

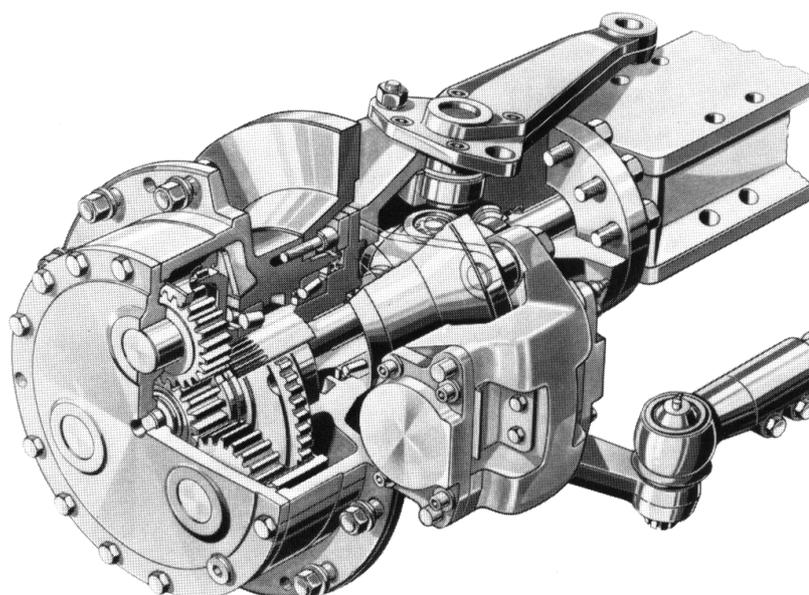
МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ “МАМИ”

**В. М. Шарипов**

## **ВЕДУЩИЕ МОСТЫ ТРАКТОРОВ** *(конструкция)*

Рекомендовано УМО по автотракторному и дорожному  
образованию в качестве учебного пособия для студентов  
специальности 150100 “Автомобиле – и тракторостроение”



**МОСКВА 1998**

УДК 629.114.2.001.2 (075.8)

Шарипов В. М.

“ВЕДУЩИЕ МОСТЫ ТРАКТОРОВ (*конструкция*)”.

Учебное пособие для студентов специальности 150100 “Автомобиле – и тракторостроение”. Стр. 1- 72, рис. 40, МАМИ, 1998 г.

В связи с отсутствием учебника по дисциплине ”Конструкции автомобилей и тракторов” для студентов специальности 150100 “Автомобиле – и тракторостроение“ в данном учебном пособии излагаются назначение, предъявляемые требования и классификация агрегатов ведущих мостов колесных и гусеничных тракторов, описание их типовых конструкций, элементы ухода за ними в эксплуатации и перспективы развития конструкций.

© Московский государственный технический университет “МАМИ”, 1998 г.

Валерий Михайлович Шарипов, проф., д.т.н.

ВЕДУЩИЕ МОСТЫ ТРАКТОРОВ (*конструкция*). Учебное пособие для студентов специальности 150100 “Автомобиле – и тракторостроение”.

Лицензия ЛР № 021209 от 17.04.97 г.

Подписано в печать

Заказ

Тираж 200

Усл. п. л.

Уч.- изд. л.

Бумага типографская. Формат 60x90/16

---

МАМИ Москва, 105839 Б. Семеновская, 38

## *Содержание*

1. Общие сведения .....	4
2. Центральная (главная) передача .....	4
2.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация центральных передач .....	4
2.2. Одинарные центральные передачи .....	5
2.3. Двойные центральные передачи .....	10
2.4. Двухступенчатые центральные передачи .....	11
2.5. Смазывание центральной передачи .....	14
2.6. Уход за центральной передачей .....	16
3. Дифференциалы колесных тракторов .....	16
3.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация дифференциалов .....	16
3.2. Силовые и кинематические связи в дифференциалах и их конструкция .....	17
3.3. Уход за дифференциалами .....	30
4. Конечные передачи .....	30
4.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация конечных передач .....	30
4.2. Конструкция конечных передач .....	31
4.3. Уход за конечными передачами .....	35
5. Особенности конструкции передних ведущих мостов колесных тракторов .....	35
6. Тормоза .....	41
6.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация тормозов .....	41
6.2. Конструкции тормозов .....	42
6.3. Материалы пар трения тормозов .....	55
6.4. Уход за тормозами .....	56
7. Механизмы поворота гусеничных тракторов .....	56
7.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация механизмов поворота .....	56
7.2. Конструкции механизмов поворота .....	58
7.3. Управление механизмами поворота гусеничных тракторов .....	68
7.4. Уход за механизмами поворота .....	70
8. Тенденции развития механизмов ведущих мостов тракторов .....	70
Литература .....	72

## **1. Общие сведения**

*Ведущие мосты колесных и гусеничных тракторов представляют собой комплекс механизмов, посредством которых крутящий момент от коробки передач передается к ведущим колесам трактора.* Кроме этого, в них размещаются тормоза 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).*

При этом у колесного трактора ведущим может быть задний или передний мост или оба моста одновременно.

У гусеничного трактора, как правило, ведущим является задний мост. На быстроходных гусеничных тракторах иногда ведущий мост устанавливают спереди.

В большинстве случаев корпуса задних мостов являются частью трактора, воспринимающей значительные нагрузки со стороны движителя и от сил в зацеплении шестерен внутри самого моста.

Поэтому одним из существенных требований, предъявляемых к задним мостам, является высокая жесткость корпусных деталей. Учитывая это, коробку передач и конечную передачу часто выполняют в виде моноблочной отливки или нескольких узлов, жестко соединяемых корпусами. Требования высокой жесткости корпусных деталей распространяются и на передние ведущие мосты колесных тракторов.

## **2. Центральная (главная) передача**

### **2.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация центральных передач**

*Центральной передачей называется агрегат трансмиссии, связывающий коробку передач с механизмами поворота (для гусеничного трактора) или с дифференциалом (для колесного трактора).* На тракторах с четырьмя ведущими колесами центральные передачи располагаются в картерах ведущих мостов.

Центральная передача, имеющая передаточное число порядка 3...12, служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и передачи крутящих моментов на валы, расположенные перпендикулярно главной оси трактора.

Помимо общих требований, предъявляемых к агрегатам трансмиссии, центральная передача должна:

1) иметь рациональное передаточное число для обеспечения достаточной жесткости передачи при одновременной компактности и малой металлоемкости;

2) иметь достаточную жесткость опор передачи, обеспечивающую долговечность ее работы.

*Центральные передачи классифицируются по числу и виду зубчатых колес и числу ступеней.*

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

Одинарные центральные передачи *по виду зубчатых колес* подразделяются на *конические* - с коническими зубчатыми колесами, *цилиндрические* - с цилиндрическими зубчатыми колесами, *червячные* - с червяком и червячным колесом и *гипоидные* - с гипоидным зацеплением конических зубчатых колес. Центральная передача, выполненная в виде червячного редуктора, на отечественных тракторах не применяется. Центральные передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами применяются при наличии на тракторе коробки передач с поперечными валами. Наибольшее распространение имеют центральные передачи с коническими зубчатыми колесами, которые могут быть выполнены с прямым, тангенциальным и спиральным (в большинстве случаев круговым) зубом. На современных тракторах широкое распространение получили конические центральные передачи с круговым зубом со средним нулевым углом наклона зубьев. Если в конической передаче со спиральным зубом оси зубчатых колес не пересекаются, а перекрещиваются, то мы имеем гипоидную передачу. Такие передачи в качестве центральных получили широкое распространение на автомобилях.

*По числу ступеней* центральной передачи различают *одноступенчатые* - центральные передачи с одним передаточным числом и *двухступенчатые* - центральные передачи, имеющие две переключаемые передачи с разными передаточными числами.

Конструкция центральной передачи определяется общей компоновкой трактора с учетом его назначения, номинального тягового усилия и типа двигателя.

## ***2.2. Одинарные центральные передачи***

*Одинарная центральная передача* (рис. 2.1) компактна, имеет малую массу и невысокую стоимость. Она проста в производстве и эксплуатации. Ее применение ограничивается передаточным числом  $u_{ц} \leq 7$ . При увеличении передаточного числа  $u_{ц}$  увеличиваются размеры зубчатых колес, что приводит к уменьшению дорожного просвета.

*Одинарная коническая центральная передача* (рис. 2.1,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, в большинстве случаев круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой определяется диаметром резцовой головки. Размеры центральной передачи с круговым зубом меньше чем с прямым. При этом минимальное число зубьев шестерни может быть доведено до  $Z_1 = 5 \dots 6$ . С целью улучшения прирабатываемости зубьев число зубьев колеса  $Z_2$  и шестерни  $Z_1$  не кратно. Поэтому передаточное число всех типов центральных передач с коническими зубчатыми колесами выражается не целым числом.

Зубья шестерни всегда имеют левое направление спирали, хотя при этом складываются осевые силы от угла конуса шестерни и от угла спирали зуба (большая осевая сила на подшипник). Это делается для того, чтобы не было ввинчивания шестерни на передачах переднего хода, что может быть причиной заклинивания передачи. В эксплуатации при неправильной регулировке подшипников иногда происходит заклинивание передачи при заднем ходе.

В конической передаче с круговым зубом для уменьшения влияния точности зацепления на работу передачи радиус кривизны зуба шестерни иногда выполняется несколько меньшим радиуса кривизны зуба колеса. В результате обеспечивается локальный контакт зубьев шестерни и колеса.

КПД конической передачи с круговым зубом находится в пределах  $0,97 \dots 0,98$ .

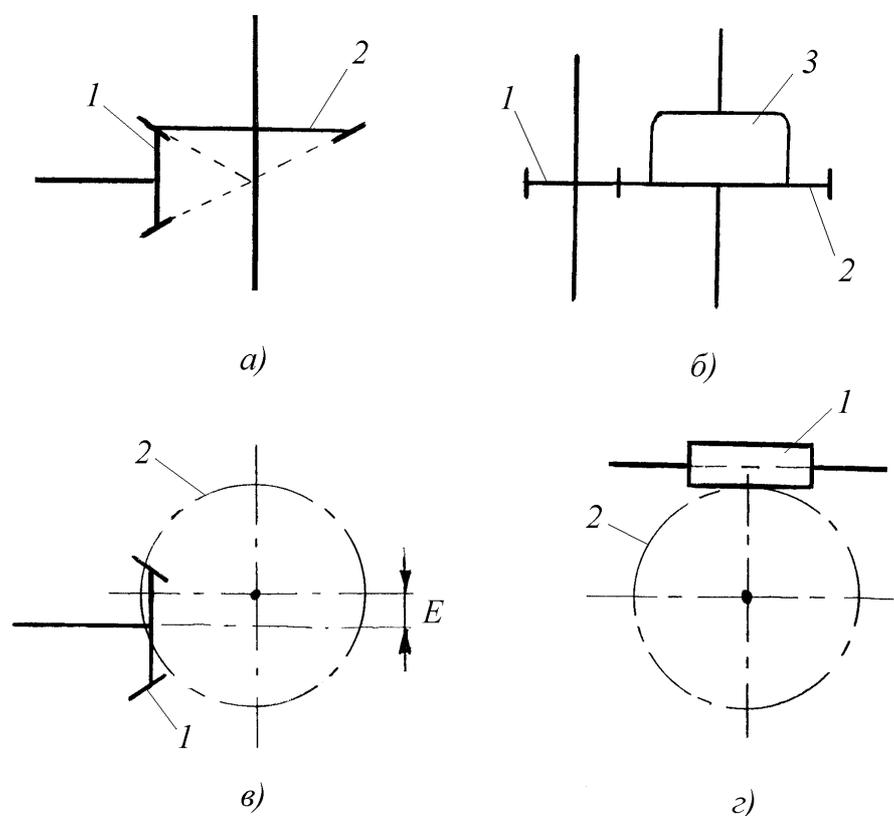


Рис. 2.1. Схемы одинарных центральных передач

*Одинарная цилиндрическая центральная передача (рис. 2.1,б) применя-*

ется на тракторах при наличии коробки передач 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 применение косозубых цилиндрических зубчатых колес, так как они обладают большей несущей способностью и бесшумностью в работе. Однако в случае применения в центральной передаче косозубых цилиндрических колес необходимо учитывать, что опоры подшипников дополнительно нагружаются осевой силой. КПД цилиндрической центральной передачи высокий - не менее 0,98.

Перспективным для тракторов является применение *одинарных центральных гипоидных передач* (рис. 2.1,в). *Гипоидная передача* представляет собой зацепление ведущего 1 и ведомого 2 конических зубчатых колес со спиральным зубом, оси которых не пересекаются, а перекрещиваются. При этом ось шестерни 1 смещена относительно оси колеса 2 на величину гипоидного смещения  $E$ . В зависимости от требований компоновки ось шестерни может быть смещена относительно оси колеса вверх и вниз. Обычно передаточное число гипоидных передач  $u_{ГП} = 3,5 \dots 7$ . В существующих конструкциях величина гипоидного смещения  $E = 30 \dots 45$  мм.

Основными достоинствами гипоидных передач по сравнению с коническими с круговым зубом являются большая прочность и бесшумность в работе.

КПД гипоидной передачи несколько ниже, чем у конической и составляет  $0,96 \dots 0,97$ , что связано с наличием в ней наряду с поперечным продольного скольжения зубьев. Однако наличие скольжения определяет весьма высокое сопротивление усталости зубьев гипоидной передачи, так как усталостное выкрашивание (питтинг) конических колес наблюдается в зоне чистого качения у полюса зацепления. В гипоидных же передачах чистое качение отсутствует. Для них характерно скольжение зубьев при высоком давлении. Поэтому для обеспечения нормальной работы гипоидной передачи необходимо применять для ее смазки 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. 2.1,г) состоит из червяка 1 и червячного колеса 2. При этом в зависимости от требований компоновки передача может быть выполнена с верхним расположением червяка (рис. 2.1,г) и с нижним расположением червяка. 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  $0,9 \dots 0,92$ ), более высокой трудоемкостью изготовления и благодаря необходимости применения для изготовления червячного колеса дорогих материалов (оло-

вянистые бронзы) центральная червячная передача не получила распространения на тракторах.

В зависимости от степени загруженности центральной передачи ее опоры выполняются с помощью шарикоподшипников, цилиндрических или конических роликоподшипников. При применении последних, помимо регулировки зацепления конических шестерен, необходима и их регулировка.

В качестве примера на рис. 2.2 представлена центральная передача ведущего моста трактора Т-150К. Центральная передача выполнена одинарной конической с круговым зубом. Вал - шестерня 17 центральной передачи

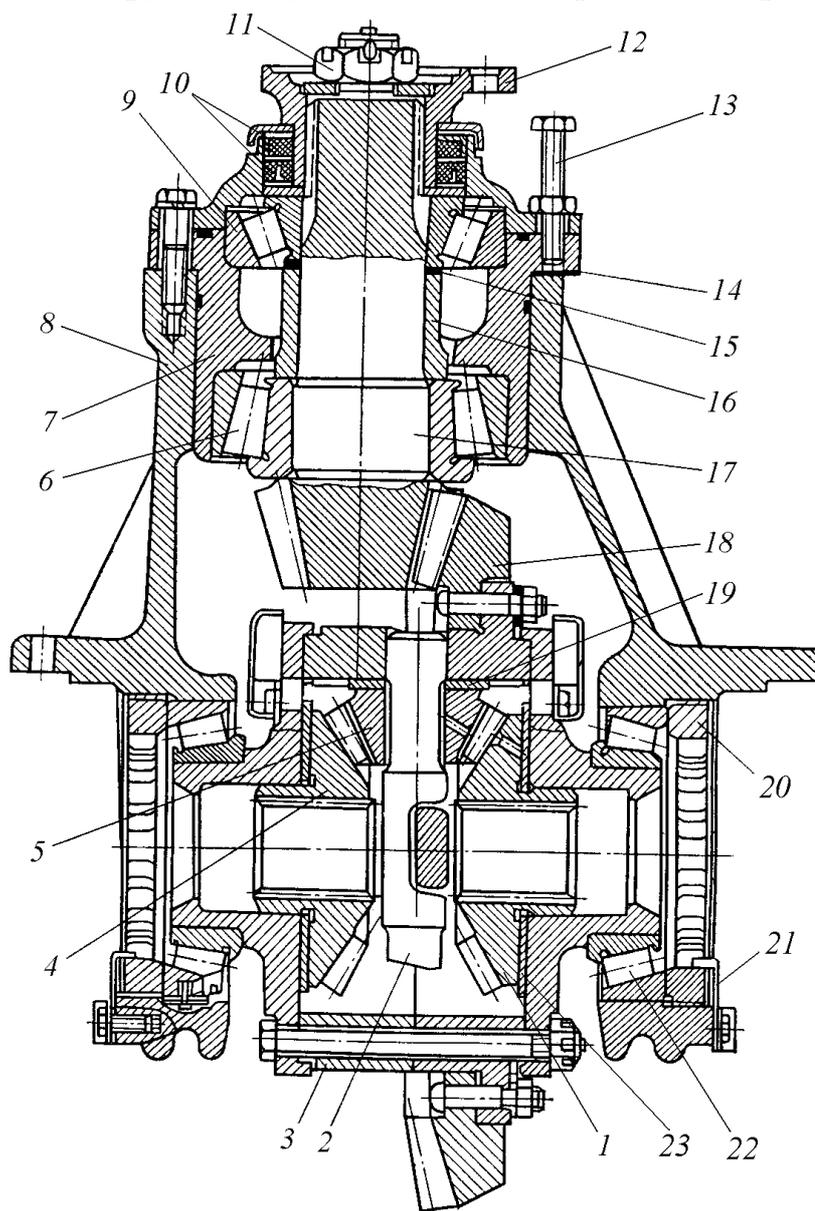


Рис. 2.2. Редуктор ведущего моста трактора Т-150К: 1, 4 - полуосевые шестерни; 2 - ось сателлитов; 3 - корпус дифференциала; 5 - сателлит; 6, 9 и 22 - конические роликовые радиально-упорные подшипники; 7 - стакан; 8 - корпус редуктора; 10 - манжетные уплотнения; 11 - гайка; 12 - фланец; 13 - болт; 14, 15 - регулировочные прокладки; 16 - распорная втулка; 17 - вал - шестерня центральной передачи; 18 - колесо центральной передачи; 19 - опорная шайба сателлита; 20 - регулировочная гайка; 21 - пластина стопорная; 23 - опорная шайба полуосевой шестерни

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 вреден, так как он ухудшает условия работы подшипников, снижает КПД центральной передачи и приводит к ускоренному ее изнашиванию. Величина предварительного натяга подшипников в рассматриваемой конструкции (рис. 2.2) 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 вытаскивания вала-шестерни 17 в сборе со стаканом 7 и подшипниками 6 и 9 из корпуса 8 редуктора в данной конструкции предусмотрен болт 13, заворачивая который 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. При этом перемещение колеса 18, не нарушая регулировку подшипников 22, осуществляется вращением регулировочных гаек 20 со стороны противоположных подшипников в разные стороны, но на одинаковые углы.

Правильность зацепления конической зубчатой пары проверяют по расположению пятна контакта на зубьях. Для этого на зубья шестерни наносят слой краски и шестерню проворачивают. При правильно отрегулированном зацеплении конической зубчатой пары пятно контакта должно находиться в средней части зуба.

Осевая сила, возникающая в зацеплении конической зубчатой пары,

воздействует на колесо и вызывает его деформацию. В результате нарушается точность зацепления зубчатых колес, что ведет к увеличению шума при работе передачи и снижению ее долговечности. Поэтому в тяжело нагруженных конических центральных передачах для уменьшения деформации зубчатого колеса устанавливают специальный упор, расположенный напротив места зацепления зубчатых колес (см. рис. 2.3). Наиболее широкое распространение получил регулируемый упор (рис. 2.3,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. 2.3,б), выполненным в виде вращающегося ролика 1, устанавливаемого 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.

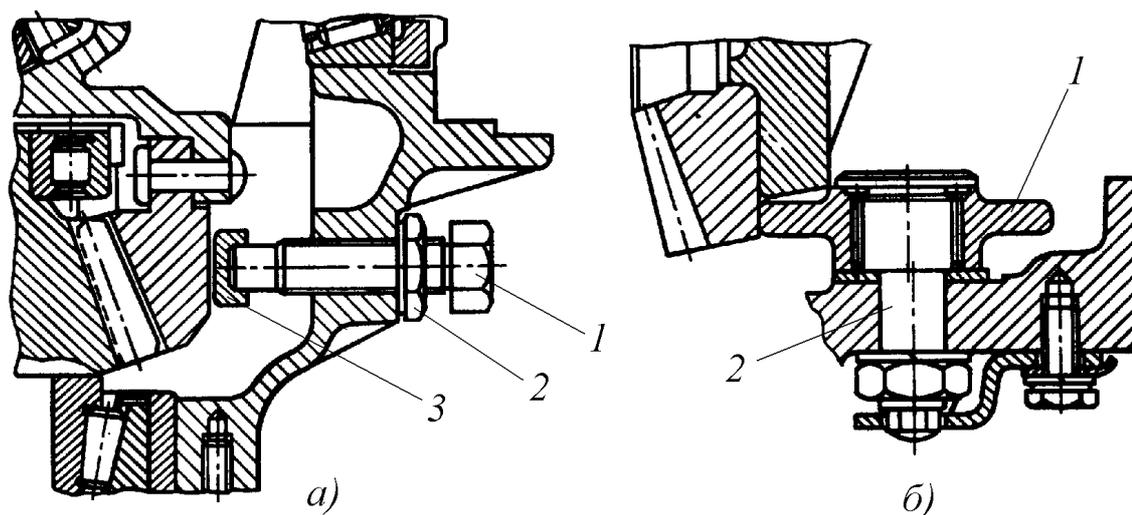


Рис. 2.3. Установка упора конического колеса центральной передачи

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

### 2.3. Двойные центральные передачи

Двойная центральная передача имеет большую массу, размеры и стоимость по сравнению с одинарной. Она применяется только на колесных тракторах при необходимости получения больших передаточных чисел ( $u_y \leq 12$ ) без изменения дорожного просвета под картером центральной передачи.

Схемы компоновки двойных центральных передач могут быть различными. При этом ее валы могут располагаться как в одной плоскости, так и в разных плоскостях. На рис. 2.4,а представлена наиболее распространенная

схема двойной центральной передачи, где первая пара зубчатых колес коническая или гипоидная, а вторая – цилиндрическая. На рис. 2.4,б первая пара цилиндрическая, а вторая – коническая или гипоидная.

Двойная центральная передача с валами, расположенными в одной плоскости, выполненная по первой схеме (рис. 2.4,а), представлена на рис. 2.5. Коническая шестерня 1 с круговым зубом выполнена за одно целое с валом и установлена консольно. Коническое колесо 2 смонтировано на одном валу с косозубой цилиндрической шестерней 4, выполненной за 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 гайкой 14. 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.

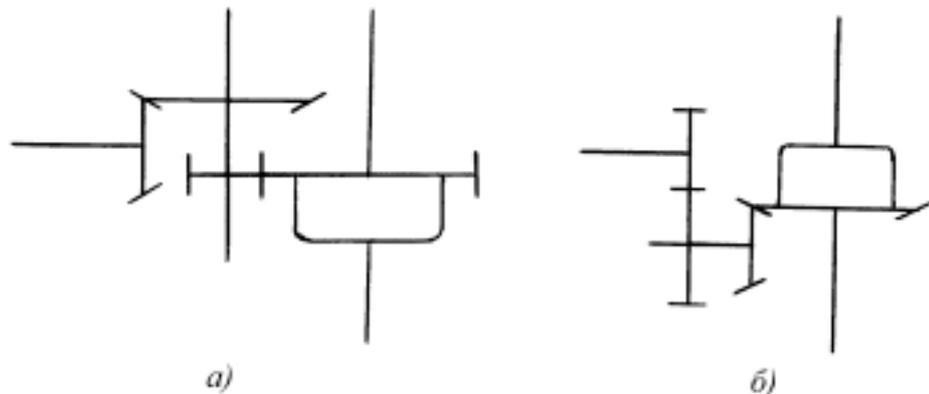


Рис. 2.4. Схемы двойных центральных передач

## 2.4. Двухступенчатые центральные передачи

*Двухступенчатые центральные передачи* применяются на колесных тракторах и грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Они позволяют увеличить диапазон передаточных чисел трансмиссии в 1,5...2 раза и удвоить число передач при заданном количестве передач в КП.

