

Проектирование трансмиссий автомобилей

СПРАВОЧНИК

П 79

Проектирование трансмиссий автомобилей

СПРАВОЧНИК

Под общей редакцией
засл. деят. науки и техники БССР
д-ра техн. наук проф. А. И. ГРИШКЕВИЧА

БЕЛОРУССКАЯ
РАСПЕЧАТАНО



МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1984

ББК 39.33-04

П79

УДК 621.85.001.2 629.113 (0.31)

А. И. Гришкевич, Б. У. Бусел, Г. Ф. Бутусов,
В. А. Вавуло, И. В. Каноник, Л. А. Молибошко,
О. С. Руктешель, Л. Е. Таубес

Рецензент А. К. Фрумкин

Проектирование трансмиссий автомобилей: Справоч-
П79 ник/Под общ. ред. А. И. Гришкевича. — М.: Машинострое-
ние, 1984, — 272 с., ил.

В пер.: 1 р. 50 к.

Даны схемы трансмиссий и их агрегатов, методы выбора и расчета основных параметров трансмиссии, конструктивных схем агрегатов, методы определения нагрузочных режимов расчета на прочность и долговечность основных деталей, сведения о материалах, используемых для изготовления деталей трансмиссии.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, конструированием и эксплуатацией автомобилей.

П 3603030000-217 217-84
038(01)-84

ББК 39.33-04

6Т2.1

ПРЕДИСЛОВИЕ

«Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», принятыми XXVI съездом КПСС, намечено дальнейшее повышение эффективности автомобильного транспорта, увеличение производства автомобилей, тягачей и специальных машин, повышение их эксплуатационных качеств. Задачи повышения производительности автомобильного транспорта становятся особо актуальными в связи с постановлением Пленума ЦК КПСС от 24 мая 1982 г. «Продолжительная программа СССР на период до 1990 года и меры по ее реализации». Требование увеличения производительности автомобильного транспорта обуславливает необходимость совершенствования конструкций и увеличения выпуска легковых и грузовых автомобилей, автопоездов различных типов и назначений. Эксплуатационные свойства и надежность создаваемого транспортного средства в значительной степени зависят от характеристик трансмиссии.

Современные методы расчетно-теоретических исследований позволяют на начальной стадии проектирования автомобиля и его агрегатов с большой достоверностью расчетным путем обеспечивать заданные функциональные характеристики. Такие расчеты требуют проведения большого объема работ с применением вычислительной техники и специальных программ, определяющих нагрузочные режимы работы деталей.

Проектирование трансмиссии автомобиля обычно осуществляется в такой последовательности: в зависимости от назначения автомобиля определяют принципиальную схему трансмиссии, рассматривают основные характеристики, выбирают принципиальные схемы агрегатов, проводят их конструирование и выполняют расчеты на прочность основных деталей. При этом конструктор анализирует существующие конструкции, оценивает их конструктивные, производственные и эксплуатационные достоинства и недостатки, учитывает преемственность, особенности производства и возможности широкой унификации между существующими и проектируемыми образцами.

В справочнике рассмотрены общие схемы и типы наиболее распространенных автомобильных трансмиссий и приведены сведения по применимости их на автомобилях, методики выбора основных характеристик трансмиссий (числа ступеней и передаточных чисел коробки передач, главной передачи, рекомендации по согласованию характеристик двигателя и характеристик гидротрансформатора и др.), методика определения нагрузочного режима их деталей, основанная на анализе экспериментально-статистических данных и результатах, полученных методом расчетного определения режимов движения. Приведены методики проектных и поверочных расчетов основных элементов трансмиссий: зубчатых передач, подшипников, валов, шлицевых соединений. Данные по ГОСТ приведены по состоянию на 1.01.84 г.

Схемы трансмиссии

Расчет основных параметров трансмиссии

В настоящее время на автомобилях применяются трансмиссии следующих видов: механическая, гидромеханическая, электромеханическая, гидрообъемная (гидростатическая).

Наибольшее распространение получили механические и гидромеханические трансмиссии. Основными преимуществами механической трансмиссии являются простота конструкции и низкая стоимость, высокие КПД и надежность; недостатками — ступенчатое регулирование крутящего момента и сложность компоновки на многоприводных автомобилях.

Применение на автомобилях гидромеханических передач (ГМП) позволяет увеличить срок службы двигателя и трансмиссии, уменьшить число ступеней механического редуктора, уменьшить частоту переключений передач, повысить проходимость автомобиля и улучшить его комфортабельность. ГМП по сравнению с механическими передачами имеет более сложную конструкцию, повышенные массу и стоимость. Замена механической передачи гидромеханической обычно приводит к некоторому ухудшению характеристик расхода топлива. В трансмиссиях с ГМП момент от двигателя передается на насосное колесо гидротрансформатора непосредственно или при необходимости через согласующий редуктор. В качестве механического преобразователя в ГМП применяются планетарные и валвные ступенчатые редукторы, позволяющие переключать передачи при сохранении силовой и кинематической связи трансмиссии с двигателем. В этом случае фрикционное сцепление в конструкции отсутствует. Если используется ступенчатая коробка пе-

редач с переключением передач и разрывом потока мощности, то сцепление сохраняется. Механическая часть трансмиссии от ГМП до ведущих колес обычно идентична этой же части механической трансмиссии. Выбор ее схемы в основном определяется теми же соображениями, что и в случае механической трансмиссии.

Электромеханические и гидрообъемные трансмиссии являются специальными и применяются на транспортных машинах в тех случаях, когда по комплексу эксплуатационных и конструктивных свойств трансмиссии первых двух типов не могут быть применены.

1.1. МЕХАНИЧЕСКИЕ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ

Конструкция и размещение механических и гидромеханических трансмиссий зависят от колесной формулы автомобиля. К механизмам трансмиссии относятся: сцепление и коробка передач (при механической трансмиссии) или гидротрансформатор и коробка передач (при гидромеханической трансмиссии), ведущий мост и карданные передачи; кроме того, многоприводные автомобили имеют раздаточные коробки.

Трансмиссии с задним ведущим мостом (см. табл. 1.1) применяются на всех типах автомобилей. В трансмиссиях легковых автомобилей обычно используют однодисковое сцепление с диафрагменной центральной пружиной, имеющее механический или гидравлический привод, четырех- или пятиступенчатую коробку передач полностью синхронизированную, трех-

вальную. Двухвальные коробки передач применяются в тех случаях, когда несоосное расположение ведущего и ведомого валов является предпочтительным, а передаточное число первой передачи меньше 4. В случае установки ГМП в качестве механического редуктора преимущественно используется трехступенчатый планетарный редуктор. Гидротрансформатор обычно не имеет механизма блокировки. В последнее время с целью повышения топливной экономичности ГМП выполняются по двухпоточной схеме, предусматривается блокировка гидротрансформатора, трехступенчатые редукторы заменяются четырехступенчатыми.

Для улучшения распределения веса по мостам в заднеприводных автомобилях возможен перенос коробки передач назад и объединение ее с главной передачей. На рис. 1.1 показана конструкция трансмиссии, выполненной по такой схеме при независимой подвеске заднего моста. Объединенные в одном картере коробка передач и главная передача крепятся к кузову. Соединительный вал находится в трубе, объединяющей картеры сцепления и коробки передач. В объединенный картер коробки передач и главной передачи может быть включено и сцепление (рис. 1.2). Трансмиссии этой схемы характеризуются высокой компактностью конструкции и обеспечивают хорошее распределение веса по мостам. При этом существенно уменьшаются размеры туннеля в полу кузова при открытом карданном вале или же туннель полностью устраняется. Однако такие трансмиссии являются конструктивно более сложными, чем при обычной схеме, имеют большие стоимость и массу.

Ведущие мосты могут быть двух типов: с неподдрессоренной или поддрессоренной главной передачей. Мосты первой группы конструктивно проще, надежнее и имеют меньшую стоимость. Мосты второй группы используются при независимой подвеске ведущих колес. Главные передачи легковых автомобилей — одинарные с гипоидным зацеплением.

Трансмиссии грузовых автомобилей с задним ведущим мостом имеют аналогичные агрегаты. С увеличением массы

автомобиля меняются схемы и характеристики агрегатов: увеличивается число ступеней в коробке передач; вместо одинарных главных передач применяют двойные или разнесенные. Автомобили особо малой и малой грузоподъемности имеют четырех-пятиступенчатые коробки передач, полностью синхронизированные. Коробки передач, синхронизированные только на высших передачах, применяют редко. В трансмиссиях автомобилей полной массой до 12 т преимущественно используются пятиступенчатые коробки передач с высшей прямой передачей. Трансмиссии автомобилей средней грузоподъемности имеют одинарные главные передачи. Для автомобилей большой грузоподъемности используются одинарные, двойные и разнесенные главные передачи. На автомобилях особо большой грузоподъемности устанавливаются одно- или двухдисковые сцепления с гидравлическим или гидропневматическим усилителем. Коробки передач — многоступенчатые с числом передач 8—16. Многоступенчатая коробка передач образуется последовательным соединением основной четырех-, шестиступенчатой коробки передач и дополнительного двух-, трехступенчатого редуктора. Используются разнесенные и двойные главные передачи, блокируемые межколесные дифференциалы. Двухступенчатые главные передачи применяются редко.

Трансмиссии с передним ведущим мостом применяются на легковых автомобилях и микроавтобусах. Схема и конструкция трансмиссии во многом определяются размещением двигателя. Возможно продольное и поперечное расположение двигателя. Различные схемы расположения силового агрегата показаны на рис. 1.3.

У автомобилей с продольным расположением двигателя наиболее часто применяют схемы с главной передачей, размещенной между двигателем и коробкой передач. При этом сцепление komponуется с двигателем, а его связь с коробкой передач осуществляется дополнительным валом, сцентрированным в маховике (рис. 1.4). При расположении двигателя над главной передачей связь двигателя с трансмиссией осуществляется зубчатой передачей!

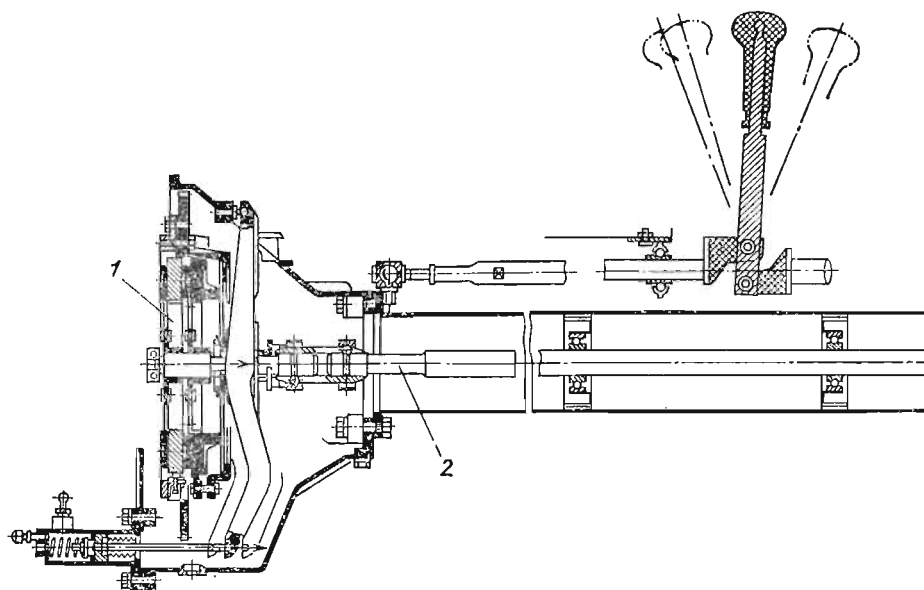


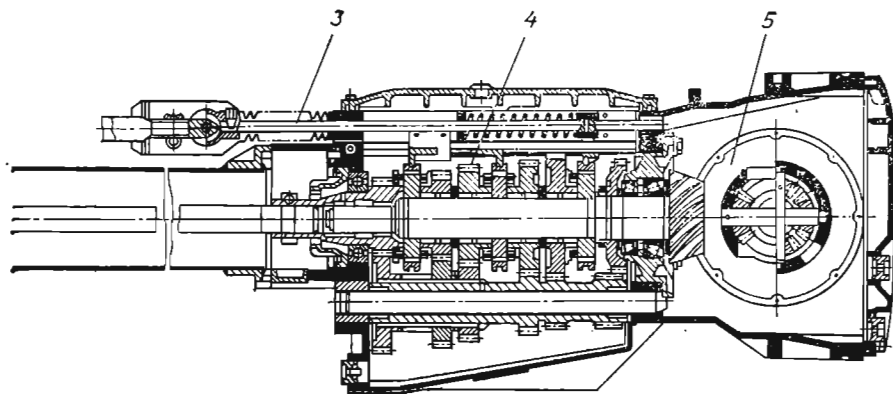
Рис. 1.1. Трансмиссия автомобиля с объединенными
1 — сцепление; 2 — карданный вал; 3 — тяга привода пере

(наиболее часто у автомобилей малого класса) или цепной передачей (автомобили среднего и высокого класса).

Трансмиссия с расположением двигателя над главной передачей (рис. 1.5) является наиболее компактной и обеспечивает уменьшение переднего свеса. Карданные валы привода колес имеют одинаковую длину. Однако при такой схеме усложняется конструкция трансмиссии и из-за высокого расположения двигателя возможно ухудшение аэродинамических характеристик автомобиля. Трансмиссии переднеприводных автомобилей с продольным расположением двигателя возможно имеют меньшую стоимость при использовании двухвалных коробок передач. Поэтому трехвалные применяются редко. Коробки передач полностью синхронизированы. На ведомом валу коробки передач устанавливается коническая шестерня главной передачи. Длина двигателя в схеме с продольным расположением не лимитируется, поэтому такую схему имеют преимущественно автомобили с двигателем большого объема. Кроме того, на основ

базового автомобиля с продольным расположением двигателя могут быть выполнены модификации с приводом на все колеса.

Для автомобилей особо малого и малого классов используется главным образом компоновка с поперечным расположением двигателя. При такой компоновке трансмиссия может иметь два конструктивных исполнения: с размещением в картере двигателя (см. рис. 1.5) и с размещением в отдельном картере (рис. 1.6). В первом случае достигается большая компактность агрегата двигатель—трансмиссия. При этом конструкция получается сложной, а ремонтные работы затруднены. Более удобно, в том числе и с точки зрения унификации, размещать трансмиссию в отдельном картере. В этом случае момент на ведущий вал коробки передач передается непосредственно со сцепления, когда ведущий вал расположен соосно с коленчатым валом, или через дополнительный ряд зубчатых колес. Коробки передач в подавляющем большинстве двухвалные, полностью синхронизированные. При поперечном



коробкой передач и главной передачей;
3 — ключения передач; 4 — коробка передач; 5 — главная передача

расположении двигателя главные передачи представляют собой цилиндрическую зубчатую передачу прямоугольную, косозубую или шевронную.

