

Лекция 13. Трансмиссия тракторов и автомобилей.

1. Назначение и классификация трансмиссии автомобилей и тракторов (силовой передачи).
2. Общее устройство трансмиссии. Устройство и назначение: муфты сцепления, коробки переменных передач, раздаточной коробки, ведущих мостов, карданных передач.

Трансмиссия автомобилей и тракторов, общее устройство

1. Назначение и классификация. Система деталей и узлов, передающая энергию двигателя ведущим колесам (звездочкам) и другим рабочим органам машин, называется трансмиссией. Трансмиссия изменяет частоту вращения ведущих органов машин и подводимого к ним крутящего момента в заданных пределах по величине и направлению.

Передаточное число изменяется с помощью передач, по типу которых классифицируются трансмиссии. Существуют трансмиссии с механическими, гидравлическими и электрическими передачами (рис. 2).



Рис. 2. Классификация трансмиссий

В механических трансмиссиях изменение передаточного числа может быть как ступенчатым, так и бесступенчатым, а в гидравлических и электрических – всегда бесступенчатым. Однако в чистом виде две последние передачи обычно не применяются. Наряду с электрическими и гидравлическими агрегатами в трансмиссии автомобилей и тракторов, как правило, имеются дополнительные коробки передач, зубчатые редукторы, включенные последовательно или параллельно с бесступенчатыми передачами. Поэтому существующие автотракторные трансмиссии делят на механические, гидромеханические, гидрообъемные и электромеханические.

Электрические передачи находят применение в основном на машинах большой мощности. При малых мощностях они получают переутяжеленными и имеют низкий КПД. Применяются электромеханические трансмиссии постоянного и переменного тока. Электрическая передача преобразует крутящий момент бесступенчато. Кроме свойства бесступенчатости, плавно изменять крутящий момент электромеханические трансмиссии обладают рядом преимуществ при использовании их на многоприводных автомобилях высокой грузоподъемности и проходимости: свободный выбор колесной формулы и простота общей компоновки; более простая возможность привода прицепных звеньев (сравнительно с механической передачей); упрощенная механическая часть привода, меньшая масса трансмиссии на единицу массы машины для автомобилей с двигателем мощностью более 700...800 кВт.

Несмотря на ряд преимуществ, электропередача пока не получила широко-

го распространения на автомобилях и тракторах из-за следующих недостатков: больших масс агрегатов трансмиссии, превышающих массы механических и гидромеханических трансмиссий (8...15 кг/кВт); сравнительно низкого КПД; большого расхода дорогостоящих цветных металлов; высокой стоимости изготовления; относительно больших величин неподрессоренных масс.

В последнее время ведутся работы по разработке и внедрению гибридных силовых установок, суть которых состоит в том, что на автомобиле установлен двигатель внутреннего сгорания, который заряжает тяговые литий ионные аккумуляторные батареи. Привод колес осуществляется электродвигателем, получающим энергию от заряженных аккумуляторов. Возможно также использование электродвигателей, установленных в колесах (мотор-колесо). Существует кинематическая схема гибридной силовой установки, в которой привод колес производится как при помощи ДВС, так параллельно и при помощи электродвигателя, с различной интенсивностью, в зависимости от степени разрядки тяговых батарей. Преимуществом таких силовых установок является минимальная токсичность выбросов ДВС, экономия топлива, возможность зарядки тяговых батарей при торможениях (рекуперация) и полное отключение ДВС при полностью заряженных тяговых батареях. Недостатки гибридной силовой установки аналогичны электрическим трансмиссиям.

Наибольшее распространение на современных отечественных и зарубежных лесных автомобилях и тракторах, получили механические, гидромеханические и гидрообъемные трансмиссии.

Механические трансмиссии отличает простота конструкции, надежность, высокий КПД (0,9...0,95), низкая стоимость. Удельная масса таких трансмиссий 3...6 кг/кВт, что значительно ниже, чем у других типов передач. Недостатками механической трансмиссии являются: ступенчатое регулирование передаточного числа, разрыв силового потока и ударные нагрузки при переключении передач, трудность управления, сложность компоновки на многоприводных автомобилях. Тем не менее, перечисленные положительные качества механических трансмиссий обуславливают их повсеместное применение на современных лесных автомобилях и тракторах.

В гидравлических передачах энергия двигателя передается через бесступенчатый гидравлический преобразователь замкнутым потоком рабочей жидкости. Если при этом используется кинетическая энергия жидкости, то такие передачи называются гидродинамическими, давление жидкости в них до 0,3...0,8 МПа при скорости потока 20...30 м/с.

Перечень агрегатов и компоновочные схемы механических трансмиссий лесных машин с различными колесными формулами и типом движителя приведены на рис. 60.

Гидрообъемными называются передачи, в которых энергия передается за счет изменения статического напора (10...40 МПа), а скорость потока при этом не выше 5 м/с.

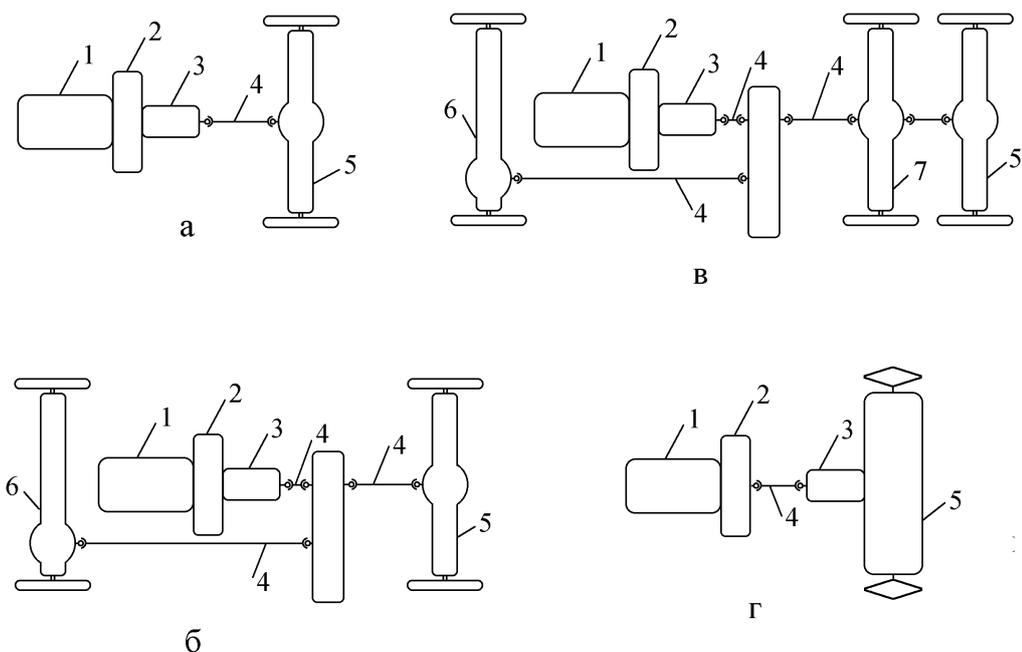


Рис. 60. Компонировочные схемы механических силовых передач: а – колесная формула 4×2; б – колесная формула 4×4; в – колесная формула 6×6; г – гусеничный трактор: 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – задний ведущий мост; 6 – передний ведущий мост; 7 – средний ведущий мост

2. Сцепление. Сцепления тракторов и автомобилей служат для передачи крутящего момента двигателя, временного отсоединения двигателя от трансмиссии и плавного их соединения. Такая необходимость возникает при трогании с места, переключении передач, кратковременной остановке машины, а также при получении малых (ползучих) скоростей. Сцепления устанавливают между двигателем и коробкой передач.

Конструкция сцеплений должна обеспечивать следующие основные требования: надежно передавать крутящий момент двигателя ведущему валу трансмиссии; обеспечивать полное (чистое) включение и выключение сцепления; ведомая часть сцепления должна обладать небольшим моментом инерции, чтобы максимально снижать ударные нагрузки на зубья шестерен; поддерживать допустимый тепловой режим работы во избежание перегрева и обгорания поверхностей трения; надежно предохранять детали трансмиссии от перегрузок; обеспечивать гашение высокочастотных крутильных колебаний, вызываемых работой двигателя; быть легким и удобным в управлении.

По способу передачи крутящего момента сцепления делятся на фрикционные, гидравлические и электрические. В практике современного лесного автотракторостроения распространение получили первые два типа сцеплений. Электрические муфты не получили распространения, так как из-за остаточного магнетизма в них трудно обеспечить чистоту выключения. Механические дисковые сцепления тракторов и автомобилей делятся по некоторым основным признакам (рис. 1).