По кинематической схеме двухступенчатая центральная передача может быть одинарной и двойной (рис. 2.6). На рис. 2.6,а представлена схема двойной двухступенчатой передачи. Здесь первая пара зацепления всегда участвует в передаче крутящего момента и образована шестерней 2 и колесом 1, которые могут быть выполнены коническими с круговым зубом или гипоидными. Вторая пара зацепления образована цилиндрическими шестернями 3 и 4, свободно установленными на валу 5 и колесами 7 и 9, закрепленными

ми на корпусе дифференциала 8. Подвижная зубчатая муфта 6 установлена на шлицах вала 5. При соединении зубчатой муфты 6 с большой шестерней 4 обеспечивается получение высшей ступени центральной передачи, а при соединении ее с малой шестерней 3 – низшей ступени.

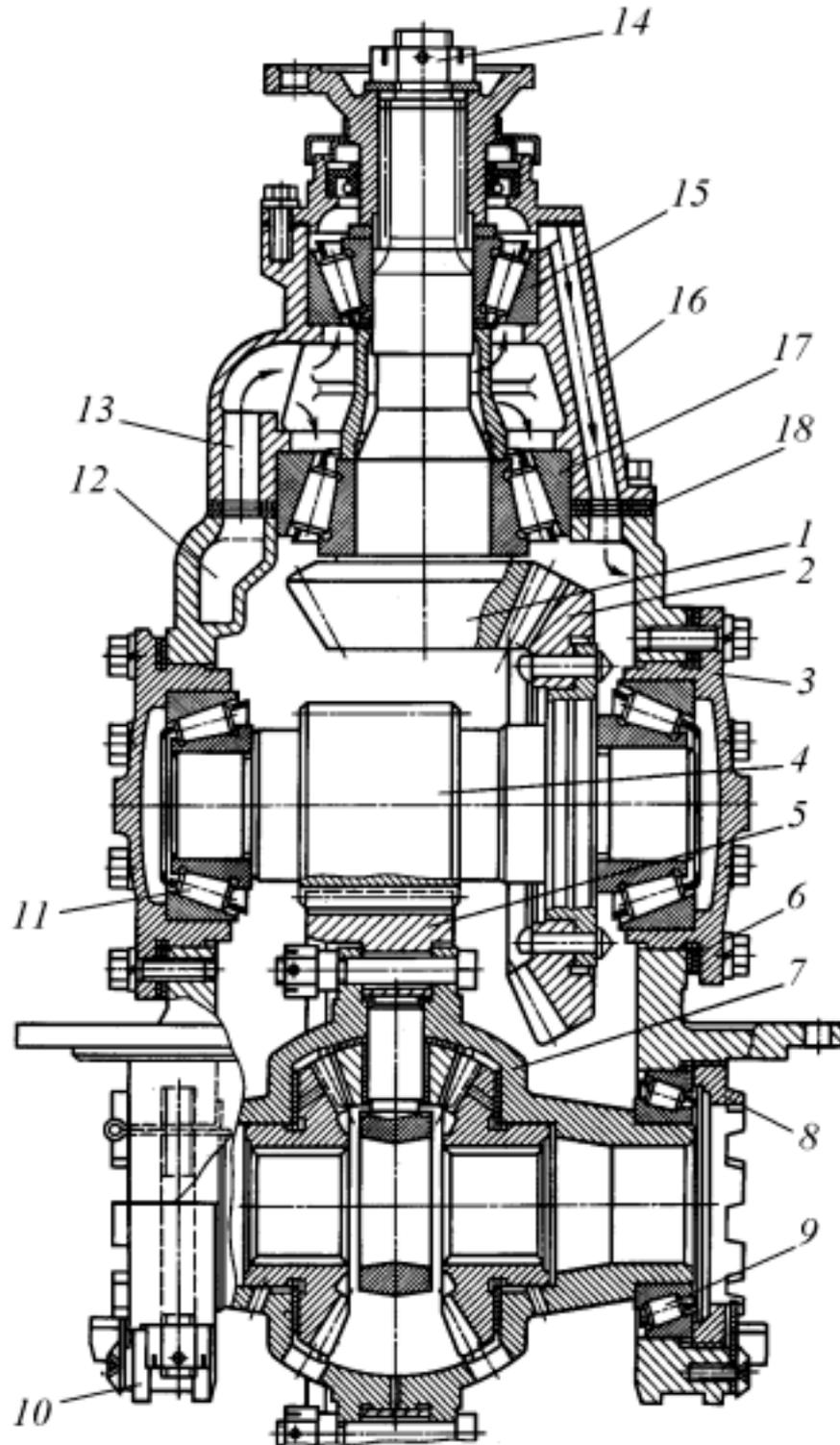


Рис. 2.5. Двойная центральная передача с валами, расположенными в одной плоскости

Двухступенчатая центральная передача (рис. 2.6,б) может быть полу-

чена за счет установки блокируемого планетарного ряда между колесом 2 и дифференциалом 8. Колесо 2 по наружному диаметру выполнено коническим, а по внутреннему - цилиндрическим с внутренним расположением зубьев, одновременно является эпициклической шестерней планетарного ряда.

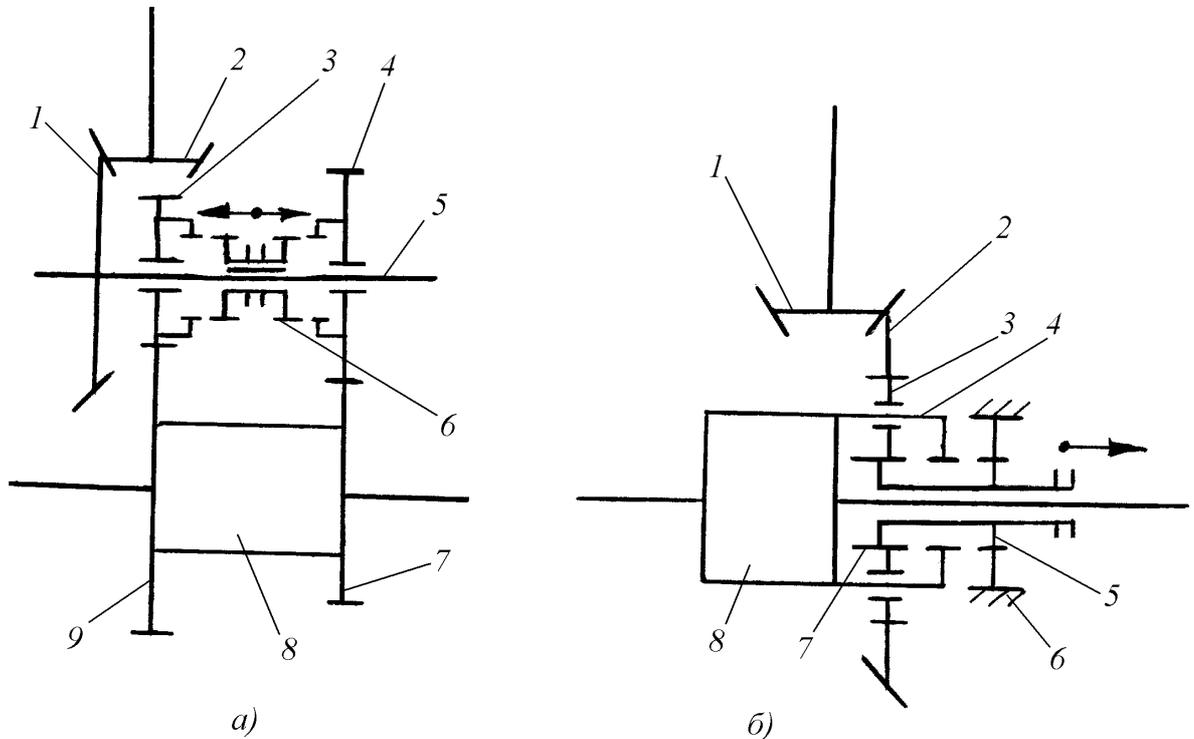


Рис. 2.6. Схемы двухступенчатых центральных передач

Переключение ступеней осуществляется с помощью зубчатой муфты 5, связанной с солнечной шестерней 7 планетарного ряда.

На схеме показано положение зубчатой муфты 5 при включенной нижней ступени центральной передачи. Здесь солнечная шестерня 7 планетарного ряда через зубчатую муфту 5 связана с неподвижным корпусом 6 ведущего моста. В результате крутящий момент передается от шестерни 1 на колесо 2, а далее - через сателлиты 3 на водило 4, связанное с корпусом дифференциала 8. Здесь частота вращения корпуса дифференциала 8 меньше частоты вращения ведомого колеса 2. В данном случае центральная передача работает как двойная, так как передача крутящего момента осуществляется последовательно соединенными коническими зубчатыми колесами и планетарным рядом.

Высшая ступень центральной передачи получается перемещением зубчатой муфты вправо (на схеме показано стрелкой). В результате широкий зубчатый венец солнечной шестерни 7 соединяет сателлиты 3 с водилом 4 и блокирует планетарный ряд, а зубчатая муфта 5 выходит из зацепления с неподвижным корпусом 6 ведущего моста. Здесь колесо 2 и корпус дифференциала 8 вращаются с одинаковой угловой скоростью. Центральная передача

работает как одинарная, так как преобразование крутящего момента осуществляется одной конической зубчатой парой.

Двухступенчатая центральная передача с блокируемым планетарным рядом (рис. 2.6,б) перспективна для применения на тракторах большой мощности, так как более компактна по сравнению с традиционными схемами, выполненными с неподвижными осями валов (рис. 2.6,а).

Выполненная по этой схеме конструкция двухступенчатой центральной передачи показана на рис. 2.7. На высшей ступени солнечная шестерня 9 блокируется с водилом 10 планетарного ряда (корпусом дифференциала) и вращается как единое целое со скоростью ведомого конического колеса. На низшей ступени солнечная шестерня 9 зубчатым венцом 6 через гайку 5 блокируется с картером 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 перемещением солнечной шестерни 9 и выполненного за одно целое с ней зубчатого венца 6 в осевом направлении. Для включения повышающей ступени центральной передачи необходимо солнечную шестерню 9 ввести в зацепление одновременно с сателлитами 2 и зубчатым венцом 7, связанным с водилом 10 (корпусом дифференциала). Для включения пониженной ступени солнечная шестерня 9 входит в зацепление только с сателлитами 2, а выполненный за одно целое с ней зубчатый венец 6 – с зубьями гайки 5, соединенной с неподвижным корпусом 4.

Поскольку центральные передачи такого типа рассчитаны на применение на мощных колесных тракторах, то с целью повышения долговечности конических зубчатых колес вал – шестерню 13 часто устанавливают на три подшипника: 13 – радиальный роликовый и 14 и 15 – конические радиально-упорные. В результате под действием сил в зацеплении зубчатых колес происходит их меньшая деформация (не нарушается их зацепление).

К недостаткам двухступенчатых центральных передач следует отнести сложность конструкции и невозможность осуществления переключения ступеней при движении трактора без усложнения системы управления.

В связи с этим двухступенчатые центральные передачи получили очень ограниченное распространение на тракторах.

## ***2.5. Смазывание центральной передачи***

Смазка зубчатых колес и подшипников центральной передачи осуществляется трансмиссионным маслом, залитым в катер, за счет разбрызгивания масла 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. 2.5). Здесь конические роликовые подшипники 15 и 17 представляют собой своеобразные центробежные насосы, в которых под действием центро-

бежных сил масло перекачивается со стороны меньшего диаметра роликов на сторону большего их диаметра.

Поэтому масло к подшипникам вала – шестерни 1 должно подаваться в полость между подшипниками, куда обращены меньшие диаметры роликов.

Для этого в картере центральной передачи предусмотрен специальный широкий карман 12, из которого масло по каналу 13 попадает в полость между подшипниками. Масло, циркулируя через подшипник 17, установленный непосредственно у шестерни 1, попутно обильно смазывает зубья в зоне зацепления дополнительно к тому маслу, которое захватывается колесом 2 из масляного резервуара центральной передачи.

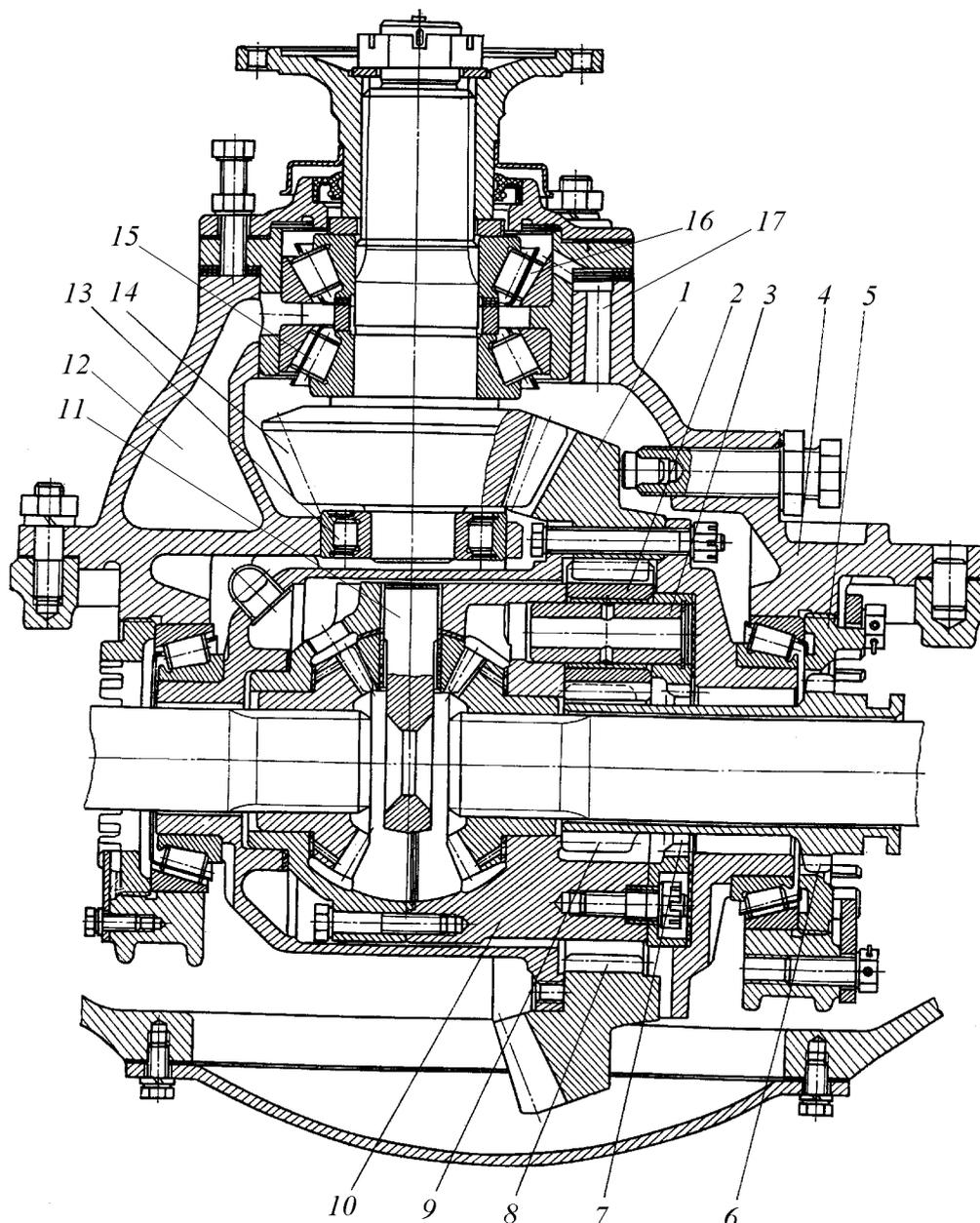


Рис. 2.7. Двухступенчатая центральная передача с блокируемым планетарным рядом

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, где применяются уплотнительные сальники, предусматривается сохранение в картере давления на уровне атмосферного. Для этой цели в картере центральной передачи имеется сапун.

В центральных передачах (рис. 2.7), где вал – шестерня 14 устанавливается на три подшипника (13 – роликовый радиальный; 15 и 16 – роликовые радиально-упорные) для обеспечения принудительной смазки конических зубчатых колес и циркуляционной смазки 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.

## ***2.6. 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.

## ***3. Дифференциалы колесных тракторов***

### ***3.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация дифференциалов***

*Дифференциал – механизм трансмиссии, выполняющий функцию распределения подводимого к нему крутящего момента между колесами или мостами и позволяющий вращаться ведомым валам, как с одинаковыми, так и с разными угловыми скоростями, кинематически связанными между собой.*

Чаще всего дифференциал устанавливают между центральной передачей и ведущими колесами конечных передач. Дополнительно дифференциал могут устанавливать между ведущими мостами трактора.

Дифференциал не влияет на общее передаточное число трансмиссии трактора. Он обеспечивает качение ведущих колес трактора без проскальзывания на поворотах и при движении по неровному пути.

При отсутствии дифференциала и жесткой кинематической связи ведущих колес их вращение сопровождалось бы взаимным скольжением или буксованием относительно почвы или дорожного полотна. Возникающая при этом паразитная мощность увеличивала бы износы деталей трансмиссии, протекторов шин и расход топлива на преодоление дополнительных сопротивлений движению трактора.

*К дифференциалам предъявляются следующие требования:*

*1) распределение крутящих моментов между колесами и мостами в*

пропорции, обеспечивающей наилучшие эксплуатационные свойства трактора (максимальную тягу, устойчивость и управляемость);

2) минимальная масса и габариты, низкий уровень шума и достаточная надежность.

Классификация дифференциалов может быть проведена по следующим основным признакам:

а) по конструктивному выполнению - шестеренные, червячные, кулачковые и обгонные;

б) по месту расположения в трансмиссии - межколесные и межосевые;

в) 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);

г) 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 и дифференциалы с цилиндрическими шестернями.

Рассмотрим принципиальные кинематические схемы некоторых простых шестеренных дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах (рис. 3.1).

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. 3.1,а) и цилиндрические (рис. 3.1,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. 3.1,в и г) применяют только в межосевом приводе, когда вертикальная нагрузка на ведущие мосты трактора различна. Более широкое распространение получили несимметричные цилиндрические дифференциалы (рис. 3.1,в). На отечественных тракторах межосевые дифференциалы не применяют.

### **3.2. Силовые и кинематические связи в дифференциалах и их конструкция**

Силовые связи в дифференциале определяют соотношение моментов между центральными звеньями.

Рассмотрим принцип действия дифференциала на примере простого

симметричного конического (рис. 3.2). 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 себе в виде рычага с равными плечами, то сила  $F$  делится пополам между полуосевыми шестернями.

Тогда момент, подводимый к корпусу дифференциала,  $M_6 = F \cdot B$ , а момент, подводимый к левой и правой полуосевым шестерням,  $M_{a1} = M_{a2} = 0,5 \cdot F \cdot B = 0,5 \cdot M_6$ .

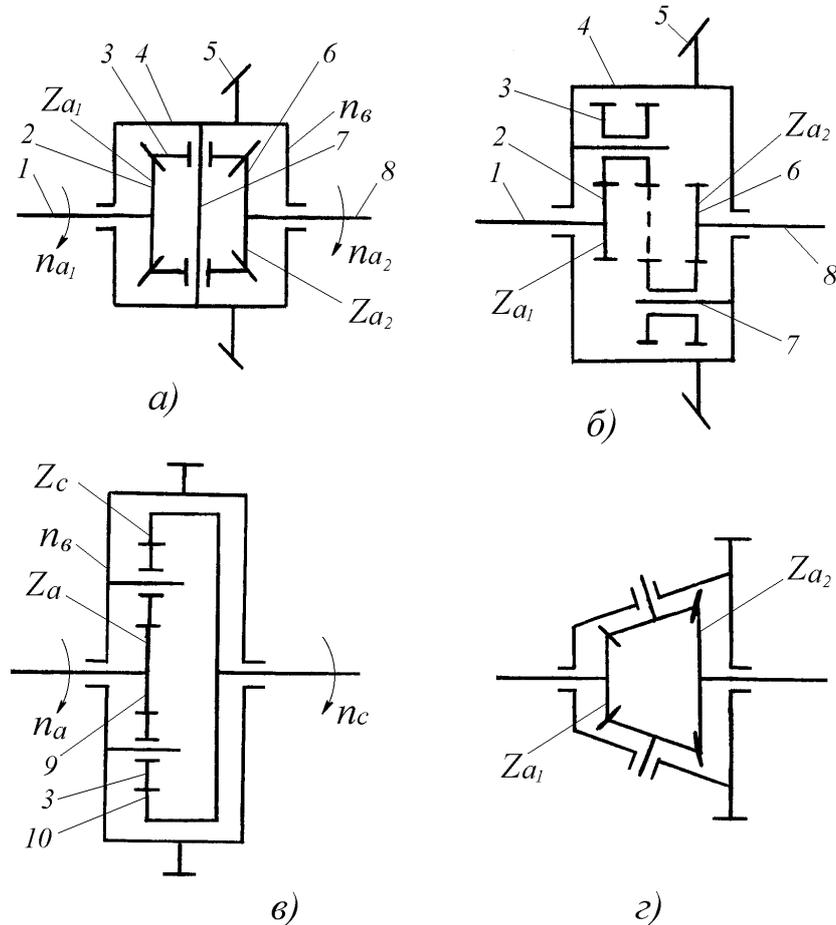


Рис. 3.1. Схемы простых дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах: *а* – симметричного конического; *б* – симметричного цилиндрического; *в* – несимметричного цилиндрического; *г* – несимметричного конического; 1, 8 – левая и правая полуоси дифференциала; 2, 6 – левая и правая полуосевые шестерни; 3 – сателлит; 4 – корпус дифференциала; 5 – ведомое колесо центральной передачи; 7 – ось вращения сателлитов (водило); 9 – солнечная шестерня; 10 – эпициклическая шестерня

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

$$M_{a1} = M_{a2} = M_6 / 2 \quad \text{и} \quad M_6 = M_{a1} + M_{a2},$$

где  $M_6$ ,  $M_{a1}$  и  $M_{a2}$  – крутящий момент, подводимый соответственно к корпусу

су 4 дифференциала (воду), левой 2 и правой 6 полуосевым (солнечным) шестерням.

Для простого несимметричного цилиндрического дифференциала (рис. 3.1,в) крутящий момент  $M_c$ , подводимый к эпициклической шестерне, больше чем к солнечной  $M_a$ . При этом  $M_c = M_a \cdot \kappa$ . Здесь  $\kappa = Z_c / Z_a$  - характеристика трехзвенного дифференциального механизма (передаточное число при остановленном корпусе дифференциала), где  $Z_c$  и  $Z_a$  - соответственно число зубьев эпициклической и солнечной шестерен дифференциала. В существующих конструкциях несимметричных дифференциалов  $\kappa = 1,5 \dots 4,5$ .

Тогда момент, подводимый к корпусу дифференциала  $M_b = M_a + M_c$ , где  $M_a = M_b / (1 + \kappa)$ , а  $M_c = M_b \cdot \kappa / (1 + \kappa)$ .

