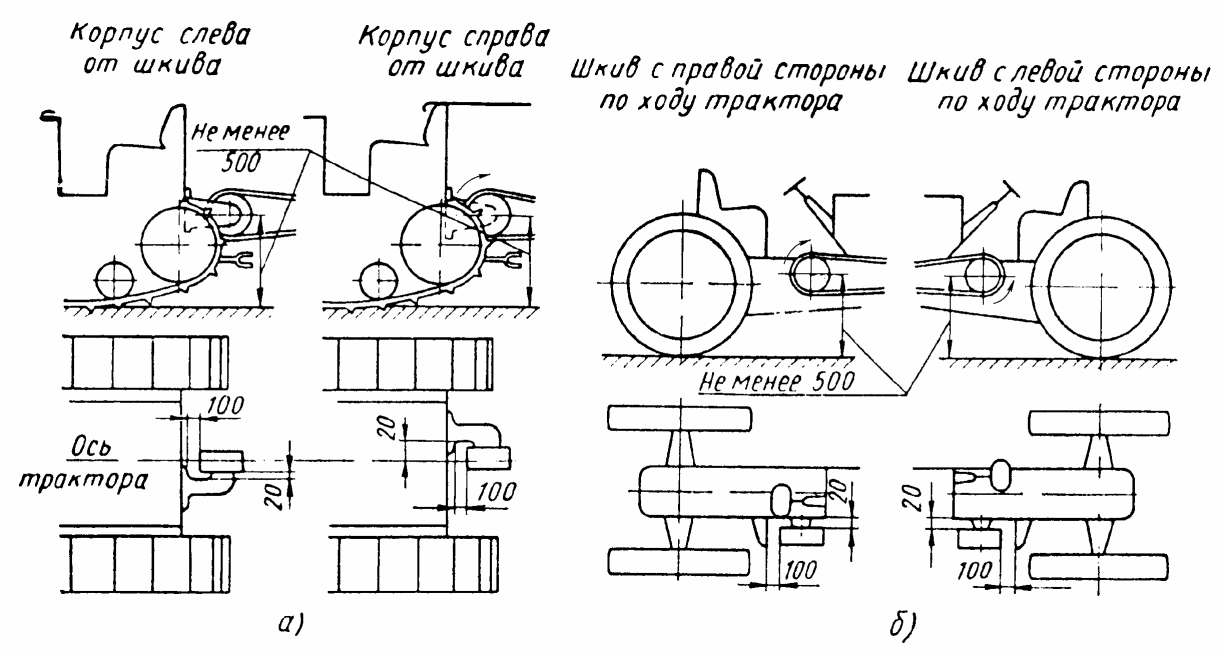


Рис. 10.13. Расположение приводного шкива на тракторе:
а - при задней компоновке; *б* - при передней компоновке

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.

На рис. 10.14 показан унифицированный приводной шкив колесных тракторов Минского тракторного завода класса 1,4-2.

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.

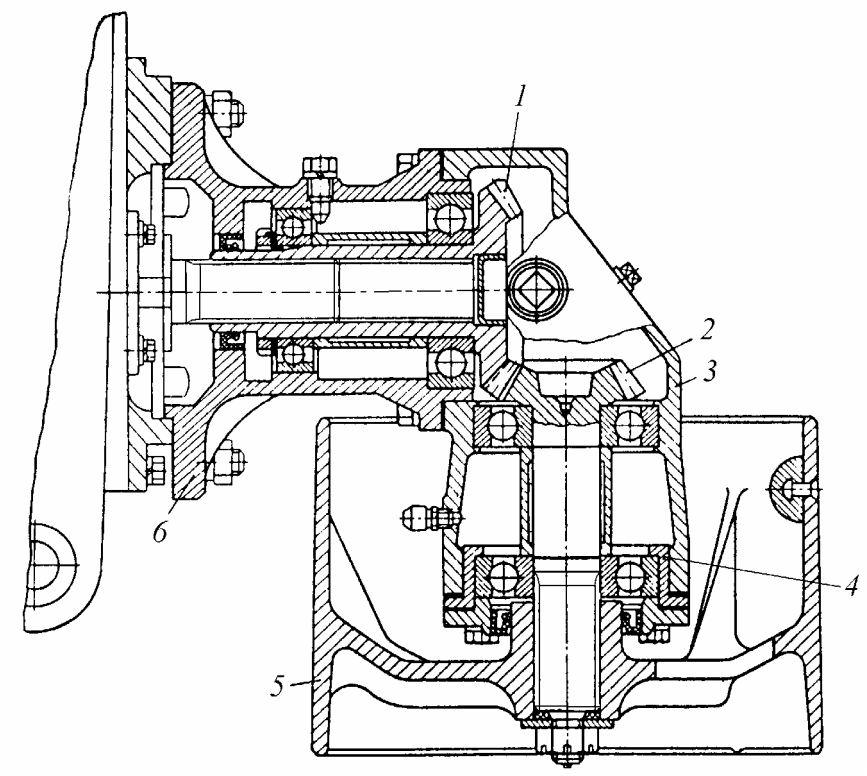


Рис. 10.14. Приводной шкив трактора

Уход за приводным шкивом заключается в своевременной замене смазочного материала, регулировке зацепления шестерен и при необходимости подтяжке резьбовых соединений.

10.10. Уход за тягово-сцепными устройствами, валами отбора мощности и приводными шкивами

Уход за тягово-сцепными 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 надеж-

ность 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 запирания зева крюка фиксатором с подвижным упором (работа автомата сцепки), на ручной привод к фиксатору. Все неисправности должны немедленно устраняться

Уход за ВОМ 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.

Глава 11

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. Составные части пневматической системы, согласно принятой в машиностроении классификации, представлены в виде схемы на рис. 11.1.

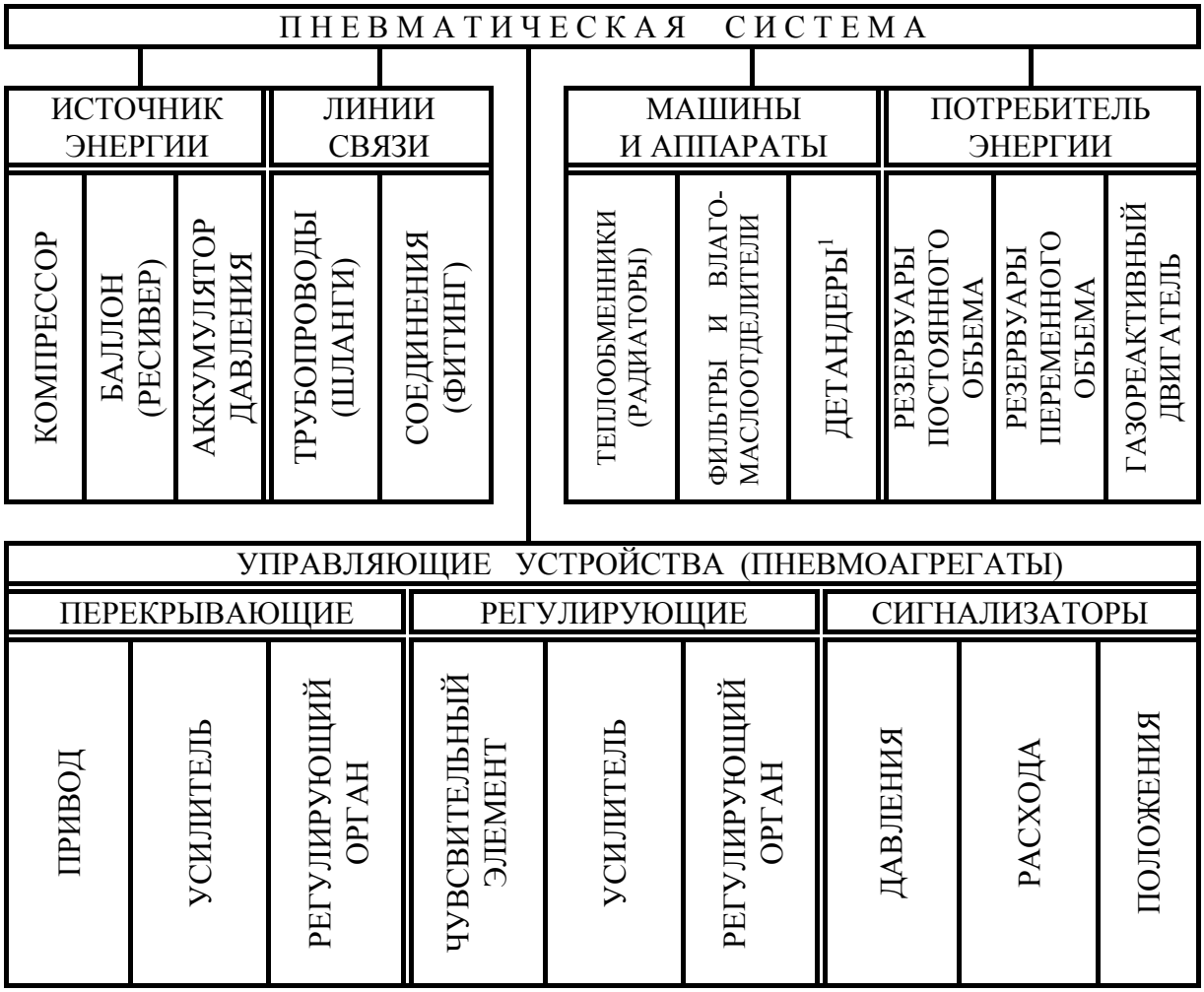


Рис. 11.1. Схема классификации элементов пневмосистемы

На тракторах пневмосистемы полностью или частично выполняют следующие функции: охлаждение двигателя и агрегатов силовой передачи (водные и масляные радиаторы, принудительный обдув блоков цилиндров и корпусных деталей); вентиляцию, отопление или кондиционирование ка-

[1] Детандер – поршневая или турбинная машина для охлаждения газа за счет его расширения с совершением внешней работы.

бин; привод механизмов тормозной системы, переключения и блокировки передач, стеклоочистителей; регулирования давления воздуха в шинах и пневмоэлементах подвески и т.д. Иногда пневматическая система является частью более общей пневмогидравлической системы. Например, при оборудовании прицепных машин гидростатическим тормозным приводом, тракторист, воздействуя на тормозной кран, подает воздух требуемого давления в пневматический переходник, соединенный с главным тормозным цилиндром, далее следует гидравлическая система.