По роду трения дисковые сцепления делятся на «сухие» и «мокрые». Диски первых работают в сухих корпусах без смазки, а диски «мокрых» сцеплений работают в масле. Они сложнее, но имеют больший моторесурс. Для тракторов с мощностью двигателя до 100 кВт целесообразно применять «сухие» сцепления, а

свыше 100 кВт «мокрые».



Рис. 1. Классификация автотракторных сцеплений

По числу ведомых дисков сцепления разделяются на однодисковые, двухдисковые и многодисковые. На сухих муфтах применяют не более двух дисков, а на мокрых – не более пяти. Это объясняется неравномерностью распределения давления по поверхности дисков.

По типу нажимного устройства различают сцепления постоянно замкнутые, если нажимной механизм пружинного типа, и непостоянно замкнутые, когда нажимной механизм рычажно-пружинного типа. В первых давление создается пружинами, постоянно прижимающими диски друг к другу. В рычажно-пружинных сцеплениях давление на диски создается нажимным механизмом и сохраняется за счет сил упругих деформаций рычажной системы механизма включения.

Редко встречающиеся полуцентробежные муфты, в которых давление создается нажатием пружин и центробежными силами специальных грузов, также относятся к постоянно замкнутым сцеплениям. В настоящее время непостоянно замкнутые муфты в качестве главных сцеплений не применяются.

Выбор сцепления определяется типом и назначением машины в целом и условиями ее эксплуатации. Важным фактором надежности работы сцепления является тепловой режим. Для отвода и рассеивания тепла применяют массивные ведущие диски, вентиляционные отверстия, оребрение поверхностей, предохранение трущихся деталей от попадания абразива.

На лесовозных автомобилях и трелевочных тракторах применяют постоянно замкнутые сцепления. Сцепление (рис. 61) устанавливают на маховике 1 (традиционная компоновка). К ведущей части сцепления относится маховик, кожух 12 и соединенный с ними нажимной диск 3. Ведомая часть состоит из ведомого диска 2 и вала 5. Ведомый и нажимной диски прижимаются к маховику пружинами 4, упирающимися в кожух 12. Пружины (от 9 до 19 штук) создают нажимное усилие 8...10 кН. При отпущенной педали управления 9 пружины прижимают поверхности трения друг к другу, поэтому сцепление называется постоянно замкнутым. Диски разъединяются механизмом управления. В него входят педаль сцепления, тяга 9, рычаг управления 10, выжимная муфта 8 с подшипником, выжимные рычаги 7, закрепленные шарнирно на стойках, и тяги 6, соединенные с нажимным диском. При нажатии на педаль выжимная муфта поворачивает рычаги 7 и нажимной диск 3 отводится от маховика, преодолевая силу нажимных пружин и сцепление выключается (не передает крутящий момент).

Однодисковые муфты отличаются высокой «чистотой» выключения (зазор между поверхностями дисков 0,8...1 мм). Их использование, как правило, ограничено до $M_e=700...800$ Н·м. Зазор А необходим для компенсации износа трущихся поверхностей. В случае их износа рычаги 7 не должны упираться в выжимную муфту 8. Это вызовет снижение сжатия нажимных дисков и соответственно момента трения муфты, а также быстрый износ выжимного подшипника.

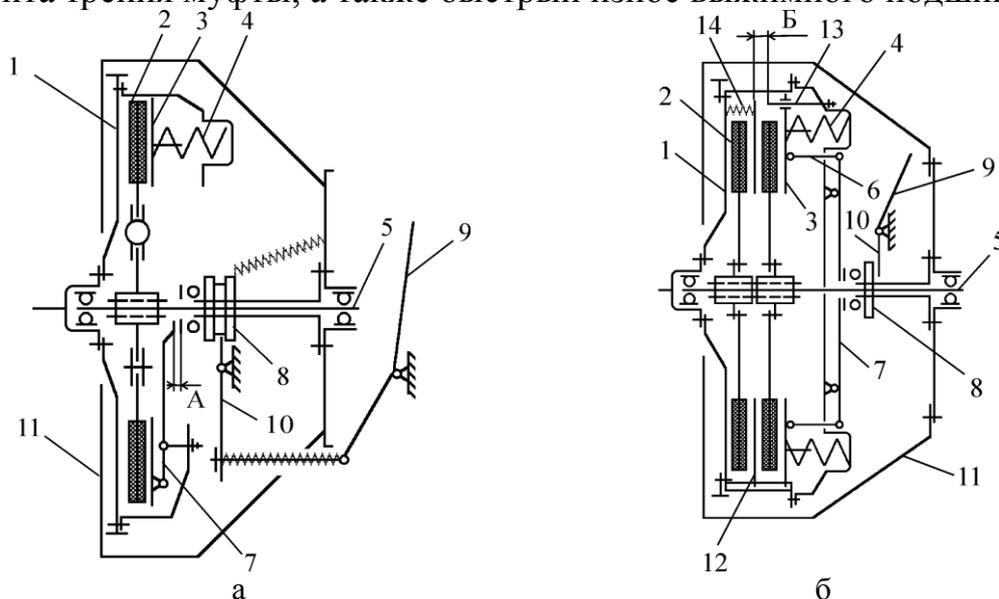


Рис. 61. Схемы муфт сцепления: а – однодисковые; б – двухдисковые; $A=2...4$ мм; $B=1...2$ мм

Принцип работы двухдискового сцепления аналогичен принципу работы однодискового сцепления. Двухдисковые сцепления обеспечивают более плавное включение, но в них труднее осуществить необходимую чистоту отключения. Возможные перекосы и заклинивание дисков 2 и 12 (рис. 61, б) на валу могут привести к неполному выключению сцепления. Чтобы этого не произошло, ведущий диск 12 от маховика отжимается пружинами 14, а его перемещение вправо ограничено винтом 13. Таким образом, оба ведомых диска оказываются незажатыми и сцепление при правильной регулировке достаточно чисто разъединяет двигатель и трансмиссию.

В качестве фрикционных элементов применяются накладки на основе полиамидных, углеродных волокон, стекловолокна и металлокерамики.

Управление сцеплением осуществляется механической (рис. 61) или гидравлической системой привода. Гидравлический привод имеет главный и рабочий цилиндры. Давление в главном цилиндре, создаваемое при нажатии водителем на педаль, передается по трубкам в рабочий цилиндр. Под давлением жидкости поршень рабочего цилиндра перемещается и своим штоком воздействует на вилку выключения.

Усилие на педали сцепления лесных машин ограничивается величиной 120 Н. Если механической или гидравлической системами невозможно получить требуемое передаточное число от педали до вилки выключения, то в приводе сцепления устанавливается усилитель. Усилители бывают механические (пружинные), гидравлические, пневматические, пневмогидравлические. Гусеничные трелевочные тракторы ТТ-4 и ТДТ-55А оснащены гидравлическими усилителями в приводе сцепления. На колесных трелевочных тракторах и лесовозных

автомобилях серии МАЗ механическая система привода оснащена пневматическим усилителем со следящим устройством.

3. Коробки передач. Коробка передач (КП) предназначена для изменения передаваемого крутящего момента и частоты вращения в заданном диапазоне, реверсирования выходного вала, длительного отсоединения двигателя от ведущих колес.

Изменение величины крутящего момента и частоты вращения выходного вала КП осуществляется включением соответствующей пары шестерен, чем устанавливается определенное значение передаточного числа трансмиссии.

Реверсирование выходного вала КП производится при помощи дополнительной шестерни, которая изменяет направление вращения ведомого вала. Длительное отсоединение двигателя от ведущих колес получается за счет нейтрального положения КП, когда вообще отсутствует передача крутящего момента от ведущего вала к ведомому.

Коробка передач должна обеспечивать максимальную загрузку двигателя на всех режимах работы, иметь высокие значения КПД, быть удобной в управлении, обеспечивать быстрое и безударное включение и выключение передач. Классификация коробок передач приведена на рис. 3.