Трансмиссии с задним ведущим мостом и задним расположением двигателя по компоновочным схемам близки к трансмиссии переднеприводных автомобилей (см. рис. 1.4). Однако производство легковых автомобилей с такой компоновочной схемой в настоящее время сокращается, так как по комплексу технико-эксплуатационных качеств эти автомобили уступают автомобилям других компоновок.

Трансмиссии многоприводных автомобилей можно разделить на две группы: неполноприводных и полноприводных.

Неполноприводные автомобили (6×4, 8×4) имеют, как правило, ведущую тележку, состоящую из двух ведущих мостов. Мосты тележки могут иметь отдельный привод, или промежуточный мост может быть проходным (см. табл. 1.1). Основное преимущество первой схемы — высокая степень унификации ведущих мостов. Недостаток — большое количество карданных

сочленений и необходимость установки отдельного агрегата — раздаточной коробки. Раздаточная коробка — агрегат более сложный и тяжелый, чем узел деления мощности между мостами в трансмиссиях, выполненных по второй схеме. Поэтому конструкция трансмиссии с отдельным приводом имеет большую металлоемкость, требует большего объема работ по техническому обслуживанию. Схема с проходным мостом отличается меньшей степенью унификации мостов. По схеме с отдельным приводом выполнены трансмиссии автомобилей семейства КрАЗ моделей 255, 257, по схеме с проходным мостом — автомобили семейств МАЗ, КамАЗ, ЗИЛ. У автомобилей 6×4, 8×4 общего назначения связь между ведущими мостами тележки обычно дифференциальная. Автомобили 6×4, 8×4, являющиеся модификацией полноприводных автомобилей, имеют, как правило, блокированную связь между мостами.

Трансмиссия полноприводного автомобиля 4×4 схематично показана в табл. 1.1. Трансмиссии этой схемы

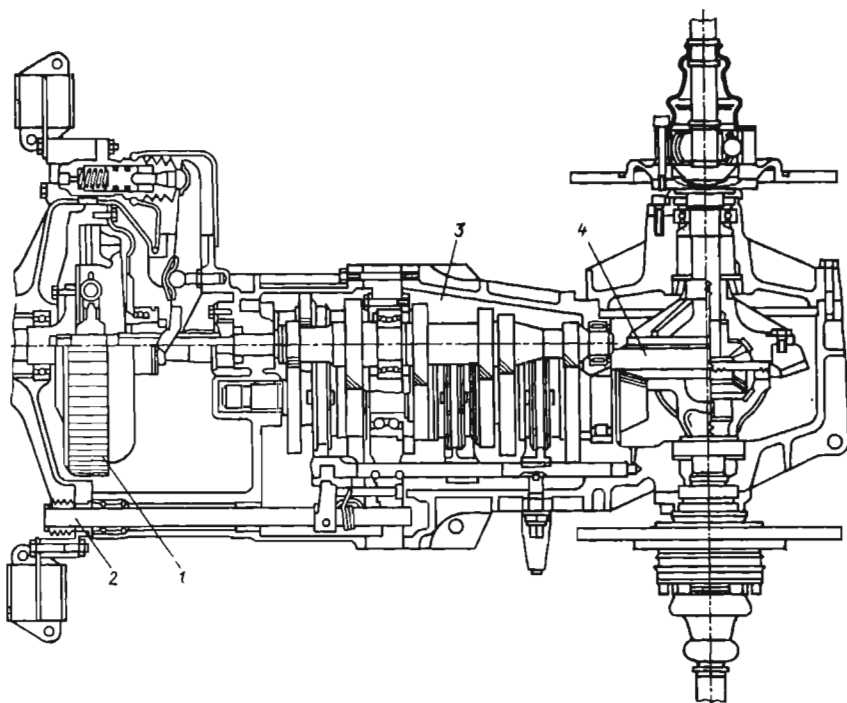


Рис. 1.2. Объединенный трансмиссионный агрегат автомобилей:

1 — сцепление; 2 — тяга привода переключения коробки передач; 3 — коробка передач; 4 — главная передача

отличаются типом привода к мостам (дифференциальный или блокированный) и наличием колесных редукторов. Типичными для легковых автомобилей являются трансмиссии автомобилей УАЗ-469 и ВАЗ-2121. Автомобиль УАЗ-469 имеет блокированный привод к мостам и колесные редукторы с внутренним зацеплением. Передний мост включается только при движении в тяжелых дорожных условиях. В трансмиссии автомобиля ВАЗ-2121 привод мостов дифференциальный и оба моста постоянно включены, колесные редукторы отсутствуют. Для автомобилей этого класса применяются четырехступенчатые коробки передач. В полноприводных модификациях легковых переднеприводных автомобилей с продольным расположением силового агрегата и двухвальной коробкой передач ис-

пользуется схема трансмиссии без раздаточной коробки (табл. 1.1).

В грузовых автомобилях 4×4 малой и средней грузоподъемности применяют трансмиссии с дифференциальным или блокированным приводом мостов. Коробки передач четырех-, шестиступенчатые в сочетании с двухступенчатой раздаточной коробкой с одной или двумя понижающими передачами. Главные передачи одинарные. Если общая масса автомобиля 4×4 превышает 8—9 т, то привод к мостам выполняется дифференциальным с механизмом блокировки. Главные передачи преимущественно двойные или разнесенного типа. Широко используются блокируемые межколесные дифференциалы.

Для трансмиссий многоосных полноприводных автомобилей обычно при-

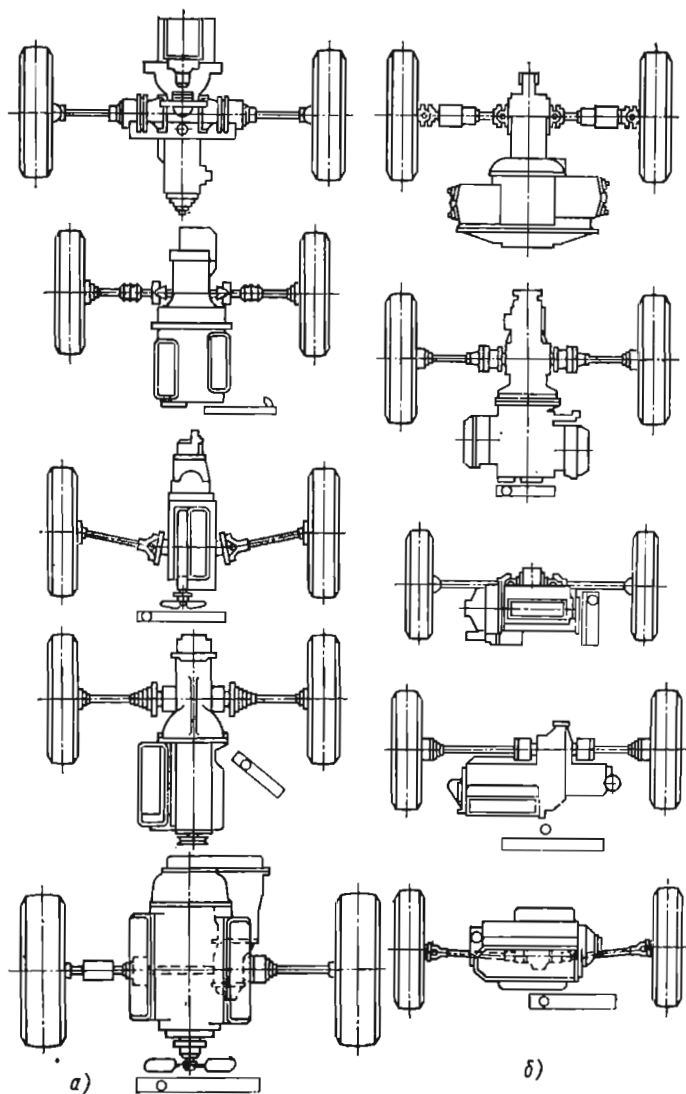


Рис. 1.3. Схемы расположения силового агрегата переднеприводных автомобилей с расположением двигателя:
а — продольным; б — поперечным

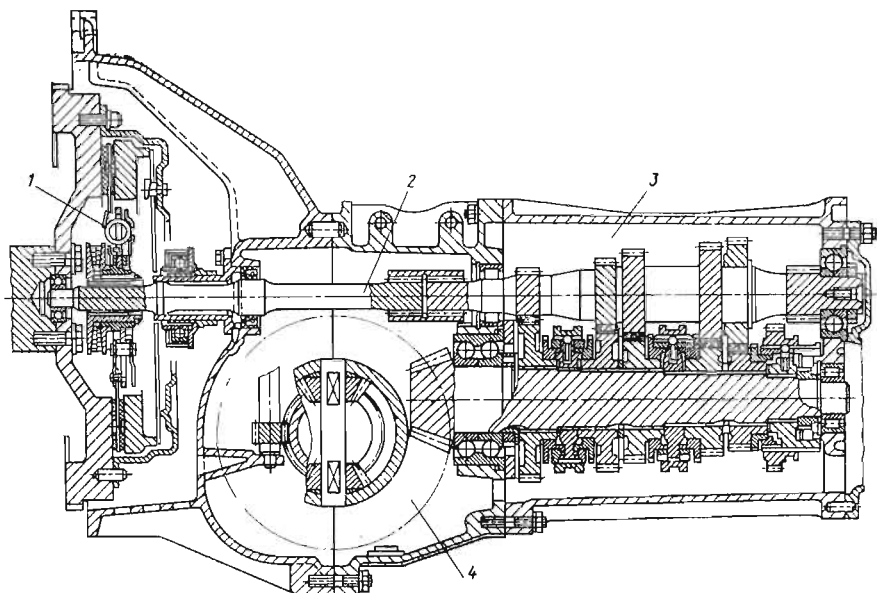


Рис. 1.4. Трансмиссия автомобиля с главной передачей, размещенной между двигателем и коробкой передач:

1 — сцепление; 2 — вал привода коробки передач; 3 — коробка передач; 4 — главная передача

меняют два типа схем: мостовые и бортовые. Известны комбинированные схемы трансмиссий. Привод по мостовой схеме (табл. 1.1) наиболее распространен. Распределение момента между мостами осуществляется одной или несколькими раздаточными коробками. Схемы могут быть с раздельным приводом мостов и с проходными мостами. Трансмиссии с бортовым приводом (табл. 1.1) применяются реже, главным образом для специализированных автомобилей. Бортовая схема привода удобна для компоновки автомобилей с несущим кузовом. Основное ее преимущество заключается в том, что агрегаты трансмиссии размещены по бортам и средняя часть корпуса может использоваться для транспортируемого оборудования. В случае одного двигателя за коробкой передач устанавливается межбортовая раздаточная коробка с симметричным дифференциальным механизмом (см. табл. 1.1). Далее крутящий момент передается к бортовым редукторам и через колесные передачи к ведущим колесам.

Трансмиссии полноприводных автомобилей могут быть дифференциальными и блокированными. Преимущество блокированной трансмиссии — простота конструкции и высокая проходимость автомобилей в тяжелых дорожных условиях. Недостаток — наличие циркуляции мощности при кинематическом рассогласовании ведущих колес. При использовании дифференциальной трансмиссии меньше затраты мощности при движении автомобиля и исключается дополнительное нагружение деталей. Основной ее недостаток — конструктивная сложность и более высокая стоимость. Для улучшения тяговых качеств автомобиля с дифференциальной трансмиссией используют принудительную блокировку дифференциалов или различные типы блокирующих дифференциалов.

Автомобили высокой проходимости могут иметь два двигателя (см. табл. 1.1). Два двигателя в большинстве случаев используют при отсутствии одного двигателя достаточной мощности.

В механических трансмиссиях многоприводных автомобилей применяют одно-, двухдисковые сцепления сухого типа с механическим, гидравлическим или гидропневматическим приводом. Коробки передач четырех-, шестиступенчатые. Наибольшее распространение получили двухступенчатые раздаточные коробки с одной или двумя понижающими ступенями.

К главным передачам автомобилей высокой проходимости предъявляется требование — обеспечение достаточного дорожного просвета. Поэтому наряду с одинарными главными передачами широко используют двой-

ные с конической и цилиндрической парами зубчатых колес или двойные разнесенные. В полноприводных автомобилях большой грузоподъемности используют, как правило, двойные разнесенные главные передачи. В трансмиссиях с бортовым приводом функции главной передачи выполняют бортовые редукторы, каждый из которых передает движение к одному колесу. При применении колесных редукторов появляется возможность уменьшить размеры главных, центральных передач и карданных шарниров привода колес при независимой их подвеске. Применяются планетарные колесные

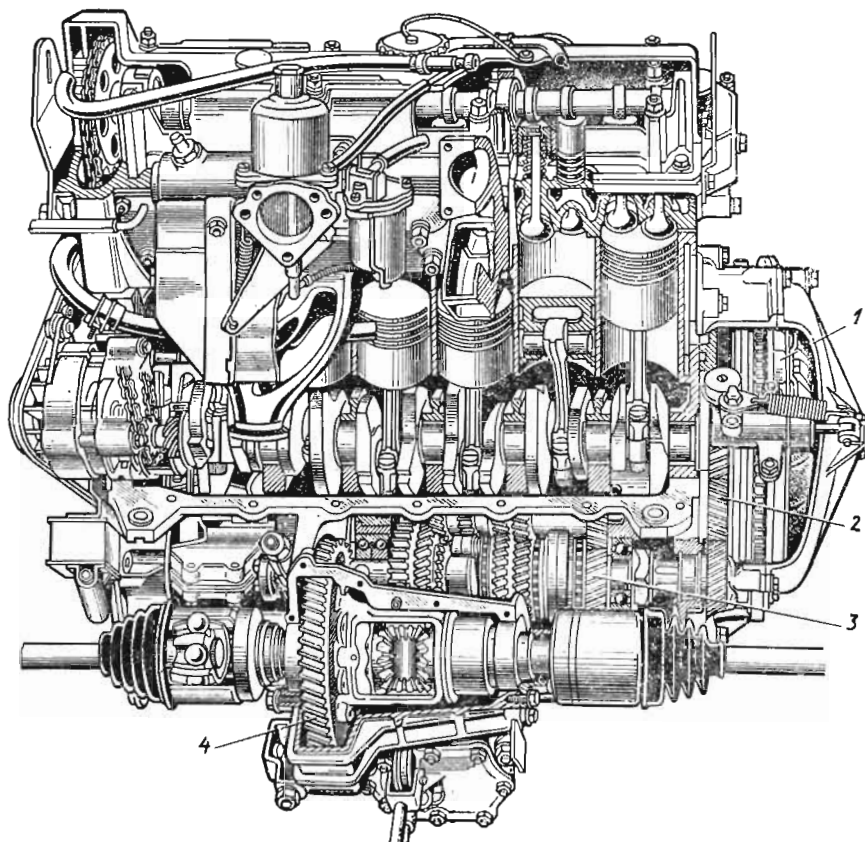


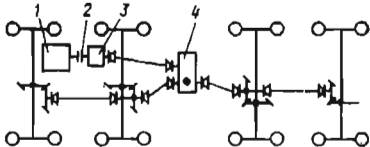
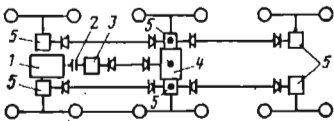
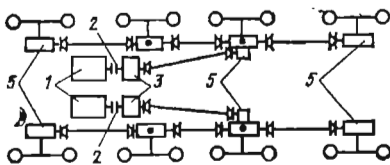
Рис. 1.5. Трансмиссия автомобиля, расположенная в картере двигателя:

1 — сцепление; 2 — дополнительный ряд зубчатых колес; 3 — ведущий вал коробки передач; 4 — главная передача

1.1. Схемы трансмиссий автомобилей

Схема	Автомобиль
	4×2 с задними ведущими колесами
	6×4 с раздельным приводом
	6×4 с проходным мостом
	4×4 с раздаточной коробкой
	4×4 без раздаточной коробки
	6×6 с раздельным приводом ведущих колес
	6×6 с проходным средним мостом
	8×8 с раздельным приводом ведущих мостов через раздаточные коробки

Продолжение табл. 1.1

Схема	Автомобиль
	8×8 с проходными мостами
	6×6 с бортовым приводом и центральной раздаточной коробкой
	8×8 с бортовым приводом и двумя двигателями

Примечание. 1 — двигатель внутреннего сгорания; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — раздаточная коробка; 5 — бортовой редуктор; ● — узел деления мощности.