Условимся под агрегатами пневмосистем подразумевать все их элементы за исключением машин (компрессоров, вентиляторов и т. п.) и аппаратов (например, теплообменных). К агрегатам относятся регуляторы расхода и давления, регулирующие и перекрывающие (запорные) клапаны, заслонки и золотники, обратные и предохранительные клапаны и т. д.

Применение пневматического привода на тракторах обусловлено:

- относительной безвредностью отработавшего воздуха и, следовательно, возможностью его сброса 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 МТА, в том числе и многозвенных тракторных поездов;
- допустимостью естественных утечек энергоносителя из-за негерметичности, что значительно упрощает и удешевляет привод.

Основные недостатки современных пневматических систем тракторов:

- неизбежные утечки воздуха, приводящие к снижению КПД привода;
- сравнительно низкое быстродействие, затрудняющее безопасную эксплуатацию многозвенных тракторных поездов;
- относительная сложность диагностирования; взрывоопасность.

Пневматическая система современного трактора состоит из более ста различных по функциональному назначению и конструктивному исполнению элементов, так называемых 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 разобщительные 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, сервоусилитель привода сцепления, пневмоуправления агрегатами трансмиссии, пневмопривод стеклоочистителей и т.д.

На рис. 11.2 приведена типовая схема пневмосистемы колесного трактора. Источником сжатого воздуха служит компрессор *1* с регулятором (ограничителем) выходного давления *2*. Для сглаживания колебаний давления и для обеспечения, по крайней мере, восьми торможений МТА 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 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

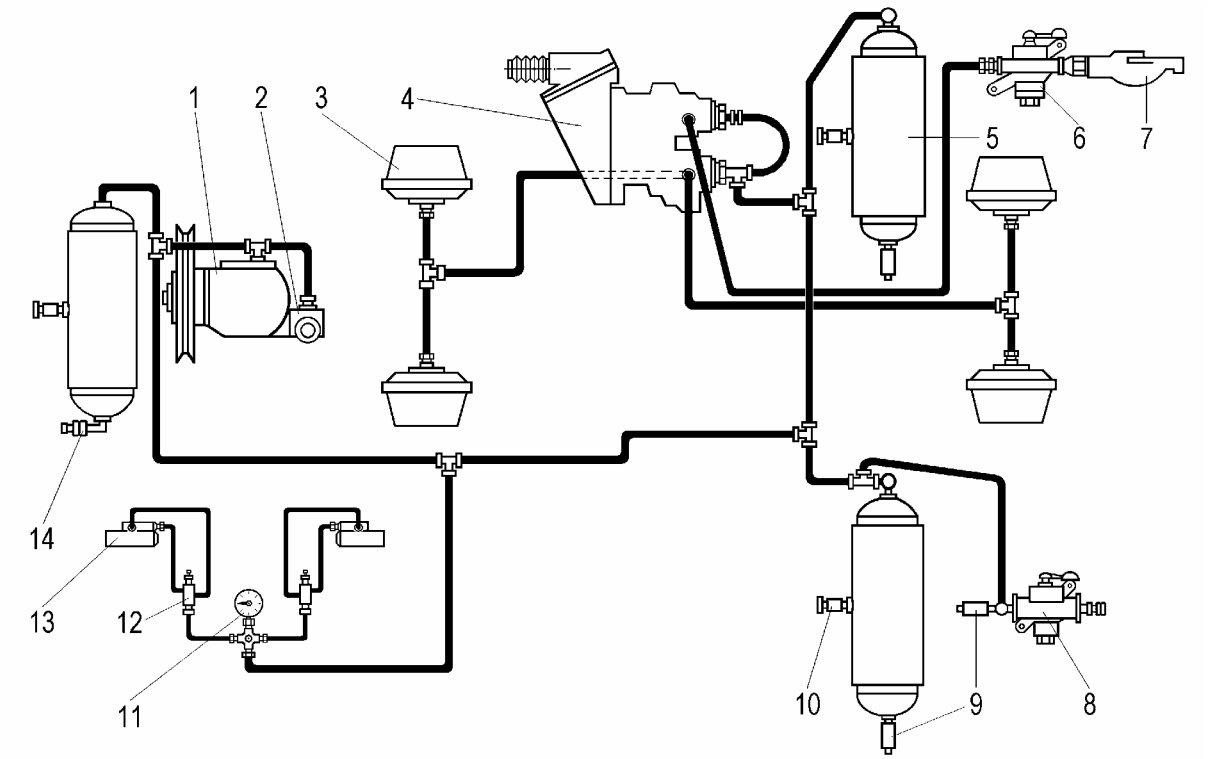


Рис. 11.2. Схема пневмосистемы трактора

7 осуществляет питание и управление пневматическим приводом тормозов прицепа. Сжатый воздух приводит в действие и пневмодвигатели стеклоочистителей *13*, управляемые 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. Буксирный клапан *14* позволяет подать сжатый воздух в систему от тягача при буксировании трактора с неработающем двигателем.

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. Его назначение - открывание и закрытие прохода для сжатого воздуха. В открытом положении клапана происходит впуск или выпуск сжатого воздуха из какой-либо полости прибора, в закрытом положении – выдержка сжатого воздуха необходимого давления в той же полости.

Герметичность стыка клапан-седло зависит от формы и материала клапана и давления в контакте. Давление в контакте прямо пропорционально усилию прижатия клапана к седлу и обратно пропорционально площади контакта. 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

Для обеспечением заданного быстродействия пневмопривода 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 (рис.11.6,*г*), если клапан *3* взаимодействует с одним седлом *7* и сообщает (разобщает) между собой две полости, и двойное (рис. 11.4), 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 и двойные. В гидро- и пневмосистемах двойным принято называть комбинацию из двух соосных и, обычно, жестко связанных клапанов, взаимодействующих каждый со своим седлом в заданной последовательности и выполняющих функцию идентичную клапану двойного действия.

Плоские (пластинчатые) клапаны, имеющие обычно форму диска, наиболее просты и технологичны в производстве и монтаже. Их недостатки: большее, чем у конических или сферических, сопротивление проходу

воздуха и 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 или седла 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 характерный недостаток – большая инерционная масса.

Промежуточное положение по всем параметрам занимают конические клапанные механизмы. Они находят применение в пневмоприборах, имеющих двойные клапаны. Основной их недостаток – жесткие требования к соосности цилиндрического или конического седла и конического пояска клапана.

Материал контрагентов пары клапан-седло, как правило, разнороден: обычно клапан изготовляют из резины, а седло – из металла или пластмассы. Иногда применяют металлический или пластмассовый клапан в сочетании с седлом из резины. Исключение составляют шариковые клапаны и пластинчатые клапаны компрессора, где, как правило, и клапан и седло металлические.

Следящий механизм. Это элемент пневмоприбора, обеспечивающий заданный закон изменения выходного давления от управляющего воздействия, в виде давления, перемещения или силы, при помощи обратной связи.

Следящий механизм состоит из упругого элемента, создающего усилие, однозначно соответствующее подведенному управляющему сигналу, и подвижного чувствительного элемента, корректирующего управляющий сигнал в зависимости от выходного давления. Использование в качестве упругого элемента цилиндрической пружины предопределяет постоянство коэффициента передачи управляющего воздействия. Регулирование будет более точным при сочетании перемещения органа управления с изменением силы, затрачиваемой на это перемещение. Для обеспечения переменного коэффициента передачи устанавливают упругий элемент в виде конической пружины либо резиновой втулки специальной формы. Это обеспечивает при слабом нажатии на педаль управления коэффициент передачи тормозного крана, позволяющий трактористу плавно регулировать давление в приводе, а, следовательно, и эффективность служебного торможения. При сильном нажатии на педаль, характерном для экстренного торможения, коэффициент передачи возрастает, обеспечивая сокращение времени срабатывания пневмопривода.

Чувствительный элемент следящего механизма выполняется поршневым или мембранным, с рабочим диаметром в пределах от 20 до 80 мм.

П о р ш н е в ы е с л е д я щ и е м е х а н и з м ы имеют чувствительный элемент в виде поршня с резиновыми уплотнительными манжетами

или кольцами. Преимущества поршневого механизма – разумная неограниченность величины хода и линейная зависимость усилия от давления. Недостаток – 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 меньший рабочий ход и нелинейная зависимость усилия от него.

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 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 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 – герметики.

11.1. 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, а также передачи вертикальных усилий между подрессоренными и неподрессоренными частями трактора (пневмобаллоны подвески).

По виду реализуемого движения различают исполнительные механизмы возвратно-поступательного и вращательного движения. По конструктивному исполнению устройств, непосредственно участвующих в преобразовании энергии сжатого воздуха в механическую энергию поступательного движения, исполнительные механизмы подразделяются на поршневые, мембранные (диафрагменные), сильфонные и шланговые. Эти механизмы, как правило, одностороннего действия: возвращение в исходное положение происходит под действием пружины или силы тяжести. При-

нято 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.

В пневмосистемах тракторов поршневые силовые механизмы нашли применение, главным образом, только в пневмодвигателях стеклоочистителей. Для привода остальных устройств, как правило, применяют пневмокамеры, подразделяемые по виду соединения корпуса и крышки на фланцевые и бесфланцевые (рис. 11.3). Первые имеют хорошо развитые фланцы корпуса и крышки, между которыми равномерно расположенными болтами зажата мембрана. У вторых на корпусе *9* и крышке *1* выполнены конусные отбортовки, а соединение осуществляется кольцевым хомутом *5*, стянутого двумя болтами *6*. Эта конструкция имеет меньшие радиальные габариты и материалоемкость. Она более технологична в производстве и эксплуатации. Поэтому бесфланцевые камеры получили преимущественное распространение в пневмоприводах отечественных и зарубежных тракторов.