Наибольшее распространение получили механические шестеренчатые коробки передач, ступенчато изменяющие передаточное число трансмиссии. Основными их достоинствами являются высокий КПД (0,96...0,98), малые размеры и масса, высокая надежность и простота в эксплуатации, невысокая стоимость. Шестеренчатые ступенчатые КП могут быть с неподвижными в пространстве осями валов и планетарные. Первые принято называть вальными. Вальные коробки передач широко применяют как в механических, так и в гидромеханических трансмиссиях, а планетарные чаще используют как механический ступенчатый преобразователь крутящего момента в гидромеханических трансмиссиях. Первый тип КП как правило имеет принудительное управление. Планетарные КП иногда оснащают частичным или полностью автоматизированным управлением. Получившие широкое распространение вальные коробки передач с фрикционным включением при необходимости также могут иметь автоматизированные системы управления.

Автотракторные коробки передач имеют число ступеней от 5 до 16. В редких случаях на многоцелевых колесных тракторах устанавливаются коробки передач с 24 ступенями. Диапазон скоростей движения современного колесного трелевочного трактора находится в пределах от 0,03 до 9,5 м/с (0,1...34 км/ч). Базовые коробки передач с двумя степенями свободы в нейтральном положении выполняются с числом передач от трех до шести. Чтобы получить нужную передачу, в такой коробке достаточно включить один элемент управления. Для получения большего числа ступеней применяют составные и многовальные коробки передач, которые называются многоступенчатыми.

По способу зацепления шестерен различают коробки с подвижными шестернями (включение перемещением шестерен) и с шестернями постоянного зацепления (переключение зубчатыми муфтами или синхронизаторами). Отдельную группу образуют коробки передач с фрикционным включением, их называют коробки передач с переключением на ходу. По взаимному расположению ве-

дущего и ведомого валов коробки разделяют на соосные и несоосные. Соосными являются трехвальные коробки, имеющие прямую передачу, несоосными – двухвальные.

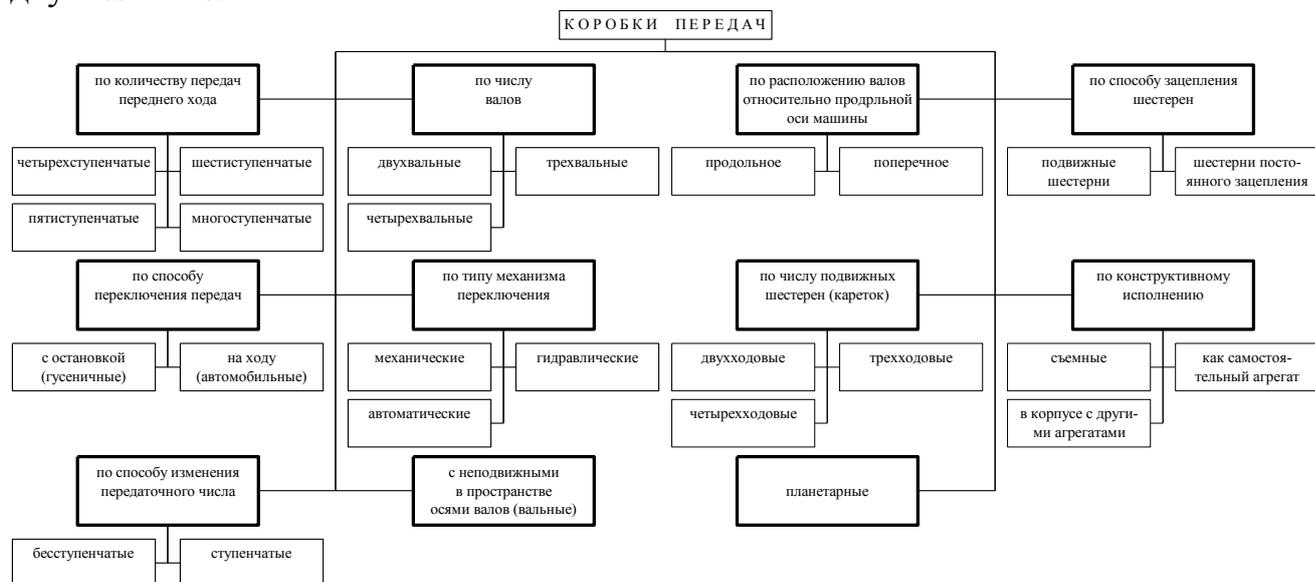


Рис. 3. Классификация коробок передач

Большинство коробок передач механических трансмиссий устроены так, что каждая работающая зубчатая пара передает весь крутящий момент, идущий от двигателя. Получают распространение на гусеничных машинах многовальные коробки передач с двумя индивидуальными потоками к левой и правой гусеницам. Эти коробки передач одновременно выполняют функции механизмов поворота.

Наиболее простая схема у двухвальной коробки (рис. 62, а), выполненной по несоосной схеме и получившей наибольшее распространение на гусеничных тракторах (эти коробки часто называют тракторными).

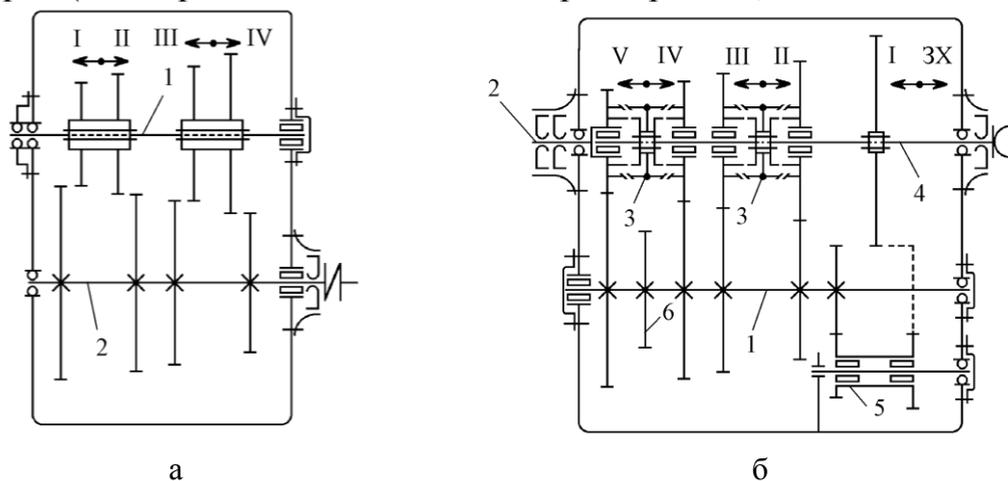


Рис. 62. Схемы коробок передач: а – тракторной двухвальной: 1 – вал ведущий; 2 – вал ведомый; б – автомобильной: 1 – вал промежуточный; 2 – вал ведущий (первичный); 3 – синхронизаторы; 4 – вал ведомый (вторичный); 5 – блок шестерен реверса; 6 – шестерня привода лебедки; I...V – номер передачи

Передача подводимой мощности в такой КП осуществляется одной парой шестерен. Существенным отличием двухвальной коробки передач от трехвальной является отсутствие в ней прямой передачи. В трехвальной автомобильной КП (рис. 62, б) силовой поток проходит последовательно через два зубчатых за-

цепления. Такая коробка передач объединяет три основных вала: первичный 2 (входной), вторичный 4 (выходной) и промежуточный 1. Входной и выходной валы соосны. Шестерня первичного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней промежуточного вала. Таким образом, промежуточный вал вращается постоянно. На втором валу свободно на подшипниках установлены шестерни, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала. С помощью синхронизаторов и зубчатых муфт включается в работу та или иная пара шестерен. Перемещением влево каретки синхронизатора V передачи и соединением кулачковой муфты получают прямую передачу, и мощность от двигателя напрямую передается на выходной вал КП. Это режим наибольшего КПД коробки передач. Данная схема сложнее тракторной, однако она получила повсеместное распространение на автомобилях.

В современных конструкциях автомобильных коробок передач зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. Исключение составляют только шестерни первой передачи и заднего хода. На машинах, часто работающих на первой передаче и заднем ходу, устанавливаются коробки передач с постоянным зацеплением всех зубчатых колес.

В КП с подвижными шестернями включение передачи производится с остановкой гусеничного трактора, путем введения в зацепление соответствующей пары прямозубых шестерен. В КП с шестернями, находящимися в постоянном зацеплении ударную нагрузку воспринимают сразу все торцовые зубья или кулачки муфт включения, предотвращая тем самым сколы и смятие торцов зубьев шестерен, являющихся основной причиной выхода из строя коробок передач с подвижными шестернями. Кроме того, при постоянном зацеплении можно применять косозубые шестерни, что в сравнении с прямозубыми снижает шум и увеличивает срок службы коробок передач. Установка шестерен на подшипниках вызывает необходимость обеспечивать их смазку, для чего на большегрузных автомобилях устанавливают шестеренчатые масляные насосы, которые через специальные каналы в корпусах и валах подают масло к подшипникам шестерен.