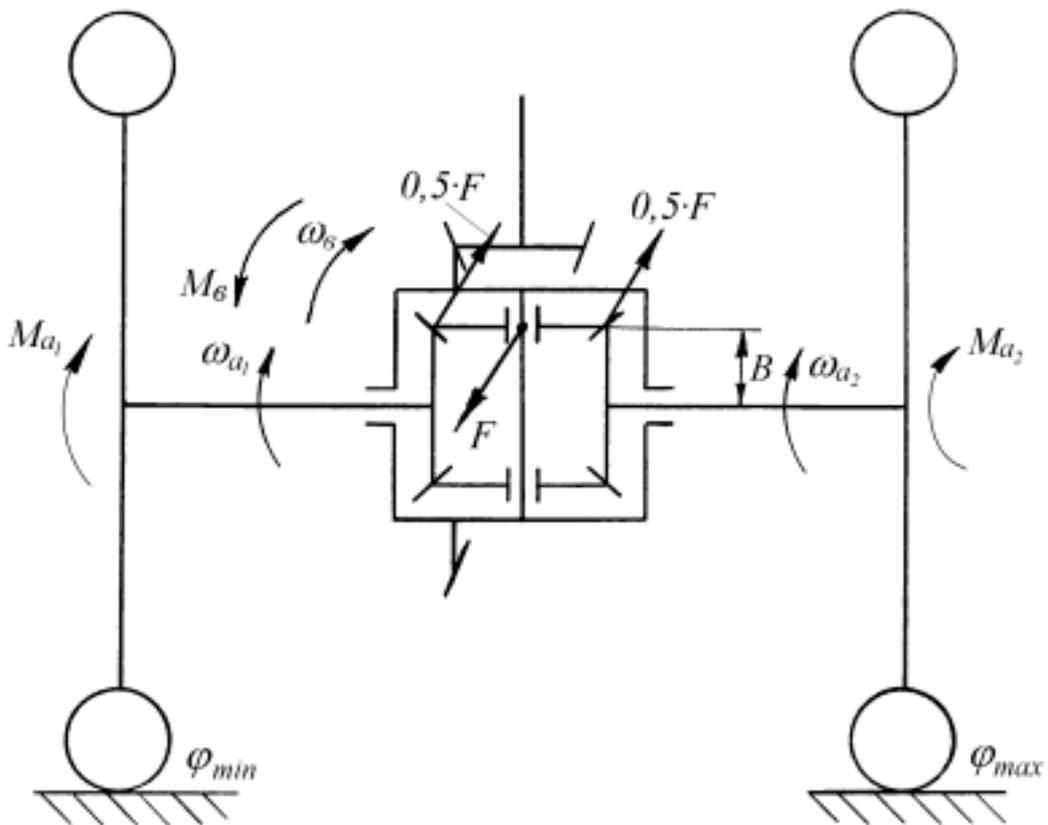


Рис. 3.2. Схема, поясняющая работу простого симметричного конического дифференциала

В простом несимметричном коническом дифференциале (рис. 3.1,з)  $M_{a2} = M_{a1} \cdot \kappa$ . Здесь  $\kappa = Z_{a2} / Z_{a1}$  - характеристика трехзвенного дифференциального механизма (передаточное число при остановленном корпусе дифференциала), где  $Z_{a2}$  и  $Z_{a1}$  соответственно число зубьев большей и меньшей полуосевых (солнечных) шестерен.

При этом  $M_b = M_{a1} + M_{a2}$ , где  $M_{a1} = M_b / (1 + \kappa)$ , а  $M_{a2} = M_b \cdot \kappa / (1 + \kappa)$ .

Кинематические связи в дифференциале представляются уравнением кинематики трехзвенного дифференциального механизма, связывающим между собой частоты вращения всех центральных звеньев.

Для дифференциалов с внешним зацеплением шестерен (см. рис. 3.1,а, б и г) это уравнение выражает *второе свойство дифференциала (кинематическое)* и имеет вид:

$$n_{a1} + \kappa \cdot n_{a2} - (1 + \kappa) \cdot n_e = 0. \quad (3.1)$$

Здесь  $n_{a1}$  и  $n_{a2}$  – соответственно частоты вращения полуосевых (солнечных) шестерен дифференциала;  $n_e$  – частота вращения корпуса дифференциала (водила).

У симметричных дифференциалов (рис. 3.1,а и б)  $\kappa = 1$ , так как  $Z_{a2} = Z_{a1}$ . Тогда уравнение кинематики для них примет вид:

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

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. 3.1,а).

Если мы будем притормаживать одну из полуосевых шестерен, то начнет проворачиваться сателлит и увеличиваться частота вращения второй полуосевой шестерни. При остановке одной из полуосевых шестерен частота вращения другой полуосевой шестерни увеличится в 2 раза. Например, при  $n_{a1} = 0$   $n_{a2} = 2 \cdot n_e$ .

Таким образом, *второе свойство дифференциала (кинематическое)* позволяет левым и правым колесам трактора вращаться с разными угловыми скоростями при движении на поворотах и по неровностям пути. Однако при этом частоты вращения левого и правого колес трактора кинематически связаны между собой.

Уравнение кинематики для несимметричного цилиндрического дифференциала с комбинированным зацеплением шестерен (см. рис. 3.1,в) имеет вид:

$$n_a + \kappa \cdot n_c - (1 + \kappa) \cdot n_e = 0. \quad (3.2)$$

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

В качестве примера на рис. 2.2 представлена конструкция простого симметричного конического дифференциала, состоящего из корпуса 3, сателлитов 5, осей вращения сателлитов 2, полуосевых шестерен 1 и 4. Ведущим звеном дифференциала является корпус 3, ведомыми – полуосевые шестерни 1 и 4. У простого симметричного дифференциала полуосевые шестерни 1 и 4 имеют одинаковое число зубьев. При прямолинейном движении трактора полуосевые шестерни вращаются вместе с корпусом дифференциала. Сателлиты 5 при этом неподвижны относительно оси 2. При движении трактора по криволинейной траектории или по неровностям пути скорость вращения одной из полуосевых шестерен уменьшается, а другой пропорционально возрастает за счет вращения сателлитов 5 относительно оси 2. В данной конструкции четыре сателлита, каждая пара которых устанавливается на свою ось вращения 2. Для обеспечения смазки оси 2 в месте посадки сателлитов имеют лыски или спиральные канавки, удерживающие масло.

В ряде конструкций простых симметричных дифференциалов (см. рис. 2.7) сателлиты устанавливают на шипы крестовины 11. При этом число ши-

пов крестовины бывает три или четыре и равно числу сателлитов. На рис. 2.7 дифференциал имеет три сателлита.

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

Рассмотрим это на примере простого симметричного межколесного конического дифференциала. На схеме (рис. 3.2) с целью упрощения рассуждений отсутствует конечная передача. Предположим, что левое колесо трактора находится на поверхности с плохим коэффициентом сцепления  $\varphi_{min}$  (грязь, мокрая глина, лед и т. п.) и пробуксовывает с моментом  $M_{a1} = M\varphi_{min}$ . Здесь  $M\varphi_{min}$  – предельный момент по сцеплению левого колеса трактора с опорной поверхностью. Правое колесо находится на поверхности с хорошим коэффициентом сцепления  $\varphi_{max}$  и могло бы реализовать момент  $M_{a2} = M\varphi_{max}$ , но к нему подводится только момент  $M\varphi_{min}$ , согласно первому свойству дифференциала. Здесь  $M\varphi_{max}$  – предельный момент по сцеплению правого колеса трактора с опорной поверхностью

Таким образом, суммарный крутящий момент на ведущих колесах трактора для данного случая (см. рис. 3.2) будет равен  $M_k = M_g = 2 \cdot M\varphi_{min}$ . Величины этого момента может оказаться недостаточно для преодоления сопротивления движению трактора. В результате трактор будет стоять на месте, а левое колесо будет вращаться при неподвижном правом колесе.

Если же заблокировать дифференциал, то каждое колесо сможет реализовать свои возможности по сцеплению с почвой.

В этом случае суммарный крутящий момент, подводимый к колесам,

$$M_k^* = M\varphi_{min} + M\varphi_{max} > 2 \cdot M\varphi_{min}.$$

Для осуществления принудительной блокировки дифференциала необходимо соединить между собой любые два центральных звена (корпус дифференциала, полуосевые шестерни). Возможные варианты блокировки простых симметричных дифференциалов показаны на рис. 3.3.

На схеме, представленной на рис. 3.3,а, блокировка дифференциала осуществляется с помощью зубчатой муфты 4, соединяющей между собой корпус 2 дифференциала и полуосевую шестерню 3. Данный 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 (см. рис. 3.3,б), которое при включении соединяет между собой ось 5 вращения сателлитов и полуосевую шестерню 3. Данный способ в отличие от предыдущего позволяет блокировать дифференциал при движении трактора. В результате существенно повышается его проходимость.

Блокировка дифференциала возможна также с помощью специального блокировочного валика 10 (см. рис. 3.3,в), дополнительно устанавливаемого в трансмиссию трактора. Здесь блокировка дифференциала 8 осуществляется с помощью блокировочной шестерни – каретки 11, соединяющей левую и

правую полуоси дифференциала через шестерни 7 конечной передачи.

Блокировка дифференциала с помощью зубчатой муфты 4 показана на рис. 3.3,з. Здесь при включении зубчатой муфты 4 блокируются левое и правое зубчатое колесо конечной передачи 7, а, следовательно, и полуоси дифференциала 8.

Следует отметить, что способы блокировки дифференциала, представленные на рис. 3.3,в и рис. 3.3,г не позволяют блокировать дифференциал при движении трактора.

Необходимо отметить, что 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.

Для повышения тяговых показателей колесных тракторов применяют дифференциалы повышенного трения (*самоблокирующиеся*), позволяющие к ведущему колесу, находящемуся в лучших условиях по сцеплению с опорной поверхностью, подводить больший крутящий момент.

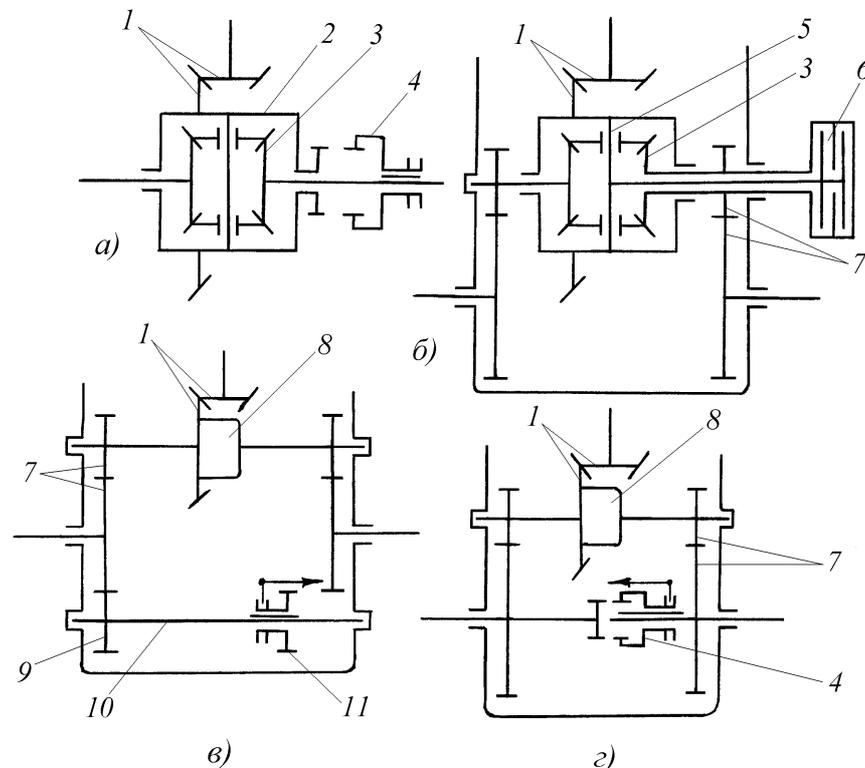


Рис.3.3. Способы блокировки межколесного дифференциала: 1 – центральная передача; 2 – корпус дифференциала; 3 – полуосевая шестерня; 4 – зубчатая муфта; 5 – ось вращения сателлитов; 6 – блокировочное фрикционное сцепление; 7 – конечная передача; 8 – дифференциал; 9 – шестерня привода блокировочного валика; 10 – блокировочный валик; 11 – блокировочная шестерня - каретка

Рассмотрим схему (рис. 3.4), поясняющую работу дифференциала повышенного трения. Здесь 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  $M_T$ . Для упрощения рассуждений на схеме отсутствует конечная передача. 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. В результате левое колесо начинает пробуксовывать и левая полуось 1 проворачивается относительно правой полуоси 2. Таким образом, левая полуось 1 дифференциала вращается с угловой скоростью  $\omega_{a1}$ , большей, чем угловая скорость  $\omega_{a2}$  правой полуоси 2. Возникающий при

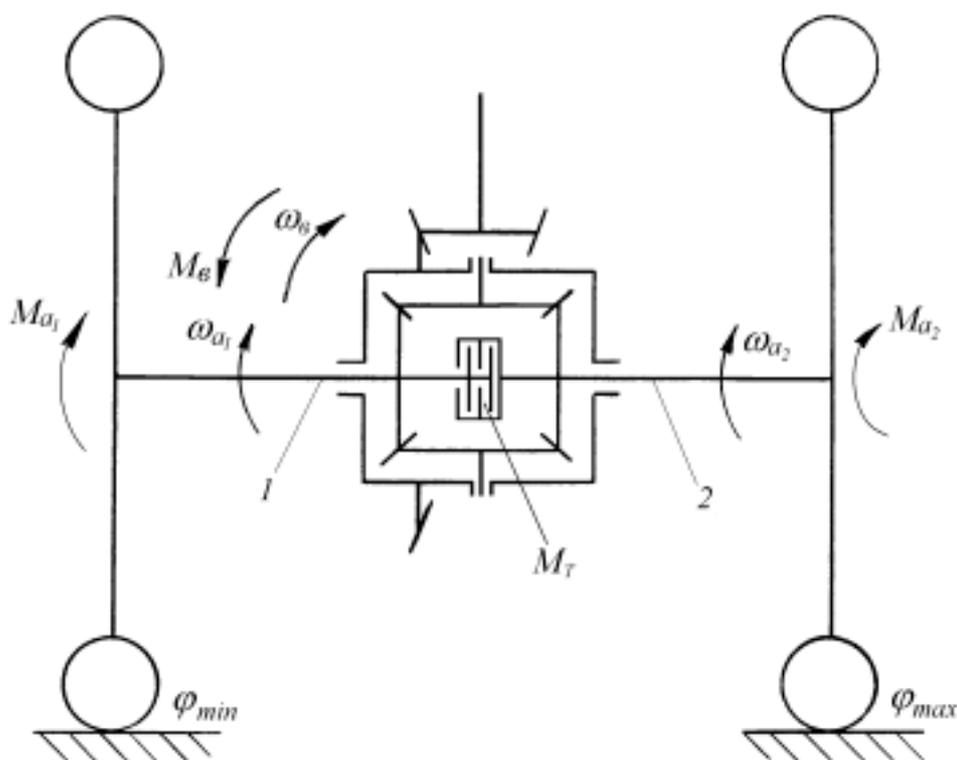


Рис. 3.4. Схема, поясняющая работу дифференциала повышенного трения

этом момент трения  $M_T$  в дифференциале уменьшает крутящий момент на забегающей полуоси 1 и увеличивает на отстающей полуоси 2:

$$M_{a1} = 0,5 \cdot M_в - M_T; \quad M_{a2} = 0,5 \cdot M_в + M_T.$$

Из полученных выражений следует, что при повышении момента трения  $M_T$  в дифференциале увеличивается момент  $M_{a2}$  на отстающей полуоси 2, который может быть реализован на небуксующем колесе трактора.

Таким образом, с целью повышения тяговых показателей трактора не-

обходимо увеличивать момент трения  $M_T$  в дифференциале. Однако при этом необходимо помнить, что при движении трактора по криволинейной траектории по твердой опорной поверхности (асфальт, бетон) с увеличением момента трения  $M_T$  в дифференциале возрастает интенсивность изнашивания шин.

Распределение крутящего момента между ведущими колесами трактора оценивается коэффициентом блокировки  $K_B$  дифференциала.

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

В одних работах под коэффициентом блокировки  $K_B$  дифференциала понимают отношение момента трения  $M_T$  в дифференциале к моменту  $M_e$ , подводимому к корпусу дифференциала.

$$K_B = \frac{M_{a2} - M_{a1}}{M_e} = \frac{M_T}{M_e} \quad (3.3)$$

Здесь  $K_B = 0 \dots 1$ .  $K_B = 0$  при  $M_T = 0$ .  $K_B = 1$  при  $M_T = M_e$  (полная блокировка дифференциала).

У применяемых на тракторах и автомобилях дифференциалах повышенного трения  $K_B = 0,25 \dots 0,4$ .

В других работах под коэффициентом блокировки дифференциала  $K_B^*$  понимают отношение момента  $M_{a2}$ , подводимого к отстающей полуоси дифференциала, к моменту  $M_{a1}$ , подводимому к забегающей полуоси дифференциала.

$$K_B^* = \frac{M_{a2}}{M_{a1}} \quad (3.4)$$

В существующих конструкциях дифференциалов повышенного трения  $K_B^* = 3 \dots 4$ .

Можно пользоваться любой и приведенных трактовок коэффициента блокировки дифференциала, так как всегда из выражения (3.3) можно получить выражение (3.4) и наоборот.

Однако, для конструктора более удобно выражение (3.3), так как оно сразу позволяет определить необходимое значение момента трения  $M_T$  дифференциала.

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

На рис. 3.5 представлена схема шестеренного дифференциала повышенного трения переднего ведущего моста тракторов МТЗ. Дифференциал является самоблокирующимся, так как его момент трения  $M_T$  пропорционален моменту, подводимому к корпусу 2 дифференциала. Это достигается следующим образом. При работе дифференциала крутящий момент от корпуса 2 передается на оси 3 и 9 вращения сателлитов, сателлиты 4, полуосевые шестерни 5 и далее на полуоси 8. На концах осей 3 и 9 вращения сател-

литов под углом  $120^\circ$  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, сателлиты 4 на полуосевые шестерни 5; второй поток – через корпус 2, комплект блокировочных фрикционных дисков 7 на полуосевые шестерни 5. У данного дифференциала коэффициент блокировки  $K_B = Const$  (см. выражение 3.3). Это является существенным положительным свойством дифференциала, так как при малых сопротивлениях движению тракторного агрегата (движение по хорошей дороге) в дифференциале создается малый момент трения  $M_T$ . При увеличении сопротивления движению пропорционально возрастает  $M_T$ . Таким образом, дифференциал автоматически сам приспособляется к фону опорной поверхности, по которому движется трактор. При этом в случае эксплуатации трактора на твердой опорной поверхности (асфальт, бетон) в виду малого значения момента трения в дифференциале  $M_T$  сопротивление относительно проворачиванию его полуосей 8 незначительно. Следовательно, дифференциал оказывает очень малое влияние на интенсивность изнашивания шин.

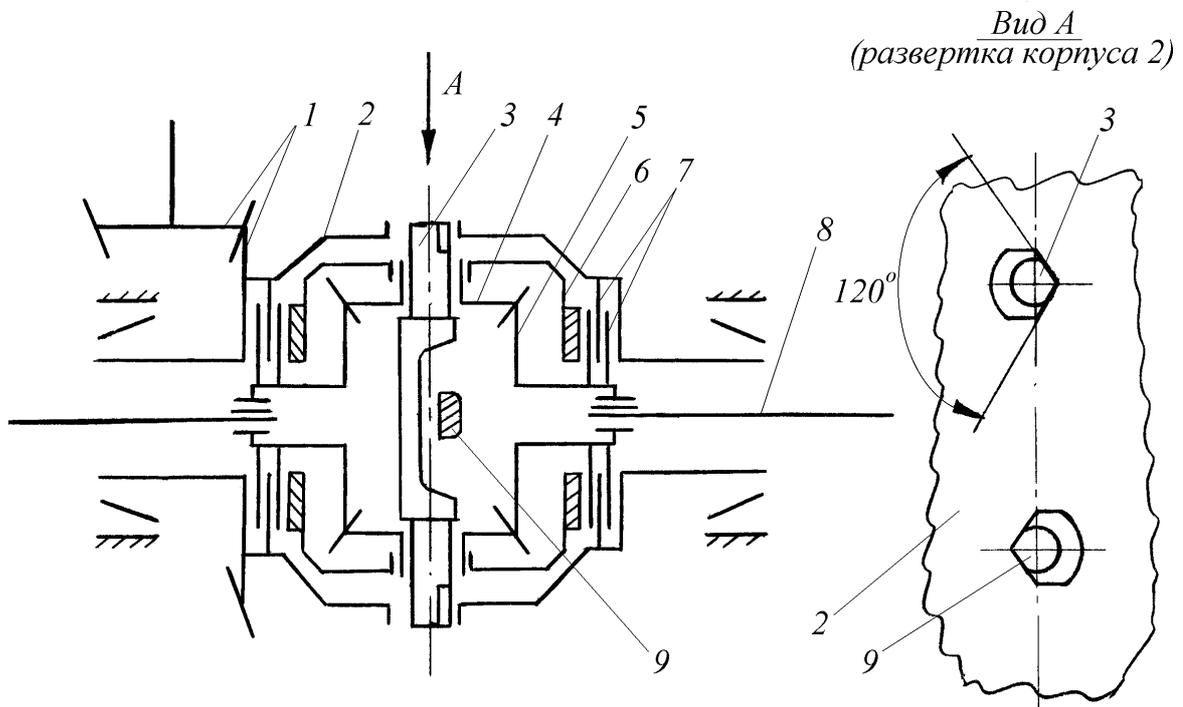


Рис. 3.5. Схема дифференциала повышенного трения тракторов МТЗ: 1 – центральная передача; 2 – корпус дифференциала; 3 и 9 – оси вращения сателлитов; 4 – сателлит; 5 – полуосевая шестерня; 6 – нажимной стакан; 7 – комплект блокировочных фрикционных дисков; 8 – полуось дифференциала

Отличительной особенностью различных схем шестеренных диффе-

ренциалов повышенного трения является способ создания сил, сжимающих комплекты блокировочных фрикционных дисков. В рассмотренной схеме (рис. 3.5) силы создаются на скосах, выполненных на концах осей 3 и 9 вращения сателлитов под углом  $120^\circ$ .

На рис. 3.6 показан дифференциал, в котором сжатие комплектов блокировочных фрикционных дисков 1 осуществляется за счет осевых сил в зацеплении полуосевых шестерен 2 с сателлитами 3. Полуосевые шестерни 2 под действием осевых сил перемещаются и сжимают комплекты блокировочных фрикционных дисков. При этом сила сжатия дисков пропорциональна подводимому к корпусу дифференциала крутящему моменту.

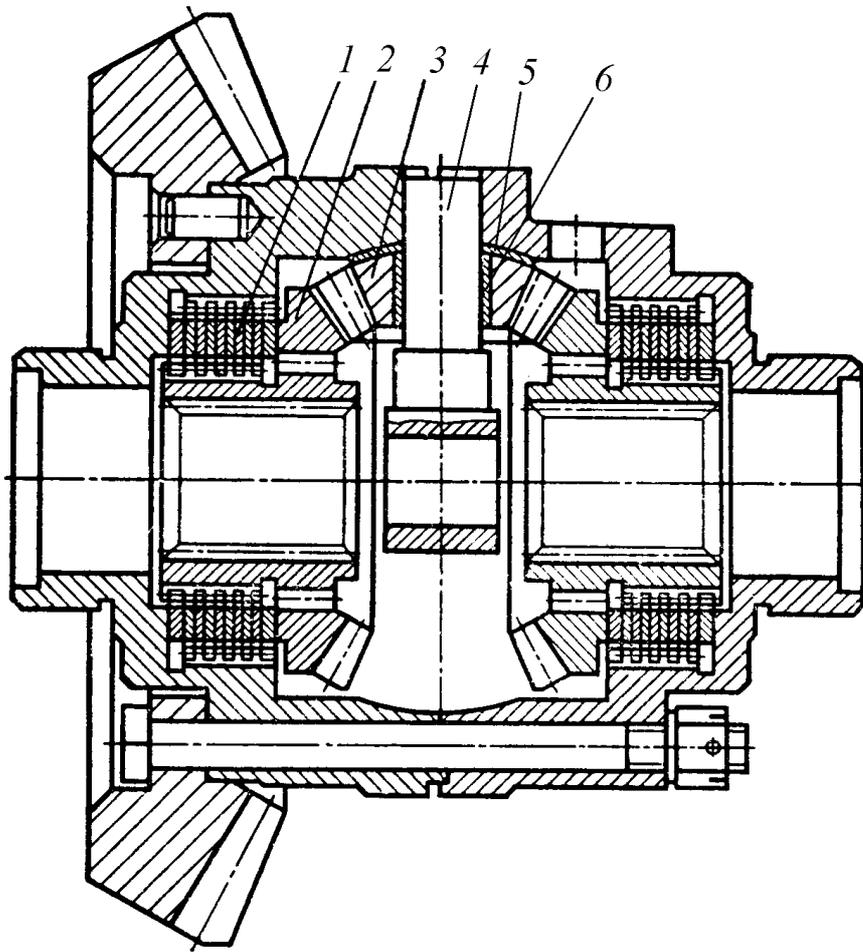


Рис. 3.6. Шестеренный дифференциал повышенного трения: 1 – комплект блокировочных фрикционных дисков; 2 – полуосевая шестерня; 3 – сателлит; 4 – крестовина дифференциала; 5 – опорная шайба сателлита; 6 – втулка сателлита

На рис. 3.7 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 ранее рассмотренных конструкциях дифференциалов повышенного трения, момент трения в дифференциале пропорционален моменту, подводимому к его корпусу.