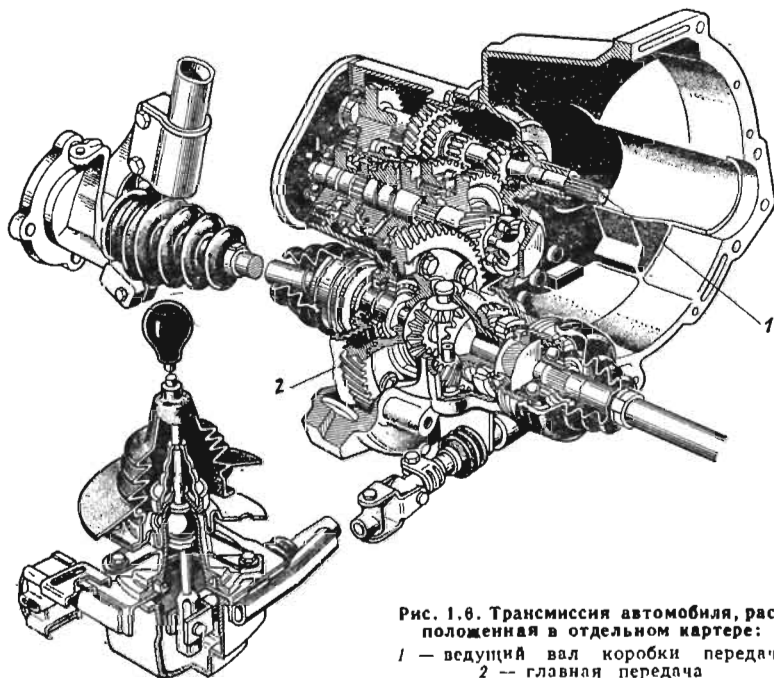


Рис. 1.6. Трансмиссия автомобиля, расположенная в отдельном картере:
1 — ведущий вал коробки передач;
2 — главная передача

редукторы и редукторы, выполненные в виде цилиндрической пары с наружным или внутренним зацеплением.

В трансмиссиях грузовых автомобилей различной грузоподъемности применяются ГМП с числом передач шесть—восемь, а в трансмиссиях многоприводных автомобилей высокой проходимости — три—пять передач.

1.2. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ

Электромеханическая трансмиссия состоит из электрической и механической передач. В таких трансмиссиях электрическая энергия вырабатывается генератором, который приводит в во вращение двигателем. Трансмиссии выполняются по схеме группового или индивидуального привода ведущих колес. В схеме группового привода крутящий момент от одного электродвигателя через механическую передачу передается на несколько колес (рис. 1.7, а). В схеме с индивидуальным приводом крутящий момент на каждое колесо передается от отдельного электродвигателя через механическую передачу (рис. 1.7, б). Колесо, электродвигатель, редуктор и другие узлы конструктивно объединяются в один агрегат — электромотор-колесо (далее мотор-колесо).

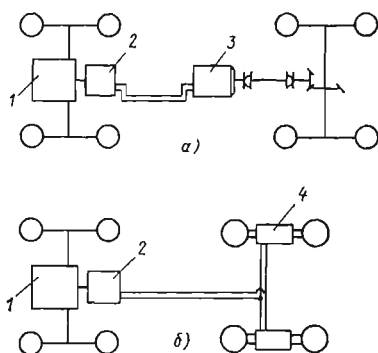


Рис. 1.7. Схемы электромеханических трансмиссий привода:

а — группового; б — индивидуального;
1 — двигатель внутреннего сгорания;
2 — генератор; 3 — электродвигатель;
4 — электромотор-колесо

Для автомобилей различного назначения преимущественно используют электромеханические трансмиссии с индивидуальным приводом к мотор-колесам. Основными агрегатами электромеханической трансмиссии являются генератор и мотор-колесо. Электромеханические трансмиссии применяются на автомобилях-самосвалах грузоподъемностью свыше 70 т, автомобилях и автопоездах высокой проходимости, автобусах особо большой вместимости.

Общим для всех указанных транспортных средств преимуществом электромеханической трансмиссии перед механической и гидромеханической является бесступенчатое или в крайнем случае двухступенчатое регулирование крутящего момента.

Ряд других преимуществ в различной степени проявляются по типам автомобилей:

для самосвалов: улучшение компоновки и распределения массы автомобиля по мостам за счет оптимального расположения мотор-колес; возможность реализации одним мотор-колесом большой мощности; меньшая масса трансмиссии для автомобилей мощностью более 700—800 кВт;

для автомобилей и автопоездов высокой проходимости: свободный выбор колесной формулы и простота общей компоновки для широкого круга требований; существенное повышение проходимости автомобиля или автопоезда при активизации сцепных звеньев; плавное регулирование силы тяги; упрощение механической части привода;

для автобусов: возможность создания сочлененных автобусов особо большой вместимости с высокими тяговыми показателями; улучшение планировки и снижение уровня пола пассажирского салона.

Электромеханическая трансмиссия имеет следующие недостатки: большую массу агрегатов и трансмиссии в целом, во многих случаях превышающую массу механической и гидромеханической трансмиссий; сравнительно низкий КПД; необходимость применения дорогостоящих материалов; сравнительно высокую стоимость изготовления; относительно большие непродресоренные массы.

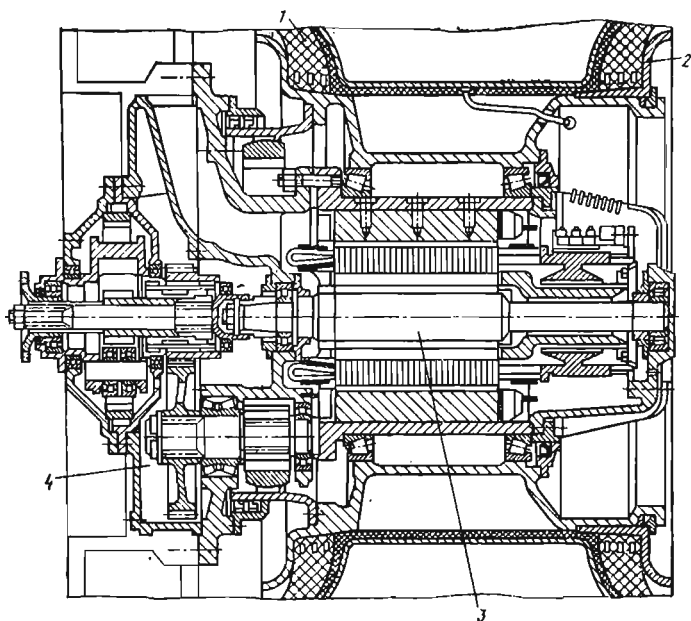


Рис. 1.8. Электромотор-колесо:

1 — шина; 2 — обод; 3 — электродвигатель; 4 — редуктор

В настоящее время применяются электромеханические трансмиссии постоянного и переменного-постоянного тока.

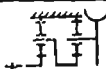
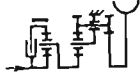
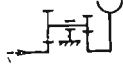
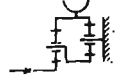
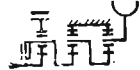
Предпочтительным является прямое соединение генератора с двигателем. При необходимости соединение может осуществляться через механическую передачу. В большинстве случаев это приводит к увеличению размеров агрегата двигатель—генератор.

Мотор-колесо — исполнительный механизм электромеханической трансмиссии представляет собой отдельный агрегат, объединяющий следующие основные элементы: тяговый электродвигатель; редуктор, ведущее звено которого соединено с валом электродвигателя; колесо, состоящее из ступицы, обода и шины; механический тормоз с соответствующим приводом. Кроме этого, конструкция мотор-колеса включает подшипниковые узлы, элементы подвески, механизмы переключения передач в двухступенчатых мотор-колесах, механизм сцепления в мотор-

колесах периодического действия. В табл. 1.2 приведены кинематические схемы редукторов и ряд конструктивных параметров существующих одно- и двухскоростных мотор-колес. Общие компоновочные решения при конструировании мотор-колес определяются рядом требований: минимизацией осевого размера мотор-колеса; использованием подшипников колес и уплотнений относительно небольших размеров; доступностью коллектора электродвигателя для обслуживания; удобством компоновки механического тормоза; созданием в мотор-колесе воздуховода с минимальным аэродинамическим сопротивлением (при воздушном охлаждении); удобством и надежностью монтажа электроаппаратуры.

На рис. 1.8 показана конструкция мотор-колеса. Электродвигатель является осью колеса и размещен в ступице; доступ к коллектору свободный; корпус редуктора служит фланцем, при помощи которого мотор-колесо крепится к раме автомобиля.

1.2. Кинематические схемы и основные параметры мотор-колес

Нагрузка на колесо, кН	Мощность электродвигателя, кВт	Передач-ное число редуктора	Схема
25	15	14,1	
27	35	15	
140	75	59/20	
250	75	60/20	
250	75	20	
337	230	22	
410	230	—	

Примечание. Дробью даны передаточные числа двухступенчатых редукторов.

1.3. ГИДРООБЪЕМНЫЕ ТРАНСМИССИИ

Достоинства гидрообъемных передач: бесступенчатое плавное изменение в широком диапазоне эксплуатационных режимов скорости и силы тяги; простота компоновки трансмиссии и машины в целом, в том числе транспортного средства с активными прицепными звеньями; возможность длительной и устойчивой работы под нагрузкой при малых скоростях; облегчение условий работы двигателя и агрегатов трансмиссии (в результате снижения перегрузок и вибраций); простота управления; легкость автоматизации; возможность реверсирования движения и торможения без специальных устройств. Основ-

ные недостатки гидрообъемной передачи — относительно малый срок службы гидромашин и высокая стоимость.

В автомобилях гидрообъемные передачи применяются непосредственно в трансмиссиях для регулирования скорости и силы тяги, в качестве механизма отбора мощности, например для привода ведущих мостов прицепных звеньев.

Гидрообъемная трансмиссия состоит из гидрообъемных преобразователей: гидронасоса, приводимого двигателем, и гидромоторов. В зависимости от расположения гидроагрегатов, их типа и числа возможны две принципиальные схемы гидрообъемной трансмиссии.

В первой схеме (рис. 1.9, а) насос и гидромотор объединены в один блок (моноблочная трансмиссия). Гидропередача выполняет функции коробки передач и сцепления. Схема обеспечивает широкий диапазон регулирования за счет последовательного или параллельного управления гидронасосом и гидромотором. Однако трансмиссии, выполненные по этой схеме, имеют низкий КПД и лишены компоновочных преимуществ.

Во второй схеме (рис. 1.9, б) гидроагрегаты расположены раздельно. Насос соединен с двигателем, гидромоторы через механические передачи — с колесами. Гидромоторы устанавливаются как вне колеса, так и встраиваются в колесо (гидромотор-колесо). В последнем случае высокомоментные гидромоторы могут соединяться с колесом непосредственно. Схема удобна для компоновки. Применяется для многоприводных машин и автопоездов. Регулирование осуществляется обычно путем управления гидронасосом, а необходимый диапазон регулирования достигается за счет отключения привода отдельных мостов. В схеме с раздельным расположением гидроагрегатов может быть использовано несколько насосов (рис. 1.10). Двигатель приводит два насоса, каждый из которых питает гидромоторы борта или отдельной группы мостов. Схема с бортовым приводом позволяет осуществлять

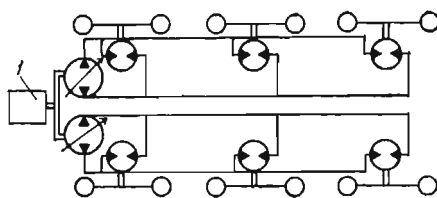


Рис. 1.10. Схема гидрообъемной трансмиссии с двумя насосами и бортовым приводом движителей:

1 — двигатель внутреннего сгорания

управление транспортным средством, изменяя частоту вращения колес одного из бортов. Трансмиссии, выполненные по данной схеме, обладают повышенной надежностью, что обусловлено параллельной работой насосов и магистралей.

1.4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ

При проектировании автомобиля рассчитывают следующие основные параметры трансмиссий: передаточное число главной передачи u_0 ; диапазон D_k и передаточные числа основной коробки передач u_i ; передаточные числа дополнительной коробки передач u_p .

Исходные данные для расчета задает техническое задание на проектируемый автомобиль, которое является первичным документом и основанием для разработки эскизного и технического проектов. В нем определяется общее направление работ по конструированию, исследованиям и технологии.

В техническом задании определяется тип автомобиля, дается краткая характеристика области его применения, дорожных условий и режимов эксплуатации с указанием климатических районов по ГОСТ 15150—69*. Указываются основные эксплуатационные свойства автомобиля (мощность, скорость и другие показатели, определяющие его динамические качества), показатели массы и размеров, ресурс до капитального ремонта, гарантийный

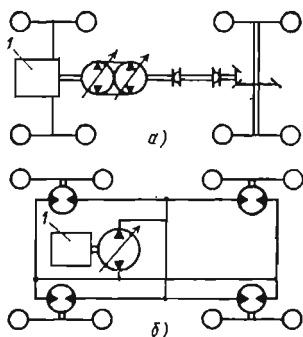


Рис. 1.9. Схемы гидрообъемных трансмиссий:

а — моноблочной; б — с раздельным расположением гидроагрегатов; 1 — двигатель внутреннего сгорания

пробег, требования к периодичности технического обслуживания, удобству его проведения и трудоемкости, требования к унификации, применяемые топливосмазочные материалы и другие, необходимые для проектирования сведения.