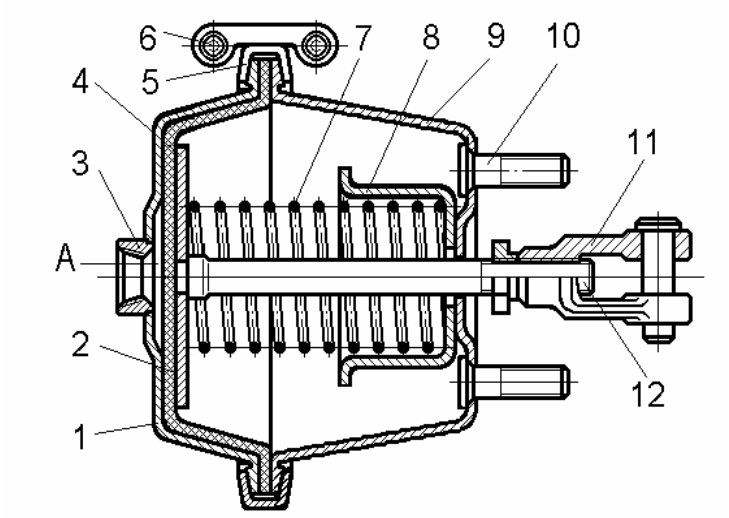


Рис. 11.3. Тормозная камера

Резиновая мембрана *2* зажата между корпусом *9* и крышкой *1* с помощью хомута *5*. Конусные отбортовки на корпусе, крышке и хомуте создается усилие сжатия мембраны *2*, необходимое для герметичного соединения. В корпусе расположен шток *12 с* вилкой *11* и 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. Крепление камеры к кронштейну осуществляется болтами *10*, приваренными к днищу корпуса.

Основным параметром, характеризующим тормозные камеры, является а к т и в н а я п л о щ а д ь - условная величина, представляющая собой частное от деления усилия на штоке камеры, при его номинальном

ходе, на величину подводимого давления. Величиной активной площади, выраженной в квадратных дюймах (1 кв. дюйм = $6{,}452 \cdot 10^{-4} м^2$), обозначают 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.

11.2. Приборы регулирования и распределения сжатого воздуха

Приборы регулирования и распределения предназначены для подачи сжатого воздуха требуемого давления к исполнительным устройствам и выполнения функции управления.

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.

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. 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. Конструктивное исполнение и работа тормозных кранов идентичны применяемым на автомобилях.

Пневматический усилитель сцепления. 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 закреплена слева на корпусе сцепления. Ее шток шарнирно

связан с левым рычагом вилки выключения сцепления. Следящее устройство (рис. 11.4) соединено жестко с продольной тягой механического привода управления, ввернутой в резьбовое отверстие переходной гайки *11,* и шарнирно соединена с правым рычагом вала вилки выключения.

Следящее устройство состоит из цилиндрического корпуса *1* с тремя боковыми резьбовыми отверстиями. В отверстия *3* и *12* 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.

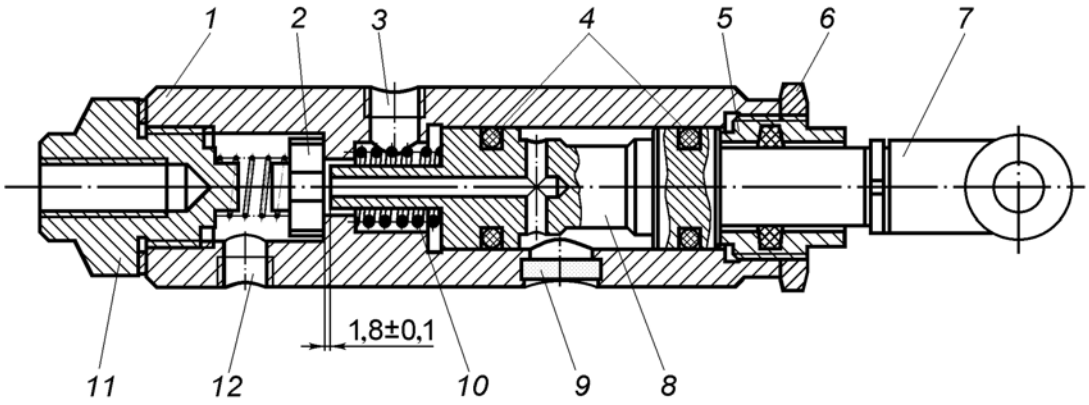


Рис. 11.4. Следящее устройство

При нажатии на педаль управления сцеплением через продольную тягу, переходную гайку *11*, корпус *1*, пружину *10*, плунжер *8*, вилку *7* и правый рычаг поворачивается 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*. 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 *12*, 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 остановки 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. 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), и, следовательно, необходимый темп включения сцепления даже при так называемом “броске педали”.

11.3. Приборы подготовки и транспортировки сжатого воздуха

Устройства подготовки и транспортировки рабочего тела предназначены для получения и накопления необходимого количества сжатого воздуха, требуемых 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 - устройство для преобразования механической энергии двигателя в энергию сжатого газа (воздуха). По способу получения сжатого воздуха компрессоры могут быть трех типов:

- о б ъ е м н ы е (поршневые и ротационные), в которых сжатие воздуха происходит при уменьшении замкнутого объема;
- л о п а т о ч н ы е (центробежные и осевые), в которых сжатие газа происходит вращающимися лопатками;
- с т р у й н ы е (инжекторы), в которых нагнетание газа осуществляется за счет трения с увлекающим потоком газа или жидкости.

На тракторах чаще всего устанавливают объемные поршневые компрессоры, рабочий цикл которых состоит из фаз всасывания, сжатия и вытеснения воздуха в напорную пневмолинию. Привод компрессора осуществляется, как правило, от двигателя посредством клиноременной, зубчатой и реже цепной передачи.

Питание воздухом осуществляется через воздушный фильтр двигателя или автономный фильтр компрессора. Смазка трущихся деталей компрессора производиться от системы смазки двигателя трактора или индивидуальной системы (с помощью встроенного плунжерного или шестеренного насоса или только разбрызгиванием из масляной ванны картера компрессора). Охлаждение компрессора – воздушное или жидкостное,

объединенное с системой охлаждения двигателя.

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 минут при свободном положении органов управления или в течение 15 минут при полном их приведении в действие. Компрессоры работают на переменных режимах, их номинальная подача колеблется от 1 до 7 дм^3/с при рабочем давлении 0,5...1 МПа, что обеспечивается одноступенчатым сжатием. Для поддержания давления в системе при случайных увеличениях расхода воздуха, массовая подача компрессора принимается в 4…6 раз больше массового расхода воздуха при торможении. Тракторы классов 0,6 - 2, в которых сжатый воздух расходуется, главным образом, на питание и приведение в действие тормозной системы прицепов, оснащают одноцилиндровыми компрессорами воздушного охлаждения.

Так на тракторах 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 смазки 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.

На колесных тракторах класса 3 и выше (Т-150К, К-701) применяются двухцилиндровые компрессоры водяного охлаждения с клиноременным (рис. 11.5) или шестеренным приводом. Коленчатый вал *3* с двумя кривошипами установлен в картере *1* на двух шарикоподшипниках *4* и *16*, закрытых передней *2*, с сальниковым уплотнением, и задней *17*, с резьбовым отверстием, крышками. На конической шейке вала, имеющей сегментную шпонку, закреплен одноручьевой шкив *5* клиноременной передачи.

Блок цилиндров *7* соединен шпильками с картером. 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.

В цилиндрах компрессора установлены поршни *8* с двумя компрессионными и одним маслосъемным кольцами. Поршень соединяется с ша-

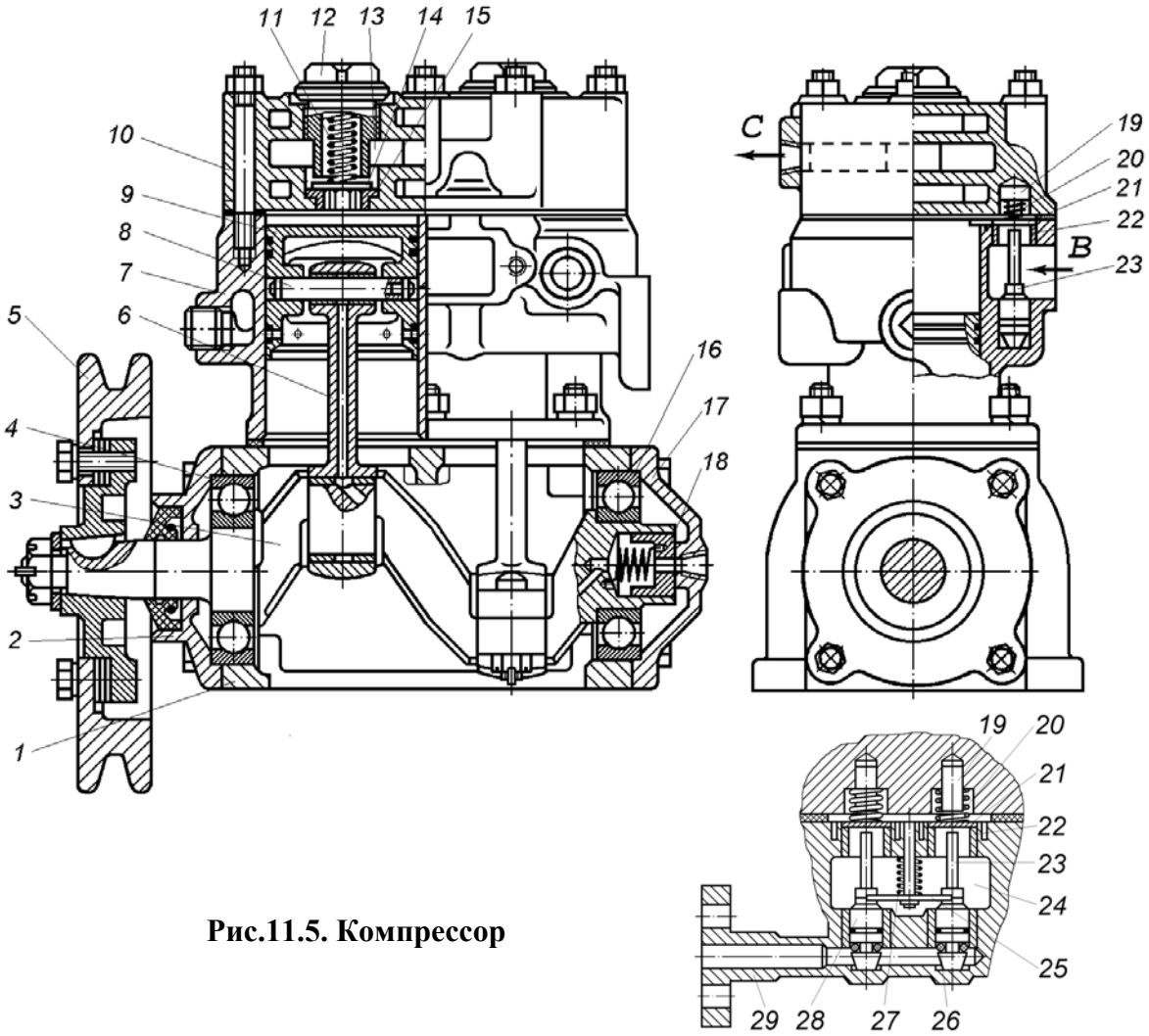


Рис.11.5. Компрессор

туном *6* поршневым пальцем *9* плавающего типа с заглушками из алюминиевого сплава. В верхнюю головку шатуна запрессована бронзовая втулка, а нижняя разъемная с биметаллическими вкладышами. В теле шатуна сделан канал для смазки поршневого пальца.