Для реализации передачи заднего хода в конструкцию КП вводится дополнительный промежуточный вал (рис. 62, б). Блок 5 из двух зубчатых венцов (или одного уширенного) установлен свободно на неподвижной оси. Один венец блока постоянно связан с шестерней промежуточного вала. Шестерня выходного вала 4 отводится вправо до зацепления с другим венцом блока 5. Движение передается от шестерни промежуточного вала к блоку 5 и далее шестерне I-3X выходного вала.

Устройство механизма переключения передач зависит от конструкции и типа коробки передач. Подвижные шестерни и кулачковые муфты перемещаются специальным механизмом управления. Рычаг управления устанавливают обычно в шаровой опоре 1 крышки коробки передач (рис. 63). Нижний конец рычага 11 входит в прорезь одного из ползунов 3. Наклоняя рычаг 11 вперед или назад, перемещают в противоположную сторону ползун 3, который увлекает за собой вилку 5. Она перемещает шестерни по валу в требуемом направлении до включения передачи. Попытка включить передачу при не полностью выключенном сцеплении приводит к сколу зубьев шестерен, для предотвращения которого

и устанавливают блокировочное приспособление. Для правильного перемещения рычага переключения передач 11 в кабине на верхней крышке КП установлена направляющая 10.

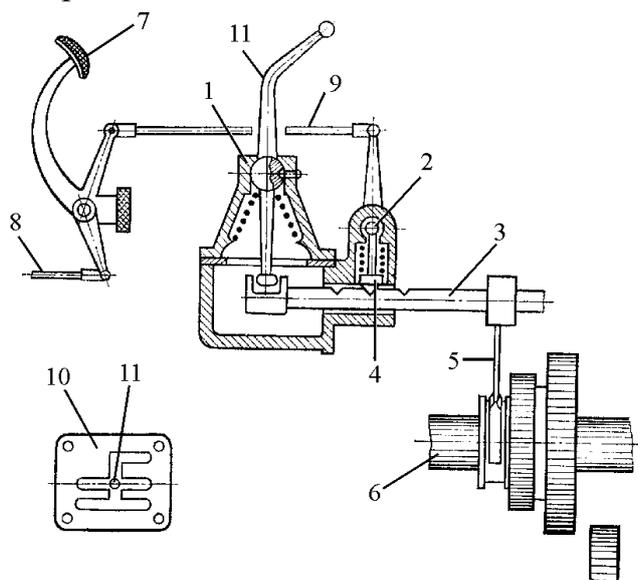


Рис. 63. Механизм переключения передач: 1 – шаровая опора; 2 – валик; 3 – ползун; 4 – фиксатор; 5 – вилка; 6 – вал с шестернями КП; 7 – педаль сцепления; 8 – тяга управления сцеплением; 9 – тяга управления фиксатором; 10 – направляющая рычага переключения передач; 11 – рычаг переключения передач

Устройство и работа блокировочного устройства следующее. Фиксаторы 4 всех переключающих ползунов 3 расположены под валиком 2 блокировочного механизма (рис. 63). Когда сцепление включено, паз валика 2 располагается так, что фиксаторы не могут выйти из углубления, и передачу переключить невозможно. При нажатии на педаль сцепления 7 валик 2 поворачивается и поднимает фиксаторы 4. Таким образом, только при полностью выключенном сцеплении фиксаторы могут быть приподняты, и водитель сумеет передвинуть переключающие валики для включения необходимой передачи. Блокировочное устройство уменьшает удар шестерен и облегчает переключение передач. Включенную шестерню или муфту необходимо зафиксировать в данном положении, так как под воздействием больших нагрузок валы, на которых сидят шестерни, прогибаются, возникающие осевые силы стремятся сдвинуть подвижную деталь по шлицам и вывести ее из зацепления. Для того чтобы этого не случилось и передачу не «выбивало», должна быть предусмотрена надежная фиксация подвижных деталей в заданном положении. Кроме того, механизм управления должен исключать возможность одновременного исключения двух передач, что может случиться, если нижняя головка рычага управления потянет сразу два переключающих валика. Для выполнения этих двух требований служат фиксаторы и замки.

В связи с тем, что лесные машины и трактора в основном работают в тяжелых дорожных условиях, необходимо обеспечить расширенный диапазон передаточных чисел коробок передач. Для этих целей используются многоступенчатые коробки передач, получаемые присоединением к базовой коробке дополнительного редуктора. В основном это двухступенчатые редукторы с прямой и замедленной передачами, обеспечивающие удвоенное число ступеней трансмиссии. Чтобы получить требуемую ступень трансмиссии, нужно произвести включение соответствующих передач в базовой коробке и в дополнительном редукторе. Возможно переднее и заднее расположение дополнитель-

ного редуктора. При заднем расположении увеличение общего передаточного числа не приводит к повышению нагруженности деталей базовой коробки передач. Дополнительные редукторы часто сочетают с устройствами, распределяющими крутящий момент между ведущими мостами. Вместе они образуют раздаточные коробки.

4. Раздаточные коробки. Для обеспечения высокой проходимости лесной машины или трактора в тяжелых дорожных условиях они выполняются полноприводными. Передачу крутящего момента между ведущими мостами обеспечивают раздаточные коробки (РК). Как правило, используются двухступенчатые РК – одна передача прямая, вторая понижающая, либо обе передачи понижающие. Также раздаточные коробки выполняют роль дополнительного редуктора, расширяя диапазон изменения крутящего момента и увеличивая вдвое число передач КП. Раздаточные коробки разделяются на коробки с блокированным и дифференциальным приводом к ведущим мостам.

Раздаточная коробка с блокированным приводом (рис. 64, а) имеет две передачи, шестерни которых находятся в постоянном зацеплении. Первая передача пониженная (I), вторая – прямая (II). Крутящий момент от коробки передач (КП) передается на первичный вал 1, который передает крутящий момент к среднему и заднему ведущим мостам (ЗМ и СМ). Привод к переднему мосту (ПМ) осуществляется с вала 4. Прямая передача (II) включается зубчатой муфтой 2, которая непосредственно соединяет первичный (входной) 1 и выходной 3 валы. Шестерни 8 и 6 сидят на втулках вала 4. Передаточное число между шестерней 6 и шестерней-валом 3 равно единице ($i=1$). Включением муфты 5 получается пониженная передача (I). Системой управления раздаточной коробки предусмотрена блокировка от одновременного включения двух передач, а также электромагнитное устройство, предотвращающее включение пониженной передачи при отключенном переднем мосте. Следовательно, при движении на пониженной передаче должны быть включены муфты 5 и 7, а муфта 2 выключена. Включение переднего моста (ВПМ) производится муфтой 7.

Раздаточные коробки с дифференциальным приводом (рис. 64, б) применяются на автомобилях с колесными формулами 6×6 и 4×4. Двухступенчатая коробка с двумя понижающими передачами включается зубчатой муфтой 3. Зубчатые колеса 2 и 10 высшей, 4 и 5 низшей передач находятся в постоянном зацеплении. Момент от ведущего вала 1 передается через промежуточный вал 11 к несимметричному дифференциалу 6. Дифференциал делит момент между валом 9 солнечной шестерни и валом 7 в отношении 1:2. Таким образом, одна треть подводимого к дифференциалу момента передается переднему, а две трети среднему и заднему мостам. При необходимости блокировка дифференциал (БД) выполняется зубчатой муфтой 8. В конструкции раздаточной коробки может быть предусмотрена муфта 12 включения вала отбора мощности (ВОМ).