К показателям размеров, массы и компоновочным параметрам автомобиля, влияющим на характеристики его трансмиссии, относятся: полные массы автомобиля m_a и прицепа $m_{пр}$, общее число мостов, а также число и расположение ведущих мостов, распределение масс по мостам, ширина B_0 и высота H_0 , коэффициент обтекаемости k_v .

При разработке технического задания эти параметры определяют по аналогам с учетом назначения автомобиля, традиций и уровня технической оснащенности завода, качества предполагаемых к использованию материалов.

Массы автомобиля и автопоезда в СССР определяются следующей си-

стемой состояний масс. Масса снаряженного автомобиля $m_{a.н}$ — масса автомобиля без снаряжения, т. е. без инструмента, запасного колеса, дополнительного оборудования (например, радиоприемника, кондиционера и т. п.) и заправки (топлива, жидкого смазочного материала и воды). Массы жидкости в амортизаторах, смазочного материала в агрегатах и шарнирах, а также электролита в аккумуляторной батарее входят в массу снаряженного автомобиля.

Масса снаряженного автомобиля m_0 — масса автомобиля с заправкой и снаряжением, но без водителя и пассажиров.

Полная масса m_a — сумма масс снаряженного автомобиля, полезной нагрузки m_r , водителя и пассажиров.

Масса автопоезда $m_{a.п}$ — суммарная полная масса тягача и прицепа (полуприцепа).

Полная масса автомобиля определяется по следующим формулам.

Грузового
Городского автобуса
Междугородного автобуса
Легкового

$$\begin{aligned} m_a &= m_0 + m_r + m_{п}(z + 1) + m_6 \\ m_a &= m_0 + m_{п}(z + n + 1) + m_6 \\ m_a &= m_0 + m_{п}(z + 2) + m_6 \\ m_a &= m_0 + m_{п}(z + 1) + m_6 \end{aligned}$$

Здесь $m_{п}$ — масса человека ($m_{п} = 75$ кг); z — число мест для пассажиров; n — число мест для проезда стоя; m_6 — масса багажа.

Число мест для проезда пассажиров в автобусах городского типа стоя определяется исходя из площади, в пределах которой возможно расположение пассажиров стоя. В нормальных условиях предполагается размещение на одном квадратном метре свободной площади пола до пяти человек, а в часы пик — до восьми. Массу багажа водителя и пассажира грузовых автомобилей и автобусов городского типа принимают равной 5 кг, автобусов междугородного типа 15 кг и легковых автомобилей 10 кг на одного человека.

Масса снаряженного легкового автомобиля зависит от класса и группы. В табл. 1.3 приведены значения масс в зависимости от рабочего объема V_d двигателя, как основного параметра, определяющего принадлежность автомобиля к определенному классу и группе.

1.3. Значения масс легковых автомобилей

Группа	$V_{л'}$	$m_{a.н}$, кг	Масса снаряжения, кг
Особо малого класса			
1	До 0,849	До 649	30—50
2	0,85— 1,099	650—799	50—65
Малого класса			
1	1,1—1,299	800—899	65—90
2	1,3—1,499	900—1049	
3	1,5—1,799	1050— 1149	
Среднего класса			
1	1,8—2,499	1150— 1209	90—110
2	2,5—3,499	1300— 1499	
Большого класса			
1	3,5—4,949	1500— 1900	110—120
2	Свыше 5,0	Не регламентовано	

Масса снаряженного автобуса зависит от его номинальной вместимости. На рис. 1.11 приведены значения масс, приходящихся на одного пассажира, соответствующие наименьшим и наибольшим удельным массам. При этом под номинальной вместимостью понимается число пассажиров, перевозимых автобусом при нормальных условиях движения (не в часы пик).

Если задана грузоподъемность грузового автомобиля, то его предполагаемую полную массу можно определить по статистическим данным, исходя из коэффициента грузоподъемности $k_r = m_r/m_a$.

На рис. 1.12 для бортовых самосва-

лов и седельных автопоездов приведены огибающие кривые, соответствующие наиболее высоким коэффициентам рассмотренных бортовых автомобилей и седельных автопоездов.

Распределение массы по мостам определяется целесообразностью полного использования грузоподъемности шин, а также необходимостью соблюдения норм максимально допустимой нагрузки на дорогу. Ниже приведены максимально допустимые в СССР нагрузки на мосты автомобилей групп А и Б. При этом предполагается, что движение автомобилей группы А допускается только по дорогам I и II категорий.

Расстояние между мостами, м	1,0—1,25	1,26—1,39	1,40—2,5	2,6 ** и более
Предельно допустимая осевая нагрузка для автомобилей, кН:				
группы А	68,7	78,5	88,3 *	98,1
группы Б	44,1	49,0	53,9	58,9

* Допускается до 93,2 кН, если на смежный мост приходится не более 6,0 кН.

** Для полуприцепов контейнеровозов допускается 2,0 м.

Масса буксируемого прицепа зависит от назначения автопоезда, массы тягача, числа ведущих мостов тягача и ряда других факторов. Отношение массы прицепа к массе тягача (коэффициент массы прицепа $k_{пр}$) автопоездов, предназначенных для движения по твердым дорогам, составляет 0,5—1,2. При этом большие значения относятся к автомобилям группы А. Для автопоездов с полноприводными тягачами при движении по грунтовым дорогам $k_{пр} = 0,3 \div 0,6$.

Сила сопротивления воздуха оказывает существенное влияние на тягово-скоростные качества автомобилей при высоких скоростях движения. Она зависит от площади лобового сечения F (миделево сечение) и формы автомобиля, оцениваемой коэффициентом обтекаемости k_v . При отсутствии технической документации площадь миделева сечения может быть определена по выражению

$$F = \alpha B_0 H_0,$$

где B_0 и H_0 — соответственно наибольшая ширина и высота автомобиля; α — коэффициент заполнения площади

(для легковых автомобилей $\alpha = 0,78 \div 0,8$, для грузовых $\alpha = 0,75 \div 0,9$).

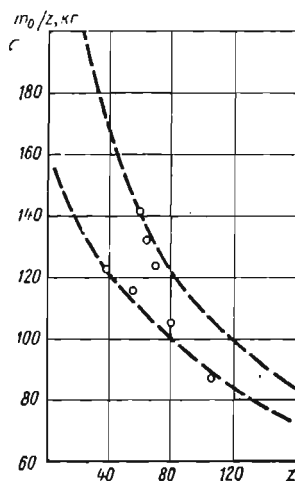


Рис. 1.11. Огибающие кривые максимальных и минимальных значений удельной снаряженной массы в зависимости от номинальной вместимости автобусов, курсирующих по междугородным линиям, и городских

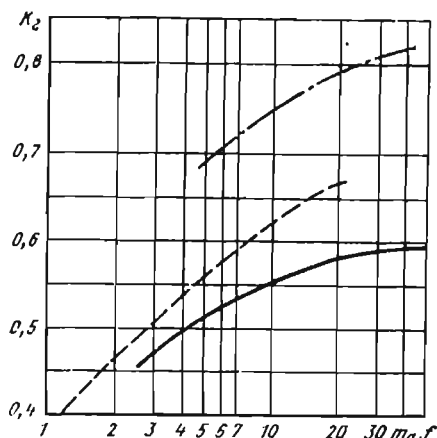


Рис. 1.12. Обгибающие кривые максимальных значений коэффициентов грузоподъемности грузовых автомобилей:

сплошная кривая — самосвалов; штриховая кривая — бортовых автомобилей; штрихпунктирная кривая — седельных автопоездов

Большие значения α относятся к более тяжелым автомобилям. Ниже приведены произведения $B_0 \times H_0$ (м²) современных автомобилей различных типов

Легковые автомобили

Особо малого класса	1,4—1,9
Малого класса	1,6—2,1
Среднего класса	1,9—2,3
Большого класса	2,2—2,6

Грузовые автомобили грузоподъемностью, т

0,5—2,0	4,2—5,7
2,1—5,0	5,2—7,5
5,1—15,0	6,9—9,0
Свыше 15	9,0—15

Коэффициенты обтекаемости k_B (Н·с²/м⁴) автомобилей различных типов приведены ниже.

Гоночные автомобили	0,13—0,15
Легковые автомобили	0,15—0,35
Автобусы	0,24—0,4
Грузовые автомобили	0,5—0,7
Автопоезда	0,6—0,95
Автофургоны	1,0—1,2

Характеристики двигателя автомобиля при расчетах параметров трансмиссий являются известными. Наиболее полные сведения о параметрах двигателя дает внешняя скоростная характеристика, представляющая зависимость эффективного момента и мощности от частоты вращения коленчатого вала двигателя ω_e при установившемся

режиме работы и максимальной подаче топлива. Важнейшими параметрами внешней характеристики являются максимальная эффективная мощность (кВт) $N_{e \max}$; максимальный крутящий момент (кН·м) $M_{e \max}$; крутящий момент при максимальной мощности (кН·м) M_N ; максимальная частота вращения коленчатого вала (об/мин) $n_{e \max}$; частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности (об/мин) n_N ; коэффициент приспособляемости по моменту k_M ; коэффициент приспособляемости по частоте k_ω .

Для карбюраторных двигателей $k_M = 1,1 \div 1,35$, $k_\omega = 1,5 \div 2,5$; для дизелей $k_M = 1,1 \div 1,15$, $k_\omega = 1,45 \div 2,0$.

При расчетах часто используют эмпирическую зависимость крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала

$$M_e = M_N \left[a + b \frac{n_e}{n_N} + c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right], \quad (1.1)$$

где a , b , c — коэффициенты, подбираемые по графику внешней скоростной характеристики.

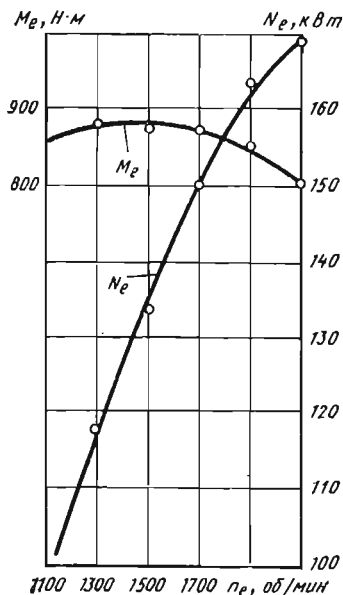


Рис. 1.13. Скоростная характеристика двигателя ЯМЗ-238

1.4. Параметры отечественных двигателей

Марка	v_l	Тип *	N_{max} , кВт	$n \cdot 10^3$, об/мин	M_{max} , Н·м	$n \cdot 10^3$, об/мин	k_M	k_ω	Коэффициенты		
									a	b	
Карбюраторных											
MeM3-9665	0,887	4V	20,6	4,3	51	2,75	1,076	1,51	0,78	0,88	0,66
MeM3-968	1,197	4V	29,4	4,3	74,5	2,8	1,14	1,54	0,66	1,49	1,15
MeM3-968Б	1,197	4V	36,8	4,4	81,5	3,6	1,02	1,22	0,61	1,0	0,61
BA3-2101	1,198	4P	47	5,6	87,3	3,4	1,089	1,65	0,88	0,69	0,57
BA3-21011	1,295	4P	50,7	5,6	94,1	3,4	1,088	1,65	0,88	0,69	0,57
«Москвич-408»	1,36	4P	36,8	4,75	91,2	3,2	1,23	1,48	0,23	2,95	2,18
BA3-2103	1,45	4P	56,6	5,60	105,1	3,5	1,088	1,6	0,84	0,78	0,62
«Москвич-4123»	1,48	4P	55,2	5,8	111,2	3,4	1,22	1,7	0,97	0,98	0,95
BA3-2106	1,57	4P	58,8	5,4	121,6	3,0	1,16	1,8	0,91	0,9	0,81
УАЗ-451 МИ	2,445	4P	55,2	4,0	166,7	2,35	1,26	1,70	0,73	1,80	1,53
ЗМЗ-24Д	2,445	4P	69,9	4,5	186,3	2,5	1,26	1,8	0,85	1,46	1,31
ГАЗ-52-04	3,48	6P	55,2	2,8	205,9	1,5	1,094	1,87	0,97	0,46	0,43
ЗМЗ-66	4,25	8V	84,6	3,3	284,4	2,25	1,16	1,47	0,44	2,12	1,56
ЗМЗ-58											
ЗМЗ-13	5,53	8V	143,4	4,4	411,9	2,25	1,32	1,95	0,97	1,38	1,35
ГАЗ-14	5,53	8V	161,8	4,2	451,1	2,7	1,23	1,53	0,41	2,50	1,91
ЗИЛ-130	6,0	8V	110,3	3,2	402	1,9	1,22	1,68	0,75	1,59	1,34
ЗИЛ-375	7,0	8V	132,4	3,2	465	1,9	1,18	1,68	0,80	1,3	1,00
Дизелей											
КамАЗ	10,85	8V	154,6	2,6	637,6	1,6	1,12	1,6	0,51	1,11	0,62
ЯМЗ-236	11,15	6V	132,4	2,1	666,7	1,5	1,107	1,4	0,44	1,87	1,31
ЯМЗ-238	14,84	8V	176,5	2,1	882,6	1,5	1,099	1,4	0,48	1,73	1,21
ЯМЗ-238С	14,86	8V	194,9	2,3	882,6	1,5	1,091	1,53	0,77	0,99	0,76
ЯМЗ-238Н	14,86	8V	220,6	2,1	1078,7	1,5	1,075	1,4	0,61	1,31	0,92
ЯМЗ-240	22,3	12V	264,8	2,1	1274,8	1,5	1,061	1,4	0,68	1,07	0,75
ЯМЗ-240Н1	22,3	12V	367,7	2,1	1765,0	1,6	1,055	1,31	0,48	1,50	0,92
Д12А-525А	38,8	12V	386,1	2,0	2206	1,2	1,196	1,63	0,7	1,61	1,31

* Цифрой обозначено число цилиндров, буквой — V-образный двигатель (V) и рядный (P).

Если известны k_M и k_{ω} , то коэффициенты a , b , c приближенно могут быть определены из выражений

$$a = \frac{k_M k_{\omega} (2 - k_{\omega}) - 1}{k_{\omega} (2 - k_{\omega}) - 1};$$

$$b = \frac{1 - a}{1 - 0,5 k_{\omega}}; \quad c = k_{\omega} \frac{b}{2}.$$

(1.2)

На графике рис. 1.13 изображена экспериментальная скоростная характеристика двигателя ЯМЗ-238. Точками показаны значения момента, рассчитанные с использованием формул (1.1) и (1.2).

В табл. 1.4 приведены необходимые для тягово-скоростных расчетов параметры двигателей автомобилей.

Параметры внешней характеристики определяют на стенде при комплектации двигателя согласно ГОСТ 16846—78 (без глушителя, вентилятора, радиатора и компрессора). Полученная при испытаниях мощность приводится к нормальным условиям: атмосферному давлению, равному 101 кПа, и температуре воздуха +15 °С. По стандарту DIN (ФРГ) испытания проводят при отсутствии только радиатора и компрессора, а по стандарту SAE — при отсутствии глушителя, вентилятора, радиатора, компрессора, воздушного фильтра, генератора и водяного насоса. В настоящее время в США взамен стандарта SAE используют новый стандарт, близкий к DIN, но результаты приводятся к давлению воздуха 99,2 кПа и температуре воздуха +29,4 °С.