Смазывание деталей компрессора комбинированная. 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 разряжение и очищенный в воздухоочистителе воздух, преодолевает силу пружи-

ны *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 системе 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 систему. 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 клапана. Компрессор вновь начинает нагнетать воздух.

Необходимо отметить, что одноцилиндровые и зарубежные двухцилиндровые автотракторные компрессоры, как правило, не имеют разгрузочных устройств, и излишки воздуха через регулятор давления выпускаются (стравливаются) в окружающую среду. Это объясняется стремлением снизить ударные нагрузки на детали компрессора при возобновлении подачи воздуха. На дорогих моделях привод компрессора осуществляют через гидромуфту, управляемую бортовым компьютером, обеспечивающую его плавное включение, полное выключение и поддержание оптимальной частоты вращения.

Ресиверы, иногда их еще называют воздушными баллонами, служат для аккумулирования энергоносителя, т.е. скапливание сжатого воздуха в специальных сосудах. Объем отдельно взятого ресивера ограничен требованиями безопасной эксплуатации: произведение давления воздуха в ресивере в МПа на его объем в куб. дециметрах, характеризующее потенциальную энергию сжатого газа, не должно превышать 20 МПа·дм^3. На тракторы К-701, Т-150К и МТЗ устанавливаются унифицированные ресиверы емкостью двадцать литров. В зависимости от расхода сжатого воздуха потребителями, пневмосистема имеет от одного до трех ресиверов. Суммарный объем ресиверов трактора, определяется из положения: при неработающем компрессоре остаточное давление воздуха в системе после восьми торможений должно составлять не менее половины величины давления, измеренного после первого торможения. Кроме того, объем ресиверов влияет на выбор типа компрессора: при больших объемах требуется компрессор большей производительности и, следовательно, с большей потребляемой мощностью.

Основное назначение ресивера – сглаживание колебаний давления, вызываемых пульсирующей подачей и прерывистым расходом. Они служат также для охлаждения воздуха и отделения капель масла и влаги. Влага, попадающая и конденсирующаяся в ресивере и других элементах пневмопривода, несет только отрицательные функции – ускоряет коррозию и при замерзании препятствует нормальной работе пневмопривода. Пары масла, наряду с отрицательным воздействием, оказывают, по крайней мере,

для некоторых металлических деталей, и положительное – образуя своеобразное антикоррозионное покрытие из масляной пленки и прилипших к ней механических частиц на внутренних стенках.

Как правило, 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. 11.6,*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 при 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 клапана *6*. При повороте рычага приваренный к нему толкатель приподнимает шарик над седлом и выпускает конденсат. Открытие резинового пластинчатого клапана осуществляется его наклоном в месте 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. В этом плане более работоспособен шаровой клапан, как менее склонный к повреждению. Герметичность резьбовых соединений клапанов с бобышками ресивера обеспечивается применением конической резьбы, уплотнительных колец или затяжкой контргайками.

Для выполнении требований об отключении неисправной (имеющей утечки) части пневмопривода от исправной и обеспечения работоспособности последней подключение ресиверов осуществляется через специальные защитные приборы. Наиболее простыми из них являются обратные клапаны, пропускающие сжатый воздух только в одну сторону. Конструкция обратного клапана шарового типа (рис. 11.6,*г,* вверху) предусматривает его установку 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

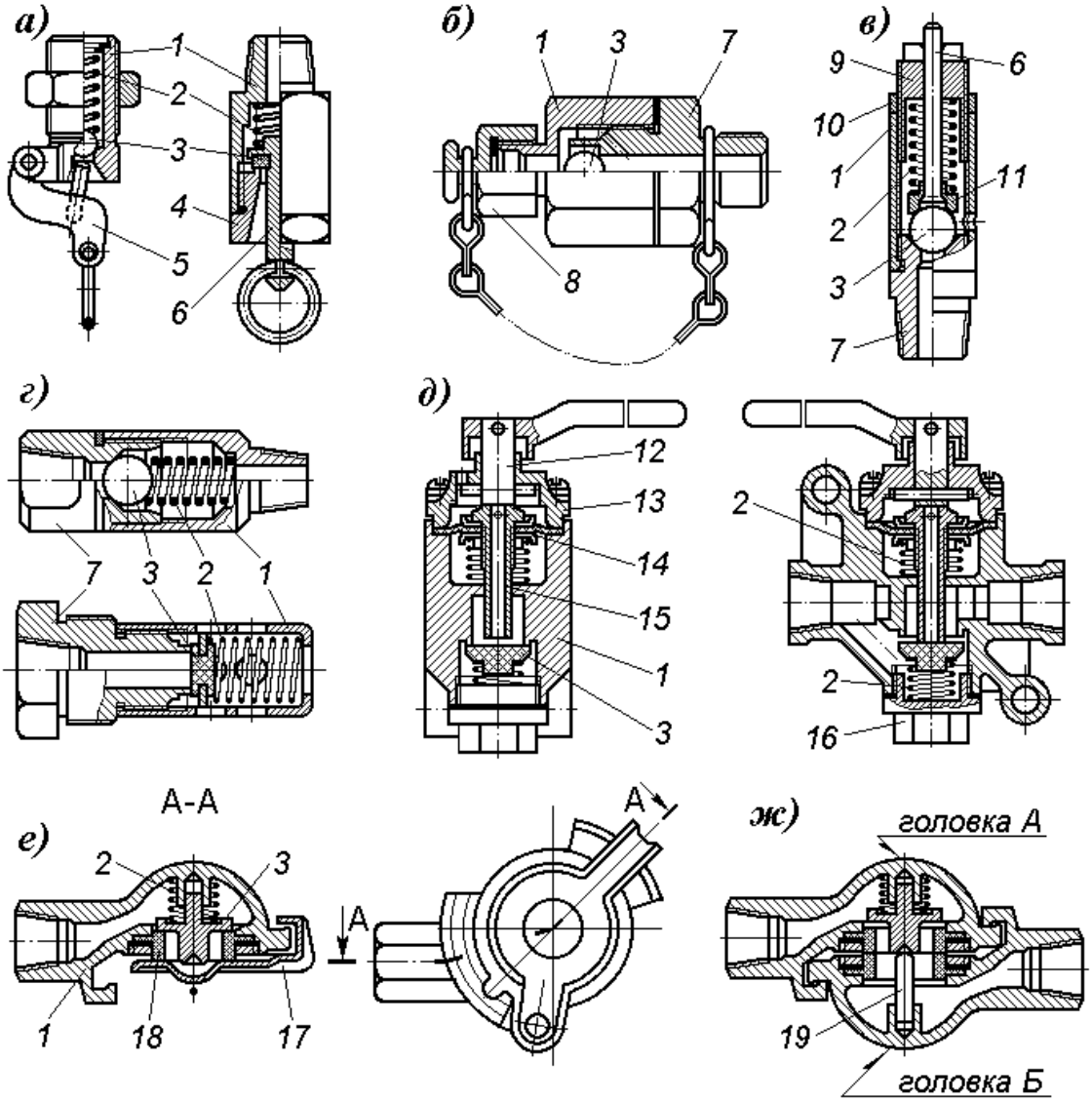


Рис. 11.6. Клапаны и соединительные головки

именно в обратных клапанах часто применяют резиновые или обрезиненные шаровые клапаны в сочетании с металлическим седлом.

Корпус *1* обратного клапана пластинчатого типа (рис. 11.6,*г,* внизу) устанавливается внутрь ресивера. Перфорация цилиндрической поверхности корпуса исключает накопление конденсата, который беспрепятственно стекает через отверстия. Обратные клапан открыт, если сила давления поступающего воздуха больше, чем противодействующая суммарная сила 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 предотвращает утечек воздуха через поврежденный участок. Поэтому систему разбивают на контуры, сообщающиеся друг с другом через защитные клапаны или сочетание обратных и установленных перед ними разобщительных клапанов, выполняющее

ту же функцию: отключение неисправных участков. Кроме того, разобщительные клапаны устанавливаются для облегчения соединения магистралей тягача и прицепа, а на тракторе К-701 и в качестве клапана отбора воздуха для внешних потребителей.

Конструкция разобщительного клапана пластинчатого типа с мембранным следящим устройством представлена на рис. 11.6,*д*. В нижней полости корпуса *1* установлен двойной плоский тарельчатый клапан *3*, прижимаемый пружиной *2* к подвижному *15* и/или неподвижному, выполненному непосредственно в корпусе, седлам. Подвижное седло жестко связано с мембраной *14* и соединяет полость над клапаном с полостью над мембраной и через отверстие в крышке *13* с атмосферой. Мембрана постоянно поджата пружиной к толкателю *8*. Для обеспечения фиксированных вертикальных положения толкателя и связанных с ним подвижных элементов прибора, предопределяющих режимы работы разобщительного клапана: “закрыто” – “открыто”, в крышке *13* сделано углубление под штифт толкателя. В верхнем положении (рисунок справа), соответствующим режиму “закрыто”, подвижное седло приподнято над тарельчатым клапаном, ход которого меньше хода толкателя. Клапан плотно сидит на неподвижном седле и перекрывает сообщение входной полости с выходной, сообщающейся с атмосферой через седло клапана *15*.

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. обеспечивает режим работы “открыто”. После поворота рукоятки на девяносто градусов происходит фиксация штифта толкателя и толкателя в этом режиме.

Для защиты ресиверов и пневмосистемы в целом от чрезмерного роста давления при выходе их строя регулятора давления или резком повышении температуры окружающей среды в каждый контур системы оборудуют п р е д о х р а н и т е л ь н ы м к л а п а н о м . Обычно их устанавливают на ресиверах, питающих соответствующие контуры. Конструкция предохранительного клапана со сферическим (шариковым) клапанным узлом представлена на рис. 11.6,*в*. Корпус *1* с одного конца в ввернут штуцер *7* с седлом для клапана *3*, 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: необходимо потянув за шток сжать пружину и освободить шариковый клапан. Винт *9* 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.