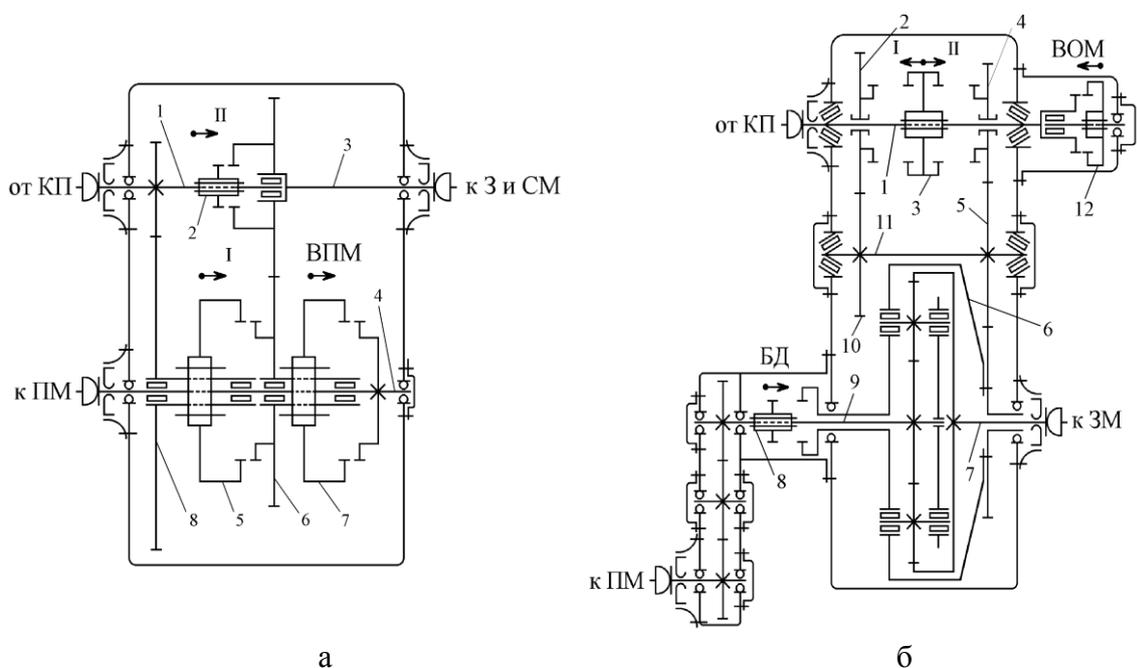


Рис. 64. Схемы раздаточных коробок: а – с блокированным приводом; б – с дифференциальным приводом

5. Карданные передачи. Валы агрегатов трансмиссий лесных машин и тракторов часто бывают несоосны относительно друг друга. Это объясняется как погрешностями изготовления, так и конструктивными особенностями транспортного средства. Так, ведущие мосты автомобиля поддрессорены, и положение оси их валов постоянно меняются во время движения. В ряде случаев валы агрегатов находятся в разных плоскостях. В процессе эксплуатации транспортного средства происходит его старение и, как следствие, нарушение соосности валов. Для компенсации несоосности на лесных машинах и тракторах применяются соединительные валы с упругими муфтами и карданные передачи.

Соединительные валы с упругими муфтами состоят из двух фланцев с четырьмя резиновыми втулками каждый. Одна пара втулок каждого фланца с помощью пальцев соединена с фланцами, например вала муфты сцепления и первичного вала коробки передач.

Соединительные валы с упругими муфтами обладают рядом существенных недостатков: допустимые углы перекоса соединительных валов не более 7° ; возникают дополнительные нагрузки на соединительные валы вследствие деформации резины; большая металлоемкость по сравнению с карданными передачами; повышенный дисбаланс; пониженный КПД; ресурс не превышает 4000 мото-часов.

В связи с перечисленными недостатками соединительные валы с упругими муфтами в настоящее время на тракторах заменяются карданными передачами.

Основной частью карданной передачи является карданное сочленение, которое представляет собой двухшарнирную муфту с расположением шарниров в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одно карданное сочленение может применяться при углах между валами не более 2° . Вилки 1 и 3 соединены с крестовиной 2 (рис. 65). Таким образом, вилка 3 может поворачиваться вокруг оси II–II и вместе с крестовиной 2 вокруг оси I–I. Так осуществляется вращение валов 7 и 6 без изменения их положения в пространстве.

В ряде случаев, особенно для привода управляемых ведущих колес, применяются карданные шарниры равных угловых скоростей (ШРУС), чаще всего шарикового типа (рис. 66). Ведущая полуось 4 своим шлицевым концом приводится во вращение полумуфту 3, в профильных пазах которой располагаются шарики 5. Последние входят в зацепление с валом 1 также посредством профильных пазов. Вал 1 через шлицевое соединение передает крутящий момент на ступицу колеса. Шарики 5 могут перекачиваться по профильным пазам, что позволяет валу 1 отклоняться относительно полуоси 4. Синхронность вращения обеспечивается сепаратором 6, который устанавливает шарики 5 в биссекторной плоскости.

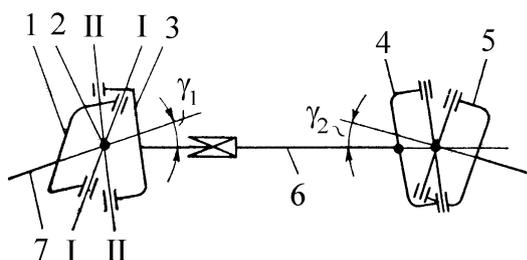


Рис. 65. Схема карданной передачи: 1, 3, 4, 5 – вилки карданов; 2 – крестовина; 6 – промежуточный вал; 7 – ведущий вал

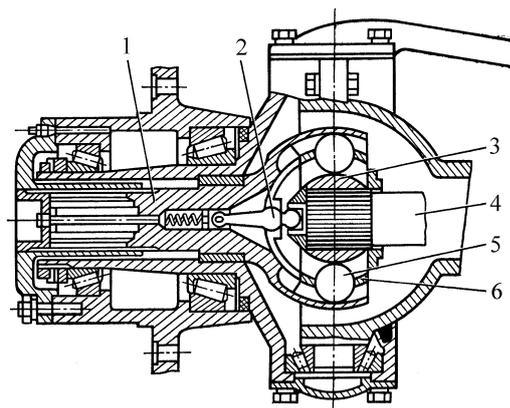


Рис. 66. Кардан равных угловых скоростей

Основными деталями карданного сочленения являются крестовина, стаканы подшипников, иглки, вилки, уплотнение. Крестовины, как правило, изготавливаются методом горячей штамповки из легированных сталей с твердостью рабочих поверхностей 57...65 HRC. Овальность и конусность находятся в пределах 0,01...0,004 мм. Отклонение осей крестовины от положения в одной плоскости 0,01...0,1 мм. Неперпендикулярность осей крестовин составляет 1...4 мм. Стаканы подшипников обычно изготавливаются из подшипниковой стали типа ШХ-15 с овальностью внутренней поверхности 0,007...0,04 мм. Особо жесткие требования предъявляются к размерам игл. Разность диаметров игл в одном подшипнике не должна превосходить 0,002...0,003 мм, что достигается селективной сборкой, т.е. сортировкой игл после изготовления. Вилки изготавливаются из сталей типа Сталь 45 или нелегированных сталей типа Сталь 40Х. Несоосность отверстий в вилке лежит в пределах 0,01...0,06.

Уплотнением в конструкциях карданных передач уделяется особое внимание. От надежности их работы в значительной степени зависит ресурс карданных передач. Защита от пыли, влаги и удержание смазки осуществляются с помощью общего эластичного чехла (пыльника) закрывающего шарнир. Карданные передачи смазываются смазкой на литий-натриевой основе.

6. Ведущие мосты. Ведущие мосты лесных машин и тракторов предназначены для изменения крутящего момента и передачи его к ведущим колесам. На гусеничных тракторах ведущий мост также обеспечивает повороты трактора при маневрировании. У полноприводных лесовозных автопоездов различают передний ведущий мост (ПМ), задний ведущий мост (ЗМ), в случае колесной формулы

6×6 – средний ведущий мост (СМ). В настоящее время на автомобилях с колесной формулой 6×6 используются проходные средние ведущие мосты, т.е. подводимый к нему крутящий момент распределяется между ведущими колесами самого моста и задним ведущим мостом. В конструкцию ведущего моста гусеничного трактора встраиваются механизмы поворота.

Ведущий мост полноприводной машины включает следующие агрегаты (рис. 67): главную передачу, дифференциал, полуоси, бортовую передачу и шарнир равных угловых скоростей (ШРУС). ШРУС устанавливается только в переднем ведущем мосту.