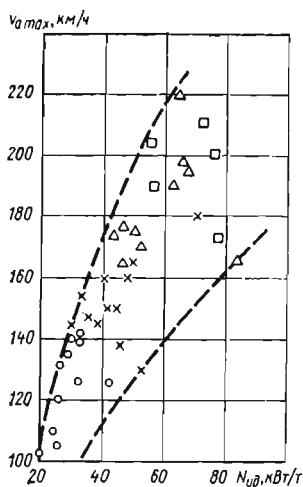


Рис. 1.14. Зависимость максимальной скорости легковых автомобилей от удельной мощности:

○ — особо малого класса; х — малого класса; Δ — среднего класса; □ — большого класса

Потери мощности, расходуемой на привод различных механизмов, в процентах от мощности двигателя приведены ниже.

Масляный насос	1—1,5
Водяной насос	2—4,0
Вентилятор	4—8,0
Генератор	0,3—0,4
Глушитель	2
Воздушный фильтр	1—1,5

Используя эти данные, можно приближенно сравнивать мощности двигателей, определенные по различным стандартам. При этом следует учитывать, что больший процент затрат относится к двигателям меньшей мощности.

Часть мощности двигателя затрачивается на привод приборов и механизмов, а также неизбежны потери мощности вследствие установки систем впуска и выпуска и несоответствия условий работы двигателя на автомобиле стендовым условиям. Перечисленные потери учитываются введением в расчет коэффициента k_c . Коэффициент k_c зависит от типа двигателя и типа автотранспортного средства. При приближенных расчетах можно принимать $k_c = 0,8 \div 0,9$, меньшие значе-

ния относятся к автомобилям с меньшей удельной мощностью.

Если мощность двигателя не задана техническими условиями, то ее находят исходя из заданной максимальной скорости или по удельной мощности, сопоставляя характеристики разрабатываемого автомобиля и существующих аналогов.

Мощность двигателя, необходимую для движения с максимальной скоростью $v_{a \max}$, находят по выражению

$$N_{ev} = 0,278 \psi_v g m_a v_{a \max} + 0,0214 k_B F v_{a \max}^3, \quad (1.3)$$

где ψ_v — коэффициент дорожного сопротивления при максимальной скорости.

Неправильный выбор мощности двигателя приводит к перерасходу топлива. Увеличение мощности позволяет повысить средние скорости движения, улучшить динамические качества автомобиля, однако при этом возрастают размеры и масса двигателя и трансмиссии, стоимость автомобиля, увеличивается расход топлива и масла.

Максимальная скорость движения автомобиля зависит от его типа и назначения. Максимальные скорости легковых автомобилей зависят от класса и находятся в пределах 100—220 км/ч.

При оценке тягово-скоростных качеств автомобилей используют понятие удельная мощность $N_{уд}$ — отношение номинальной мощности двигателя к полной массе автомобиля (автопосзда).

Анализ параметров современных легковых автомобилей показывает, что их максимальные скорости и удельные мощности изменяются в широких пределах: $N_{уд} = 20 \div 90$ кВт/т, $v_{a \max} = 100 \div 220$ км/ч (рис. 1.14). В то же время наблюдается довольно четкая взаимосвязь между удельной мощностью, максимальной скоростью и классом автомобиля.

Параметр	$N_{уд}$ (кВт/т)	$v_{a \max}$ (км/ч)
Класс автомобиля:		
особо малый (не более)	40	140
малый (не более)	50	170
средний и большой (не более)	90	220

У грузовых автомобилей оптимальная максимальная скорость выбирается в некотором диапазоне, определяемом условиями безопасности движения, действующими нормативными документами, скоростными возможностями аналогов и тенденциями развития.

ГОСТ 21398—75* устанавливает нижний предел максимальной скорости 75 км/ч для полностью нагруженных одиночных автомобилей и автопоездов, движущихся по горизонтальной дороге с твердым покрытием, и 30 км/ч на подъеме крутизной 3 %.

Большинство современных грузовых автомобилей имеют $v_{a \max} = 80 \div 100$ км/ч, и в перспективе применительно к большегрузным грузовым автомобилям магистрального типа $v_{a \max} \leq 100$ км/ч. В настоящее время для грузовых автомобилей рекомендуются $v_{a \max} = 80 \div 95$ км/ч.

При выборе удельной мощности необходимо учитывать, что автомобиль, обладающий низкими динамическими качествами, является помехой для других автомобилей. При этом чем ниже тягово-скоростные качества и больше размеры и масса автомобиля, тем больше создает он помех для транспортного потока.

Если с точки зрения обеспечения достаточных средних скоростей движения и минимальных расходов топлива для большегрузных автопоездов можно признать достаточной $N_{уд} = 6$ кВт/т, то с точки зрения обеспечения равномерного движения транспортных потоков на дорогах предпочтительной является $N_{уд} = 7,5$ кВт/т.

Шины выбирают по стандартам исходя из расчетной нагрузки на колесо. Основным размером, используемым при расчетах тягово-скоростных качеств, является радиус колеса, катящегося без скольжения $r_{к0}$. При этом под радиусом качения r_k понимается отношение поступательной скорости колеса v_k к его угловой скорости ω_k .

Радиус качения колеса, катящегося без скольжения, примерно равен радиусу колеса, движущегося в ведомом режиме, т. е. колеса, равномерно катящегося под действием толкающей силы. Последний занимает промежуточное положение между свободным радиусом r_c и статическим $r_{ст}$. Значения этих

двух радиусов приводятся в справочных материалах по сортаментам шин. С достаточной для практических целей точностью радиус $r_{к0}$ может быть найден по выражению

$$r_{к0} = \lambda_{ш} r_{ст},$$

где $\lambda_{ш}$ — коэффициент деформации, зависит от типа, размера и модели шины ($\lambda_{ш} = 0,95 \div 0,97$, меньшие значения относятся к более эластичным шинам).

1.5. ПАРАМЕТРЫ МЕХАНИЧЕСКИХ СТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ

Передачное число главной передачи u_0 выбирают из условия обеспечения максимальной кинематической скорости автомобиля при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и высших передачах в коробке и раздаточной коробке. Передачное число главной передачи

$$u_0 = 0,377 v_{k \max} u_{р.в} / (n_e \max r_{к0}), \quad (1.4)$$

где $u_{р.в}$ — передаточные числа высших передач соответственно в коробке передач и раздаточной коробке.

Максимальная кинематическая скорость $v_{k \max}$ может быть равна, больше или меньше расчетной максимальной скорости $v_{a \max}$ по балансу мощности. Коэффициент высшей передачи

$$c_v = v_{a \max} / v_{k \max}.$$

Максимальная кинематическая скорость легковых автомобилей обычно равна максимальной скорости по балансу мощности ($c_v = 1$). У грузовых автомобилей $c_v < 1$, $c_v = 1$ и $c_v > 1$. Соотношение определяется назначением автомобиля, динамическими требованиями, а также диапазоном и числом передач в коробке передач. Увеличение c_v приводит к повышению динамических качеств автомобиля при ограниченном числе передач в коробке передач. При этом в случае движения с большой неравномерностью повышается средняя скорость. Излишнее увеличение c_v может привести к повышению расхода топлива и снижению

срока службы двигателя. Значение $c_v < 1$ наиболее целесообразно для транспортных средств, совершающих магистральные перевозки при большом диапазоне и числе ступеней в коробке передач. При $c_v < 1$ более полно используется мощность двигателя во время работы автомобиля с неполной нагрузкой.

Высшая передача коробки передач заднеприводных автомобилей принимается прямой или повышающей. Повышающая передача наиболее часто применяется на автомобилях средней и большой грузоподъемности, предназначенных для работы с прицепами. По производственным соображениям и с целью унификации коробки передач с повышающей передачей могут применяться и на грузовых автомобилях других типов.

Передаточное число высшей передачи коробки передач переднепривод-

ного автомобиля определяется ее конструкцией и типом привода. В этом случае, используя формулу (1.4), целесообразно определить суммарное передаточное число трансмиссии на высшей передаче ($u_{\Sigma u_0}$) и разделить передаточные числа между коробкой передач и главной передачей исходя из конструктивных соображений.

Главные передачи легковых автомобилей изготавливают с передаточными числами 3,1—4,9. Обследование статистических данных современных легковых автомобилей показало, что 19 % автомобилей имеют передаточные числа главной передачи 3,1—3,6; 62 % 3,7—4,3 и 16 % 4,4—4,9.

Передаточные числа главных передач грузовых автомобилей составляют 4,5—9,0. При этом в зависимости от условий эксплуатации на автомобиле могут устанавливаться главные передачи с различными передаточными числами.

Семейство автомобилей	ГАЗ	ЗИЛ
Грузоподъемность базовой модели, т	2—4	3—6
Передаточные числа главной передачи	6,38; 6,83	6,33; 6,67; 6,83

«Урал»	КамАЗ	КрАЗ	МАЗ
4,5—7,5	8—10	7,5—12	8—14,5
7,32; 8,05; 8,9	5,94; 6,53; 7,22; 7,339	8,173; 8,21	6,59; 7,23; 7,77

Передаточные числа коробки передач определяют исходя из требуемого диапазона ($D_k = u_1/u_n$ — отношение передаточных чисел крайних передач) и числа ступеней.

Диапазон и число ступеней являются основными характеристиками коробок и определяются типом и назначением автомобилей. Для легковых автомобилей применяют коробки передач с 3—5 ступенями. Наиболее распространенными в настоящее время являются четырехступенчатые коробки передач, хотя наблюдается тенденция увеличения количества моделей с пятиступенчатыми. Трехступенчатые коробки передач применяют только на автомобилях с большой удельной мощностью. Трехступенчатые коробки пе-

редач имеют $D_k = 2,3 \div 2,6$; пятиступенчатые $D_k = 3,5 \div 4,5$. Наиболее распространенные существующие конструкции четырехступенчатых коробок передач имеют $D_k = 3,4 \div 4,00$, хотя встречаются коробки передач, у которых $D_k = 3,1 \div 3,2$ и $D_k = 4,5 \div 4,7$.

Диапазон и число ступеней коробок передач грузовых автомобилей отличаются большими пределами. Существуют коробки передач с числом ступеней от 6 до 22 при $D_k = 5 \div 25$. Число ступеней находится в прямой зависимости от диапазона коробки. Это видно из приведенных ниже данных, полученных статистической обработкой результатов, относящихся к различным моделям автомобилей.

D_k	5,7—8,5	7,9—9,35
Число ступеней	5	6

8—10	9,2—18,5	13—19,4	17—24,7
8	10	16	20

Основной тенденцией является увеличение числа ступеней и диапазона коробки передач при возрастании массы автомобиля (автопоезда). Увеличение числа ступеней и диапазона большегрузных автомобилей (автопоездов) позволяет более эффективно использовать мощность двигателя при работе автомобиля с различной степенью загрузки и в различных дорожных условиях. Для таких автомобилей в зоне наиболее часто применяемых передач интервал ступеней (отношение передаточных чисел смежных передач) должен быть равен 1,3—1,4. Большой интервал обуславливает увеличение расхода топлива, а также снижение динамических качеств автомобиля. Меньший интервал вызывает затруднения у водителя в выборе нужной передачи. У коробок передач с автоматическим переключением число ступеней может быть большим.

Передаточное число первой (нижней) передачи u_1 , если не установлен диапазон, определяется из необходимости соблюдения трех условий: 1) возможности преодоления автомобилем (автопоездом) заданного максимального дорожного сопротивления; 2) возможности реализации по условиям сцепления колес с дорогой максимального тягового усилия; 3) возможности движения с минимально устойчивой скоростью. Исходя из этого передаточное число первой передачи определяют по трем формулам.

По первому условию $u_1 = \frac{\psi_{\max} g m_a r_{\text{к}}}{M_{\text{етак}} u_p u_0 \eta_T}$, где $\psi_{\max}$ — максимальное дорожное сопротивление (для одиночных автомобилей $\psi_{\max} \geq 0,35$, а для автопоездов $\psi_{\max} \geq 0,18$; обычно принимают для легковых автомобилей $\psi_{\max} = 0,35 \div 0,5$ и грузовых $\psi_{\max} = 0,35 \div 0,4$); η_T — КПД трансмиссии; u_p — передаточное число раздаточной коробки.

По второму условию $u_1 = \frac{\varphi g m_{\text{ф}} r_{\text{к}}}{M_{\text{етак}} u_p u_0 \eta_T}$, где $m_{\text{ф}}$ — сцепная масса автомобиля (для полноприводных автомобилей $m_{\text{ф}} = m_a$; для автомобилей с задними ведущими мостами $m_{\text{ф}} = \alpha_2 m_a$; для автомобилей с передним ведущим мостом $m_{\text{ф}} = \alpha_1 m_1$). В этих выражениях m_a и m_1 — массы, приходящиеся на задние и передние мосты соответственно, α_2

и α_1 — коэффициенты перераспределения нагрузки, $\alpha_1 = 0,8 \div 0,9$ и $\alpha_2 = 1,1 \div 1,3$; φ — коэффициент сцепления (для сухого шоссе $\varphi = 0,6 \div 0,8$).

По третьему условию $u_1 = \frac{0,377 n_{\text{еу}} r_{\text{к}}}{u_0 u_p v_{a \min}}$, где $n_{\text{еу}}$ — минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; $v_{a \min}$ — минимально устойчивая скорость движения (для удобства маневрирования принимается $v_{a \min} \leq 4 \div 5$ км/ч).

Если u_1 , найденное по первому условию, будет превышать значение, найденное по второму, то целесообразно увеличить сцепную массу автомобиля. При невозможности увеличения сцепной массы принимается u_1 , найденное по второму условию. При этом автомобиль не сможет преодолеть заданные дорожные сопротивления. Передаточное число, выбранное по первому и второму условию, сопоставляется с определенным по третьему условию. Если первое будет меньшим, чем второе, то окончательно u_1 принимается по третьему условию.

Передаточные числа промежуточных передач в большинстве случаев рассчитываются по геометрической прогрессии, что обеспечивает возможность работы двигателя при разгоне автомобиля в одинаковом режиме на всех передачах. В общем виде передаточное число промежуточной передачи

$$u_i = u_1 D_{\text{к}}^{(i-1)/(1-n)},$$

где i — номер передачи; n — число передач.

Если в коробке передач имеется прямая передача, то передаточные числа промежуточных передач

$$u_i = u_1^{(n-i)/(n-1)},$$

в данном случае n — номер прямой передачи.