Для питания пневмосистемы от внешнего источника сжатого воздуха при неработающем двигателе на трактор устанавливают буксирный клапан (рис. 11.6,*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. При давлении в системе трактора, превышающем давление на входе, клапан прижимается к седлу в корпусе, препятствуя утечки воздуха. Если же 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 запитывать систему трактора сжатым воздухом от магистрали управления тормозами прицепа тягача.

Для предотвращения случайных утечек воздуха и загрязнения клапана при штатных режимах движения приемный конец закрывается пробкой *8*.

Соединительные головки предназначены для подачи сжатого воздуха и управляющих сигналов в пневматическую систему прицепа из пневмосистемы трактора с целью обеспечения энергоносителем потребителей и синхронности торможения. Конструкция соединительных головок, присоединительные размеры и места установки на тягачах и прицепах стандартизованы. Обычно их устанавливают совместно с разобщительным краном на тракторах (рис. 11.2, поз. *6* и *7*) сзади, а на прицепах спереди и сзади, что обеспечивает создание многозвенных тракторных поездов. Корпуса *1* соединительных головок (рис. 11.6,*е* и *ж*) имеют противоположно расположенные скобу и выступ. В центре сферической части корпуса имеется 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*.

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 наличием специальных углублений в пазах скоб и приливов на выступах. При соединении головок (рис. 11.6,*ж*) толкатель *19* головки *Б* входит в сферическую выемку стержня клапана го-

ловки *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.

11.4. Уход за приборами пневмосистемы

Уход за приборами пневмосистемы трактора состоит в периодическом осмотре, очистке от грязи, проверки герметичности (на слух, с помощью мыльной эмульсии или ультразвукового 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.

Производители пневмоаппаратуры выпускают ремонтные комплекты запасных частей (включающие все резиновые и пластмассовые детали, стопорные кольца и пружины, а также наиболее изнашиваемые металлические детали: 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.

Глава 12

КАБИНА ТРАКТОРА

Условия труда на тракторе в значительной мере определяют производительность МТА, поскольку из-за увеличения энергонасыщенности трактора, скорости выполнения технологических и транспортных операций, количества агрегатируемых 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.

12.1. 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 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 многостоечные (четырех - и шестистоечные) каркасы могут быть встроены в кабину или располагаться вне ее по контору. Кроме того, кабины классифицируют по техническому исполнению на штампованные, каркасные и комбинированные.

Примером д в у х с т о е ч н о г о к а р к а с а, на котором могут быть закреплены остальные элементы ограждения кабины, является конструкция, представленная на рис. 12.1. На корпусе заднего ведущего моста 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.

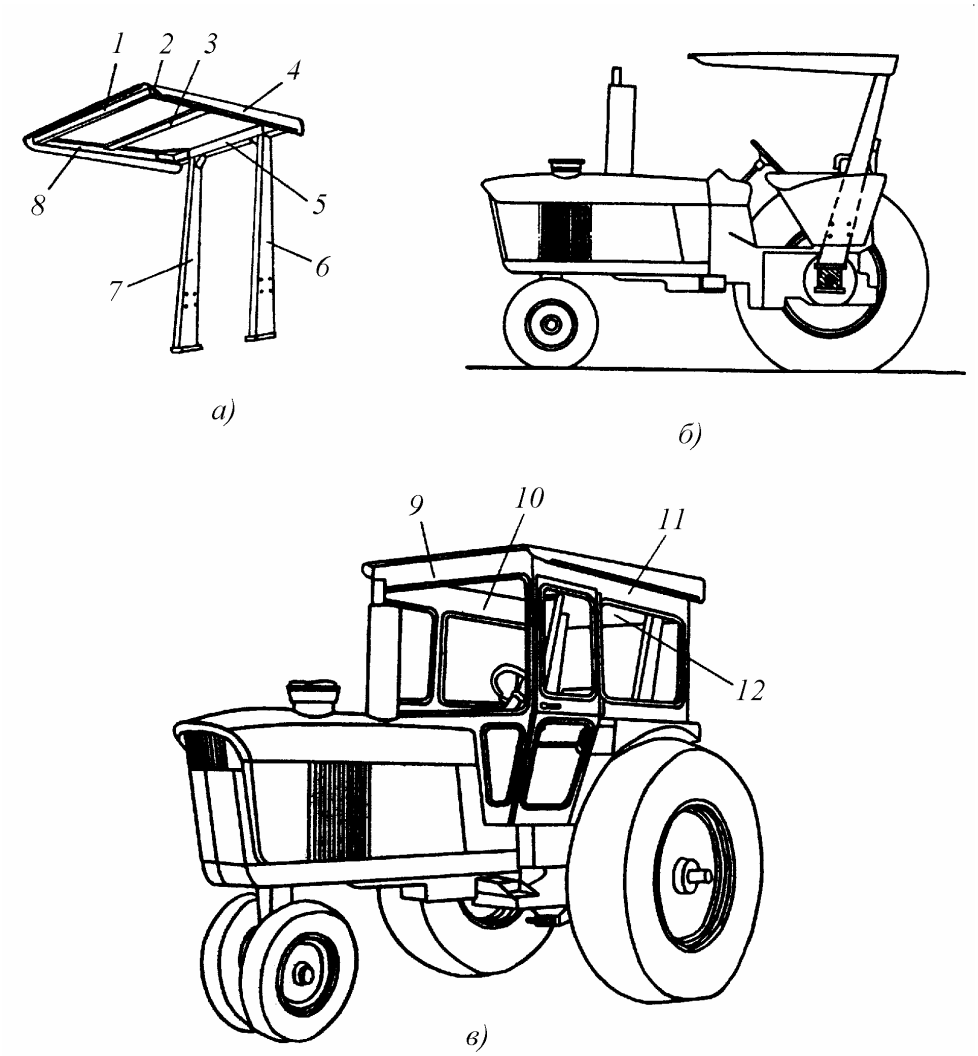


Рис. 12.1. Защитное ограждение рабочего места тракториста:
а - жесткий двухстоечный каркас с крышей; *б* - установка жесткого каркаса на тракторе; *в* - установка кабины с жестким двухстоечным каркасом на тракторе

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 обусловливает существенный уровень шума на рабочем месте.

На сельскохозяйственных тракторах широкое распространение получили многостоечные защитные каркасы, которые при уста-

новке 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. 12.2 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.

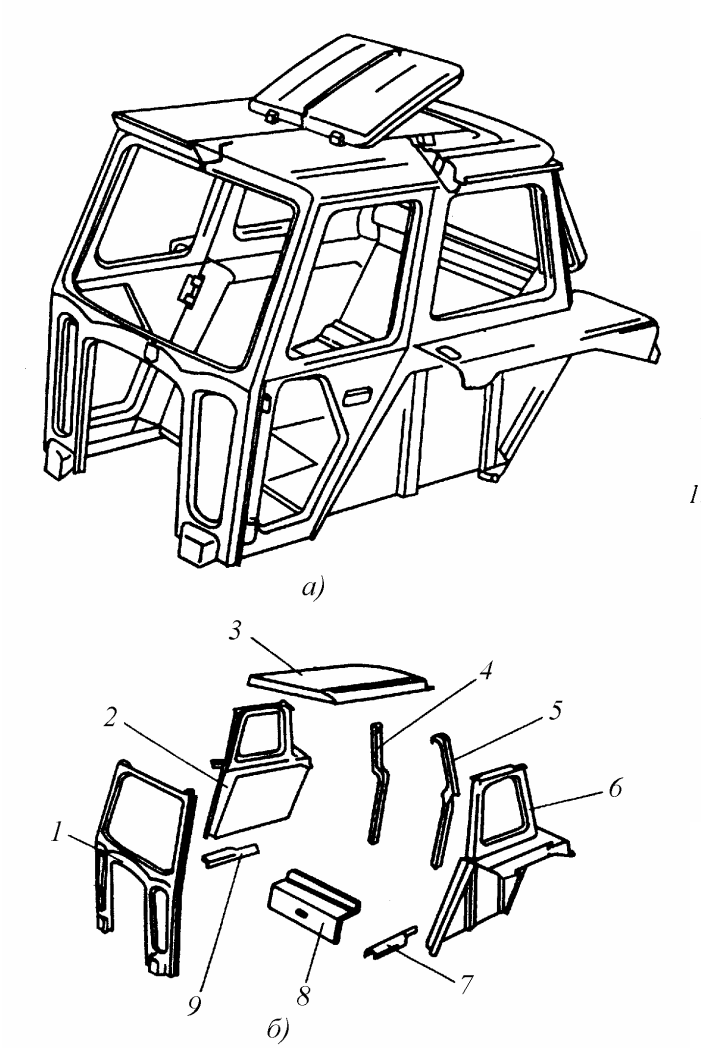


Рис. 12.2. Корпус кабины и штампованные элементы:
а - общий вид; *б* - составные элементы

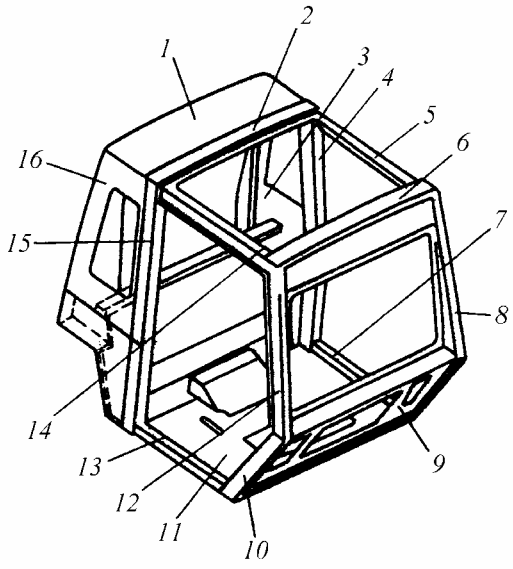


Рис. 12.3. Корпус кабины из толстолистового проката

На рис. 12.3 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.

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 повышения безопасности застекленные проемы кабины иногда огораживают металлической сеткой, которая защищает тракториста в кабине и от проникающих предметов. С целью предохранения тракториста 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. 12.2). 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. Аварийными выходами являются также и застекленные окна. Поэтому в кабине должны находиться средства, которыми при аварийной ситуации можно разбить или выставить стекло аварийного выхода.

На промышленных тракторах 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. 12.4).