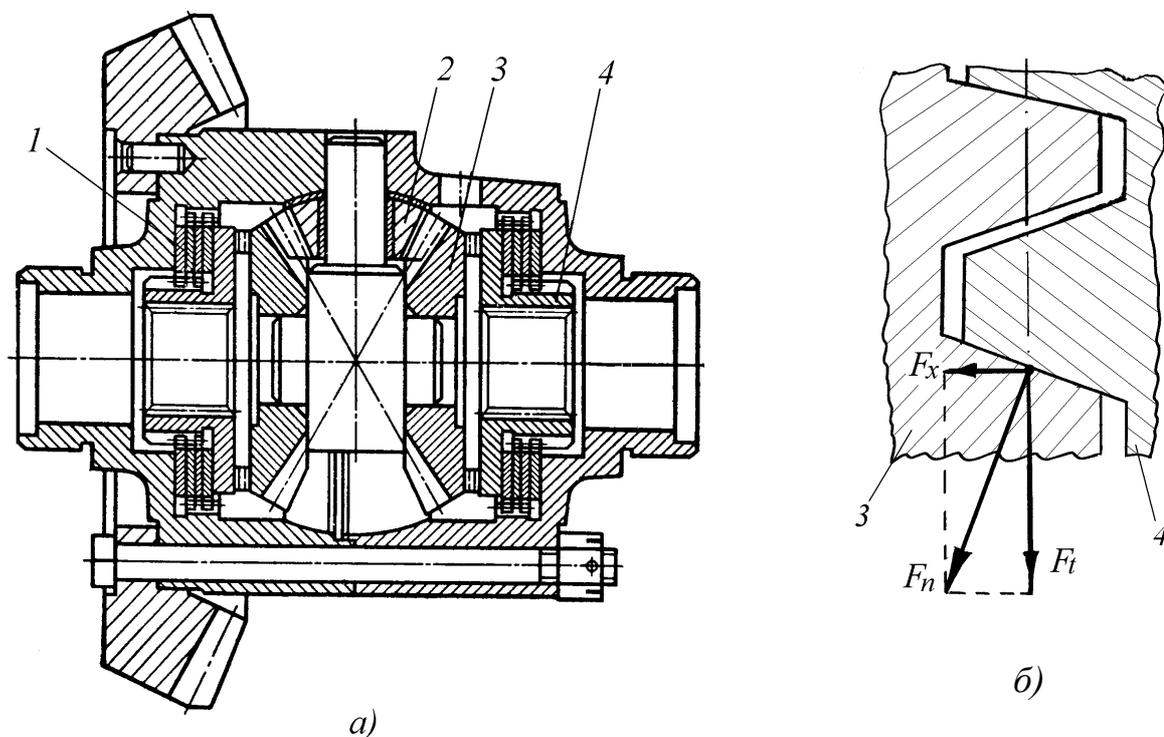


Рис. 3.7. Шестеренный дифференциал повышенного трения с кулачковым нажимным устройством: а – конструкция; б – схема сил, действующих в зацеплении трапецеидальных кулачков

*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 в учебном пособии не рассматриваются.*

*На современных тракторах иногда применяют так называемые обгонные дифференциалы. Эти механизмы не имеют никакого отношения к дифференциалам, так как связь между частотами вращения их звеньев не описывается уравнением кинематики трехзвенного дифференциального механизма (3.1 или 3.2). Однако в настоящее время в известной учебной и научной литературе по тракторам и автомобилям их ошибочно называют дифференциалами. Эти механизмы позволяют левой и правой полуосям вращаться вместе с одинаковой угловой скоростью и отключать одну полуось, передавая весь крутящий момент от корпуса на другую.*

На рис. 3.8 представлен такой механизм, применяемый в переднем и заднем ведущих мостах на тракторах К – 701/703. Механизм состоит из корпуса, образованного двумя чашками 1 и 4, ведущей муфты 2, кольца 7 веду-

щей 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 торцевых 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 торцевых 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 торцевых 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. 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 торцевыми 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.

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. 3.8, в). В результате она в начале разгружается от передаваемого усилия и далее проворачивается вперед относительно ведущей муфты 2 в пределах зазора между зубьями прямоугольного сечения. Но так как нижний ряд зубьев ведомой полумуфты 5 находится в зацеплении с зубьями кольца 7, то поворот полумуфты вперед сопровождается выходом ее из зацепления с кольцом (происходит перемещение зубьев наружной полумуфты 5 относительно зубьев кольца 7 вследствие их трапецеидальной формы). При этом наружная полумуфта 5 перемещается в осевом направлении относительно ведущей муфты 2, сжимая пружину 9. В результате верхний ряд зубьев прямоугольного профиля ведомой полумуфты 5 выходит из зацепления с зубьями ведущей муфты 2. Одновременно с отключением ведомой полумуфты выходит из зацепления и расположенное на ней разрезное кольцо 6, 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 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.

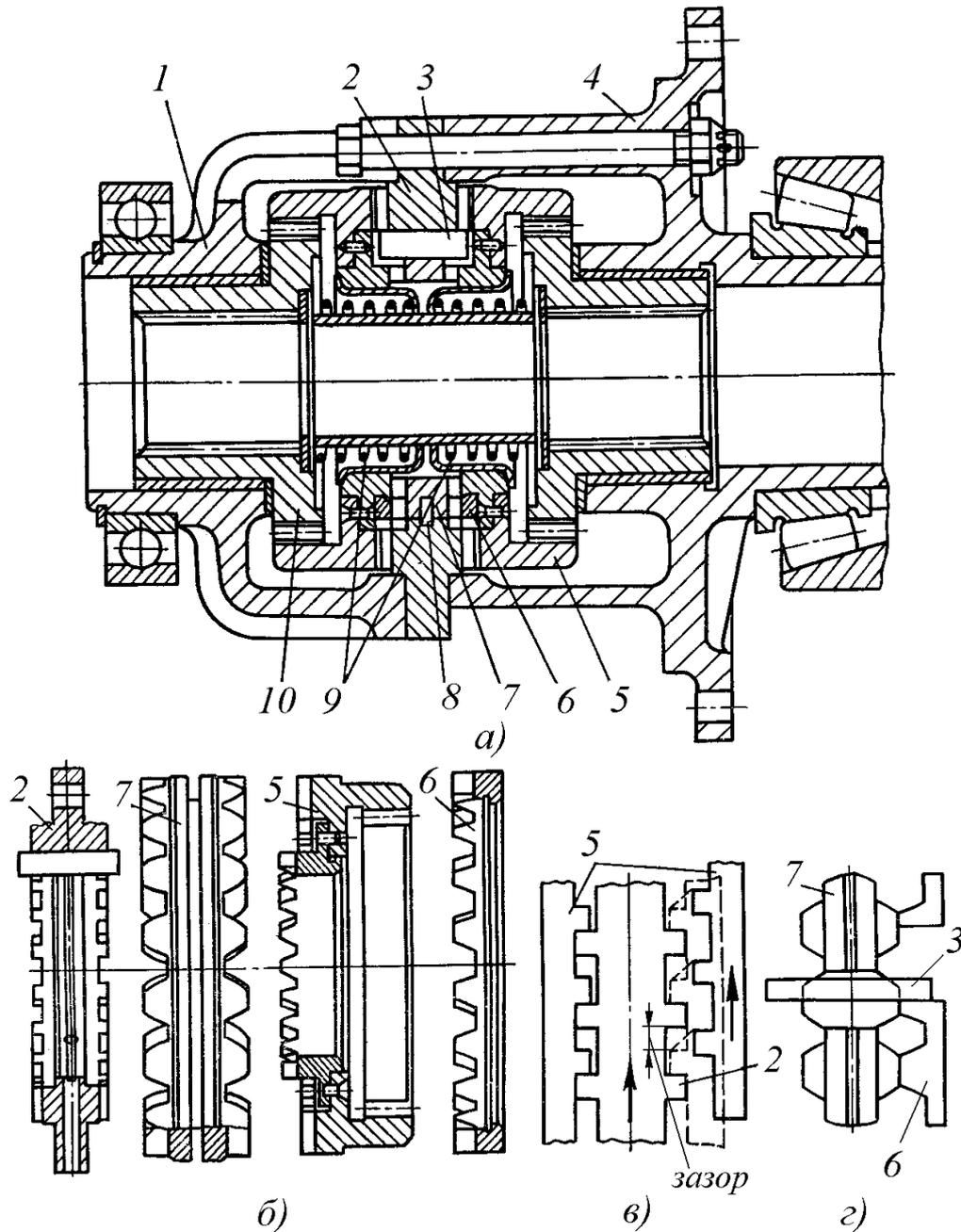


Рис. 3.8. Обгонный дифференциал ведущих мостов тракторов К – 701/703: *а* – конструкция; *б* – основные детали; *в* – положение ведущей муфты и ведомых полумуфт при повороте трактора; *г* – положение разрезного кольца и кольца ведущей муфты при повороте трактора

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 данного механизма на поворотах при движении трактора назад не отличается от работы на поворотах при движении вперед.

### ***3.3. Уход за дифференциалами***

Техническое обслуживание дифференциалов неразрывно связано с техническим обслуживанием центральной передачи трактора.

В зависимости от конструкции дифференциалов и их блокировочных механизмов может производиться периодическая регулировка зацепления конических шестерен и их блокировочных устройств.

Внешним признаком ненормальной работы дифференциала является повышенный шум его шестерен при повороте трактора, что указывает на нарушение из зацепления, как вследствие износа зубьев, так и износа опорных шайб 19 под торцами сателлитов (см. рис. 2.2).

В так называемых обгонных дифференциалах возможно смятие и изнашивание торцовых зубьев силовых передающих и управляющих звеньев или поломки храповиков. При подобных дефектах необходима замена соответствующих деталей.

## ***4. Конечные передачи***

### ***4.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация конечных передач***

*Конечной передачей называется агрегат трансмиссии, размещенный между ведущим колесом и дифференциалом колесного трактора или механизмом поворота гусеничного трактора.*

Число конечных передач трактора зависит от количества его ведущих колес.

Конечные передачи служат для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и ряде случаев для обеспечения нужного дорожного просвета трактора.

Помимо общих требований к агрегатам трансмиссии к конечным передачам предъявляется ряд специальных требований.

1. Они должны обладать повышенной жесткостью картеров. Это связано с тем, что конечные передачи нагружены как внутренними силами от передачи крутящих моментов, так и внешними силами от веса трактора, силы тяги и боковых реакций грунта, передаваемых через ведущие колеса.

2. Должны иметь надежные уплотнения выходного вала конечной передачи, ввиду близости почвы и возможности ее проникновения внутрь картера.

Конечные передачи классифицируются:

- а) по типу передачи - шестеренные и цепные. Цепные конечные передачи имеют ограниченное применение, как правило, в специальных тракторах для работы с высокостебельными культурами и в порталных тракторах;
- б) по виду шестеренной передачи - шестеренные с неподвижными осями валов, планетарные и комбинированные;
- в) по кинематической схеме - одинарные и двойные;
- г) по размещению передачи - размещенные внутри корпуса ведущего моста трактора, в отдельных картерах, жестко или шарнирно соединенных с ведущими мостами и передачи с комбинированным размещением, когда одна ступень передачи размещена в корпусе ведущего моста, а другая - в отдельном картере.

На гусеничных тракторах конечные передачи всегда размещаются в отдельных картерах, по кинематической схеме - одинарные и двойные. При этом используются передачи с неподвижными осями валов, планетарные и комбинированные.

## 4.2. Конструкция конечных передач

Конструкция конечных передач определяется назначением трактора, номинальным тяговым усилием и типом движителя.

Принципиальные кинематические схемы конечных передач представлены на рис. 4.1.

Наиболее распространенными являются одинарные конечные передачи с неподвижными осями валов и цилиндрическими шестернями с внешним зацеплением (рис. 4.1,а) с передаточным числом  $u_{кон} = 4...7$ .

При необходимости получения большого передаточного числа ( $u_{кон} \leq 12$ ) или большого дорожного просвета применяют двойные конечные передачи с неподвижными осями валов (рис. 4.1,б).

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

Одинарные планетарные (рис. 4.1,в и г) и комбинированные (рис. 4.1,е) конечные передачи применяются только в особо мощных колесных и гусеничных тракторах. Это связано с тем, что при одинаковых передаточных числах с конечными передачами с неподвижными осями валов (рис. 4.1,а и б) у них меньше габаритные размеры, выше КПД из-за передачи части мощности в переносном движении без потерь (см. рис. 4.1,в и е) и полностью разгружены подшипники центральных звеньев планетарных рядов.

Двойные планетарные конечные передачи (рис. 4.1,д) не получили распространения на отечественных тракторах. Однако их применение в перспективе ожидается на сверхмощных гусеничных промышленных тракторах.

Изменение дорожного просвета с помощью конечной передачи показано на рис. 4.2. При нижнем положении зубчатого колеса 4 конечной передачи относительно шестерни 3 под трактором обеспечивается максимальный дорожный просвет  $H$  (см. рис. 4.2,а). При повороте картера конечной передачи 2 относительно корпуса 1 ведущего моста на угол  $\gamma$  колесо 4 обкатывается

относительно шестерни 3 (рис. 4.2,б). В результате дорожный просвет под трактором уменьшается на величину  $\Delta h$ . Таким образом, изменяя положение картера конечной передачи относительно корпуса ведущего моста, можно изменять дорожный просвет под трактором.

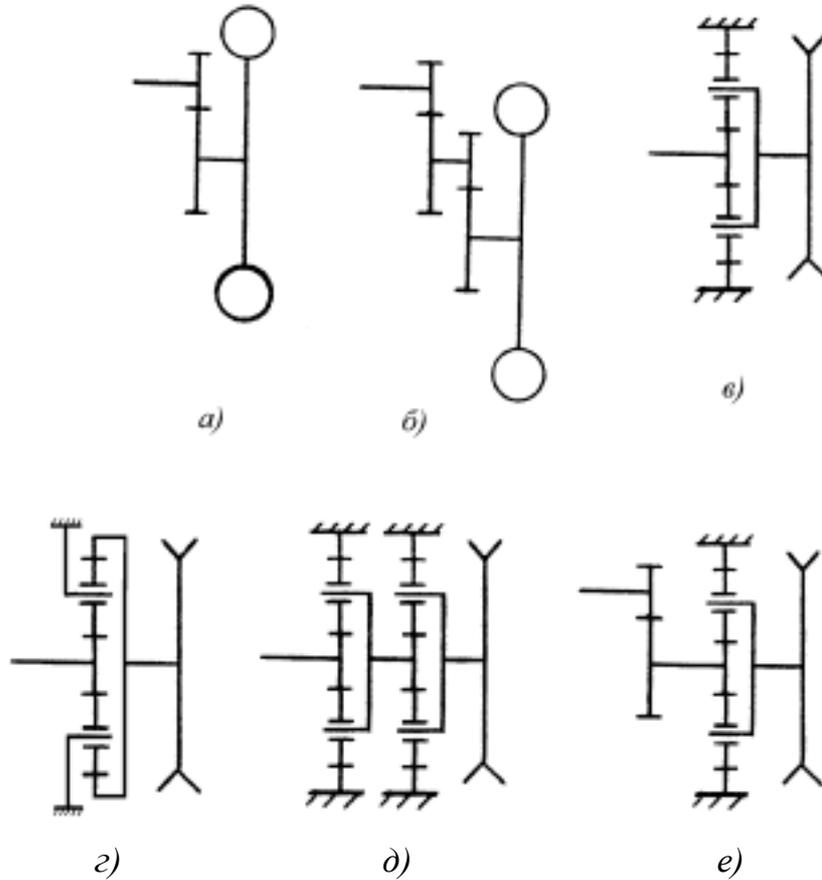


Рис. 4.1. Кинематические схемы конечных передач: а - одинарная с неподвижными осями валов; б - двойная с неподвижными осями валов; в, г - одинарная планетарная; д - двойная планетарная; е - двойная комбинированная

Смазка деталей конечной передачи осуществляется разбрызгиванием масла, залитого в ее картер. Конечные передачи, установленные в корпусе заднего моста трактора (рис. 3.3,б, в и г) имеют общую масляную ванну с механизмом центральной передачи.

Выходной вал конечной передачи располагается близко относительно опорной поверхности, по которой движется трактор. В 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. 4.3. Радиальные уплотнения каркасного типа (рис. 4.3,а), состоящие из резиновой манжеты 1 с пружинным кольцом 4, охватывающей

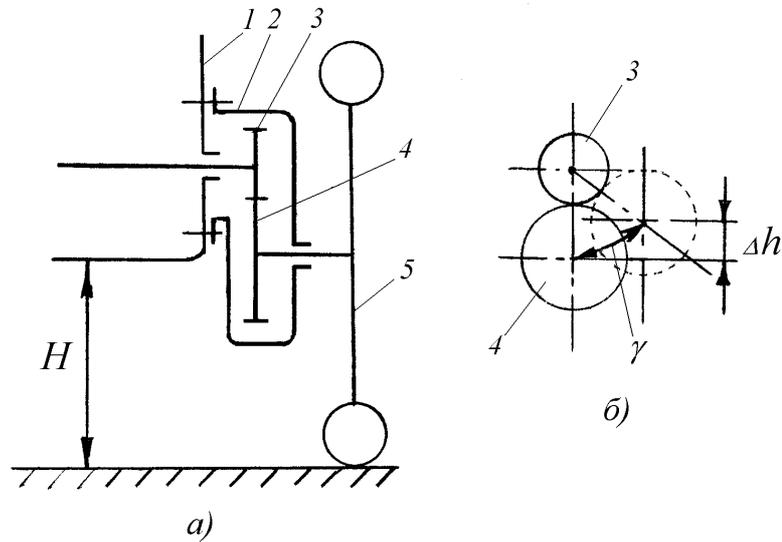


Рис. 4.2. Изменение дорожного просвета с помощью конечной передачи: а – схема установки конечной передачи на трактор; б – положение зубчатых колес при изменении дорожного просвета; 1 – корпус ведущего моста; 2 – картер конечной передачи; 3 и 4 – соответственно шестерня и колесо конечной передачи; 5 – ведущее колесо трактора

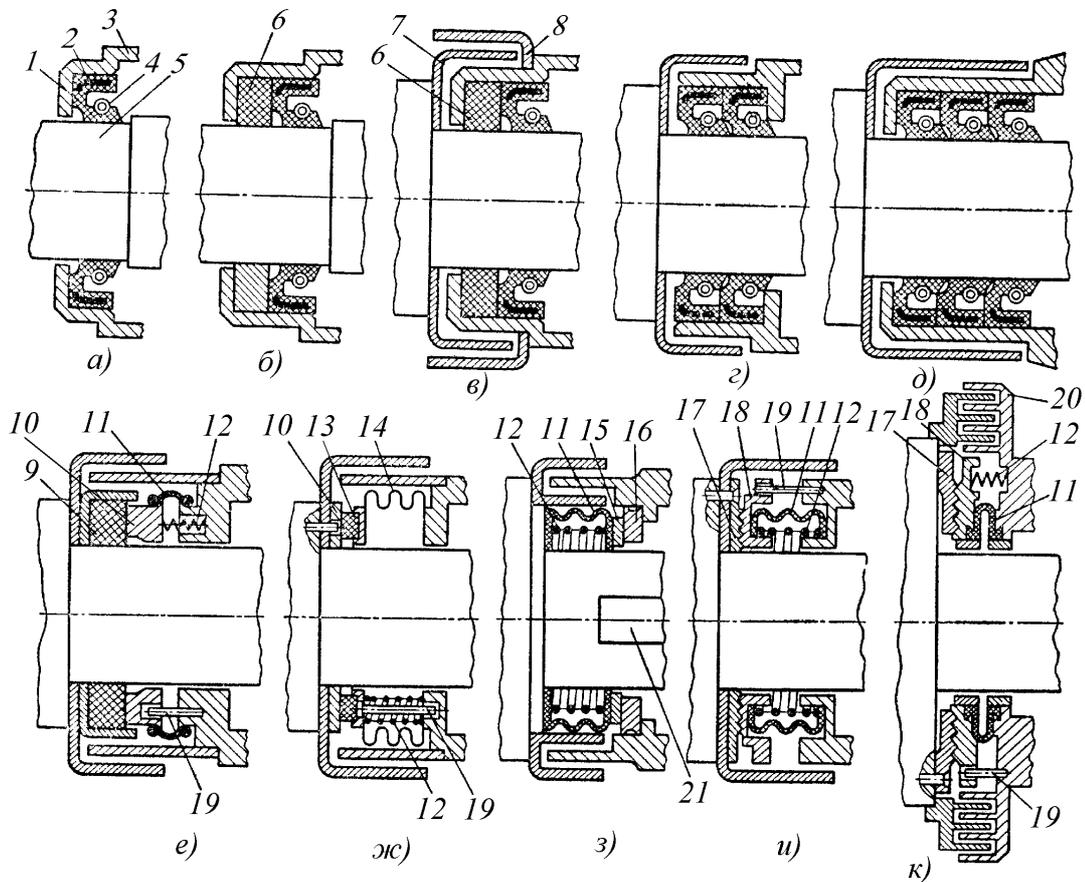


Рис. 4.3. Схемы уплотнений выходного вала конечной передачи трактора: а ... д – радиальные; е ... к – торцовые

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 смазки, их высоты от уровня почвы и стоимости трактора (см. рис. 4.3, *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. 4.3, *б* и *в*).

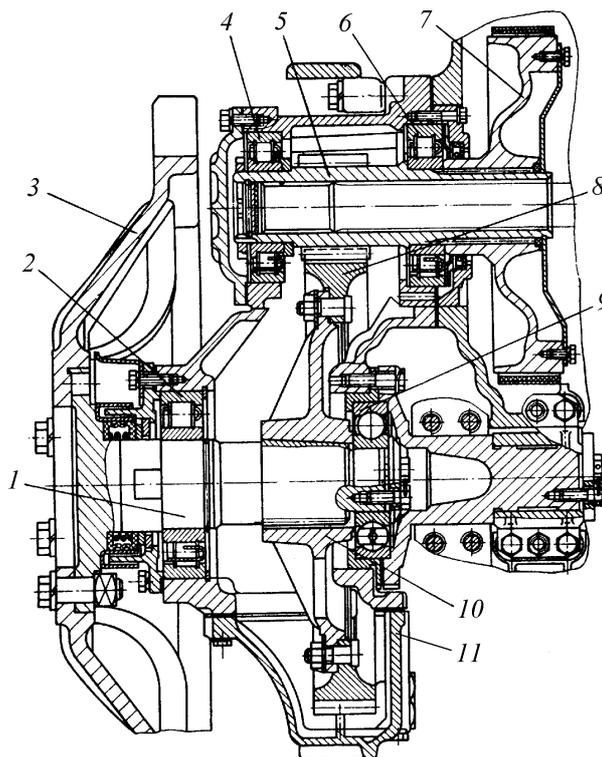
Контактирующая пара торцового уплотнения обычно состоит из плоского металлического кольца 10 и колец 9 из фетра (рис. 4.3, *е*), пробки 13 (рис. 4.3, *ж*) или двух плоских стальных термически обработанных колец 15 и 16 (рис. 4.3, *з*).