Диапазон работы двигателя, возможность и легкость переключения передач, условия работы синхронизаторов зависят от интервала передаточных чисел между смежными ступенями в коробке передач. Интервал между передачами можно оценивать по шагу соседних передач $q_{1,i+1} = u_i/u_{i+1}$. Найденные значения передаточных чисел корректируют, уменьшая $q_{1,i+1}$

для высших передач за счет увеличения интервалов между низшими. При этом обеспечивается лучшее использование мощности двигателя при движении автомобиля на наиболее часто употребляемых высших передачах, а также улучшаются условия работы синхронизаторов. Из условия возможности переключения наибольшее значение $q_i, i+1 = 1,6 \div 1,7$. На низших передачах встречаются значения шага, близкие к двум.

При ограниченном числе ступеней коробки передач можно рекомендовать рассчитать передаточные числа промежуточных передач по геометрической прогрессии и гармоническому ряду и выбрать средние величины. Передаточные числа по гармоническому ряду определяются из условия обеспечения возрастания скорости автомобиля на одну и ту же величину на каждой сту-

пени. При этом шаг между высшими передачами оказывается значительно меньшим, нежели между низшими. Передаточные числа промежуточных передач гармонического ряда в общем случае

$$u_i = u_1 \left[\frac{i-1}{n-1} (D_K - 1) + 1 \right]^{-1}$$

Если передача с индексом n является прямой, то

$$u_i = u_1 \left(\frac{i-1}{n-1} u_1 + \frac{n-i}{n-1} \right)^{-1}$$

Передаточное число ступени заднего хода принимается близким к u_1 . Найденные значения передаточных чисел уточняются при разработке конструкции.

В табл. 1.5 и 1.6 приведены характеристики некоторых наиболее типичных автомобильных коробок передач.

1.5. Основные характеристики коробок передач механических трансмиссий

Фирма, модель коробки передач	Передаточные числа и шаг между соседними ступенями					Среднее значение шага	Диапазон
ЗАЗ-968	3,80	2,12 (1,79)	1,41 (1,50)	0,96 (1,46)	4,16	1,58	3,94
ВАЗ-2101	3,75	2,30 (1,63)	1,49 (1,54)	1,00 (1,49)	3,87	1,55	3,75
«Москвич-2138»	3,81	2,42 (1,57)	1,45 (1,67)	1,00 (1,45)	4,71	1,56	3,81
«Москвич-2140»	3,49	2,04 (1,70)	1,33 (1,54)	1,00 (1,33)	3,39	1,52	3,49
ГАЗ-24	3,50	2,26 (1,55)	1,45 (1,56)	1,00 (1,45)	3,54	1,52	3,50
Tatra-603	3,545	2,265 (1,56)	1,45 (1,56)	0,96 (1,51)	3,43	1,55	3,80
УАЗ-469	4,12	2,64 (1,56)	1,58 (1,67)	1,00 (1,58)	5,22	1,60	4,12
ГАЗ-53А	5,55	3,09 (2,12)	1,71 (1,81)	1,00 (1,71)	7,77	1,87	6,55

Продолжение табл. 1.5

Фирма, модель коробки передач	Передаточные числа и шаг между соседними ступенями						Средние значения шага	Диапазон
Zahnradfabrik AKY-40	6,42	3,10 (1,07)	1,68 (1,85)	1,00 (1,68)	—	—	1,86	6,42
ЗИЛ-130	7,44	4,10 (1,81)	2,29 (1,79)	1,47 (1,56)	1,00 (1,47)	7,09	1,65	7,44
ЯМЗ-204V	6,17	3,40 (1,82)	1,79 (1,90)	1,00 (1,79)	0,78 (1,28)	6,69	1,68	7,91
ЯМЗ-236H	5,26	2,90 (1,81)	1,51 (1,91)	1,00 (1,52)	0,06 (1,50)	5,48	1,68	7,98
КамАЗ мод. 114	7,82	4,03 (1,94)	2,50 (1,61)	1,53 (1,65)	1,00 (1,53)	6,38	1,67	7,82
Clark 205V	7,58	4,38 (1,73)	2,40 (1,82)	1,48 (1,62)	1,00 (1,48)	—	1,66	7,58
Clark 204VD	6,06	3,50 (1,73)	1,80 (1,94)	1,00 (1,80)	0,80 (1,25)	—	1,66	7,58
Clark 327V	6,27	3,55 (1,77)	1,89 (1,88)	1,18 (1,60)	1,00 (1,18)	5,11	1,58	6,27
Clark 328V	7,01	3,97 (1,77)	2,11 (1,83)	1,18 (1,79)	1,00	5,71	1,63	7,01
Ikarus 280	5,81	2,90 (2,00)	1,99 (1,46)	1,44 (1,38)	1,00 (1,44)	5,01	1,55	5,81
IFA	8,62	4,56 (1,89)	2,62 (1,74)	1,59 (1,65)	1,00 (1,59)	6,38	1,71	8,62
Scoda-760	7,64	4,27 (1,79)	2,60 (1,64)	1,59 (1,63)	1,00 (1,59)	5,95	1,67	7,64
Tatra 138	8,69	4,40 (1,98)	2,66 (1,65)	1,62 (1,64)	1,00 (1,62)	7,53	1,72	8,69
Spyser 4652-A	7,40	4,27 (1,73)	2,47 (1,73)	1,46 (1,69)	1,00 (1,46)	—	1,65	7,40
Spyser 8151-T	5,19	2,95 (1,76)	1,72 (1,72)	1,00 (1,72)	0,69 (1,45)	—	1,66	7,52
Fuller 5C-65	8,08	4,67 (1,73)	2,62 (1,78)	1,38 (1,90)	1,00 (1,38)	—	1,69	8,08

Продолжение табл. 1.5

Фирма, модель коробки передач	Передаточные числа и шаг между соседними ступенями						Средние значения шага	Диапазон
Fuller 5C-650	6,37	3,40 (1,90)	1,74 (1,95)	1,00 (1,74)	0,75 (1,33)	—	1,71	8,50
David Brown 557/480	7,95	4,70 (1,69)	2,78 (1,69)	1,56 (1,78)	1,00 (1,56)	—	1,68	7,95
David Brown 577/480	6,05	3,34 (1,81)	1,76 (1,90)	1,00 (1,76)	0,77 (1,30)	—	1,67	7,86
Zahnradfabrik S5-45	7,92	4,37 (1,81)	2,55 (1,71)	1,49 (1,71)	1,00 (1,49)	7,35	1,68	7,92
Zahnradfabrik S5-45	6,47	3,33 (1,94)	1,70 (1,96)	1,00 (1,70)	0,764 (1,31)	6,00	1,71	8,47
Zahnradfabrik S6-90	9,01	5,24 (1,72)	3,22 (1,63)	2,20 (1,46)	1,50/1,00 (1,46/1,50)	—	8,30 1,55	9,01
Zahnradfabrik S6-90	7,03	4,09 (1,72)	2,45 (1,67)	1,50 (1,63)	1,00/0,81 (1,50/1,23)	6,48	1,54	8,8

Примечания: 1. В скобках приведены значения шага между соседними ступенями.

2. В знаменателях дробей приведены значения передаточного числа и шага для VI ступени. Последнее из передаточных чисел относится к передаче заднего хода.

1.6. Основные характеристики коробок передач механических трансмиссий, имеющих дополнительный редуктор

Фирма, модель	u_i							Диапазон коробки передач D_k	$u_{др}$	Дополнительный редуктор
КамАЗ мод. 15	7,82	4,03	2,50	1,53	1,00	7,38	6,01	9,6	1,00 0,815	Двухступенчатый делитель
Fuller RT-910	8,05	6,30	4,99	3,95	3,20	8,73	2,73	8,05	3,20 1,00	Двухступенчатый задний редуктор
Fuller RT-610	9,00	7,02	5,48	4,26	3,43	9,50	2,77	9,00	3,43 1,00	Двухступенчатый задний редуктор
Fuller RT-660	7,18	5,61	4,33	3,42	2,67	10,9	3,18	9,20	3,42 1,00	То же
Volvo R-61	10,6	7,40	5,20	3,93	9,71	2,47		10,6	3,93 1,00	»

Продолжение табл. 1.6

Фирма, модель		Диапазон коробки пе- редач D_k	$u_{др}$	Дополнитель- ный редуктор
Zahnradfabrik S5-110GP	13,1 8,67 6,37 4,65 3,43 16,2 3,82 2,53 1,86 1,36 1,00 4,72	13,1	3,43 1,00	Двухступенчатый задний редуктор
Fuller R-1750	9,14 6,85 4,86 3,48 2,62 9,56 (2,62) 1,96 1,40 1,00 0,75 2,74	12,2	3,48 1,00	То же
ЯМЗ-238А	7,73 5,50 3,94 2,80 11,78 1,96 1,39 1,00 0,71 2,99	10,9	3,94 1,00	
Fuller RT-915	12,0 9,42 7,45 5,90 4,78 13,03 8,05 6,30 4,99 3,95 3,20 8,73 2,51 1,97 1,56 1,24 1,00 2,73	12,0	4,78 3,20 1,00	Трехступенча- тый задний редуктор
Fuller RTO-913	12,5 8,35 6,12 4,56 3,38 13,07 (3,70) 2,47 1,81 1,35 1,00 3,87 (3,20) 2,14 1,57 1,17 0,87	14,37	3,38 1,00 0,87	То же
Eaton TS-1312A	11,19 5,84 2,99 1,55 10,17 8,97 4,68 2,40 1,24 8,16 7,22 3,77 1,93 1,00 6,56	11,19	1,55 1,24 1,00	Трехступенча- тый делитель
Spyser 8012	7,62 4,15 2,26 1,22 7,78 6,25 3,40 1,85 1,00 6,39 5,08 2,76 1,50 0,813 5,18	9,37	1,22 1,00 0,813	То же
Spyser 7016-3A	15,2 8,18 4,36 2,31 15,22 8,18 4,39 2,34 1,24 8,17 6,58 3,54 1,89 1,00 6,59 5,29 2,85 1,52 0,80 5,30	19,0	2,31 1,24 1,00 0,80	Четырехступен- чатый редуктор
Volvo RS-61	11,22 7,84 5,50 3,93 10,29 9,46 6,81 4,84 3,31 8,67 2,86 2,00 1,40 1,00 2,41 1,68 1,18 0,84	13,36	1,00 3,93 0,84 3,93 1,00 1,00 0,84 1,00	Передний повы- шающий дели- тель и задний понижающий редуктор

Примечания: 1. В строке, соответствующей $u_{др} = 1$, приведены передаточные числа основной коробки. Передаточные числа, заключенные в скобки, не используются.

2. Последние числа в ряду чисел u_i соответствуют передачам заднего хода.

Передаточные числа раздаточных коробок необходимо выбирать для полноприводных автомобилей. В раздаточной коробке предусматривается, как правило, две передачи — высшая и низшая. Высшая является прямой или имеет передаточное число, близкое

к единице; передаточное число низшей передачи определяют из условий преодоления максимального подъема, полного использования сцепной массы и обеспечения минимальной устойчивой скорости движения. Для расчетов используют следующие выражения;

1.7. Передаточные числа
раздаточных коробок

Модель	Колесная формула	u_p
УАЗ-452Д	4×4	1,94; 1,0
ГАЗ-66А	4×4	1,982; 1,0
ЗИЛ-157	6×6	2,08; 1,0
ЗИЛ-131	6×6	2,08; 1,0
«Урал-375»	6×6	2,15; 1,3
«Урал-377»	6×4	2,16; 1,3
МАЗ-7310	8×8	1,88; 1,0
КрАЗ-255Б	6×6	1,31; 1,013
КрАЗ-257Б1	6×4	2,28; 1,23
МАЗ-509А	6×6	1,635; 1,18
КрАЗ-255Л	6×6	2,28; 1,41
ВАЗ-2121	4×4	2,135; 1,2

из условия преодоления максимального подъема

$$u_{pн} = \psi_{max} g m_a r_{к0} / M_{e max} u_0 u_1 \eta_T;$$

из условия полного использования сцепной массы

$$u_{pн} = \varphi g m_{фк0} / M_{e max} u_0 u_1 \eta_T;$$

из условия минимальной скорости движения $u_{pн} = 0,377 n_{eуr_{к0}} / u_1 u_0 v_{a max}$.

При расчетах принимают $\psi_{max} = 0,7 \div 0,9$, $\varphi = 0,7 \div 0,9$, $v_{a max} = 2 \div 3$ км/ч.

В табл. 1.7 приведены значения передаточных чисел раздаточных коробок некоторых автомобилей.

1.8. ОЦЕНКА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЕЙ С МЕХАНИЧЕСКИМИ ТРАНСМИССИЯМИ

Анализ тягово-скоростных качеств автомобиля позволяет оценить правильность выбора параметров двигателя и трансмиссии. Для этой цели используют динамическую характеристику и графики пути и времени разгона автомобиля. Наиболее полной является оценка, проводимая при расчете режимов движения автомобиля в характерных условиях.

Динамическая характеристика представляет собой зависимость динамического фактора D автомобиля от

скорости движения при различных передачах коробки передач:

$$D = (P_k - P_b) / g m_a,$$

$$\text{где } P_k = M_e u_1 u_p u_0 \eta_T / r_{к0};$$

$$P_b = 0,001 k_b F v_a^2.$$

Скорость автомобиля, соответствующая определенной частоте вращения коленчатого вала двигателя, определяется по выражению

$$v_a = 0,377 n_{eуr_{к0}} / u_1 u_p u_0.$$

При движении на низших передачах и больших значениях окружной силы целесообразно учитывать тангенциальную эластичность шин λ_T . На рис. 1.15 приведена динамическая характеристика автомобиля ЗИЛ-130В. Характерными точками динамической характеристики являются:

максимальная скорость $v_{a max}$ и динамический фактор D_p , соответствующий максимальной скорости;

максимальный динамический фактор на высшей передаче $D_{p max}$ и соответствующая ему скорость v_k (критическая);

максимальный динамический фактор на низшей передаче D_{max} и соответствующая ему скорость $v_{D max}$.

Значения, соответствующие характеристическим точкам динамических характеристик отечественных автомобилей, приведены в табл. 1.8.

Динамическая характеристика строится применительно к полностью груженному автомобилю. Значения дина-

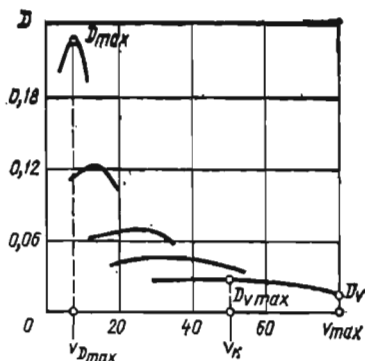


Рис. 1.15. Динамическая характеристика автомобиля ЗИЛ-130В

мического фактора при других массах автомобиля m'_a пересчитывают по соотношению

$$D' = Dm'_a/m_a.$$

Характеристики разгона автомобиля целесообразно рассчитывать на ЦВМ. Время разгона автомобиля от скорости $v_{a \min}$ до скорости v_a определяется интегрированием величин обратных ускорений по скорости

$$t = \int_{v_{a \min}}^{v_a} (1/j_a) dv. \quad (1.5)$$

Ускорение автомобиля

$$j_a = \frac{g}{\delta} (D - \psi).$$

где ψ — коэффициент дорожного сопротивления; δ — коэффициент учета вращающихся масс.