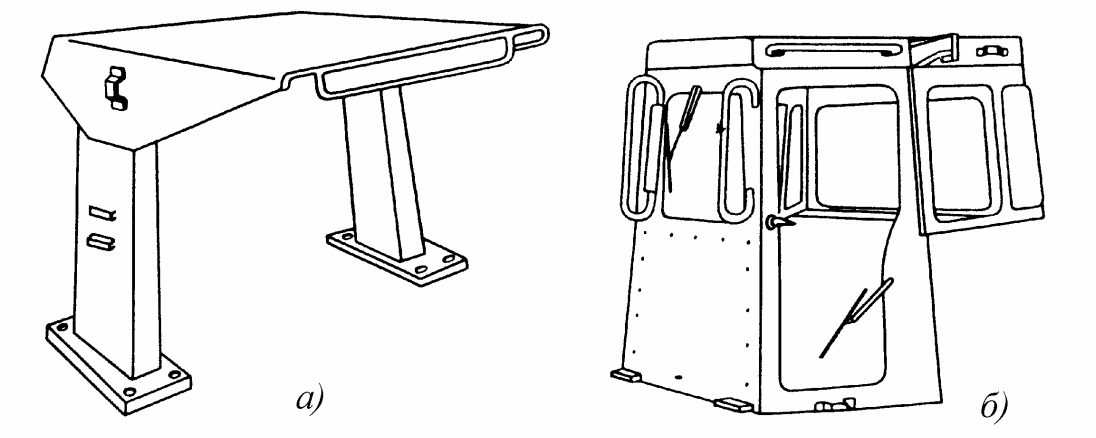


Рис. 12.4. Защитное устройство и кабина промышленного трактора:
а - защитное устройство; *б* - кабина

Защитное устройство содержит П - образный разъемный каркас, выполненный из профиля прямоугольного сечения, к которому сверху крепится защитный козырек. Нижние концы стоек П - образного каркаса кре-

пятся к остову трактора. Кабина также крепится к остову трактора и накрывается сверху защитным устройством.

12.2. 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. 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 в кабину и выход из нее, 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 оборудуется не менее чем тремя аварийными выходами, размещенными на противоположных ее сторонах: дверями, разбиваемыми окнами или люком на крыше. Размеры аварийных выходов выполняет не менее 600 × 600 мм (квадратный), 470 × 650 мм (прямоугольный), 700 мм (круглый), 640 × 440 мм (эллиптический).

Кабина трактора оборудуется инструментальным ящиком, термоизолированным бачком для питьевой воды, огнетушителем, медицинской аптечкой, плафоном внутреннего освещения, крючком для одежды, омывателем переднего стекла, плафоном внутреннего освещения и стеклоочистителями. В ней должно быть предусмотрено место для установки радиоприемника.

Кабина современного трактора оборудуется 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.

С учетом современных тенденций кабина современного трактора становится довольно сложным инженерным сооружением (рис. 12.5).

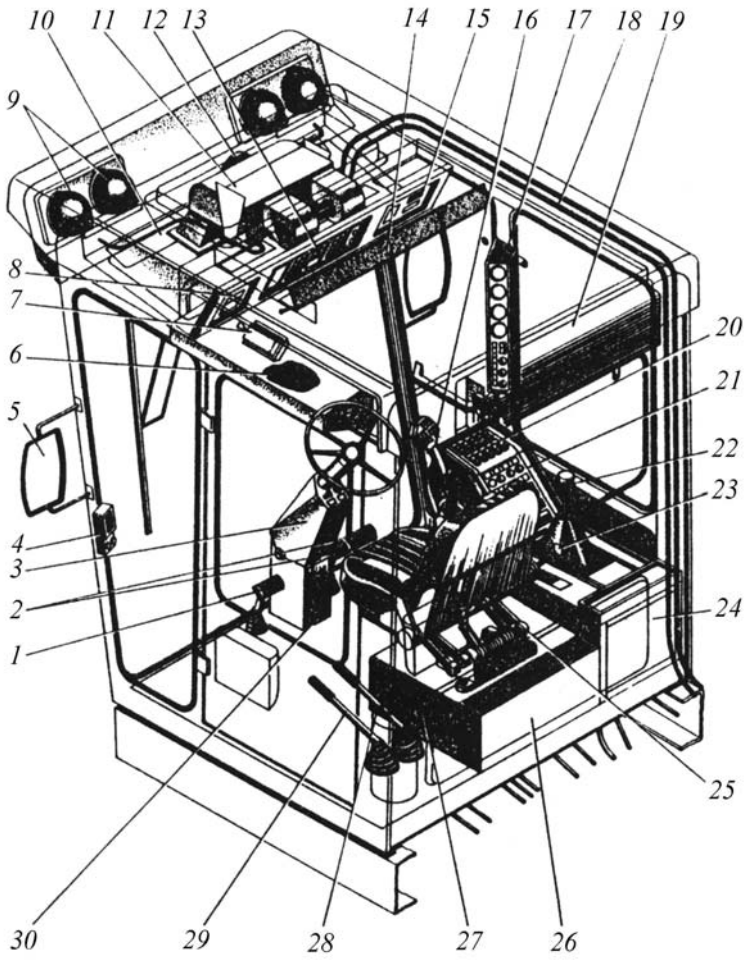


Рис. 12.5. Рабочее место кабины оператора:
1 - педаль сцепления; *2* - педали тормозов; *3* - рулевая колонка; *4* - контрольный указатель; *5* - зеркало заднего вида; *6*, *19* - боковой и задний фильтры кондиционера; *7* - плафон освещения; *8* - контрольный прибор; *9* - передние фары; *10* - полость 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

12.3. 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. 12.1). В данном примере хорошая обзорность заднего навесного устройства сочетается с ухудшенной передней обзорностью из-за наличия перед лобовым стеклом двигателя. При переднем расположении кабины (рис. 2.1,*е*) сильно ухудшается обзорность сзади.

Нейтральным решением является схема компоновки с расположением кабины в середине колесной базы трактора (рис. 2.1,*ж* и *з*) или в районе средней части ходовой системы гусеничного движителя (рис. 2.2,*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.

12.4. 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, темпера-

тура воздуха в котором, особенно на тракторах с мощными двигателями, может превышать температуру наружного воздуха местности на $10^{o}C$. На тракторах с двигателями воздушного охлаждения с потоком воздуха, проходящим поперек машины, указанное превышение температуры воздуха около кабины составляет не более $1,5...2^{o}C$.

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. 12.6 показан один из вариантов возможной компоновки кабины на тракторе.

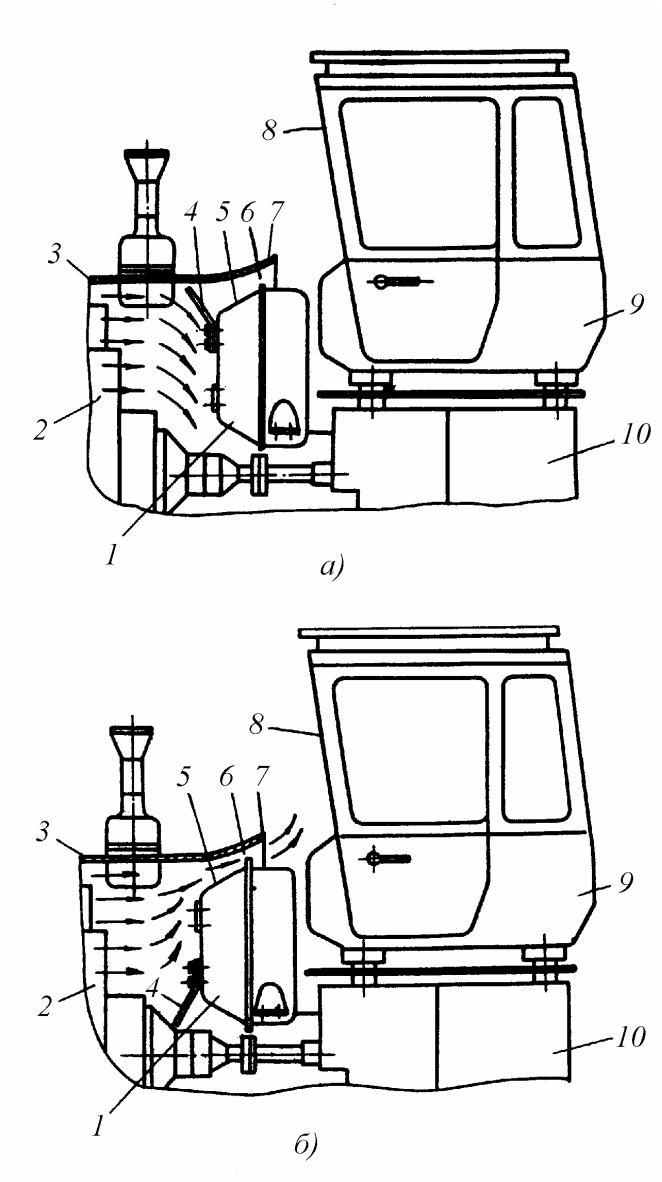


Рис. 12.6. Компоновка кабины на тракторе:
а - установка направляющей заслонки в теплое время года; *б* - установка в холодное время года; *1* - топливный бак; *2* - двигатель; *3* - капот; *4* - направляющая заслонка; *5* - верхний скос бака; *6* - канал для прохода воздуха; *7* - отогнутая вверх кромка капота; *8* - переднее стекло кабины; *9* - кабина с виброизоляторами; *10* - шасси трактора

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. 12.6,*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. 12.6,*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.

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. Помимо этого в ряде случаев применяются наружные солнцезащитные козырьки. Особенно это важно для тракторов, работающих в южных районах.

Для снижения теплопередачи и уровня шума на рабочем месте в ряде случаев применяют двойные стекола 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. 12.7).

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.