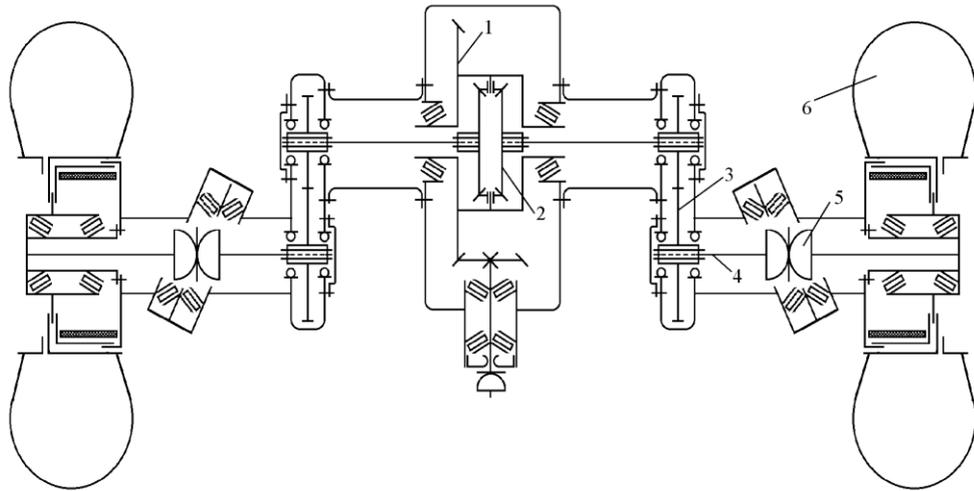


Рис. 67. Передний ведущий мост автомобиля: 1 – главная передача; 2 – дифференциал; 3 – бортовая передача; 4 – полуось; 5 – ШРУС; 6 – ведущее колесо

В корпусе заднего моста гусеничного трактора размещены главная передача и механизм поворота. К боковым поверхностям заднего моста крепятся корпуса бортовых (конечных) передач. Бортовая передача предназначена для повышения общего передаточного числа трансмиссии и дорожного просвета трактора. Бортовая передача тракторов является тяжело нагруженной зубчатой передачей. Подшипники ведущих звездочек трелевочных тракторов подвержены динамическим нагрузкам как от взаимодействия с препятствиями, так и от воздействия сил натяжения гусеничной цепи. Поэтому предъявляются повышенные требования к жесткости их корпусов и точности получения межцентровых расстояний шестерен, что оказывает большое влияние на срок службы передачи.

Не меньшее значение имеет герметизация корпуса во избежание попадания грязи, пыли и воды. Для получения большого дорожного просвета или высоких значений передаточных чисел трансмиссии (с целью разгрузки коробки передач и других агрегатов трансмиссии от значительных нагрузок) используются двойные бортовые передачи.

6.1. Главная передача. Главная передача (в тракторах центральная) предназначена для постоянного увеличения крутящего момента, передаваемого от двигателя к ведущим колесам, и поворота крутящего момента на 90°. Главная передача относится к наиболее нагруженным узлам автомобилей и тракторов. Чаще всего применяются шестеренчатые главные передачи. Червячные передачи встречаются редко, а цепные практически не используются.

Ввиду того, что оси вращения вала двигателя и ведущих колес перпенди-

кулярны, для главной передачи используют конические и гипоидные зубчатые пары. Основными преимуществами гипоидных главных передач являются повышенная несущая способность по контактным напряжениям, большая плавность работы и бесшумность. В этой передаче оси валов не пересекаются, а скрещиваются, что расширяет компоновочные возможности. Недостатком такой передачи является наличие скольжения зубьев вдоль линии контакта, что снижает КПД. С этой же целью необходимо применять для смазки передачи специальное гипоидное масло.

Конические пары главных передач лесных машин имеют круговые зубья обычно с нулевым углом спирали (зерольное зацепление). Главные передачи с цилиндрическими шестернями применяются на тракторах и автомобилях, у которых валы коробок передач расположены перпендикулярно продольной оси машины. Классификация главных передач в зависимости от числа и расположения зубчатых колес приведена на рис. 68

Одиная главная передача (рис. 67) получила наибольшее распространение, обладает компактностью, минимальными размерами и массой, простотой в изготовлении и эксплуатации. При больших значениях передаточного числа ($i_{гп} \geq 7,0$) значительно увеличивается диаметр зубчатого колеса, что снижает дорожный просвет и ограничивает проходимость машины. Поэтому при больших значениях передаточного числа ($i_{гп}$ до 12) применяются двойные центральные главные передачи. Такая главная передача состоит из двух пар зубчатых колес – конической и цилиндрической. По сравнению с одинарной, двойная центральная главная передача обладает большей нагрузочной способностью.



Рис. 68. Классификация главных передач

Двойная главная передача с проходным валом применяется на автомобилях с колесной формулой 6×6 или 6×4. Ее устанавливают в среднем ведущем мосту. Такая главная передача позволяет получить компактный промежуточный мост тележки трехосного автомобиля и без дополнительного карданного вала обеспечить подвод крутящего момента к заднему мосту

Двойная разнесенная передача включает три самостоятельных редуктора: центральный с коническими колесами и два конечных редуктора, которые располагают у ведущих колес (бортовой редуктор) или встраивают в ступицу колеса (колесный редуктор). Разнесенные главные передачи с многосателлитными планетарными цилиндрическими передачами вследствие повышенной нагрузочной способности и компактности конструкции получили наиболее широкое применение. При такой схеме главной передачи центральный редуктор получается компактным, уменьшаются нагрузки на дифференциал и полуоси. Сложность

конструкции этих передач обуславливает применение их для машин с нагрузкой на ось не менее 60...120 кН, что реализовано в конструкции ведущих мостов лесовозных автопоездов МАЗ.

Двухступенчатая главная передача отличается от двойной возможностью изменения передаточного числа цилиндрической пары. Ее целесообразно применять для тягачей. Увеличение вдвое числа ступеней трансмиссии приводит к улучшению тяговых свойств и топливной экономичности автопоездов, работающих в различных условиях движения. Недостатками двухступенчатых передач являются сложность конструкции и невозможность осуществления переключения ступеней при движении автопоезда. Наличие в настоящее время многоступенчатых коробок передач с делителями обусловили ограниченное применение двухступенчатых главных передач.

6.2. Дифференциалы. При движении автомобиля по неровной дороге или при повороте колеса должны проходить различные по величине пути. Механизм, который осуществляет распределение крутящих моментов между колесами и мостами автомобиля в соответствующей пропорции и позволяет им вращаться с различной угловой скоростью, называется дифференциалом.

Если колеса или мосты заблокировать, то угловые скорости колес будут равны. Разность путей, проходимых колесами будет компенсироваться проскальзыванием или пробуксовыванием их относительно дороги, вызывая интенсивный износ шин и деталей, связывающих ведущие колеса и мосты, перерасходом топлива в связи с затратой дополнительной мощности двигателя на пробуксовку колес. При этом затрудняется поворот машины и снижается ее боковая устойчивость. Для устранения подобных явлений в трансмиссии автомобилей вводится симметричный дифференциал (рис. 69).

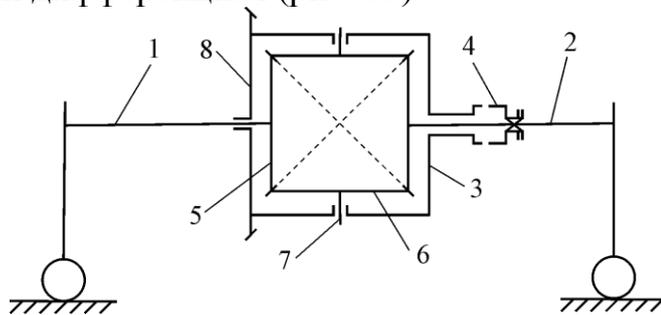


Рис. 69. Схема автомобильного межколесного дифференциала

Большая коническая шестерня 8 главной передачи прикреплена к корпусу 3 дифференциала. На крестовине 7 непосредственно в корпусе расположено два сателлита 6. Они входят в зацепление с полуосевыми шестернями 5. Таким образом, корпус 3, получив вращение, ведет закрепленную в нем крестовину и сидящие на ней сателлиты, а они ведут своими зубьями полуосевые шестерни 5 и, следовательно, полуоси 2 и 1. Сателлиты 6, вращающиеся совместно с корпусом 3 вокруг оси вращения, могут в то же время совершать движение относительно корпуса, вращаясь вокруг своей оси. Если условия движения не требуют различной угловой скорости, то сателлиты не проворачиваются относительно корпуса и полуоси, а следовательно, и колеса автомобиля вращаются с одинаковыми частотами вращения. Как только сопротивление качению у одного из колес станет больше, чем у другого, скорость его снизится, сателлит же начнет вращаться во-

круг своей оси, увеличивая соответственно частоту вращения второго колеса. Следовательно, введение дифференциала позволяет ведущим колесам вращаться с различной угловой скоростью, что устраняет износ шин и деталей трансмиссии, позволяет снизить расход топлива и в то же время значительно ухудшает проходимость автомобиля в плохих дорожных условиях. Для устранения этого недостатка на автомобилях повышенной проходимости предусмотрен механизм блокировки дифференциала. Принудительная блокировка дифференциала осуществляется муфтой 4.