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. 4.3, *и*) и дополнительный многоканальный лабиринт 20 (рис. 4.3, *к*).

На рис. 4.4 представлена конструкция одинарной конечной передачи с неподвижными осями валов трактора ДТ-75М. Здесь ведущий вал - шестерня 5 установлен на два роликоподшипника 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. Смазка 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.

Рис. 4.4. Конечная передача трактора ДТ-75М

Уплотнение выходного вала 1 конечной передачи торцовое. Его конструкция представлена на рис. 4.3,з.

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

В качестве примера на рис. 4.5 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 9 конечной передачи. Смазка 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.

### ***4.3. Уход за конечными передачами***

Он сводится к повседневному контролю за уровнем масла в их картерах, периодической смене его в сроки, указанные в заводской инструкции, к предотвращению вытекания масла через уплотнения, подтяжке креплений картеров к корпусу заднего моста и регулировке радиально-упорных шариковых или роликовых подшипников, если они применяются.

## ***5. 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, применяемого на тракторах К-701/703, представлена на рис. 4.5. Передний ведущий мост включает в себя центральную передачу, обгонный дифференциал, тормоза и конечную передачу.

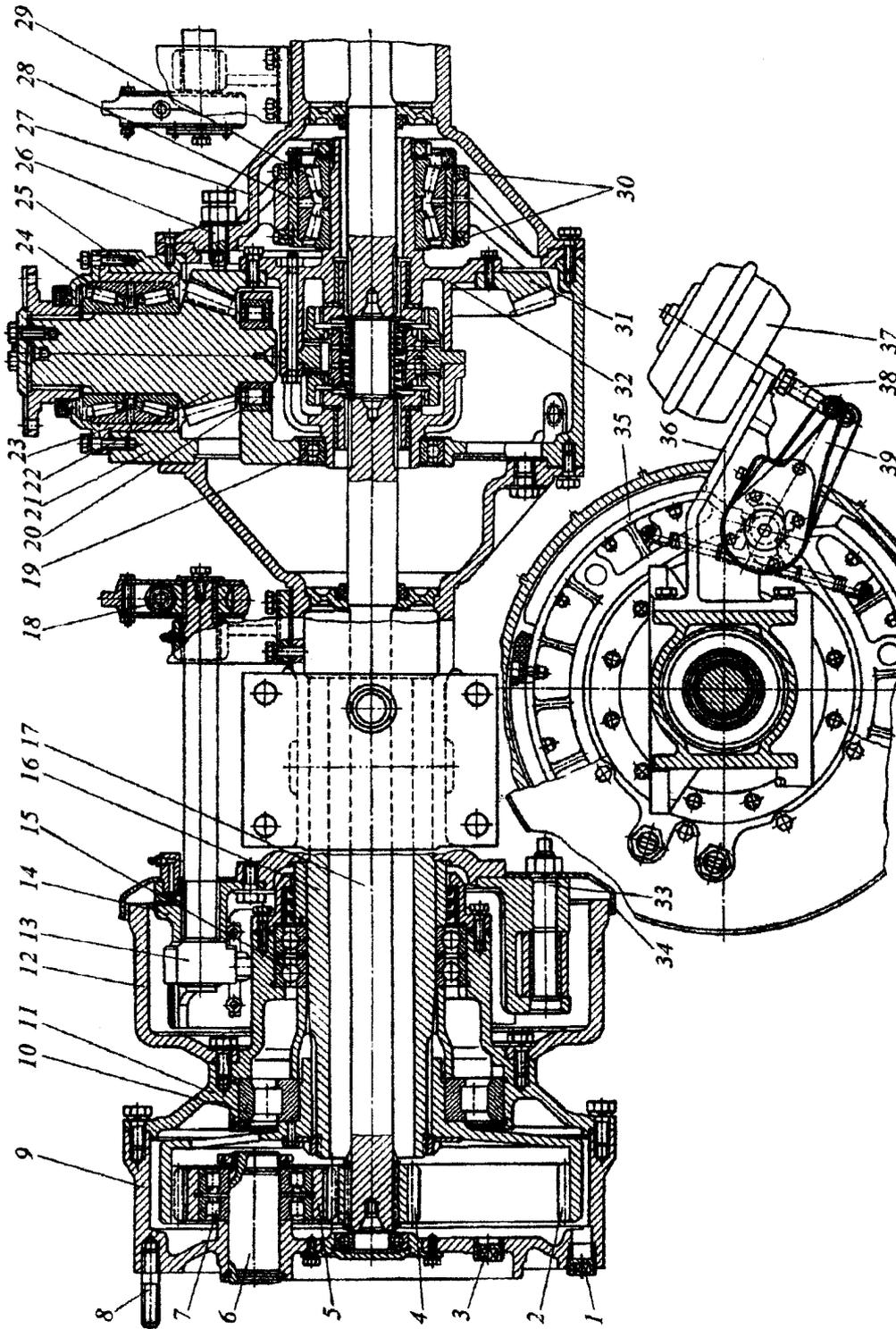


Рис. 4.5. Ведущий мост тракторов К - 701/703:

1 - сливная пробка; 2 - эпициклическая шестерня; 3 - заливная пробка; 4 - солнечная шестерня; 5 - солнечная шестерня; 6 - ось сателлита; 7, 10, 20 - подшипник роликовый; 8 - шпилька; 9 - водило; 11 - ступица; 12 - тормозной барабан; 13 - разжимной кулак; 14 - суппорт тормоза; 15, 19 - подшипник шариковый; 16 - труба; 17 - полуось; 18 - червяк; 21 - корпус ведущего моста; 22 - вал - шестерня центральной передачи; 23 - стакан; 24, 29 - двойной конический роликоподшипник; 25 - регулировочные прокладки; 26 - регулировочный упор; 27 - кожух полуоси; 28 - стакан; 30 - ведомое колесо центральной передачи; 31 - ведомое колесо дифференциала; 32 - корпус обгонного дифференциала; 33 - эксцентриковый палец; 34 - крышка; 35 - колодка тормоза; 36 - фронштейн; 37 - тормозная пневмокамера; 38 - шток; 39 - рычаг тормозного кулака

В данной конструкции ведущего моста несколько по другому в отличие от ранее рассмотренных выполнена центральная передача. Она 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 роликовом подшипнике 20.

Положение вала – шестерни 22 регулируется комплектом прокладок 25, устанавливаемым под фланец стакана 23. Ведомое колесо 31 закреплено на корпусе 32 обгонного дифференциала, вращающегося в двойном коническом роликоподшипнике 29 и шарикоподшипнике 19.

Регулировка бокового зазора конической зубчатой пары осуществляется перемещением стакана 28 с закрепленным в нем подшипником 29 посредством поворота регулировочных гаек 30 в разные стороны, но на одинаковые углы.

Регулировка предварительного натяга двойного конического роликоподшипника 24 и осевого зазора в подшипнике 29 выполняется аналогично, как и в конструкциях центральных передач с разнесенными коническими радиально-упорными подшипниками.

На тракторах, где передние ведущие колеса управляемые, корпуса конечных передач делаются поворотными вместе с колесами. В этом случае для привода передних ведущих и управляемых колес применяют карданную передачу или двойные конические конечные передачи.

На тракторах классической компоновки для обеспечения необходимого дорожного и агротехнического просветов при малых размерах передних колес мосты выполняются порталной конструкции.

В качестве примера рассмотрим конструкцию переднего ведущего моста трактора МТЗ-82 (рис. 5.1), включающую центральную передачу 2, представляющую пару конических шестерен с круговым зубом, шестеренный симметричный самоблокирующийся дифференциал повышенного трения 3 и две двойные конечные передачи с коническими шестернями. Регулировка конических радиально-упорных подшипников центральной передачи осуществляется гайкой 1 и комплектом регулировочных прокладок 5. Для регулировки зацепления шестерен центральной передачи служат комплекты регулировочных прокладок 27 и 4.

Конечная передача состоит из двух пар конических шестерен. Верхнюю пару образуют зубчатые венцы полуоси 22 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 22 вращается в двух конических радиально-упорных подшипниках 23, регулируемых гайкой 24. Вертикальный вал 21 установлен на два конических радиально-упорных подшипника 7, регулировка которых осуществляется гайкой 8. Зацепление верхней конической пары регулируют раз-

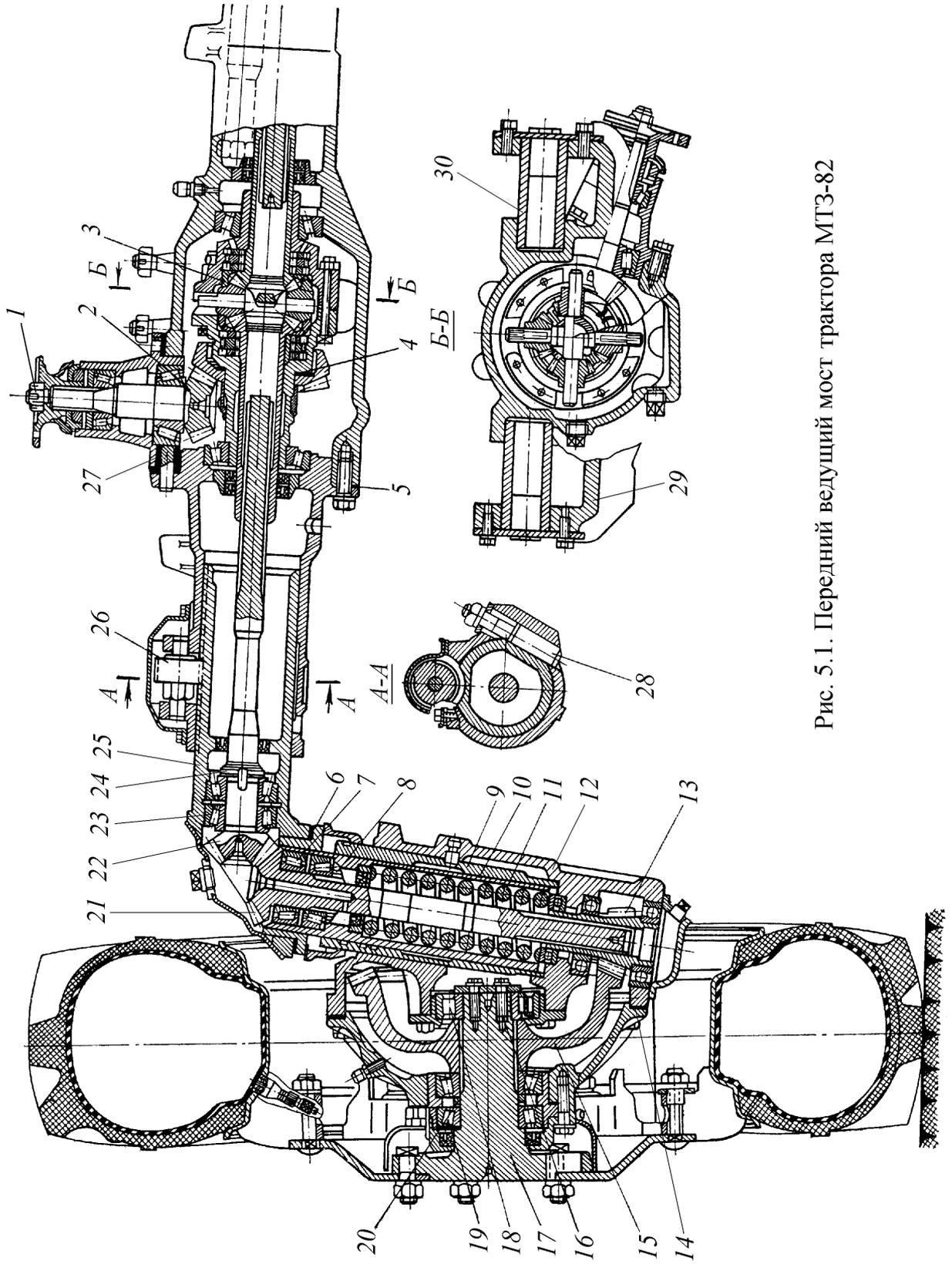


Рис. 5.1. Передний ведущий мост трактора МТЗ-82

резными 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 совместно 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 22.

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, ограничиваемый упорами. Крутящий момент к переднему мосту подводится от раздаточной коробки через карданную передачу.

Передний ведущий мост трактора Т-40АМ показан на рис. 5.2. Он состоит из центральной передачи, сдвоенной храповой обгонной муфты, частично выполняющей роль дифференциала, карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей и одинарных конечных передач с цилиндрическими зубчатыми колесами. Передние ведущие и управляемые колеса 18 имеют независимую подвеску на винтовых цилиндрических пружинах 17.

В корпусе обгонной муфты свободно установлены две оси 11, на каждой из которых на шпонке посажена собачка 6. Оси 11 пружинами 9 поджимаются своими упорами  $K$  к тормозным шайбам 10. В зависимости от направления вращения корпуса собачки 6 входят в зацепление одним или другим концом с храповыми обоймами 8 полуосей. Если ведомое колесо 7 центральной передачи вращается быстрее храповых обойм 8 полуосей, то за счет сил трения между упорами  $K$  и тормозными шайбами 10 оси 11 поворачиваются вместе с собачками 6 и последние входят в зацепление с храповыми обоймами полуосей (см. рис. 5.2,б). В результате крутящий момент от ведомого колеса 7 центральной передачи через собачки 6 передается на храповые обоймы 8 полуосей и далее к передним ведущим колесам трактора.

Если буксование задних ведущих колес трактора меньше 4%, то храповые обоймы 8 полуосей вращаются быстрее ведомого колеса 7 центральной передачи (см. рис. 5.2,в). В результате собачки 6 прощелкивают по зубьям храповых обойм 8 полуосей и крутящий момент к передним ведущим колесам не передается.

Данная конструкция сдвоенной храповой обгонной муфты позволяет также передним колесам трактора вращаться с разными угловыми скоростями при движении на повороте и по неровностям пути. Однако здесь на протяжении всего поворота крутящий момент на полуось забегающего колеса не



что приводит к снижению тяговых показателей машины на грунтах с малой несущей способностью и росту динамических нагрузок в трансмиссии.

## 6. Тормоза

### 6.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация тормозов

Тормоза являются одним из механизмов управления: самостоятельным для колесных тракторов и составным элементом механизма поворота для гусеничных тракторов.

*Тормоза в колесном тракторе служат для экстренной остановки, снижения скорости движения, обеспечения крутых поворотов и удержания трактора на спуске или подъеме, в гусеничном тракторе тормоза дополнительно выполняют функцию элемента управления поворотом.*

К тормозам предъявляются следующие требования:

- 1) плавность торможения без экстренного схватывания;
- 2) хороший теплоотвод от поверхностей трения;
- 3) эффективность действия в динамике и в статике;
- 4) тормоз должен иметь привод механического типа, позволяющий фиксировать трактор в заторможенном состоянии;
- 5) привод тормозов колесного универсально – пропашного и гусеничного тракторов должен позволять управлять движителем одной стороны трактора и обеих сторон одновременно;
- б) тормоза прицепов и полуприцепов должны обеспечивать их торможение на ходу и при отсоединении прицепа от трактора должны автоматически включаться.

Тормоза классифицируются:

- а) по форме трущихся поверхностей – ленточные, колодочные и дисковые.
- б) по роду трения – сухие и работающие в масле (мокрые);
- в) по месту расположения тормоза – в трансмиссии трактора или непосредственно в его колесах;
- г) по типу привода к тормозам – с механическим, гидравлическим или пневматическим приводами;
- д) 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  $20^\circ$ , гусеничный – на уклоне  $30^\circ$ , прицеп – на уклоне  $12^\circ$ .

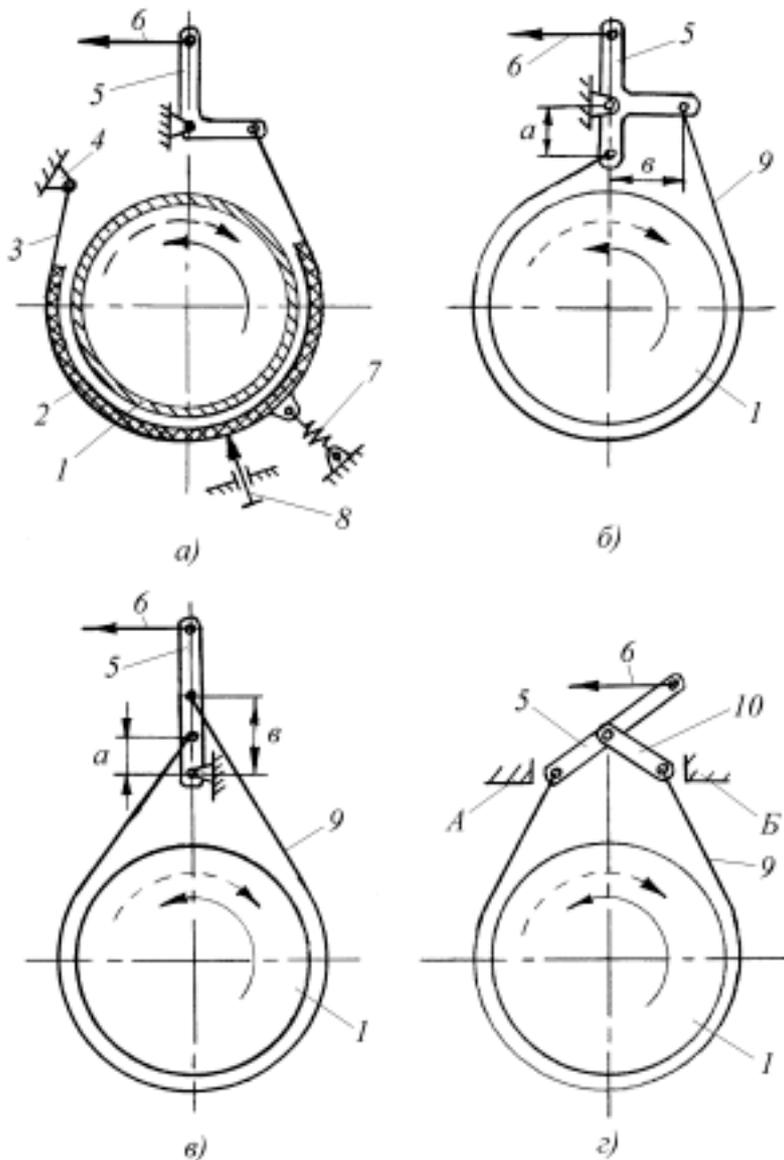
Очень часто один и тот же тормоз выполняет одновременно функцию рабочего и стояночного тормозов. Его используют, как для удержания трактора на склонах, так и для управления его агрегатами.

## 6.2. Конструкции тормозов

В колесных тракторах применяются ленточные, дисковые и колодочные тормоза, которые устанавливаются 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

Ленточные тормоза имеют наибольшее распространение в тракторах, особенно в гусеничных. Из большого разнообразия ленточных тормозов в тракторах распространены четыре основных типа: *простой, суммирующий, дифференциальный* и *плавающий* (рис. 6.1).



*Простой ленточный тормоз* (рис. 6.1,а) представляет из себя тормозной 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.

Рис. 6.1. Схемы ленточных тормозов: а – простого; б – суммирующего; в – дифференциального; г – плавающего; 1 – тормозной 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

Для предотвращения касания ленты о шкив в расторможенном состоянии устанавливают регулируемый упор 8 и оттяжную пружину 7. Иногда применя-

ют несколько оттяжных пружин, располагаемых с разных сторон относительно тормозного шкива.

При повороте рычага 5 с помощью тормозной тяги 6 происходит затягивание ленты и торможение шкива 1. Здесь необходимо отметить, что интенсивность торможения простого ленточного тормоза зависит от направления вращения тормозного шкива.

При вращении тормозного шкива в сторону затяжки ленты (на схеме показано сплошной стрелкой) за счет сил трения между фрикционной накладкой 2 и тормозным шкивом 1 происходит замозатягивание ленты. При этом величина затяжки ленты зависит от коэффициента трения в контакте ленты со шкивом. В результате, при небольшом усилии, подводимом через тягу 6 к тормозному рычагу 5, обеспечивается высокая эффективность торможения. Таким образом, данный тормоз обладает серводействием.

При изменении направления вращения тормозного шкива (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. 6.1, б) оба конца тормозной ленты 9 с фрикционными накладками подвижные и крепятся к тормозному рычагу 5. В существующих конструкциях тормозов плечи  $a$  и  $b$  рычага 5 выбирают одинаковыми для того, чтобы тормозной момент не зависел от направления вращения тормозного шкива 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 шкива. Суммирующие ленточные тормоза, как и простые, получили очень ограниченное применение в тракторах (применяются на тракторе Т-40АМ).

В дифференциальном ленточном тормозе (рис. 6.1, 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 требуемое усилие на тормозном рычаге 5, необходимое для получения заданного тормозного момента. Однако, этот эффект обеспечивается, если направление затяжки ленты совпадает с направлением вращения тормозного шкива (на схеме показано сплошной стрелкой), и при условии, когда  $a < b$ . При вращении же тормозного шкива в противоположную сторону (на схеме показано пунктирной стрелкой) тормозной момент резко снижается. По этой причине дифференциальные ленточные тормоза практически не применяются в тракторах.

Наиболее широкое применение в тракторах получили *плавающие ленточные тормоза* (рис. 6.1, 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 данного тормоза. Предположим, что тормозной шкив 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 шкива. 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 шкива (на схеме показано пунктирной 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 ранее рассмотренном случае с высокой эффективностью, как простой ленточный с серводействием.

Таким образом, у плавающего ленточного тормоза величина тормозного момента не зависит от направления вращения тормозного шкива. При этом обеспечивается высокая эффективность торможения.

Плавающие ленточные тормоза получили широкое распространение в гусеничных тракторах различного назначения.

Рассмотрим наиболее часто используемое конструктивное решение плавающих опор тормозной ленты (рис. 6.2). Для этого используется специальная фасонная неподвижная опора 2 с пазами *А* и *Б* и трехточечный тормозной рычаг 1. Подвижные концы тормозной ленты 3 крепятся к трехточечному тормозному рычагу 1. В зависимости от направления вращения тормозного шкива 4 один из концов тормозной ленты становится неподвижным в соответствующем пазу *А* или *Б* фасонной опоры 2, а другой остается подвижным.

При вращении тормозного шкива по часовой стрелке и затягивании тормоза неподвижным становится конец тормозной ленты в пазу *Б*. При вращении шкива против часовой стрелки неподвижным становится конец ленты в пазу *А*.

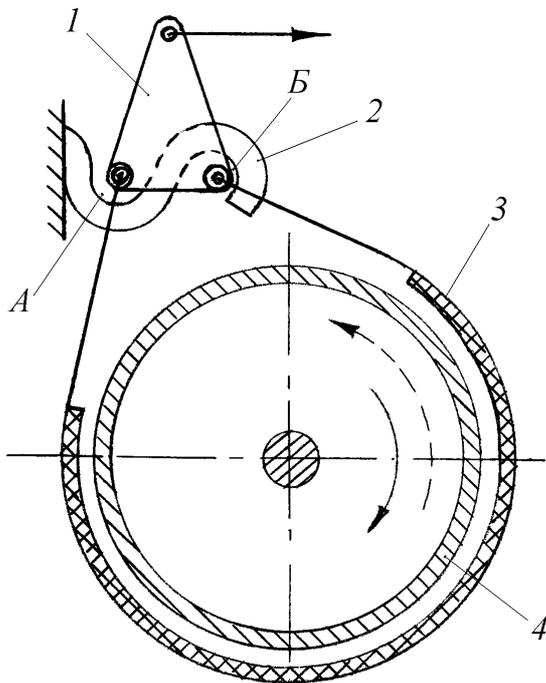


Рис. 6.2. Плавающий ленточный тормоз

Общий недостаток всех типов ленточных тормозов – большая радиальная нагрузка на вал тормозного барабана, а, следовательно, и на его подшипники. Кроме этого во всех типах ленточных тормозов фрикционная накладка изнашивается неравномерно по дуге охвата лентой тормозного шкива. В результате снижается долговечность тормоза.