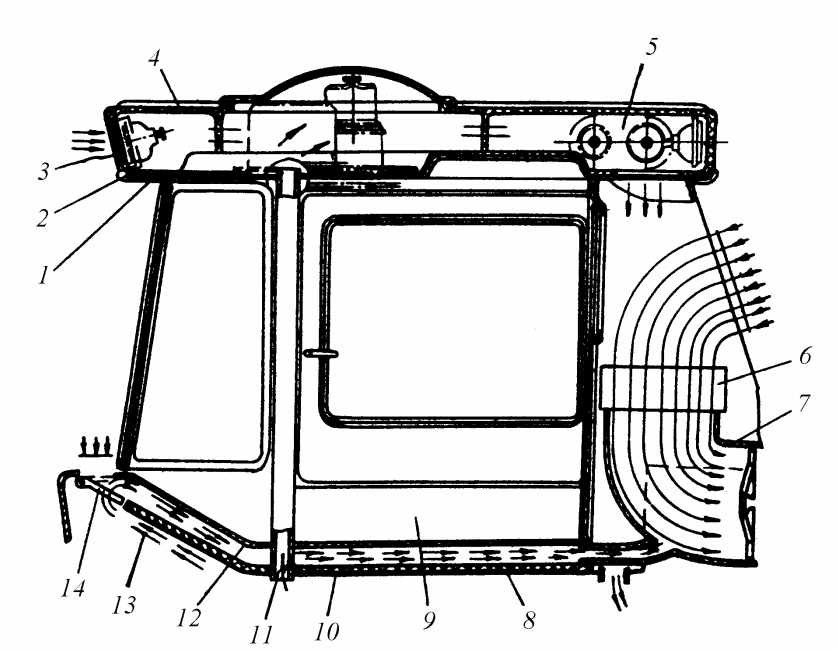
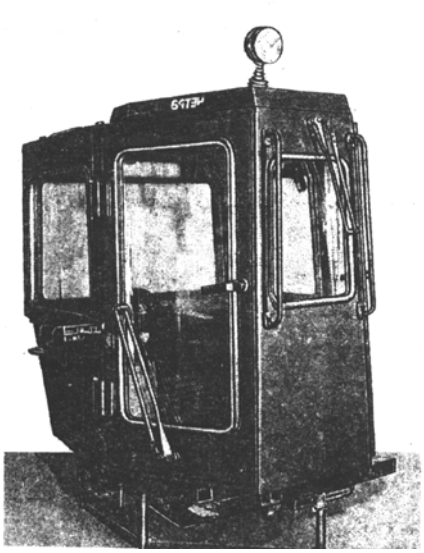


Рис. 12.7. Кабина промышленного трактора с принудительной вентилируемой прослойкой между панелями

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 воздухоподачи 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.



Для семейства отечественных промышленных тракторов ЧЗПТ разработана панельная кабина, выполненная в виде шестигранной усеченной пирамиды (рис. 12.8). 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.

Рис. 12.8. Термошумоизолированная кабина промышленных тракторов семейства ЧЗПТ

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.

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.

Нормируемые параметры вибрации на сиденье тракториста обеспечиваются выбором необходимых параметров подвески трактора и применением подрессоренного сиденья (рис. 12.9). 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*.

Регулировка жесткости подвески сиденья в зависимости от веса тракториста осуществляется перестановкой нижней оси амортизатора *6* 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.

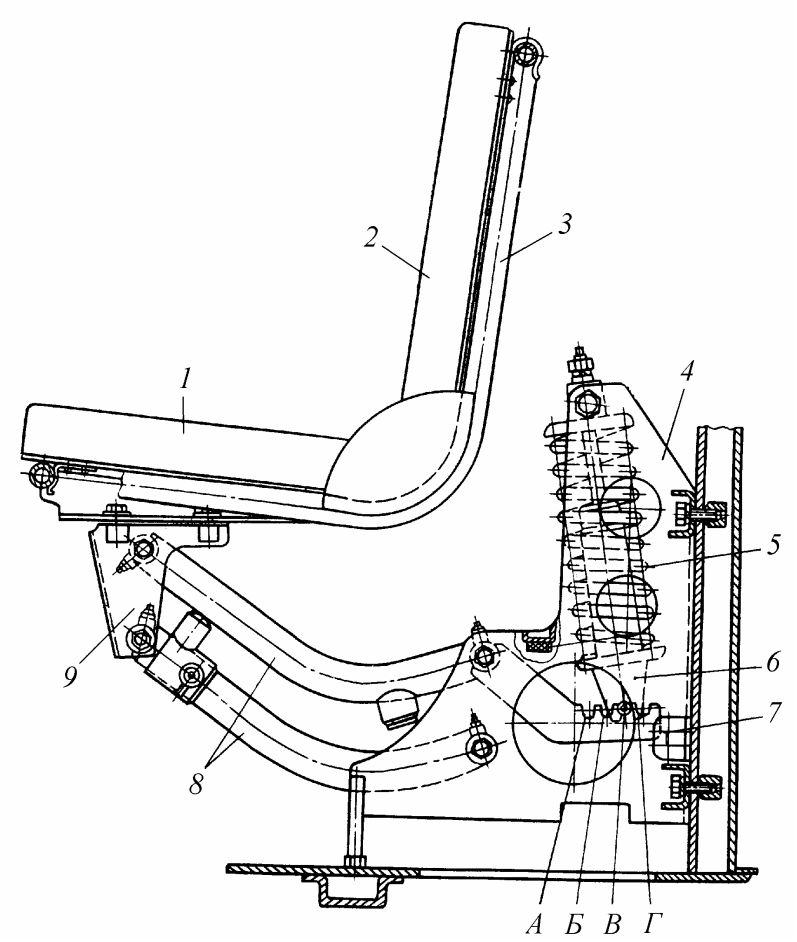


Рис. 12.9. Подрессоренное сиденье тракториста

12.5. 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 м^3. 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.

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. 12.10 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).

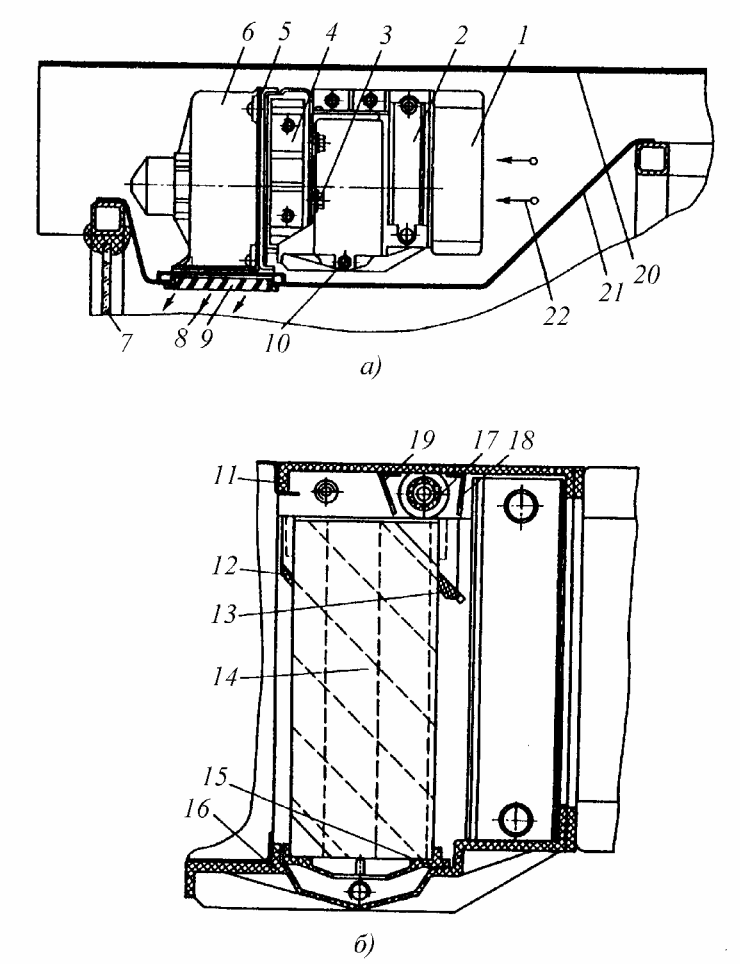


Рис 12.10. Компоновка СНМ-1-4 в кабине трактора:
а - размещение в полости крыши; *б* - устройство элементов конструкции блока; *1* - воздушный фильтр; *2* - теплообменник отопителя; *3* - стяжной болт; *4* - камера; *5* - маска вентиляторов; *6* - вентилятор; *7* - переднее стекло кабины; *8* - поток охлажденного воздуха; *9* - воздухораспределительная решетка; *10* - патрубок сливной; *11* - крышка; *12* - стяжка; *13* - рассекатель; *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 сви-

сающей 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. 12.11) 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.

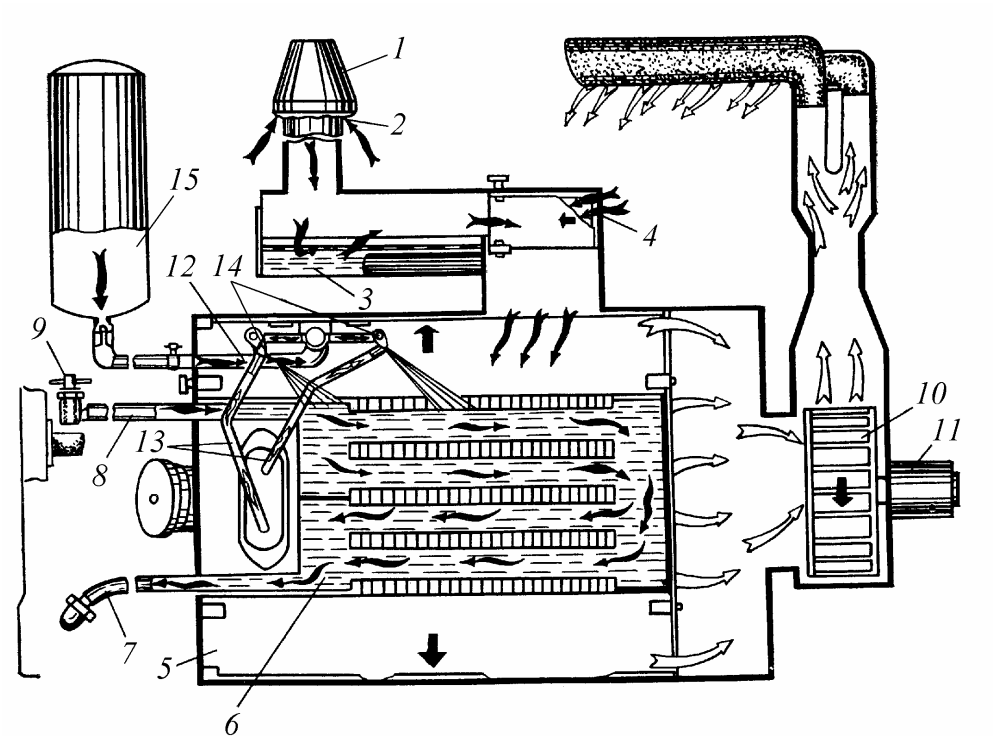


Рис. 12.11. Схема СНМ тракторов МТЗ-80/82

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.

Для нормальной работы охладительной 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. 12.12.