Различают дифференциалы с коническими и цилиндрическими шестернями. Наибольшее распространение, как более простые по конструкции, получили конические дифференциалы. На автомобилях повышенной проходимости широкое распространение получили самоблокирующиеся дифференциалы высокого трения.

Помимо межколесных дифференциалов в ведущих мостах у автомобилей повышенной проходимости (с двумя или тремя ведущими мостами) используются межосевые дифференциалы. Они выполняют по отношению к соединяемым ведущим мостам ту же роль, что и межколесный дифференциал по отношению к правому и левому колесам, позволяя передним и задним ведущим колесам вращаться с различной угловой скоростью. Наибольшее распространение на лесовозных автопоездах с колесной формулой 4×4 получили несимметричные межосевые дифференциалы, которые позволяют распределять крутящий момент между передней и задней ведущими осями пропорционально приходящемуся на них весу.

6.3. Полуоси. Крутящий момент от дифференциала передается к ведущим колесам с помощью валов, называемых полуосями.

Весь комплекс деталей от главной передачи и дифференциала до ступиц ведущих колес монтируется в полой балке, называемой ведущим мостом. Балки ведущих мостов могут быть штампованными и литыми, цельными и составными. Составные балки более прочны, чем цельные, при меньшей массе, но составные балки более трудоемки в изготовлении и их жесткость зависит от надежности соединения. На балке крепят рессоры, толкающие и реактивные штанги. Балка ведущего моста является несущей и через нее вес машины передается на колеса. При независимой подвеске балка ведущего моста делается разрезной, что дает возможность колесам перемещаться независимо одно от другого. В зависимости от того управляемые или неуправляемые ведущие колеса, а также наличия колесного редуктора крутящий момент может передаваться валом и шарниром равных угловых скоростей; валом и колесным редуктором; полуосью, соединяющей ведущее колесо с дифференциалом. Конструкция подшипникового узла ведущего колеса определяется характером и степенью нагружения полуоси. В зависимости от этого полуоси делят на полуразгруженные, разгруженные на три четверти и полностью разгруженные.

Полуоси могут быть нагруженные вертикальной нагрузкой Z , продольной P_x и поперечной P_y силой (рис. 70), которая возникает при крене или при взаимодействии с неровностями. Кроме этого, полуось передает крутящий момент на ведущее колесо.

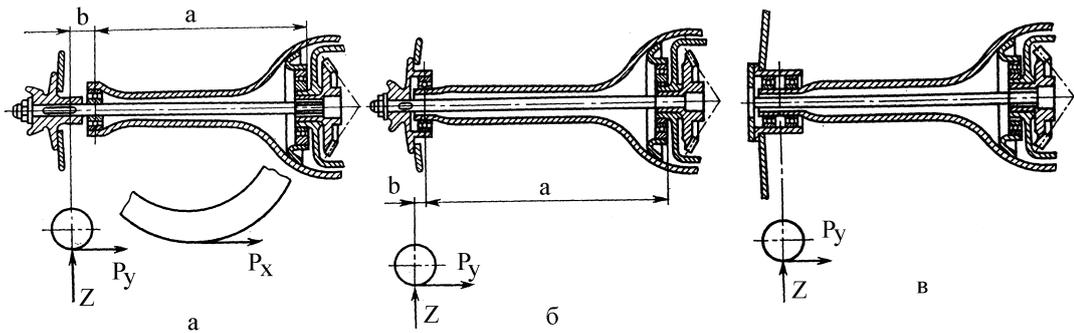


Рис. 70. Типы полуосей

Полуразгруженная полуось (рис. 70, а), работает на изгиб под действием сил Z , P_x и P_y и кручение от момента M_k . При этом моменты от сил Z и P_x незначительны, так как плечо b выбирают минимальным, а момент от поперечной силы P_y может достичь значительной величины. По такой схеме выполняют полуоси легковых автомобилей. В конструкции полуоси, разгруженной на три четверти (рис. 70, б) ведущее колесо опирается через подшипник на балку заднего моста и одновременно на полуось, поэтому полуось работает на кручение и лишь частично на изгиб.

В грузовых автомобилях большой грузоподъемности обычно применяются полностью разгруженные полуоси (рис. 70, в). Ведущее колесо через подшипниковый узел опирается непосредственно на балку моста. Благодаря тому, что подшипники несколько разнесены, изгибающие моменты от сил взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются балкой моста, не нагружая полуось, которая работает только на кручение. У автомобилей высокой проходимости передние колеса одновременно являются ведущими и управляющими. В этом случае в привод вводятся карданы равных угловых скоростей или синхронные карданные передачи.

6.4. Механизмы поворота гусеничных тракторов. Устройство для поворота большинства гусеничных тракторов представляет собой самостоятельный механизм, размещенный за главной передачей. От двигателя к главной передаче идет один поток мощности, который далее распределяется механизмом поворота между правой и левой гусеницами.

В отечественных гусеничных трелевочных тракторах применение получили сухие многодисковые фрикционные муфты поворота, включенные в систему трансмиссии (рис. 71). Поперечный вал 9, получающий вращение от главной передачи 1, на обоих концах имеет шлицы, на которые устанавливаются ведущие барабаны 10. Ведущие барабаны на наружной поверхности по всей длине имеют зубья, на которые надеваются ведущие диски 11, чередующиеся с ведомыми 7, не имеющими связи с ведущими барабанами. Ведомые диски 7 своими наружными зубьями соединяются с ведомым барабаном 6. Таким образом устанавливается по 15 ведущих и ведомых дисков, которые сжимаются пружинами 4 между опорным 3 и нажимным 8 дисками. Предварительно сжатые пружины надеты на пальцы, связанные с нажимным диском и проходящие в отверстия ведущего барабана. Пружины упираются в торец ведущего барабана и торец седла. Ведомые барабаны соединены с несущими дисками бортовых передач. На ступице нажимного диска смонтирован механизм выключения 13 с радиально-упорным

подшипником. Корпус механизма выключения с обеих сторон уплотнен сальниками. На ведомых барабанах расположены ленточные тормоза 2, установленные в кронштейнах корпуса заднего моста. Лента тормоза стальная с фрикционной накладкой для увеличения трения.

Управление муфтами поворота и тормозами заблокировано и осуществляется из кабины трактора через систему тяг и рычагов. При повороте трактора вначале выключается муфта, а затем включается тормоз. При прямолинейном движении трактора обе муфты поворота замкнуты, а тормоза выключены. Крутящий момент от поперечного вала главной передачи передается с помощью шлицев ведущим барабанам, от них с помощью зубьев ведущим дискам, от которых за счет трения ведомым дискам. Ведомые диски своими зубьями вращают ведомый барабан, соединенный болтами с несущим диском бортовой передачи, которая передает крутящий момент ведущей звездочке.