В ленточных тормозах, работающих в масле, неравномерность изнашивания ленты существенно уменьшается. При этом ее интенсивность изнашивания примерно на один порядок меньше, чем в сухих тормозах. По этой

причине ленточные тормоза, работающие в масле, более перспективны по сравнению с сухими тормозами.

*К ленточным тормозам также относятся ленточно-колодочные и шарнирно-колодочные тормоза.*

*Ленточно-колодочные тормоза* применяются в тракторах с тяжелым режимом работы. Накладки изготавливают в виде отдельных жестких колодок 1, прикрепленных к относительно гибкой стальной ленте 2 (рис. 6.3). Колодки 1 на ленте 2 крепятся с постоянным или переменным шагом – в соответствии с распределением давления вдоль ленты по зависимости Эйлера.

При постоянной длине колодок за счет увеличения их шага по направлению от набегающего конца ленты обеспечивается выравнивание износа колодок и снижение расхода фрикционного материала на 40...60 % по сравнению с ленточными тормозами.

*В шарнирно-колодочных тормозах* плотное прилегание накладок к тормозному шкиву по всему углу охвата обеспечивается использованием ленты в виде колодок, соединенных шарнирами.

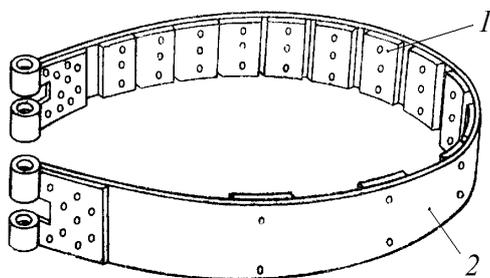


Рис. 6.3. Тормозная лента ленточно-колодочного тормоза с переменным шагом закрепления колодок

Шарнирно-колодочные тормоза, как правило, работают в масле. При использовании ленточного тормоза для работы в масле с целью обеспечения заданного тормозного момента приходится сильно затягивать стальную ленту, что может привести к ее разрыву. Для повышения прочности стальной ленты увеличивают ее толщину, но при этом ухудшается прилегание накладки к тормозному шкиву. По этой причине в мощных тракторах, где требуются большие величины тормозных моментов, стали применять шарнирно-колодочные тормоза.

### *Регулировка ленточных тормозов*

В момент поставки новой тормозной ленты и по мере изнашивания ее накладок в эксплуатации необходимо регулировать:

1) общую длину тормозной ленты, так как при одном и том же ходе тормозной тяги по мере изнашивания накладок будет уменьшаться усилие на тормозном рычаге;

2) величину зазора между тормозным шкивом и лентой при выключенном тормозе.

## Колодочные тормоза

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. 6.4.

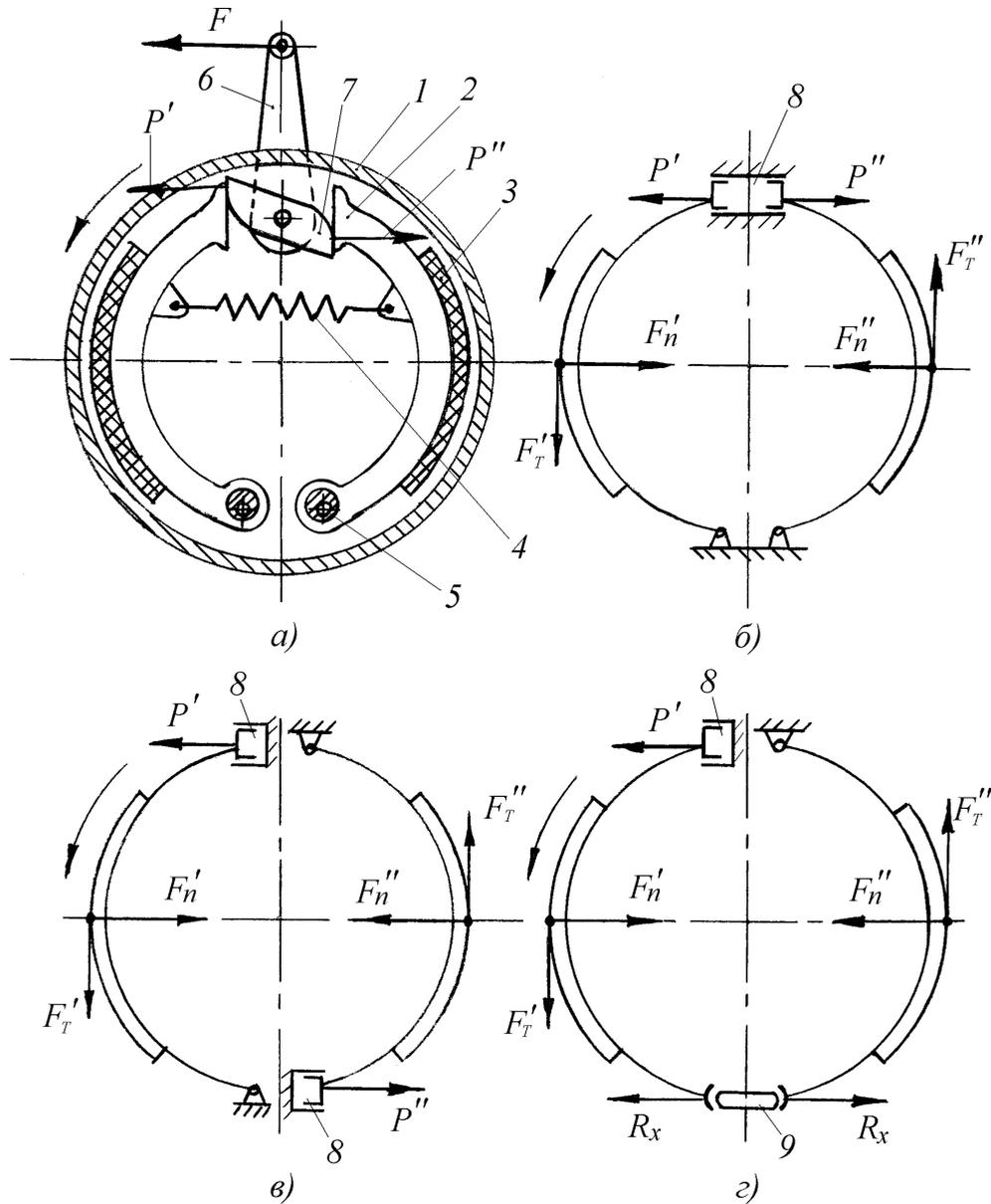


Рис. 6.4. Принципиальные схемы колодочных тормозов: а – с равными перемещениями колодок; б – с равными приводными силами и односторонним расположением опор; в – с равными приводными силами и с разнесенными опорами; з – с большим сервоусилением; 1 – тормозной барабан; 2 – тормозная колодка; 3 – фрикционная накладка; 4 – отжимная пружина колодок; 5 – ось крепления тормозной колодки (эксцентрикового типа); 6 – тормозной рычаг; 7 – разжимной кулак; 8 – тормозной цилиндр; 9 – подвижный сухарик

Колодочный тормоз с равными перемещениями колодок (рис. 6.4,а) состоит из тормозного барабана 1 и двух колодок 2, которые изнутри прижимаются к барабану разжимным кулаком 7. При приложении к тормозному

рычагу 6 силы  $F$  тормозные колодки 2 под действием разжимного кулака 7 поворачиваются вокруг неподвижных осей 5 крепления колодок и прижимаются к внутренней поверхности тормозного барабана 1, затормаживая его. В расторможенном состоянии колодки 2 отводятся от тормозного барабана 1 отжимной пружиной 4. Для обеспечения 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. В данной конструкции форма профиля разжимного кулака 7 обеспечивает при включении тормоза равное перемещение левой и правой колодок. Следовательно, колодки с одинаковым усилием прижимаются к тормозному барабану, что обеспечивает их одинаковую интенсивность изнашивания в эксплуатации и независимость величины 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 указать также на трудоемкость технического обслуживания такого тормоза из-за необходимости периодически смазывать опоры кулака.

Несмотря на указанные недостатки, колодочные тормоза с равными перемещениями колодок широко применяются в тракторах.

В качестве примера на рис. 4.5 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 18 червяка, который поворачивает тормозной кулак относительно неподвижного рычага 39.

Рассмотрим более подробно работу колодочного тормоза на примере тормоза с равными приводными силами и односторонним расположением опор.

Схема колодочного тормоза с равными приводными силами и односторонним расположением опор представлена на рис. 6.4,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 же колодка под действием силы трения  $F_T''$  наоборот стремится отжаться от тормозного барабана. В результате нормальная сила прижатия левой  $F_n'$  и правой  $F_n''$  колодок различны. При этом  $F_n' > F_n''$ , что приводит к более интенсивному изнашиванию левой колодки тормоза и созданию радиальной нагрузки на опоры тормозного барабана. При этом тормозной момент левой колодки выше, чем правой.

В настоящее время принято колодку, прижимаемую за счет силы трения к тормозному барабану, называть активной, а отжимаемую от барабана - пассивной. Таким образом, левая тормозная колодка является активной, так как она за счет силы трения прижимается к тормозному барабану. Правая тормозная колодка является пассивной, так как за счет силы трения она отжимается от тормозного барабана.

При изменении направления вращения тормозного барабана на противоположное (задний ход трактора) изменяются направления тормозных сил и левая колодка становится пассивной, а правая – активной.

В данном тормозе величина тормозного момента не зависит от направления вращения тормозного барабана.

В современных конструкциях тормозов с целью 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. 6.4,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 ( $F_n' = F_n''$ ). Данная схема колодочного тормоза получила широкое применение в автомобилях для торможения передних колес. В тракторах такая схема не применяется.

Колодочный тормоз с большим сервоусилением (рис. 6.4,г) имеет общий привод двух тормозных колодок, выполненный в виде гидравлического тормозного цилиндра 8, воздействующего с усилием  $P'$  на переднюю колодку по ходу движения машины (слева на схеме). На вторую тормозную колодку (справа на схеме) передается усилие  $R_x = F_n' - P' > P'$ . Передача усилия от пер-

вой 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*

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.

Во избежание подобных явлений 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 (см. рис.4.5) 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 18 червяка, который поворачивает тормозной кулак относительно неподвижного рычага 39. *Эксплуатационная регулировка* зазора осуществляется поворотом оси 18 червяка.

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 встраиваются в приводное устройство или устанавливаются непосредственно на колодку.

Автоматически зазор часто регулируется разрезным упругим кольцом 5 (см. рис. 6.5,а), которое с натягом устанавливается в проточке поршня 3 тормозного цилиндра с осевым зазором  $\Delta$ , 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 разрезное упругое кольцо 5. Усилие от тормозной колодки на поршень 3 передается через толкатель 2. В результате за счет осевого зазора  $\Delta$  в проточке поршня 3 обеспечивается необходимый зазор между фрикционной накладкой и тормозным барабаном. По мере изнашивания накладки разрезное кольцо 5 при торможении, когда в полости *A* цилиндра создается избыточное давление, преодолевая трение в контакте с тормозным цилиндром 1 перемещается в новое положение. При выключении тормоза отжимная пружина колодок не сможет преодолеть трение в контакте разрезного упругого 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 остается прежним, равным  $\Delta$ .

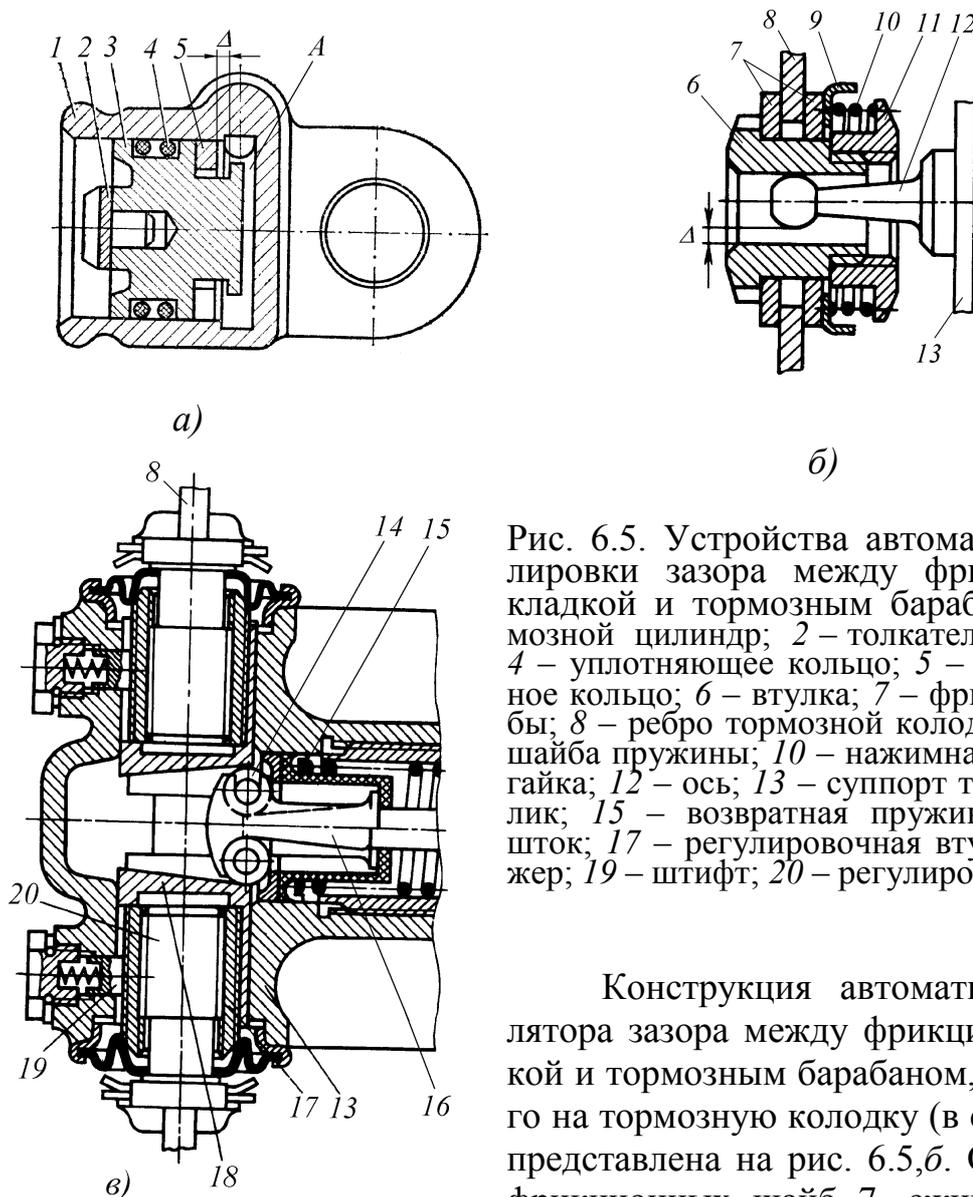


Рис. 6.5. Устройства автоматической регулировки зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном: 1 – тормозной цилиндр; 2 – толкатель; 3 – поршень; 4 – уплотняющее кольцо; 5 – упорное разрезное кольцо; 6 – втулка; 7 – фрикционные шайбы; 8 – ребро тормозной колодки; 9 – опорная шайба пружины; 10 – нажимная пружина; 11 – гайка; 12 – ось; 13 – суппорт тормоза; 14 – ролик; 15 – возвратная пружина штока; 16 – шток; 17 – регулировочная втулка; 18 – плунжер; 19 – штифт; 20 – регулировочный винт

Конструкция автоматического регулятора зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном, установленного на тормозную колодку (в средней части), представлена на рис. 6.5,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  $\Delta$ , равный зазору между фрикционной накладкой и тормозным барабаном. При включении тормоза тормозная колодка относительно неподвижной оси 12 может перемещаться в пределах зазора  $\Delta$ , обеспечивающего нормальную работу тормоза. В результате изнашивания фрикционных накладок ход колодки увеличивается и фрикционные шайбы 7 вместе с втулкой 6, преодолевая силы трения, перемещаются относительно ребра 8 тормозной колодки. При выключении тормоза втулка 6 упирается в неподвижную ось 12, но отжимная пружина колодок не может преодолеть силу трения в контакте фрикционных шайб 7 и ребра 8 тормозной колодки, что исключает возможность перемещения колодки относительно втулки. В результате колодка установится ближе к тормозному барабану, а зазор между фрикционной накладкой и тормозным барабаном остается постоянным и независящим от величины износа фрикционных накладок.

Как уже отмечалось, в тракторах широкое применение получили колодочные тормоза с равными перемещениями колодок. В современных конструкциях тормозов колодки разжимаются не кулаком, а клиновым приводным устройством. Преимуществами тормоза с клиновым приводным устройством являются более равномерный и меньший по величине износ деталей трущейся пары (клинового механизма по сравнению с разжимным кулаком), более высокий КПД, меньше размерность тормозных пневматических камер, вследствие чего значительно меньше количество потребляемого сжатого воздуха. Однако клиновое приводное устройство имеет и недостатки: повышенную стоимость в изготовлении и необходимость в хорошей защите от грязи.

Рассмотрим конструкцию клинового приводного устройства колодочного тормоза с равными перемещениями колодок с автоматической регулировкой зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном (рис. 6.5, в). В цилиндрических отверстиях плунжеров 18 свободно установлены регулировочные втулки 17 с наружной и внутренней резьбой. Наружная резьба выполнена упорной с большим углом наклона винтовой линии, так что наружные очертания втулки в сечении представляют собой элемент храпового механизма (напоминают храповое колесо). Такую же нарезку имеет торец штифта 19, установленного в отверстие суппорта 13 тормоза. Штифт 19 проходит через прорезь в плунжере 18 и прижимается пружиной к наружной резьбе регулировочной втулки 17. Таким образом, штифт является собачкой храпового устройства. При этом штифт 19 позволяет плунжеру 18 перемещаться только в осевом направлении. Внутрь втулки 17 ввернут регулировочный винт 20. На торцевой поверхности регулировочного винта имеется паз, в который входит ребро 8 тормозной колодки. Поэтому винт не может поворачиваться, а может только перемещаться вдоль своей оси при повороте регулировочной втулки.

При торможении усилие от тормозной камеры передается через шток 16, ролики 14 на плунжеры 18. Вместе с плунжерами перемещаются регули-

ровочные втулки 17 и регулировочные винты 20, прижимая колодки к тормозному барабану. Если зазор между тормозным барабаном и накладками колодок соответствует заданной величине, то при перемещении плунжеров 18 зубья штифтов 19 находятся в зацеплении с одними и теми же витками резьбы регулировочной втулки 17, которая скользит относительно неподвижного штифта 19 и слегка поворачивается.

Если зазор между тормозным барабаном и накладками колодок превосходит заданную величину, то перемещение плунжера 18 и регулировочной втулки 17 увеличивается. В результате увеличивается также поворот регулировочной втулки 17 настолько, что штифт 19 перемещается через витки упорной резьбы регулировочной втулки и вступает в зацепление с соседними витками резьбы. Такое перемещение штифта в новое положение возможно благодаря храповому профилю зубьев. При выключении тормоза, когда плунжер, регулировочная втулка и регулировочный винт возвращаются в исходное положение, регулировочная втулка поворачивается относительно неподвижного штифта, вызывая этим осевое перемещение регулировочного винта 20. Это обеспечивает перемещение колодок тормоза в сторону тормозного барабана и заданный зазор между накладкой и барабаном.

### *Дисковые тормоза*

*Дисковые тормоза* широко используются как в колесных, так и в гусеничных тракторах. Тормоза бывают сухие и мокрые, по месту 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. 6.6. 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 установлены 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 прижимаются друг к другу пружинами 6. 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 тем самым тормозные диски 2 и 5 к неподвижным упорным дискам 8, соединенных 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 тем самым момент трения тормоза и останавливая тормозной вал 1. Этим как раз и обеспечивается эффект сервоусиления в тормозе. При вращении тормозного вала по часовой стрелке в ограничитель-

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

Таким образом, рассмотренный тормоз полностью уравновешен, так как не нагружает подшипники тормозного вала. Кроме того, он при малом усилии на педали управления обеспечивает высокую эффективность торможения.

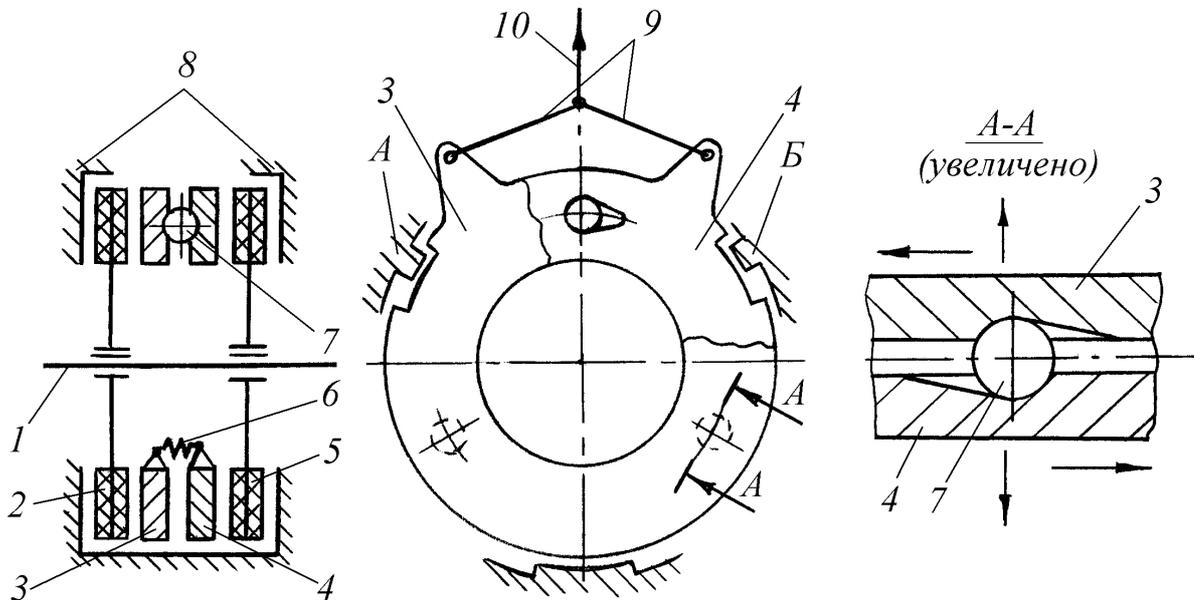


Рис. 6.6. Схема закрытого дискового тормоза с сервоусилением

Регулировка необходимых зазоров между дисками в тормозе осуществляется изменением длины тормозной тяги 10.

*Дисковые тормоза открытого типа* выполняются только сухими, получили широкое распространение в автомобилях и в последние годы в тракторах малых тяговых классов. Тормоз (рис. 6.7) 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. Этим как раз и определено название тормоза (дисковый тормоз открытого типа). Важнейшим элементом дискового тормоза является тормозная скоба 3, несущая и направляющая тормозные колодки 2. Дисковые тормоза открытого типа бывают с плавающей тормозной скобой (рис. 6.7,а) и с фиксированной (рис. 6.7,б).

В дисковом тормозе с плавающей тормозной скобой (рис. 6.7,а) тормозной гидравлический цилиндр устанавливается 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 она прижимает к диску вторую тормозную колодку. Однако плавающая тормозная скоба имеет существенный недостаток: при изнашивании, загрязне-

нии или коррозии направляющих возникает односторонний износ накладок тормозных колодок и диска.

В дисковом тормозе с фиксированной тормозной скобой (рис. 6.7,б) в тормозной скобе 3 оппозитно размещаются поршни 4, прижимающие тормозные колодки 2 к диску 1 одновременно с двух сторон. Данная схема тормоза обеспечивает равномерность изнашивания фрикционных накладок тормозных колодок, имеет более жесткую конструкцию тормозной скобы и поэтому применяется при необходимости обеспечения больших величин тормозных моментов.

Главным преимуществом дисковых тормозов открытого типа перед колодочными и ленточными является высокая стабильность характеристик и хорошее охлаждение тормозного диска, а также малая инерционность вращающегося тормозного диска по сравнению со шкивом у ленточного тормоза и тормозным барабаном у колодочного. Кроме этого 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. 6.7,б).