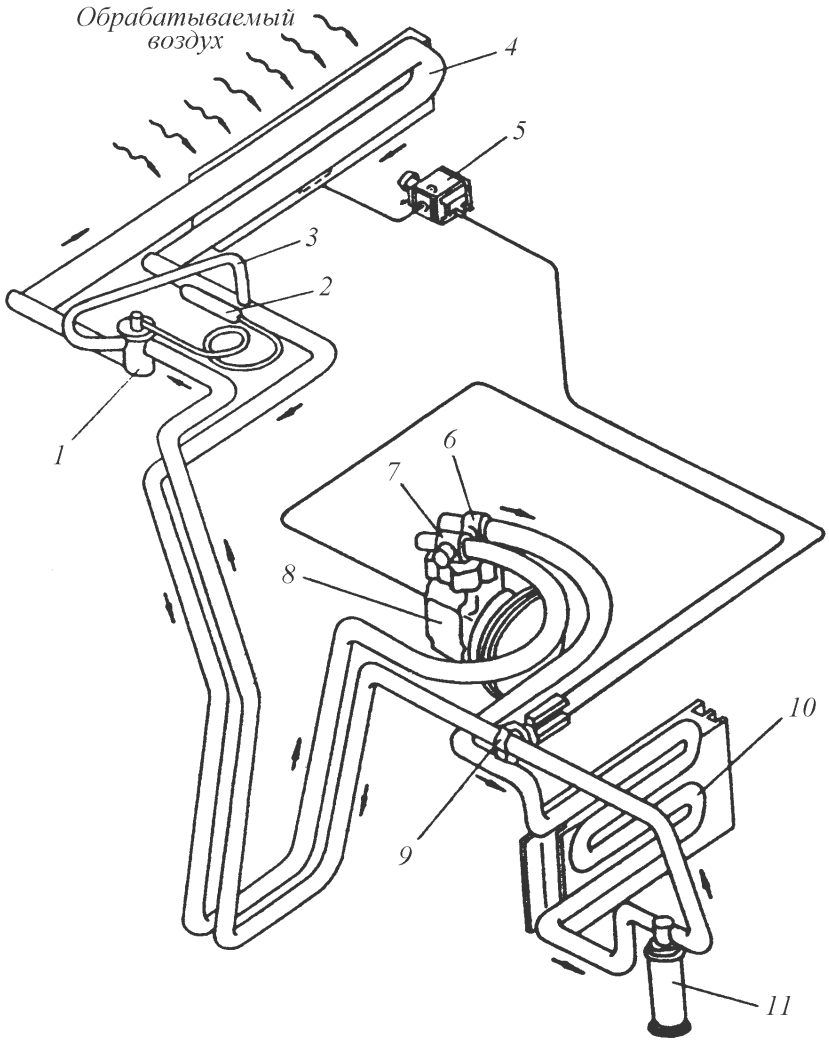


Рис. 12.12. Принципиальная схема конструкции кондиционера кабины трактора: *1* - терморегулирующий вентиль; *2* - датчик температуры; *3* - перепускной трубопровод; *4* - теплообменник испарителя; *5* - термостат; *6* - нагнетательный патрубок компрессора; *7* - всасывающий патрубок компрессора; *8* - компрессор; *9* - датчик контроля температуры; *10* - теплообменник конденсатора; *11* - ресивер

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.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ксеневич И.П., Парфенов А.П., Либцис С.Е.** Сельскохозяйственные тракторы нетрадиционных компоновок/ Под ред. И.П. Ксеневича. Минск: ПК ООО "ПолиБиг", 1998. 209 с.

2. **Советские тракторы**/ Под ред. И.Б. Барского. М.: Машиностроение, 1970. 369 с.

3. **Сцепления** транспортных и тяговых машин/ Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. М.: Машиностроение, 1989. 334 с.

4. **Тракторы. Конструкция**/ И.П. Ксеневич, В.М. Шарипов, Л.Х. Арустамов и др.; Под общ. ред. И.П. Ксеневича, В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2000. 821 с.

5. **Флеер Д.Е.** Современное состояние и тенденции развития гидросистем тракторов и сельхозмашин. Аналитический обзор/ Под ред. И.П. Ксеневича. Минск: ПК ООО "ПолиБиг", 1997. 105 с.

6. **Шарипов В.М., Эглит И.М., Парфенов А.П.** Трансмиссии тракторов/ Под ред. В.М. Шарипова. М.: Фонд «За экономическую грамотность», 1998. 272 с.

7. **Тракторы**/ В.М. Шарипов, Е.С. Наумов, А.П. Парфенов и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Попечительский совет УИС, 2006. 316 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие (*В.М. Шарипов*) ……..... 3
Глава 1. Общие сведения (*А.П. Парфенов, В.М. Шарипов*) ……..... 4
1.1. Классификация тракторов …… 4
1.2. Типаж тракторов и принципы его рационального построения …….. 6
1.3. Основные механизмы и системы трактора ……. 7
1.4. Общие сведения о трансмиссии трактора ……..... 12
Глава 2. Компоновки и остовы тракторов (*А.П. Парфенов, В.М. Шарипов*) ……..... 17
2.1. Компоновка тракторов ……..... 17
2.2. Остовы тракторов ….....…….. 27
Глава 3. Сцепление (*К.И. Городецкий, В.М. Шарипов*) …….. 32
3.1. Однодисковые сцепления …… 33
3.2. Двухдисковые сцепления …….. 42
3.3. Ведомые фрикционные диски …….. 46
3.4. Фрикционные элементы и детали сцепления ……. 49
3.5. Двухпоточные сцепления ……. 53
3.6. Сцепления, работающие в масле …….. 55
3.7. Привод управления сцеплением …….. 57
3.8. Уход за сцеплением ……..... 59
Глава 4. Коробка передач, увеличитель крутящего момента, ходоуменьшитель и раздаточная коробка (*А.П. Маринкин, В. М. Шарипов, Ю.С. Щетинин*) ……..... 61
4.1. Коробка передач. Общие сведения …….. 62
4.2. Принципиальные кинематические схемы и работа коробок передач с неподвижными осями валов ……..... 66
4.3. Планетарные коробки передач …… 76
4.4. Механизмы управления коробками передач ……... 77
4.5. Увеличители крутящего момента …… 89
4.6. Ходоуменьшители …… 91
4.7. Раздаточные коробки …… 94
4.8. Смазывание механизмов коробки передач …… 97
4.9. Уход за коробкой передач …… 98
Глава 5. Ведущие мосты (*В.М. Шарипов, А.С. Шевелев*) ……..... 101
5.1. Центральная (главная) передача …… 101
5.2. Дифференциалы колесных тракторов …… 110
5.3. Конечные передачи ……..... 125
5.4. Особенности конструкции передних ведущих мостов колесных тракторов ……..... 131
5.5. Тормоза ……..... 133
5.6. Механизмы поворота гусеничных тракторов …… 146
Глава 6. Карданные передачи (*В.М. Шарипов, А.Г. Стрелков*) ……... 157
6.1. Жесткие и упругие соединительные муфты ……..... 157
6.2. Карданные шарниры неравных угловых скоростей ……... 160
6.3. Карданные шарниры равных угловых скоростей ……... 167
6.4. Уход за карданными передачами …… 174

Глава 7. Ходовые системы колесных тракторов (*А.П. Парфенов, В.М. Шарипов*) 175
7.1. Ведущие и ведомые колеса 175
7.2. Передние управляемые мосты 182
7.3. Установка управляемых колес 184
7.4. Особенности колесных движителей универсально-пропашных и специализированных тракторов 186
7.5. Подвески колесных тракторов 188
7.6. Повышение тягово-сцепных качеств колесных тракторов 195
7.7. Уход за ходовой системой колесного трактора 198
Глава 8. Рулевое управление колесных тракторов (*А.П. Парфенов, В.М. Шарипов*) 200
8.1. Рулевой привод 203
8.2. Рулевой механизм 206
8.3. Гидрообъемное рулевое управление 216
8.4. Привод рулевого механизма 219
8.5. Уход за рулевым управлением 221
Глава 9. Ходовые системы гусеничных тракторов (*В.М. Шарипов, Ю.С. Щетинин*) 222
9.1. Ведущие колеса 223
9.2. Гусеничная цепь 225
9.3. Направляющее колесо 232
9.4. Натяжное и амортизирующее устройства 235
9.5. Опорные и поддерживающие катки 239
9.6. Подвеска 243
9.7. Уход за ходовой системой гусеничных тракторов 250
Глава 10. Рабочее оборудование тракторов (*Е.С. Наумов, Ю.А. Феофанов*) 252
10.1. Гидронавесная система 252
10.2. Раздельноагрегатная гидросистема 257
10.3. Догружатели ведущих колес 267
10.4. Регулирование гидронавесных систем 270
10.5. Уход за гидравлической навесной системой трактора 271
10.6. Особенности агрегатирования промышленных тракторов 272
10.7. Тягово-сцепные устройства 274
10.8. Валы отбора мощности 277
10.9. Приводные шкивы 279
10.10. Уход за тягово-сцепными устройствами, валами отбора мощности и приводными шкивами 281
Глава 11. Пневматическая система трактора (*Ю.А. Феофанов*) 283
11.1. Исполнительные механизмы 288
11.2. Приборы регулирования и распределения сжатого воздуха 290
11.3. Приборы подготовки и транспортировки сжатого воздуха 292

11.4. Уход за приборами пневматической системы …….. 300
Глава 12. Кабина трактора (*Н.Н. Шарипова, А.И. Сергеев*) ……..... 301
12.1. Конструкции защитных кабин ……..... 301
12.2. Рабочее место и пост управления …….. 305
12.3. Обзорность с рабочего места …….. 306
12.4. Тепловая, шумовая и вибрационная защита кабины …..... 307
12.5. Нормализация микроклимата в кабине и защита
в ней воздушной среды от вредных примесей …….. 312
Список литературы ……... 317

Учебное издание

Шарипов Валерий Михайлович
Городецкий Константин Исаакович
Маринкин Анатолий Петрович
Наумов Евгений Сергеевич
Парфенов Анатолий Петрович
Сергеев Александр Иванович
Стрелков Алексей Григорьевич
Феофанов Юрий Александрович
Шарипова Наталья Николаевна
Шевелев Александр Сергеевич
Щетинин Юрий Сергеевич

УСТРОЙСТВО ТРАКТОРОВ

Редактор **А.И. Алексеева**
Технический редактор **И.Н. Волжина**
Корректор **Е.Н. Сергеева**

Оригинал-макет подготовлен в Московском государственном техническом университете «МАМИ»

МГТУ «МАМИ»
107023, Москва, Б. Семеновская, 38