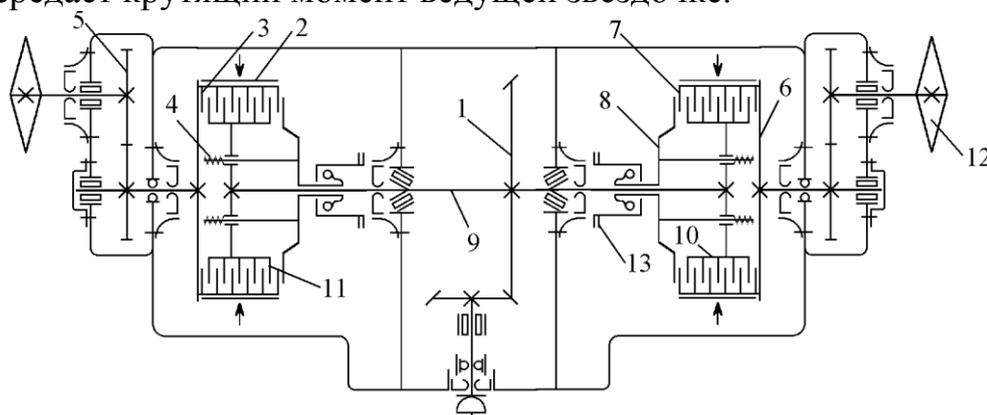


Рис. 71. Многодисковая муфта поворота: 1 – главная передача; 2 – ленточный тормоз; 3 – опорный диск; 4 – пружина; 5 – бортовая передача; 6 – ведомый барабан; 7 – ведомые диски; 8 – нажимной диск; 9 – поперечный вал; 10 – ведущий барабан; 11 – ведущие диски; 12 – ведущая звездочка; 13 – механизм выключения

Чтобы повернуть трактор в ту или иную сторону необходимо выключить муфту с той стороны, куда будет производиться поворот. При этом сжатие ведущих и ведомых дисков прекращается, и они будут проворачиваться относительно друг друга. В зависимости от степени пробуксовки дисков выключенной муфты, к отстающей гусенице подводится меньшее значение крутящего момента, что вызывает замедление ее поступательной скорости движения, в то время как забегающая гусеница, с большим значением подводимого крутящего момента продолжает двигаться примерно с той же линейной скоростью. За счет разности подводимых крутящих моментов и скоростей движения гусениц происходит поворот гусеничного трактора. Для крутых поворотов необходимо при полностью выключенной муфте затянуть ленточный тормоз, охватывающий ведомый барабан выключенной муфты.

Достоинством рассматриваемого типа механизма поворота является то, что при прямолинейном движении, когда муфты включены, гусеницы трактора жестко связаны друг с другом. Это обеспечивает высокую проходимость машины, и при достаточном сцеплении с грунтом ее не уводит в сторону, как при некоторых других типах механизмов поворота.

Недостатком данного типа механизмов поворота являются большие потери

на трение между дисками при выключении муфты, быстрый износ дисков и необходимость частого выполнения регулировок.

На ряду с фрикционными механизмами поворота используются и планетарные. По кинематическому признаку планетарные механизмы поворота (ПМП) могут быть одноступенчатые и двухступенчатые. Двухступенчатые ПМП значительно сложнее и применяются в основном на тяжелых гусеничных тракторах промышленного назначения. По конструктивному исполнению планетарные механизмы поворота могут быть разнесенного типа (каждый механизм на свой борт) и сдвоенного типа, размещаемого в одном узле с главной передачей.

На рис. 72 приведена кинематическая схема сдвоенного планетарного механизма поворота. Такой планетарный механизм поворота размещен в корпусе главной передачи. Ведущим звеном в таком механизме поворота является коронная шестерня 8, жестко связанная с корпусом ПМП. В данной конструкции ПМП представляет собой понижающую планетарную передачу от коронной шестерни 8 к водилу 5 при неподвижной солнечной шестерне 9.

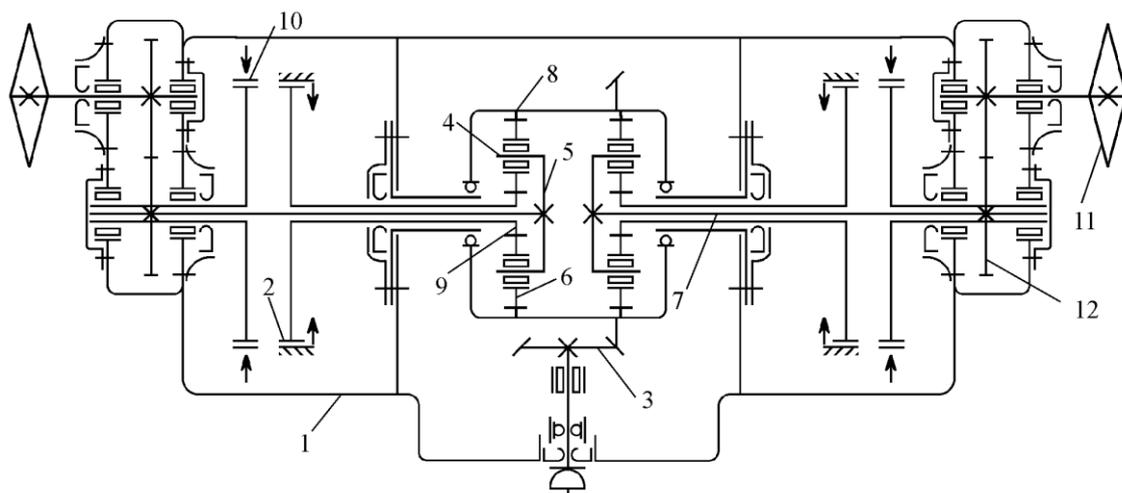


Рис. 72. Сдвоенный планетарный механизм поворота: 1 – корпус заднего моста; 2 – тормоз солнечной шестерни; 3 – главная передача; 4 – ось сателлита; 5 – водило; 6 – сателлит; 7 – соединительный вал; 8 – коронная шестерня; 9 – солнечная шестерня; 10 – тормоз водила; 11 – ведущая звездочка; 12 – бортовая передача;

При крутом повороте ПМП отстающей гусеницы не передает крутящего момента, а затормаживание его водила приводит к тому, что гусеница не катится, а стремится скользить. Вторая гусеница, забегающая вперед, заставляет поворачиваться трактор относительно заторможенной гусеницы.

При прямолинейном движении трактора тормоза 2 солнечных шестерен затянуты. Остановочные тормоза (тормоза водила) 10 отпущены. Крутящий момент от главной передачи 3 поступает на корпус ПМП и, следовательно, на коронную шестерню 8, которая с ним жестко связана. Коронная шестерня ведет оба ряда сателлитов 6, которые обкатываясь по неподвижным солнечным шестерням, увлекают водила 5 обоих бортов в сторону вращения коронной шестерни. Далее крутящий момент через шестерни бортовой передачи 12 поступает на ведущие звездочки 11.

При повороте отпускают тормоз солнечной шестерни той стороны, в которую трактор необходимо повернуть. В результате расторможенная солнечная шестерня 9 начнет вращаться в сторону, обратную вращению коронной шестер-

ни 8. Скорость вращения водила 5 этого борта уменьшается, и трактор будет плавно поворачиваться. Чтобы повернуть круто, необходимо затянуть тормоз водила 10 этого борта, нажав на педаль.

В отличие от сдвоенного планетарного механизма поворота у разнесенного ПМП ведущим звеном является не коронная, а солнечная шестерня левого и правого одноступенчатых ПМП. Поворот гусеничного трактора возможен в трех режимах: при неполном выключении тормоза корпуса ПМП; при полном выключении тормоза корпуса ПМП; при полном выключении тормоза корпуса ПМП и включенном останочном тормозе (тормозе водила).

Основными преимуществами планетарных механизмов поворота по сравнению с многодисковыми фрикционными муфтами являются: большой срок службы; стабильность регулировок; меньшие усилия на рычагах управления; меньшие габариты и масса; обеспечение увеличения передаточного числа трансмиссии, что позволяет уменьшить передаточное число главной передачи и коробки передач и, таким образом, снизить нагрузки и повысить срок службы этих агрегатов.

6.5. Бортовые (колесные) передачи. На гусеничных тракторах получили распространение в качестве бортовых передач одноступенчатые цилиндрические редукторы с прямозубыми шестернями. Такая бортовая передача служит для увеличения подводимого к ведущей звездочке крутящего момента. Ведущая шестерня такой передачи установлена на ведомом валу механизма поворота, а ведомая шестерня – на валу ведущей звездочки. Такие бортовые передачи при определенной компоновке позволяют увеличить дорожный просвет трактора.

На лесовозных автомобилях и колесных тракторах наибольшее распространение получили колесные планетарные передачи. В этом случае планетарный редуктор устанавливается непосредственно в ступицу колеса и обеспечивает увеличение крутящего момента, подводимого к колесу. Планетарные передачи в сравнении с обычными обладают следующими преимуществами: увеличенный срок службы шестерен; бесшумность работы; малые массово-габаритные параметры; разгруженность большинства подшипников; отсутствие длинных валов; высокий КПД. К недостаткам планетарных передач относятся: сложность изготовления и достаточно большое число деталей.

Контрольные вопросы

1. Назначение, классификация и устройство силовой передачи тракторов и автомобилей.
2. Назначение, классификация и основные узлы муфты сцепления.
3. Основные узлы и назначение ведущего моста колесной машины.
4. Назначение, классификация и основные узлы коробки передач.
5. Основные узлы и их назначение заднего моста гусеничной машины.
6. Механизм поворота гусеничной машины.