Однако дисковые тормоза открытого типа не уравновешены, так как создают радиальную нагрузку на опоры тормозного вала.

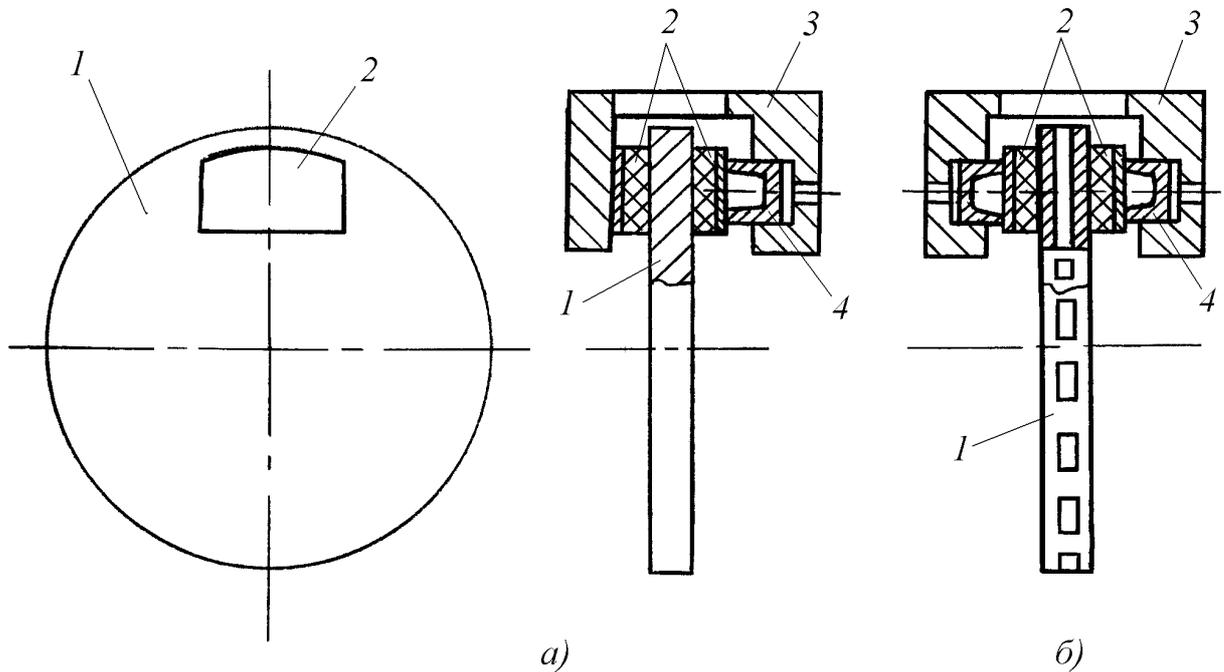


Рис. 6.7. Схемы дисковых тормозов открытого типа:  
а – с плавающей тормозной скобой; б – с фиксированной тормозной скобой

В современных конструкциях тракторов широкое применение получили *дисковые тормоза, работающие в масле* (рис. 6.8). Тормоз состоит из корпуса 6, пакета дисков трения (фрикционных дисков с металлокерамикой 3 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 (рис. 6.8,а) выполнены специальные масло-сборные кольцевые канавки *A* и *B* 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. 6.8,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 *C*, по которому масло под давлением подается на охлаждение дисков тормоза. При выключении тормоза золотник перекрывает отверстие *C* и подача масла на диски прекращается.

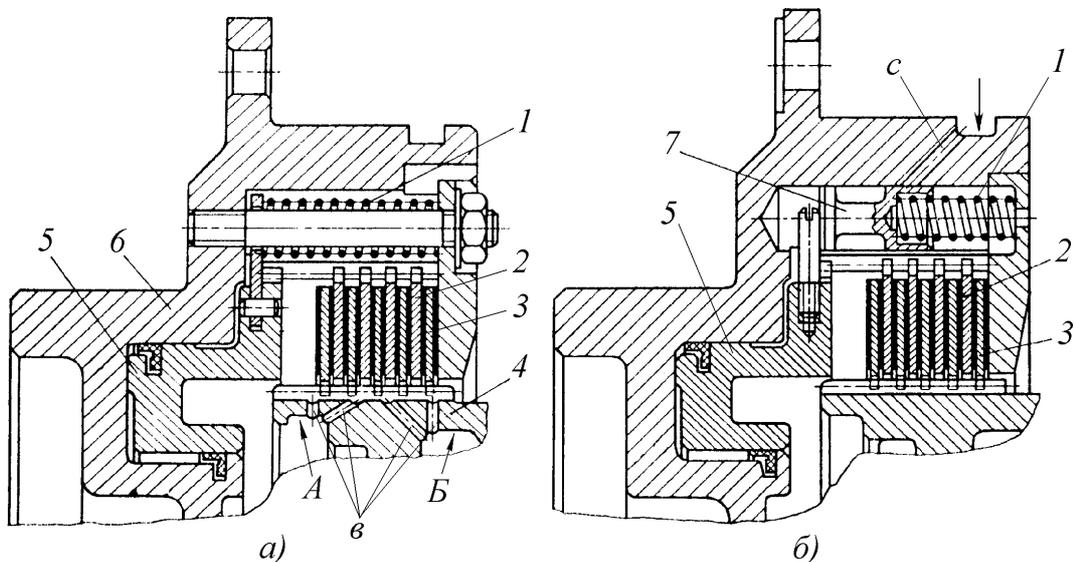


Рис. 6.8. Дисковые тормоза:

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

Дисковые тормоза, работающие в масле, полностью уравновешены, по долговечности превосходят все ранее рассмотренные типы тормозов и потому перспективны для применения в современных тракторах. Единственным их недостатком является высокая стоимость.

### 6.3. Материалы пар трения тормозов

Важнейшими элементами тормоза являются детали, составляющие пару трения – фрикционные накладки и тормозные шкивы (у ленточного тормоза), барабаны (у колодочного тормоза) и диски (у дискового тормоза).

В дисковых тормозах, работающих в масле, металлические диски изготавливают из стали, а в качестве фрикционных накладок тормозных дисков применяют металлокерамику на медной или железной основах. Более широко применяются фрикционные диски с металлокерамикой на медной основе.

При этом, как и в мокрых фрикционных сцеплениях на поверхностях трения металлокерамики выполняют специальные канавки для подачи масла в зону трения.

В ленточных тормозах, работающих в масле, фрикционные накладки изготавливают из специальных полимерных композитных материалов с маслостойким связующим.

В сухих тормозах, как правило, применяют фрикционные композитные полимерные материалы на комбинированном связующем, выдерживающие высокие температуры (до 450...650 °С) и давления (до 3...5 МПа).

В ленточных тормозах наладки 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, шкивы и барабаны сухих тормозов изготавливают из чугуна. Это вызвано тем, что чугун обеспечивает в паре с современными фрикционными накладками высокий коэффициент трения, хорошо работает на сжатие, обладает достаточной теплопроводностью, что обеспечивает быстрый отвод тепла с поверхности трения.

#### ***6.4. Уход за тормозами***

Он состоит в периодической промывке поверхностей трения сухих тормозов и регулировке необходимого зазора между ними в выключенном положении. Порядок проведения этих операций оговаривается в инструкциях по техническому обслуживанию каждого 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.

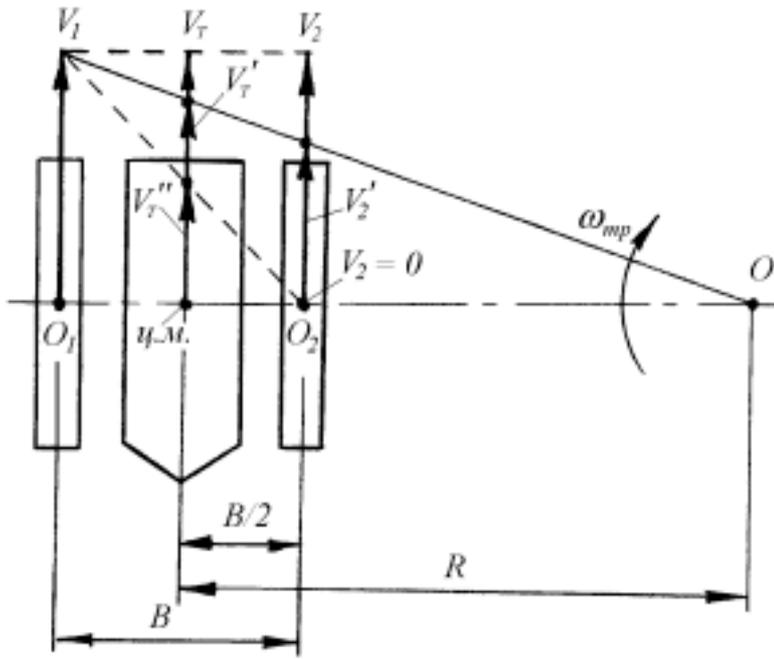
В мокрых дисковых тормозах фрикционные тормозные диски изнашиваются очень мало. Поэтому их замена в эксплуатации осуществляется очень редко.

### ***7. Механизмы поворота гусеничных тракторов***

#### ***7.1. Назначение, предъявляемые требования и классификация механизмов поворота***

Прежде чем рассматривать конструкции механизмов поворота (МП) остановимся на схеме поворота гусеничного трактора (рис. 7.1). Предположим, что трактор движется прямолинейно со скоростью центра масс  $V_T$ . При этом  $V_T = V_1 = V_2$ , где  $V_1$  и  $V_2$  – соответственно скорость левой и правой гу-

сениц трактора. Уменьшим скорость правой гусеницы  $V_2$  до значения  $V_2'$  и нарисуем план скоростей трактора. В результате мы получим точку  $O$ , в которой поступательная скорость равна нулю. Эта точка называется центром поворота трактора. Относительно этой точки трактор совершает поворот с радиусом  $R$ . В дальнейшем условимся под радиусом поворота  $R$  трактора понимать расстояние от центра поворота  $O$  до центра масс трактора.



Таким образом, движение гусениц трактора на повороте состоит из двух движений:

1) поступательное со скоростями  $V_1$  и  $V_2'$  соответственно левой и правой гусениц;

2) вращательное этих гусениц вокруг полюсов поворота  $O_1$  и  $O_2$  с угловой скоростью  $\omega_{мп}$ .

Рис. 7.1. Схема поворота гусеничного трактора

При  $V_2 = 0$  трактор разворачивается на месте вокруг правой гусеницы с радиусом  $R = R_{min} = B/2$ , где  $B$  – поперечная база трактора.

Из представленной схемы (рис. 7.1) следует, что для обеспечения поворота гусеничного трактора необходимо иметь механизм, обеспечивающий изменение поступательных скоростей движения левой и правой гусениц так, чтобы  $V_1 \neq V_2$ . Следовательно, поворот гусеничного трактора происходит за счет придания левой и правой гусеницам различных скоростей 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.

### *Требования, предъявляемые к механизмам поворота*

Помимо общих требований к агрегатам трансмиссии к МП предъявляются следующие специфические требования:

- а) обеспечение устойчивого прямолинейного движения трактора;
- б) обеспечение плавного входа трактора в поворот и плавного выхода из поворота:

- в) малые внутренние потери мощности в МП;
- г) отсутствие значительной дополнительной загрузки двигателя при повороте трактора;
- д) надежность тормозов МП при движении трактора и его стоянке на уклоне.

### *Классификация механизмов поворота*

1. По методу подвода мощности к гусеницам различают 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.

2. По числу фиксируемых радиусов поворота различают одно, двух, многоступенчатые и бесступенчатые МП.

3. По кинематическому признаку различают:

а) МП *первого типа*, которые обеспечивают поворот трактора без снижения скорости центра масс;

б) МП *второго типа*, которые сохраняют при повороте скорость забегающей гусеницы постоянной и равной скорости прямолинейного движения до поворота;

в) 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.

4. По типу МП различают:

а) с *многодисковыми фрикционными муфтами (бортовыми фрикционами)*;

б) с *планетарными механизмами*;

в) с *двумя параллельными коробками передач (бортовыми коробками передач)*;

г) с *дифференциальными механизмами*.

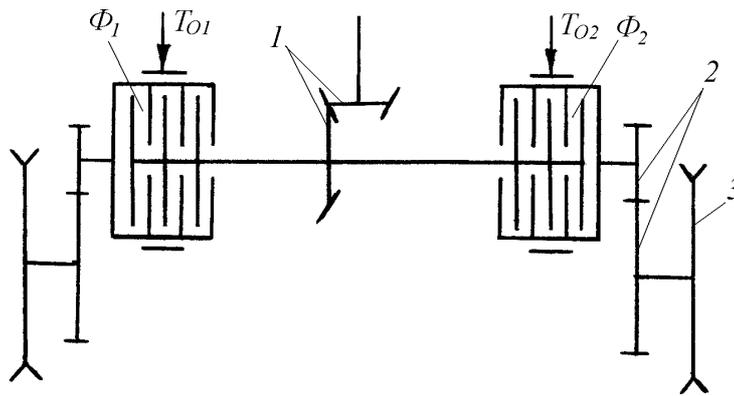
В современных тракторах применяют первые три типа МП.

### **7.2. Конструкции механизмов поворота**

МП с многодисковыми фрикционными муфтами (бортовыми фрикционами) (рис. 7.2) размещается между центральной 1 и конечной 2 передачами трактора. МП состоит их двух многодисковых фрикционных муфт  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  (далее по тексту фрикционов) и двух остановочных тормозов  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$ . Управление поворотом трактора осуществляется четырьмя элементами: двумя фрикционами  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  и двумя тормозами  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$ .

При прямолинейном движении трактора фрикционы  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  включены, а тормоза  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$  выключены. В результате крутящий момент от центральной передачи 1 передается через фрикционы  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  и далее через шестерни конечной передачи 2 на левое и правое ведущие колеса 3 трактора. Поскольку между ведущими колесами трактора существует жесткая кинематическая связь, то он движется, сохраняя устойчивость прямолинейного движения в независимости от сопротивлений качению левой и правой гусениц. Таким образом при прямолинейном движении трактора фрикционы  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  всегда включены.

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



*Первый случай* – поворот трактора со свободным радиусом (радиус поворота трактора изменяется в зависимости от изменения силы сопротивления качению правой гусеницы).

Рис. 7.2. МП с многодисковыми фрикционными муфтами

Для его осуществления отключается правый фрикцион  $\Phi_2$ . В результате прекращается подвод мощности к правой гусенице, скорость ее уменьшается по не известному нам закону и трактор поворачивает направо со свободным радиусом. Схема поворота трактора с данным МП представлена на рис. 7.1. 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 его центра масс и по кинематическому признаку относится к МП второго типа.

*Второй случай* – поворот направо с заданным фиксируемым радиусом  $R = R_{min} = B/2$ . Для этого необходимо последовательно после отключения правого фрикциона  $\Phi_2$  (см. рис. 7.2) включить правый остановочный тормоз  $T_{O2}$ , что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы. На схеме поворота трактора (рис. 7.1) 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).

МП с многодисковыми фрикционными муфтами отличается простотой конструкции. Но вместе с тем он имеет и недостатки: низкая долговечность фрикционных муфт при условии их работы в сухую и большие габариты.

Однако, несмотря на отмеченные недостатки, они получили широкое применение даже в мощных и сверхмощных гусеничных тракторах, где применяют многодисковые фрикционы и тормоза, работающие в масле.

Одноступенчатый планетарный МП (рис. 7.3) состоит из двух планетарных рядов, размещенных между центральной 1 и конечной 6 передачами трактора, двух остановочных  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$  и двух поворотных  $T_{П1}$  и  $T_{П2}$  тормозов. МП может выполняться с разнесенными планетарными рядами (см. рис. 7.3,а) и с планетарными рядами, выполненными в одном общем корпусе (см. рис. 7.3,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.

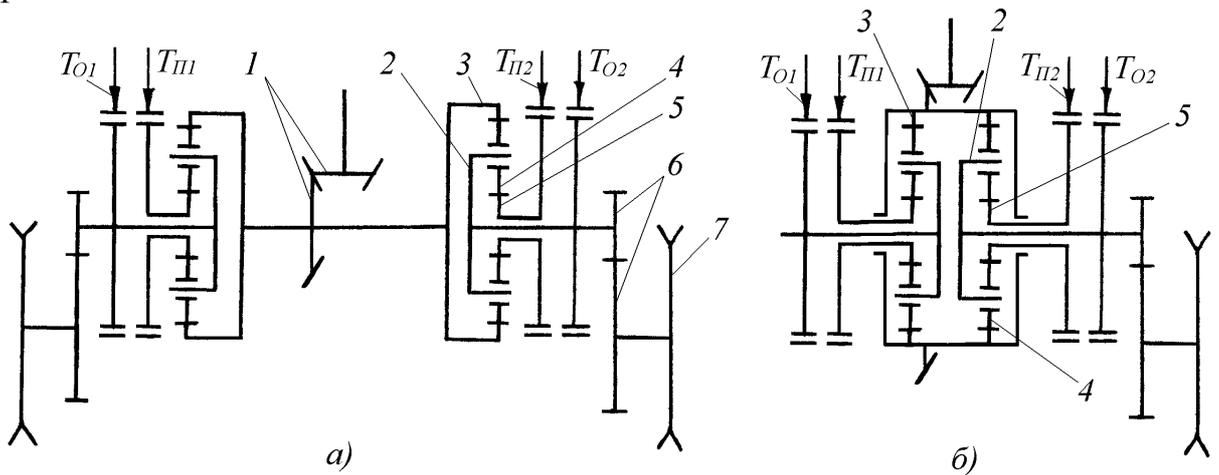


Рис. 7.3. Одноступенчатый планетарный МП:  
 а – с разнесенными планетарными рядами; б – с планетарными рядами, установленными в одном общем корпусе; 1 – центральная передача; 2 – водило; 3 – эпициклическая шестерня; 4 – сателлит; 5 – солнечная шестерня; 6 – конечная передача; 7 – ведущее колесо

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  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$  выключены. Поворотные тормоза связаны с солнечными шестернями 5 планетарных рядов и удерживают их в заторможенном состоянии. В результате при прямолинейном движении трактора крутящий момент от центральной передачи 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. При этом водила 2 левого и правого планетарных рядов вращаются медленнее эпициклических шестерен 3, так как передаточное число механизма поворота  $u_{МП} > 1$ . Для данных схем МП  $u_{МП} = (1 + K) / K$ , где  $K$  – характеристика планетарного ряда (передаточное число при остановленном водиле).  $K = Z_C / Z_a$ , где  $Z_C$  и  $Z_a$  – соответственно число зубьев эпициклической и солнечной шестерен планетарного ряда. В существующих конструкциях одноступенчатых планетарных МП  $K = 2 \dots 3$ . Тогда передаточное число МП  $u_{МП} = 1,33 \dots 1,5$ . Следовательно, МП увеличивает общее передаточное число трансмиссии трактора, что позволяет уменьшить передаточные числа других агрегатов трансмиссии и облегчить условия их работы. При этом обеспечивается устойчивость прямолинейного движения трактора.

Рассмотрим поворот трактора направо. Здесь возможны два случая.

*Первый случай* – 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, и к правой гусенице.

*Второй случай* – 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  $T_{O2}$ , что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы.

Основными достоинствами одноступенчатого планетарного МП являются:

- а) компактность конструкции;
- б) наличие передаточного числа  $u_{МП} > 1$ , позволяющего уменьшить передаточные числа других агрегатов трансмиссии, что облегчает условия их работы.

Недостатком данного МП являются повышенные требования к качеству изготовления планетарных рядов.

Одноступенчатый планетарный МП получил широкое применение в отечественных гусеничных тракторах.

В рассмотренных схемах МП (рис. 7.3) 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, где аналогичный подвод мощности осуществляется через солнечные шестерни планетарных рядов (см. рис. 7.4). Эта схема применяется при необходимости получения больших передаточных чисел МП. Здесь  $u_{МП} = 1 + K$ . Тогда при  $K = 2...3$   $u_{МП} = 3...4$ , что примерно в 2 ... 2,5 раза больше, чем в ранее рассмотренных схемах.

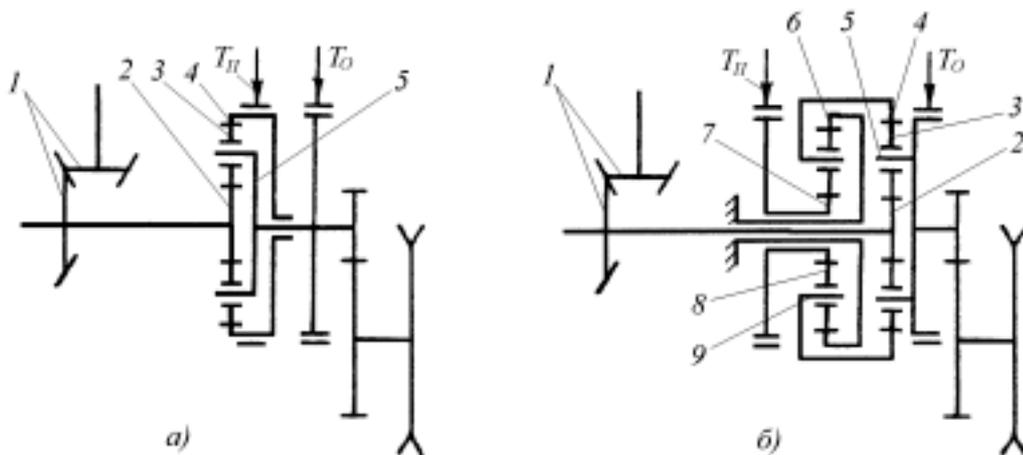


Рис. 7.4. Схемы одноступенчатых планетарных МП: 1 – центральная передача; 2 – солнечная шестерня; 3 – сателлит; 4 – эпициклическая шестерня; 5 – водило; 6, 7, 8 и 9 – соответственно эпициклическая шестерня, солнечная шестерня, сателлит и водило дополнительного планетарного ряда;  $T_{П}$  – тормоз поворотный;  $T_{O}$  – тормоз остановочный

Главным недостатком такой схемы (см. рис. 7.4,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 (см. рис. 4.5.34,б). Такая схема МП используется в тракторе Т-180.

Все одноступенчатые планетарных МП обеспечивают поворот трактора со снижением скорости его центра масс и потому по кинематическому признаку относятся к механизмам поворота второго типа. Схема поворота гусеничного трактора с такими МП представлена на рис. 7.1.

Двухступенчатый планетарный МП (рис. 7.5) состоит из двух планетарных рядов, размещенных между центральной 1 и конечной 6 передачами трактора, двух остановочных  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$  и двух поворотных  $T_{П1}$  и  $T_{П2}$  тормозов и двух блокировочных фрикционов  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ .

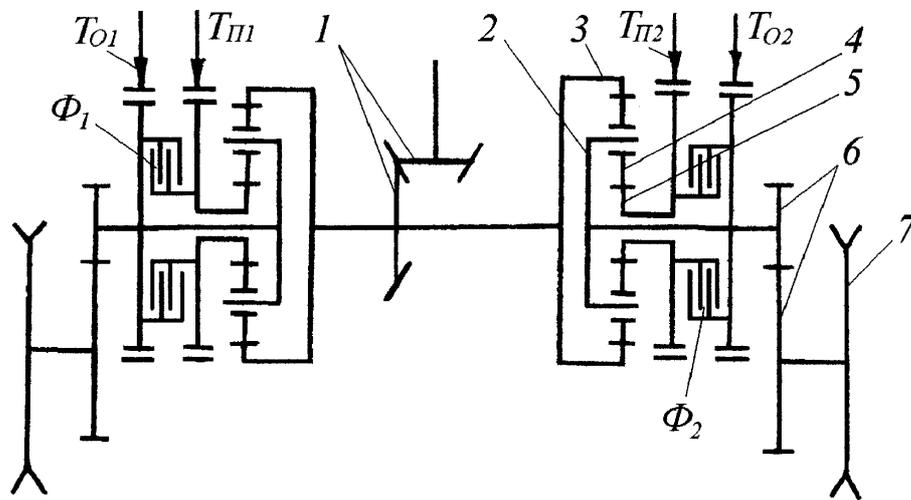


Рис. 7.5. Двухступенчатый планетарный МП:  
1 – центральная передача; 2 – водило; 3 – эпициклическая шестерня; 4 – сателлит; 5 – солнечная шестерня; 6 – конечная передача; 7 – ведущее колесо

Внешне схема двухступенчатого планетарного МП напоминает одноступенчатый планетарный МП. Только здесь дополнительно между солнечной шестерней 5 и водилом 2 каждого планетарного ряда установлен блокировочный фрикцион  $\Phi$ . Это незначительное усовершенствование конструкции существенно расширяет возможности МП.