При известных конструктивных параметрах двигателя и трансмиссии

$$\delta = 1 + \Sigma J_K/m_a r_{K0}^2 + J_d u_T^2 / m_a r_{K0}^2,$$

где ΣJ_K — сумма моментов инерций колес автомобиля; J_d — момент инерции маховика двигателя.

Если неизвестны моменты инерции колес и вращающихся деталей двигателя, то

$$\delta = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 u_i^2,$$

где σ_1 и σ_2 — постоянные коэффициенты ($\sigma_1 = 0,03 \div 0,05$, $\sigma_2 = 0,04 \div 0,06$; меньшие значения относятся к автомобилям большей грузоподъемности).

При расчетах ускорения автопоездов можно пренебречь вращающимися массами прицепа (полуприцепа). Тогда коэффициент вращающихся масс автопоезда (массой $m_{ап}$)

$$\delta_{ап} = \delta m_a / m_{ап}.$$

1.8. Параметры динамических характеристик

Автомобили	$v_a \text{ max, км/ч}$	ψ	$D_{v \text{ max}}$	$v_K, \text{ км/ч}$	D_{max}	$v_D, \text{ км/ч}$
<i>Легковые автомобили</i>						
ЗАЗ-966	120	0,024	0,08	50	0,37	17
ВАЗ-2101	140	0,025	0,065	60	0,30	22
«Москвич-2140»	140	0,037	0,070	60	0,35	23
ГАЗ-24	145	0,025	0,10	65	0,40	20
<i>Автобусы</i>						
РАФ-977Д	110	0,02	0,068	45	0,26	20
ПАЗ-625Б	80	0,018	0,045	40	0,32	7
ПАЗ-672	80	0,022	0,042	60	0,32	9
ЛАЗ-695Е	75	0,03	0,045	45	0,35	7
ЛАЗ-699А	100	0,02	0,036	40	0,31	7
<i>Грузовые автомобили</i>						
УАЗ-451Д	95	0,032	0,067	60	0,26	20
ГАЗ-53А	85	0,022	0,045	58	0,34	9
ЗИЛ-130	90	0,018	0,043	48	0,36	6
«Урал-377» *	75	0,017	0,038	45	0,33	6
КамАЗ-5320	85	0,015	0,037	50	0,33	6
КрАЗ-257	70	0,02	0,036	43	0,30	6
ЗИЛ-131 *	80	0,013	0,018	40	0,57	5
МАЗ-5335	85	0,02	0,039	60	0,31	7
<i>Седельные тягачи</i>						
КАЗ-608	75	0,010	0,025	44	0,21	5
«Урал-375С»	75	0,013	0,022	35	0,23	5
КамАЗ-5410	85	0,010	0,017	40	0,18	6

* Высшая ступень в раздаточной коробке.

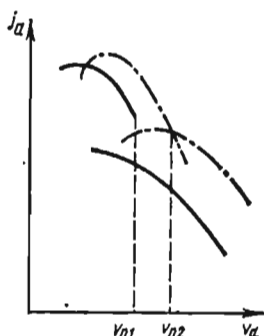


Рис. 1.16. Зависимость для определения точек переключения передач

Интегрирование выражения (1.5) проводят численным методом. Предполагается, что в небольшом интервале скоростей $\Delta v_i = v_i - v_{i-1}$ движение автомобиля является равноускоренным при ускорении, равном полусумме ускорений в начале и конце интервала. Время движения автомобиля Δt_i , при котором его скорость возрастает на величину Δv_i , определяется по закону равноускоренного движения

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{cp}} = \frac{2\Delta v_i}{j_{i-1} + j_i} = \frac{2\delta(v_i - v_{i-1})}{g(D_i + D_{i-1} - \psi_i - \psi_{i-1})}.$$

1.9. Время разгона

Суммарное время разгона автомобиля на передаче i от скорости $v_{i \min}$ до скорости $v_{i \max}$ находится суммированием времени разгона на интервалах

$$t = \sum_{i=1}^n \Delta t_i.$$

Скорость движения при переключении на высшую передачу v_n соответствует максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, если ускорение на низшей передаче выше скорости движения, а на высшей передаче (рис. 1.16 сплошные кривые) или соответствует скорости автомобиля, при которой кривые ускорений на низшей и высшей передачах пересекаются (рис. 1.16, штрихпунктирные кривые).

Во время переключения можно принимать сопротивление движению постоянным. Потеря скорости за время переключения передач

$$\Delta v_n = g\psi t_n / \delta_n,$$

где δ_n — коэффициент учета вращающихся масс при переключении передач ($\delta_n = 1,03 \div 1,05$); t_n — время переключения ($t_n = 0,8 \div 1,5$ с в зависимости от способа переключения).

Путь разгона автомобиля находится интегрированием скорости автомобиля

$$\text{по времени } S = \int_0^t v dt.$$

Модель	Время, с	Модель	Время, с
<i>Легковых автомобилей до скорости 100 км/ч (экспериментальные данные)</i>			
ЗАЗ-968	38	«Москвич-2140»	20
ВАЗ-2101	22	«Москвич-2137»	24
ВАЗ-2102	26	«Москвич-412 ИЭ»	19
ВАЗ-21011	20	ГАЗ-24	22
ВАЗ-2103	19	ГАЗ-24-02	26
ВАЗ-2106	17,5	ГАЗ-13	20
ВАЗ-2121	25	ГАЗ-14	15
«Москвич-2138»	33	ЗИЛ-114	13,5
«Москвич-2136»	43	ЗИЛ-117	13
<i>Автобусов и грузовых автомобилей до скорости 60 км/ч (расчетные данные)</i>			
ПАЗ-672	41	ЗИЛ-131	33
ЛАЗ-695Е	38	КамАЗ-5320	42
ЛАЗ-697Е	36	КамАЗ-5510	50
ЛАЗ-699А	32	«Урал-375»	55
УАЗ-451ДМ	18	«Урал-377»	62
ГАЗ-53	36	КрАЗ-257	55
ГАЗ-66	28	КАЗ-608А	80
ЗИЛ-130	38	КамАЗ-5410	90

Этот интеграл также определяется численными методами. При равноускоренном движении в интервале скоростей $\Delta v_i = v_i - v_{i-1}$ путь, проходимый автомобилем,

$$\Delta S_i = v_{ср} \Delta t = 0,5 (v_{i-1} + v_i) \Delta t_i.$$

Путь разгона автомобиля от скорости $v_{к \min}$ до скорости $v_{к \max}$ определяют суммированием расстояний ΔS_i , проходимых автомобилем на интервале

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta S_i.$$

Путь, пройденный автомобилем за время переключения $t_{п}$ с передачи с индексом i на передачу с индексом $i+1$,

$$\Delta S_{п} = (v_{к \max} + 0,5 \Delta v_{п}) t_{п}.$$

В табл. 1.9 приведено время разгона некоторых автомобилей.

1.7. ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ РАСЧЕТОВ ПРИ НАЛИЧИИ В ТРАНСМИССИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

При тягово-скоростных расчетах автомобиля с ГМП необходимо помимо передаточных чисел трансмиссии определить следующие характеристики ГМП: активный диаметр гидромуфты или гидротрансформатора; нагрузочную характеристику системы двигатель—гидромуфта или двигатель—гидротрансформатор; выходную характеристику системы двигатель—гидромуфта или двигатель—гидротрансформатор.

Для определения этих характеристик следует выбрать принципиальную схему и безразмерную характеристику ГМП. Безразмерная характеристика определяет зависимость КПД $\eta_{т.п.}$, коэффициента момента насосного колеса λ_n , коэффициента трансформации K от передаточного отношения гидродинамической передачи $i_{т.п.}$. При этом под передаточным отношением гидродинамической передачи понимают отношения угловых скоростей турбины и

насоса. Безразмерная характеристика строится по результатам испытаний конкретных гидродинамических передач.

Основные соотношения: $K = M_T/M_n$; $i_{т.п.} = n_T/n_n$; $\eta_{т.п.} = N_T/N_n = K i_{т.п.}$; $\lambda_n = M_n / g \rho n_n^2 D_a^5$, где $M_T (M_n)$, $n_T (n_n)$, $N_T (N_n)$ — соответственно крутящий момент (Н·м), частота вращения (об/мин), мощность турбинного (насосного) колеса; ρ — плотность рабочей жидкости (кг/м³) при $t = 90 \div 120^\circ \text{C}$; D_a — активный диаметр (м).

Под активным диаметром D_a понимается наибольший диаметр рабочей полости. Для комплексных гидротрансформаторов таким размером является наибольший диаметр насосного колеса.

В автомобильных ГМП рабочей жидкостью являются минеральные масла (индустриальное, турбинное, трансформаторное и др.), для этих масел при указанной температуре $\rho = 850 \div 870 \text{ кг/м}^3$.

Основными режимами работы гидродинамических передач являются:

- 1) «Стоп» ($i_{т.п.} = 0$; $\lambda_n = \lambda_{но}$; $K = K_0$; $\eta_{т.п.} = 0$);
- 2) холостого хода или синхронного вращения ($i_{т.п.} = 1,0$; $K = 0$; $\eta_{т.п.} = 0$);
- 3) равенства моментов ($M_n = M_T$; $K = 1,0$; $i_{т.п.} = i_M$; $\lambda_n = \lambda_{н.м.}$);
- 4) наибольшего коэффициента насоса ($\lambda_{п.} = \lambda_{н \max}$);
- 5) максимального КПД ($\eta_{т.п.} = \eta_{т.п. \max}$; $i_{т.п.} = i_{т.п.}^*$; $\lambda_n = \lambda_n^*$).

На рис. 1.17 приведены безразмерные характеристики гидромуфты одно- и двухреакторных комплексных гидротрансформаторов. Из характеристик видно, что КПД гидромуфты (рис. 1.17, а) линейно зависит от ее передаточного отношения, а КПД однореакторного трансформатора имеет максимум при определенном значении передаточного отношения. При коэффициенте трансформации, близком к единице, целесообразно осуществлять переход на режим гидромуфты (рис. 1.17, б, точка А). Таким образом, участок АВ является участком работы гидротрансформатора в режиме гидромуфты. В четырехколесном трансформаторе (двухреакторном) кривую КПД

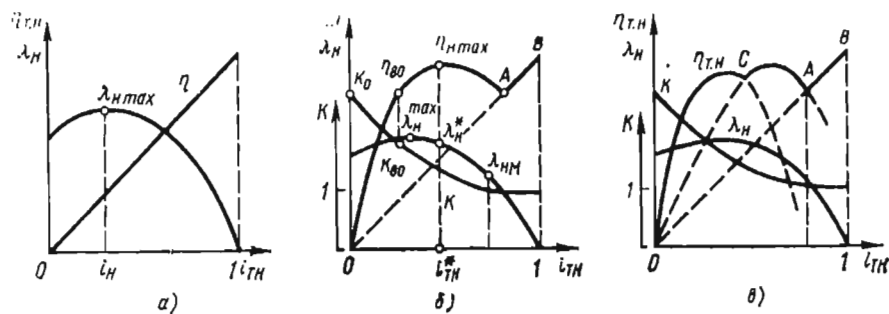


Рис. 1.17. Безразмерные характеристики гидромеханических передач:

а — гидромуфты; б₃ — трехшестенного комплексного гидродинамического трансформатора; в₄ — четырехшестенного комплексного гидротрансформатора

можно разбить на три участка: *ОС* — оба реактора неподвижны; *СА* — первый реактор вращается, а второй неподвижен; *АВ* — оба реактора вращаются. В точке *В* может происходить включение фрикциона блокировки. При полностью сблокированном фрикционе гидротрансформатор выполняет функцию жесткого звена. В табл. 1.10 приведены параметры безразмерных характеристик некоторых отечественных гидротрансформаторов.

Рабочий диапазон трансформатора определяется минимально допустимым значением КПД на основных

режимах работы автомобиля. Обозначают: максимальное значение коэффициента трансформации в рабочем диапазоне K_p , минимально допустимое значение КПД η_p и соответствующее им передаточное отношение $i_{п.р.}$.

У автомобилей обычно принимают минимально допустимым КПД в рабочем диапазоне 80 %. Соответственно обозначают η_{80} , i_{80} .

Максимальное значение передаточного отношения в рабочем диапазоне $i_{p\max}$ определяется режимом равенства моментов ($K=1$). Обычно $i_{p\max} = 0,84 \div 0,85$, а передаточное отношение

1.10. Параметры безразмерных характеристик гидротрансформаторов

	ГАЗ-13			М-21			ЗИЛ-111			ЛГ-470		
	$\eta_{т.н.}, \%$	K	$\lambda_H \cdot 10^3$	$\eta_{т.н.}, \%$	K	$\lambda_H \cdot 10^3$	$\eta_{т.н.}, \%$	K	$\lambda_H \cdot 10^3$	$\eta_{т.н.}, \%$	K	$\lambda_H \cdot 10^3$
0	0	2,5	5,83	0	2,1	5,75	0	2,45	6,29	0	2,7	3,19
0,1	23,5	2,35	5,7	20,0	2,0	5,62	22,8	2,28	6,12	—	—	—
0,2	42,5	2,12	5,5	38,0	1,9	5,33	42,5	2,12	5,46	48,5	2,42	3,19
0,3	57,5	1,92	5,2	54,0	1,8	5,13	57,5	1,40	5,69	—	—	—
0,4	70,0	1,75	4,9	66,0	1,65	4,91	66,5	1,66	5,3	80,0	1,95	3,1
0,5	79,0	1,58	4,5	76,0	1,52	4,63	76,0	1,52	4,9	85,0	1,70	3,07
0,6	85,6	1,44	4,2	83,5	1,4	4,21	82,0	1,37	4,37	88,0	1,47	3,00
0,7	88,0	1,25	3,65	87,5	1,24	3,65	86,0	1,23	3,73	91,0	1,30	2,90
0,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	91,0	1,21	2,75
0,8	86,4	1,08	3,05	89,0	1,11	3,02	88,0	1,11	2,98	89,5	1,12	2,50
0,84	84,0 *	1,0	2,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,87	—	—	—	—	—	—	87,0 *	1,0	1,98	87,0 *	1,00	2,00
0,88	—	—	—	88,0 *	1,0	2,3	—	—	—	—	—	—
0,9	0,89	0,99	2,04	89,0	0,99	2,0	0,89	0,99	1,6	84,0	0,99	1,50
0,92	—	—	—	—	—	—	—	—	—	91,0	0,99	1,30
0,94	0,93	0,99	1,25	93	0,99	1,4	0,93	0,99	1,1	—	—	—

* Осуществляется переход на режим гидромуфты.

ние в рабочей зоне трансформатора составляет 0,4—0,85.