Рассмотрим прямолинейное движение трактора. Здесь возможны два случая.

*Первый случай* – прямолинейное движение трактора на повышенной скорости на заданной передаче в коробке передач (КП). Для его осуществления слева и справа включаются блокировочные фрикционы  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ , которые блокируют планетарные ряды. При этом передаточное число МП  $u_{МП} = 1$  и трактор движется прямолинейно на заданной передаче в КП.

*Второй случай* – прямолинейное движение трактора на пониженной скорости на заданной передаче в КП. Для этого слева и справа включаются

поворотные тормоза  $T_{П1}$  и  $T_{П2}$ , которые останавливают солнечные шестерни 5 планетарных рядов. В результате передаточное число МП увеличивается до значения  $u_{МП} = 1,33 \dots 1,5$  при  $K = 2 \dots 3$ , что приводит к потере 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*. Здесь возможны *пять случаев*. В качестве примера будем рассматривать поворот трактора направо.

Предположим, что трактор движется прямолинейно на повышенной скорости на заданной передаче в КП (слева и справа включены блокировочные фрикционы  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ ).

*Первый случай* – поворот со свободным радиусом  $R$ . Для этого отключается правый блокировочный фрикцион  $\Phi_2$ , что приводит к разрыву потока мощности к правой гусенице.

*Второй случай* – поворот с заданным фиксированным радиусом  $R = R_{min} = B/2$ . Для его осуществления необходимо последовательно после отключения правого блокировочного фрикциона  $\Phi_2$  включить правый остановочный тормоз  $T_{O2}$ , что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы.

*Третий случай* – поворот трактора с заданным фиксированным радиусом  $R > R_{min} = B/2$ . Для этого справа после отключения блокировочного фрикциона  $\Phi_2$  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  $T_{П2}$ ).

*Четвертый случай* – 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 похож на первый случай, но отличается величиной скорости движения забегавшей гусеницы.

*Пятый случай* – поворот с заданным фиксированным радиусом  $R = R_{min} = B/2$ . Для его осуществления необходимо последовательно после отключения правого поворотного тормоза  $T_{П2}$  включить правый остановочный тормоз  $T_{O2}$ , что приведет к остановке правой гусеницы и повороту трактора на месте вокруг этой гусеницы. Этот случай поворота напоминает второй, но

отличается от него скоростью движения забегающей гусеницы. Здесь скорость забегающей гусеницы меньше, чем во втором случае поворота.

Таким образом, мы разобрали все возможные случаи поворота трактора с данным МП. При этом отмечаем, 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. 7.6) применяется как на сельскохозяйственных тракторах общего назначения, так и на промышленных тракторах. МП состоит из двух параллельных (бортовых) КП и двух остановочных тормозов  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$ . Переключение передач в КП осуществляется с помощью фрикционных муфт с гидроподжатием.

Здесь возможны три случая поворота трактора. В качестве примера рассмотрим поворот трактора направо.

*Первый случай* – поворот со свободным радиусом  $R$ . Для этого отключается фрикционная муфта с гидроподжатием в  $КП_1$ , что приводит к разрыву потока мощности к правой гусенице и повороту трактора направо со свободным радиусом.

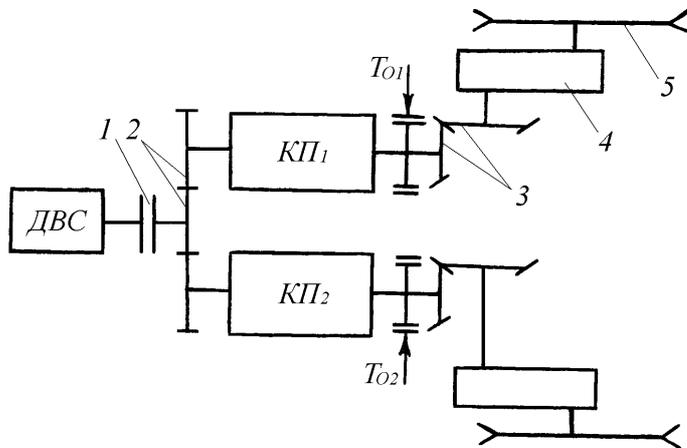


Рис. 7.6. Структурная кинематическая схема гусеничного трактора с двумя бортовыми КП: 1 – фрикционное сцепление; 2 – раздаточный редуктор; 3 – центральная передача; 4 – конечная передача; 5 – ведущее колесо; ДВС – двигатель внутреннего сгорания;  $КП_1$  и  $КП_2$  – соответственно КП правого и левого бортов трактора;  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$  – остановочные тормоза соответственно правого и левого бортов

*Второй случай* – 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  $T_{O1}$ .

*Третий случай* – 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 уменьшением скорости (МП второго типа) и с увеличением скорости. Однако, поскольку поворот трактора с данным МП чаще выполняется с уменьшением скорости центра масс, то 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 ле-

вая и правая гусеницы трактора должны вращаться в разные стороны, но с одинаковыми угловыми скоростями. При этом радиус поворота трактора  $R = 0$ .

МП с бортовыми КП обладает всеми достоинствами ранее рассмотренных схем, 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 применяются в сельскохозяйственном тракторе общего назначения Т-150 и в промышленном тракторе Т-330.

МП с простым дифференциалом (рис. 7.7, а) состоит из простого дифференциала 3 и двух остановочных тормозов  $T_{O1}$  и  $T_{O2}$ . Управление поворотом осуществляется остановочными тормозами. При прямолинейном движении трактора скорости левой  $V_1$  и правой  $V_2$  гусениц и центра масс трактора  $V_T$  равны (см. рис. 7.7, б). Притормаживая тормозом  $T_{O2}$  правую полуось 2 дифференциала, автоматически возрастает частота вращения левой полуоси 1 (согласно кинематическому свойству дифференциала). В результате при постоянной скорости центра масс  $V_T$  скорость правой гусеницы уменьшится до  $V_2'$ , а левой увеличится до  $V_1'$  и трактор поворачивает с радиусом  $R$ . При  $V_2 = 0$  трактор разворачивается на месте вокруг правой гусеницы с радиусом  $R = R_{min} = B/2$ . Поскольку при повороте трактора скорость его центра масс  $V_T$  не изменяется, то данный МП по кинематическому признаку относится к первому типу.

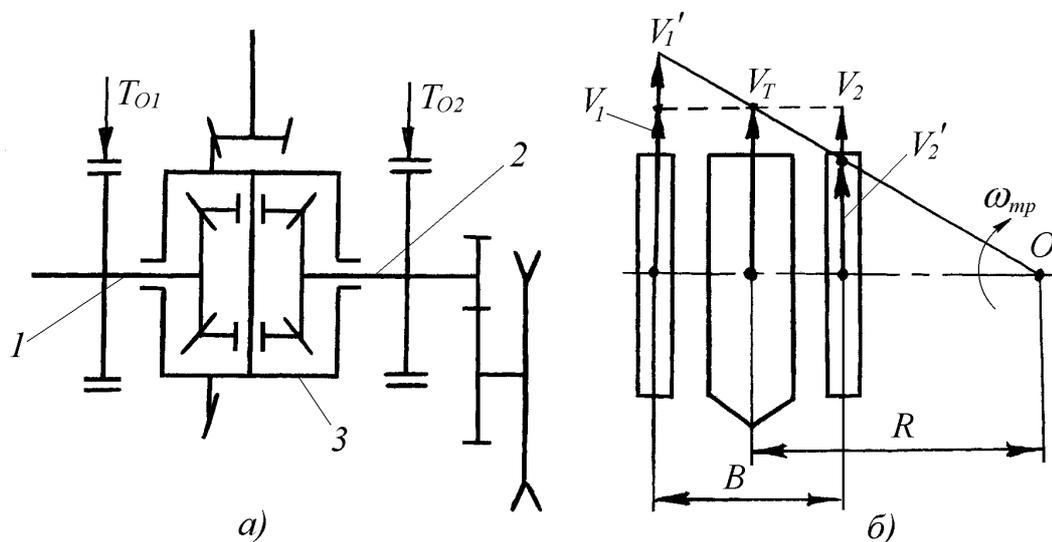


Рис. 7.7. Схема МП с простым дифференциалом и поворота трактора

Достоинствами МП с простым дифференциалом являются простота конструкции и управления. Однако по сравнению с ранее рассмотренными типами МП он при повороте трактора обеспечивает более высокую дополнительную загрузку двигателя и не обеспечивает устойчивость прямолинейного движения трактора. В связи с этим данный тип МП не нашел применения в тракторах.



ГОП 1 изменяется направление и частота вращения выходного вала гидромотора и связанных с ним через шестерни дополнительного привода 2 и 5 солнечных шестерен 8 суммирующих планетарных рядов 12 и 14. Солнечные шестерни вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, но в противоположные стороны. В результате изменяются передаточные числа суммирующих планетарных рядов 12 и 14 (во сколько раз увеличится передаточное число одного ряда, во столько же раз уменьшится передаточное число другого ряда). Следовательно, при повороте трактора увеличивается поступательная скорость одной гусеницы и уменьшается другой, а скорость его центра масс не изменится. В результате на каждой передаче в КП 3 за счет регулирования ГОП 1 обеспечивается бесступенчатое регулирование радиуса поворота трактора в определенном диапазоне. При этом, чем выше номер включенной передачи в КП, тем с большим радиусом поворачивает трактор.

Кроме этого данная схема МП обеспечивает поворот трактора на месте вокруг центра масс при включенной нейтрали в КП. Для этого необходимо на нейтрали в КП включить центральный остановочный тормоз 4, который останавливает эпициклические шестерни 6 суммирующих планетарных рядов 12 и 14. Подвод мощности к ведущим колесам 11 трактора осуществляется только через ГОП 1. Солнечные шестерни 10 вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, но в противоположные стороны. Аналогично им вращаются и водила 7 суммирующих планетарных рядов. В результате левая и правая гусеницы трактора вращаются с одинаковыми скоростями, но в противоположные стороны, что и обеспечивает поворот трактора на месте вокруг центра масс. При этом, изменяя направление и частоту вращения выходного вала ГОП 1, изменяется направление и угловая скорость поворота трактора вокруг центра масс.

Таким образом, мы разобрали одну из широко применяемых схем двухпоточного МП с бесступенчатым изменением радиуса поворота трактора. В данной схеме МП КП влияет на радиус поворота трактора (чем выше передача в КП, тем с большим радиусом поворачивает трактор). Поэтому такие схемы принято называть механизмами передач и поворота (МПП). При этом существуют схемы, в которых МП влияет также и на скорость прямолинейного движения трактора.

*Основными достоинствами двухпоточных МПП являются:*

- устойчивость прямолинейного движения трактора;
- получение большого числа фиксируемых радиусов поворота и возможность их бесступенчатого регулирования;
- возможность изменения скорости при прямолинейном движении трактора и его разворота на месте вокруг центра масс;
- простота и удобство управления поворотом трактора.

*Недостатками двухпоточных МПП являются сложность конструкции и высокая стоимость.*

### **7.3. Управление механизмами поворота гусеничных тракторов**

Управление многодисковыми фрикционными муфтами поворота (бортовыми фрикционами) и тормозами осуществляется системой тяг, рычагов и педалей, приводимой в действие трактористом из кабины трактора. Управление бортовыми фрикционами и поворотными тормозами планетарных МП производится рычагами. Остановочные тормоза управляются чаще всего ножными педалями с защелками для фиксации их в затянутом положении. Каждый борт трактора имеет отдельное управление. Чтобы сократить число органов управления, в некоторых тракторах управление обеими бортовыми фрикционами и остановочными тормозами осуществляют одним рычагом. Такая система применена на тракторе Т-130 (рис. 7.9). 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.

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, меньший  $42^\circ$ , происходит постепенное выключение гидроподжимной муфты борта, в сторону которого поворачивают рулевое колесо. При дальнейшем его вращении (более  $42^\circ$ ) затягивается тормоз этого борта и трактор совершает крутой поворот.

Для облегчения труда тракториста и уменьшения усилий на перемещение рычагов и педалей применяют сервоприводы (усилители), в которых используется энергия растянутых или сжатых пружин, а также энергия двигателя, преобразованная в энергию давления жидкости или воздуха. В соответствии с этим сервоприводы бывают 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 усилие на рычагах управления до 20...40 Н.

В гидравлический сервопривод управления бортовыми фрикционами трактора Т-130 (рис. 7.10) масло под давлением подается насосом, приводимым в движение от двигателя.

Перед входом в усилитель расположен делитель потока 1. 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 4 возрастает, и золотник 9 делителя потока, перемещаясь (на рис. 7.10 вниз), ограничивает его поступление в левый цилиндр, одновременно увеличивая подачу в правый.

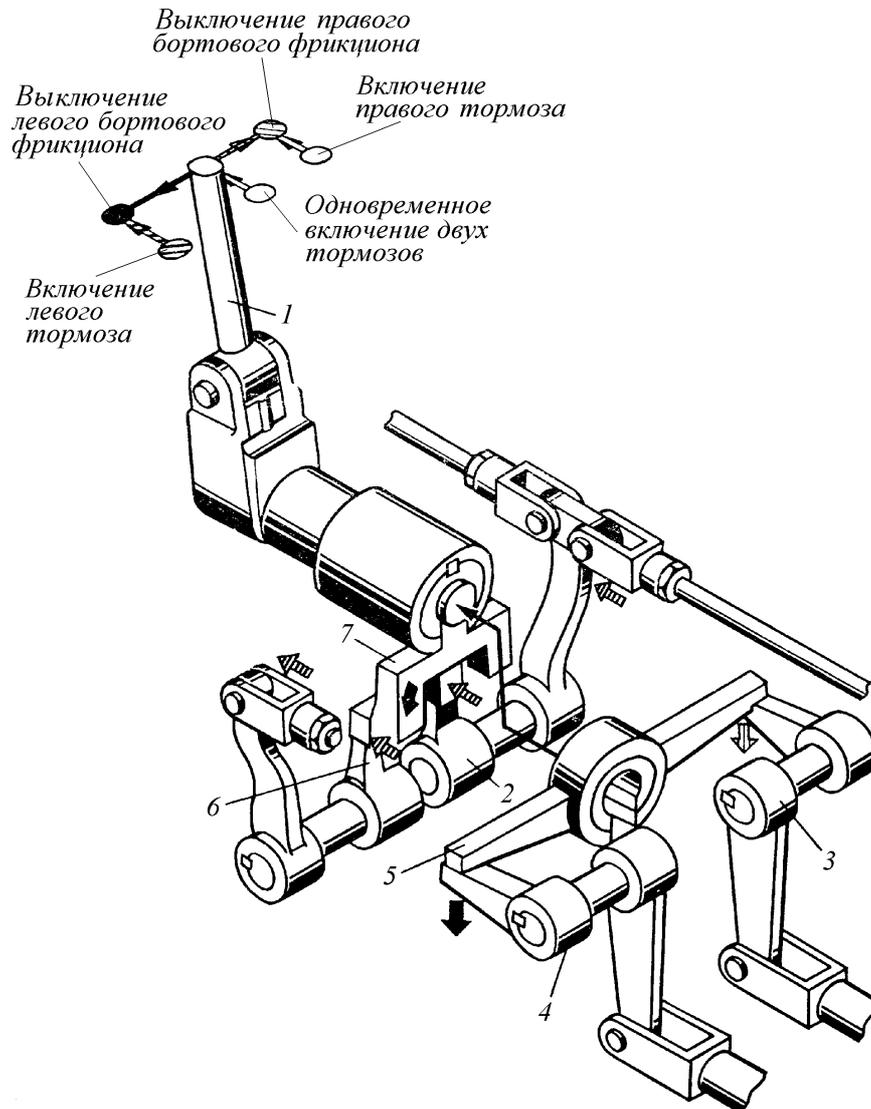


Рис. 7.9. Механизм управления поворотом трактора Т-130

Под действием давления 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. Аналогич-

но рассмотренному работает гидравлический сервопривод управления поворотными тормозами МП в тракторе Т-4А.

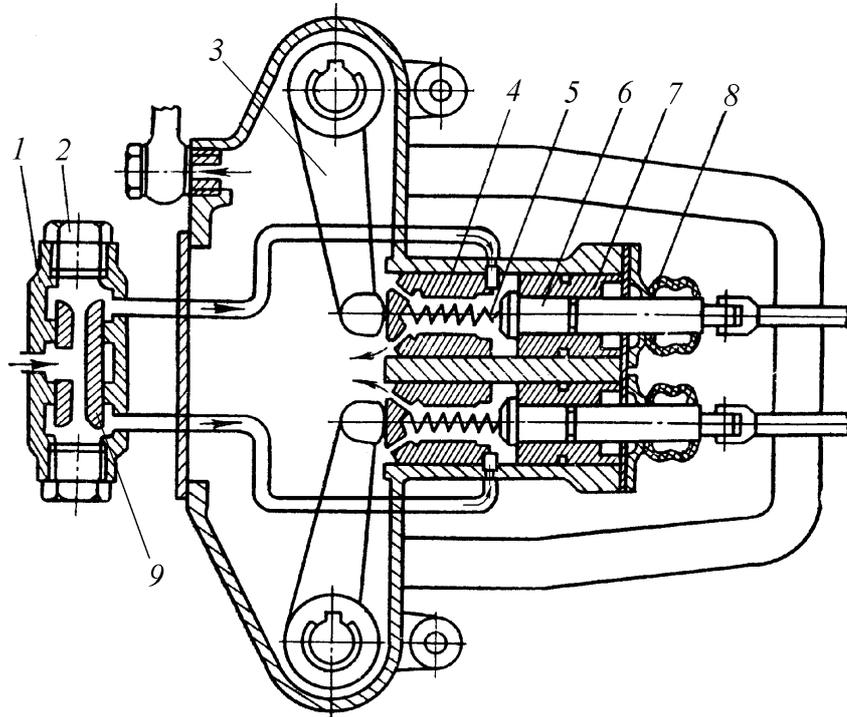


Рис. 7.10. Схема гидравлического сервопривода управления бортовыми фрикционами трактора Т-130: 1 – корпус делителя потока; 2 – пробка канала золотника; 3 – поворотный рычаг; 4 – поршень; 5 – пружина; 6 – толкатель; 7 – втулка толкателя; 8 – защитный чехол; 9 – золотник

#### **7.4. Уход за механизмами поворота**

Он состоит в регулировке свободных ходов педалей и рычагов управления бортовых фрикционов и тормозов, в периодической промывке их поверхностей трения (если применяются фрикционные элементы сухого трения), в проверке уровня масла, доливке его и замены (для планетарных рядов и ГОП дополнительного привода) согласно инструкциям по техническому обслуживанию каждого трактора.

### **8. Тенденции развития механизмов ведущих мостов тракторов**

Необходимо отметить два основных направления в совершенствовании механизмов ведущих мостов тракторов: дальнейшее повышение надежности механизмов, выполняемых по обычным схемам, применяемым в современных тракторах, и интенсивное внедрение новых, более совершенных схем механизмов, качественно меняющих эксплуатационные свойства трактора.

Ввиду того, что многие направления технологического и конструктив-

ного совершенствования существующих схем механизмов одинаковы как для коробок передач, так и для механизмов ведущего моста трактора, ниже будут кратко рассмотрены лишь отличительные, характерные особенности развития последних.

**Центральная передача.** Повышение общей жесткости передачи позволит более широко применять конические шестерни с круговым зубом и гипоидные передачи, обладающие большей плавностью хода, возможностью получения локализованного контакта и, как следствие этого, повышенной долговечностью.

Более широко будут применяться конические зубчатые передачи, не требующие регулировок зацепления в течение гарантийного срока эксплуатации трактора до капитального ремонта. В этой связи ужесточаются требования к точности изготовления деталей передачи и качеству их материалов, а также к качеству сборки и точности регулировки зацепления шестерен. Регулировочные приспособления должны обеспечить точность установки для конических шестерен со спиральным зубом не более 0,1 мм.

В современных конструкциях конической и гипоидной центральных передачах более широко будут применять принудительное смазывание зубьев конической пары в зоне зацепления и циркуляционное смазывание подшипников.

**Дифференциал колесного трактора.** Так как дифференциал всегда komponуется с центральной передачей трактора, то многие тенденции развития последней присущи и дифференциалам.

Широкое распространение получают простые симметричные дифференциалы с принудительной блокировкой и самоблокирующиеся. Более перспективна принудительная блокировка дифференциала с помощью фрикционного сцепления, соединяющего ось вращения сателлитов и полуосевую шестерню. Данный способ позволяет блокировать дифференциал и при движении трактора, что существенно повышает его проходимость.

Среди самоблокирующихся дифференциалов получают распространение только те, у которых коэффициент блокировки  $K_B = Const$ , так как они имеют возможность автоматически приспосабливаться к фону опорной поверхности, по которому движется трактор.

Так называемые обгонные дифференциалы, не имеющие никакого отношения к дифференциалам, но позволяющие левой и правой полуосям вращаться вместе с одинаковой угловой скоростью и отключать одну полуось, передавая весь крутящий момент от корпуса на другую в современных тракторах не найдут широкого применения.

**Конечные передачи трактора.** Продолжаются работы по дальнейшему упрочнению их картеров, рациональному выбору ребер жесткости и их размещению с внутренней стороны картеров, применению дополнительных креплений картеров с корпусом заднего моста трактора и друг с другом, особенно в тракторах с повышенной силой тяги. Перспективным является применение подшипниковых узлов, не требующих периодических регулировок.

Большое внимание будет уделено работам по повышению герметичности внутренней полости картеров конечной передачи. Для этой цели все по-

садочные места неподвижных соединений картеров, стаканов, крышек и т. д. должны быть снабжены маслостойкими прокладками повышенной долговечности, а выходные концы вращающихся валов - уплотнениями, срок службы которых должен быть не ниже расчетной долговечности зубчатых колес. Более широкое применение для уплотнения неподвижных соединений деталей с картером конечной передачи найдут герметики.

**Тормоза.** Повышение энергоемкости и рабочих скоростей современных тракторов сильно осложнило условия работы тормозов, вызывая их повышенный нагрев и износ. В этой связи наиболее важными являются работы по созданию новых экологически чистых фрикционных материалов, которые должны иметь стабильный и достаточной величины коэффициент трения при высоких температурах и износостойкость, обеспечивающую гарантийный срок службы тормозов.

Перспективны работы по созданию более совершенных конструкций тормозов, отличающихся большей энергоемкостью, автоматической регулировкой зазоров между фрикционными элементами, более эффективным охлаждением трущихся поверхностей тормоза и лучшей их защитой от внешней абразивной среды.

В тракторах более широкое применение найдут сухие дисковые тормоза открытого типа и мокрые дисковые и ленточные тормоза.

Наиболее перспективно применение мокрых дисковых тормозов.

**Механизмы поворота гусеничных тракторов.** В современных гусеничных тракторах предполагается широкое применение различных типов МП (с многодисковыми фрикционными муфтами, одноступенчатых планетарных, с бортовыми КП и др.).

Необходимость повышения маневренности мощных промышленных тракторов расширит применение МП с бортовыми КП.

В сельскохозяйственных и промышленных тракторах более широкое применение получают МП с многодисковыми фрикционными муфтами, работающими в масле.

В связи с применением на новых моделях тракторов резиновых армированных гусениц, позволяющих выполнять работы на асфальтовом дорожном покрытии с более высокими скоростями в транспортных потоках с автомобилями, намечается тенденция к применению двухпоточных МП.

## *Литература*

1. Советские тракторы/ Под. Ред. И. Б. Барского. – М.: Машиностроение, 1970. –369 с.
2. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. –304 с.
3. Сергеев Л. В., Кадобнов В. В. Гидромеханические трансмиссии быстросходных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.