Прозрачность — свойство гидромеханической передачи, определяемое возможностью изменения крутящего момента двигателя при изменении сил сопротивления. Коэффициент прозрачности $\Pi = \lambda_{н1}/\lambda_{н2}$ ($\lambda_{н1}$ и $\lambda_{н2}$ — коэффициенты крутящего момента насосного колеса при двух рассматриваемых значениях передаточных отношений, причем $i_{т.н1} < i_{т.н2}$).

Если $\Pi > 1$, передача прозрачная; $\Pi = 1$ — передача непрозрачная; $\Pi < 1$ — передача с обратной прозрачностью. Например (рис. 1.17, а), гидромучта на участке 0— $i_{н}$ обладает обратной прозрачностью, а на участке $i_{н}$ —1,0 прозрачная.

Под коэффициентом прозрачности (если специально не оговаривается) понимается отношение коэффициентов момента насоса к режиму «Стоп» ($i_{т.н} = 0$) и на режиме равенства моментов ($K = 1$)

$$\Pi = \lambda_{н0}/\lambda_{нм}.$$

В зависимости от числового значения коэффициента прозрачности все гидротрансформаторы условно разделяют на непрозрачные и прозрачные. К непрозрачным и малопрозрачным относят гидротрансформаторы, имеющие $\Pi = 0,7 \div 1,5$. Гидротрансформаторы, имеющие большие значения коэффициента прозрачности, считаются прозрачными.

Наибольшие значения коэффициента трансформации в рабочем диапазоне имеют непрозрачные и малопрозрачные трансформаторы ($K_{80} = 1,35 \div 1,5$).

При известной конструкции трансформатора активный диаметр рассчитывают, используя правила подобия для лопастных машин:

$$D_a = \sqrt[5]{M_H / g \rho \lambda_{н1}^2 n_1^2}. \quad (1.6)$$

При непосредственном соединении двигателя и ГМП в формулу (1.6) вместо величин M_H и n_H следует подставлять крутящий момент и частоту вращения коленчатого вала двигателя, подсчитанные по внешней характеристике. В тех случаях, когда величина D_a известна, выбор характеристик совместной работы осуществляется подбором передаточного числа согла-

сующей передачи, устанавливаемой между двигателем и ГМП.

В этом случае $M_H = M_e \mu_{сп} \eta_{сп}$, где $\mu_{сп}$, $\eta_{сп}$ — передаточное число и КПД согласующей передачи.

Согласование характеристик двигателя и ГМП заключается в выборе активного диаметра гидропередачи или передаточного числа согласующего редуктора, обеспечивающих наилучшее использование возможностей двигателя и ГМП. Основной задачей согласования является обеспечение при определенной передаче в механической коробке ГМП наибольшего диапазона регулирования при наименьшем расходе топлива. Процесс согласования заключается в построении характеристик входа системы двигатель—гидропередача и выборе оптимальной. Характеристика входа получается в результате совместного решения уравнений крутящего момента двигателя по внешней характеристике $M_e = f(n_e)$ и уравнения крутящего момента на насосном колесе $M_H = f(n_H)$. Решение может быть получено аналитически или графически. Точки пересечения графиков указанных зависимостей определяют соответствующие один другому режимы работы.

Для построения характеристики входа необходимо на график внешней характеристики двигателя нанести нагрузочные параболы гидродинамической передачи для ряда значений передаточного числа $\mu_{т.д.}$. Нагрузочные параболы рассчитывают по выражению $M_H = g \rho \lambda_{н1}^2 D_a^5 n_H^2$.

На рис. 1.18 показана характеристика входа или так называемый график

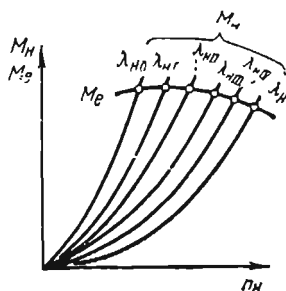


Рис. 1.18. Характеристики входа системы двигатель — гидротрансформатор

совместной работы двигателя с прозрачным трансформатором. Все параболы проходят через начало координат. Крутизна этих парабол возрастает при увеличении коэффициента $\lambda_{\text{н}}$. Положения точек пересечения парабол с кривой M_e внешней скоростной характеристики двигателя дают возможность определить крутящий момент двигателя и передаточные отношения гидротрансформатора при работе двигателя на установившемся режиме с определенной частотой и полной подачей топлива. У трансформаторов с прямой прозрачностью рабочая зона слева ограничивается параболой нагружения, соответствующей режиму «Стоп», а справа — параболой, соответствующей максимальному передаточному отношению гидротрансформатора. У непрозрачных трансформаторов, имеющих постоянную величину $\lambda_{\text{т.н}}$, на графике совместной работы будет только одна парабола.

У некоторых трансформаторов значение $\lambda_{\text{н}}$ при увеличении $i_{\text{т.н}}$ от 0 до 1 изменяется следующим образом: вначале возрастает от $\lambda_{\text{н0}}$ до $\lambda_{\text{н max}}$ и затем уменьшается до $\lambda_{\text{н им}}$. Считают, что такие гидротрансформаторы обладают смешанной прозрачностью и характеризуются двумя коэффициентами прозрачности для участков с прямой прозрачностью ($P_1 = \lambda_{\text{н max}}/\lambda_{\text{н им}}$) и с обратной прозрачностью ($P_2 = \lambda_{\text{н0}}/\lambda_{\text{н max}}$). В этом случае на графике совместной работы сектор нагрузочных парабол участка с обратной прозрачностью располагается внутри сектора участка с прямой прозрачностью.

При установке между двигателем и ГМП согласующей передачи следует предварительно перестроить внешнюю скоростную характеристику двигателя путем приведения ее к валу насосного колеса, используя при этом зависимость $M_{e \text{ пр}} = M_{e \text{ исп}} i_{\text{сп}}$ и $n_{e \text{ пр}} = n_{e \text{ исп}}$.

Обычно согласование начинается с выбора основного режима. На выбор основного режима влияют характеристики трансформатора, характеристики двигателя, тип автомобиля и предполагаемые условия эксплуатации. При этом следует иметь в виду, что общий силовой диапазон регулирования системы двигатель—гидромеханическая передача при определенной степени

механического редуктора зависит от коэффициента трансформаций K и коэффициента приспособляемости двигателя по моменту K_M , а расход топлива от удельного расхода топлива на рассматриваемом режиме и КПД гидротрансформатора.

Дизели обладают малым коэффициентом приспособляемости по моменту. Поэтому общий силовой диапазон регулирования системы двигатель—гидромеханическая передача может быть получен в основном за счет повышения коэффициента регулирования трансформатора. В этом случае наиболее целесообразно применение непрозрачных или малопрозрачных гидротрансформаторов, обладающих более высокими коэффициентами трансформации, чем прозрачные. Для обеспечения полного использования мощности двигателя и снижения расхода топлива на всех эксплуатационных режимах совмещают максимальную мощность двигателя с режимом максимального КПД гидротрансформатора.

При согласовании следует также обращать внимание на работу трансформатора в режиме «Стоп» и режиме наибольшего коэффициента момента насоса.

Для малопрозрачных трансформаторов с целью максимального использования мощности на режимах трансформации активный диаметр следует подбирать так, чтобы $n_{e0} = (0,8 \div 0,9) n_H$ (n_{e0} — частота вращения коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива на режиме «Стоп»).

Наибольшая экономичность при использовании таких трансформаторов получается, если $n_{e0} = (0,8 \div 1,0) n_{ед}$ ($n_{ед}$ — частота вращения коленчатого вала двигателя при работе с минимальным удельным расходом топлива).

Наиболее часто у грузовых автомобилей, самосвалов, городских автобусов согласовывают трансформаторы так, что $n_{e0} = (0,5 \div 0,75) n_H$. Для повышения экономичности таких автомобилей целесообразно применять блокировку трансформатора.

Высокая приспособляемость карбюраторного двигателя может быть использована для достижения хорошей динамичности автомобиля при применении прозрачного гидротрансформа-

тора. Прозрачность гидротрансформатора должна быть такой, при которой двигатель во время трогания с места развивает наибольший крутящий момент, а затем по мере разгона автомобиля переходит на режим максимальной мощности. Удовлетворительная топливная экономичность в этом случае может быть достигнута при согласовании режима наиболее часто используемой мощности с режимом максимального КПД. При этом следует иметь в виду, что при увеличении удельной мощности уменьшается ее наиболее часто используемая величина.

На легковых автомобилях применяют прозрачные трансформаторы с относительно малым коэффициентом трансформации на режиме «Стоп» ($K_0 = 2,0 \div 2,5$). Для снижения уровня шума двигателя при трогании с места, а также некоторого уменьшения износа его деталей и улучшения топливной экономичности следует при режиме «Стоп» нагружать двигатель на частоте вращения коленчатого вала меньшей, чем частота, соответствующая максимальному крутящему моменту, несмотря на то, что это несколько снижает силу тяги на колесах.

Для снижения уровня шума низкие значения n_{e0} в пределах $(0,5-0,75) n_N$ рекомендуется принимать и для городских автобусов.

При проектировании трансмиссий с гидропередачами, обладающими большой прозрачностью, необходимо обращать внимание на режим с максимальным значением коэффициента насоса $\lambda_{n \max}$. С целью предотвращения перегрузки и останова двигателя точка пересечения этой параболы с внешней характеристикой должна лежать правее минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала.

Основной характеристикой для расчета динамики автомобиля является характеристика выхода системы двигатель—гидромеханическая передача, представляющая собой зависимость мощности N_T , крутящего момента M_T на валу турбинного колеса от частоты вращения турбины n_T при полной подаче топлива в двигателе.

Исходными данными для расчета являются точки, характеризующие

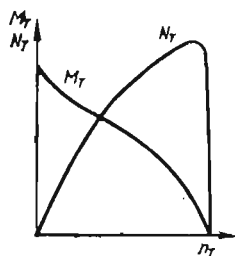


Рис. 1.19. Характеристики выхода системы двигатель — гидротрансформатор

совместную работу двигателя и гидротрансформатора, и соотношения

$$M_T = M_H K; \quad n_T = n_{H \text{ т. н.}}$$

$$N_T = 0,105 M_T n_T.$$

Характеристика выхода системы двигатель—гидротрансформатор показана на рис. 1.19.

Динамическая характеристика и графики разгона автомобиля строятся с использованием зависимостей, приведенных в разд. 1.6 для механических трансмиссий, в которых вместо значений M_e и n_e подставляются соответственно значения M_T и n_T из выходной характеристики системы двигатель—гидротрансформатор.

Коэффициент учета вращающихся масс δ

$$\delta = 1 + \frac{J_H u_M \eta_M}{m_a r_{k0}^2} K \frac{d\omega_T}{d\omega_H} + \frac{J_T u_M^2 \eta_M}{m_a r_{k0}^2} + \frac{\sum J_K}{-m_a r_{k0}^2},$$

где J_H — момент инерции насоса гидротрансформатора и жестко связанных с ним деталей двигателя и согласующего редуктора; u_M , η_M — соответственно передаточное число и КПД механической части трансмиссии; $\sum J_K$ — суммарный момент инерции колес автомобиля; J_T — момент инерции турбины и жестко связанных с ней деталей трансмиссии.

Масса рабочей жидкости в трансформаторе невелика, и при расчетах коэффициента δ ее не учитывают. Если

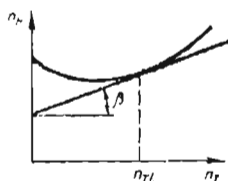


Рис. 1.20. Кинематическая характеристика гидротрансформатора

нет данных по J_H и J_T , то в первом приближении можно принять:

для легковых автомобилей $J_H = J_T = 0,001 \div 0,006 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

для грузовых автомобилей и автобусов $J_H = J_T = 0,006 \div 0,03 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

для грузовых автомобилей особо большой грузоподъемности $J_H = 0,04 \div 0,06 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_T = 0,07 \div 0,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Большие значения относятся к гидромеханическим передачам, работающим с двигателями большой мощности.

Для определения производной $d\omega_T/d\omega_H$ по характеристикам входа системы двигатель — гидромеханическая передача строят кинематическую характеристику системы, представляющую зависимость частоты вращения насоса от частоты вращения турбины (рис. 1.20). При этом используют соотношение $n_T = i_{T,H} n_H$. Графическим или аналитическим дифферен-

цированием этой зависимости определяют значения производной при заданных значениях частоты вращения турбины n_T или соответственно скорости движения автомобиля. У непрозрачного трансформатора при полной подаче топлива двигатель и насосное колесо вращаются с постоянной скоростью ($d\omega_T/d\omega_H = 0$). При блокировке трансформатора $K = 1$ и $d\omega_T/d\omega_H = 1$.

Общий силовой диапазон регулирования гидромеханической передачи определяется как произведение силового диапазона трансформатора при КПД не менее 80 % (K_{80}) и диапазона механической коробки передач (D_K). Его обычно принимают близким к диапазону механических коробок передач. Передаточные числа главной передачи высшей и первой передачи механического редуктора рассчитывают исходя из тех же соображений, что и при аналогичных расчетах для механических трансмиссий. При этом ввиду возможности плавного изменения силы тяги при движении автомобиля в тяжелых условиях расчетный коэффициент сцепления принимают большим, чем для механических трансмиссий, и берут в пределах $\varphi = 0,8 \div 1,0$.

Для повышения топливной экономичности легковых автомобилей иногда уменьшают передаточное число главной передачи на 15—20 % по сравне-

1.11. Передаточные числа механического редуктора ГМП легковых автомобилей

Фирма, модель	D_K	Передаточные числа хода	
		переднего	заднего
Honda «Civic 1200»	1,636	1,636; 0,966	2,045
ЗИЛ-117	2,02	2,02; 1,42; 1,0	1,42
Renault «15TL»	2,03	2,26; 1,609; 1,114	2,229
Renault «30TS»	2,40	2,307; 1,423; 0,961	1,846
BMW «3,3L»	2,39	2,39; 1,45; 1,0	2,09
Opel «Oscan 1,6»	2,4	2,4; 1,48; 1,0	1,42
Chrysler «160»	2,45	2,45; 1,45; 1,0	2,2
Ford «Capry II»	2,47	2,47; 1,47; 1,0	2,11
Rolls Royce «Comarque»	2,48	2,48; 1,48; 1,0	2,08
BMW «528»	2,5	2,5; 1,5; 1,0	2,0
Volkswagen «Scirocoots»	2,55	2,55; 1,45; 1,0	2,41
GA3-14	2,64	2,64; 1,55; 1,0	2,0
GA3-13	2,84	2,84; 1,62; 1,0	2,0
Austin «Maxi 1750»	2,612	2,612; 1,807; 1,446; 1,0	2,612
«Mini 1000»	2,69	2,69; 1,845; 1,46; 1,0	2,69
Mercedes Benz «200»	3,98	3,98; 2,39; 1,46; 1,0	5,47

1.12. Передаточные числа механического редуктора ГМП грузовых автомобилей

Фирма, модель	Полная масса автомобиля	D_k	Передаточные числа хода	
			переднего	заднего
Plymouth «PB 300»	2,7	2,45	2,45; 1,45; 1,0	2,2
Ford «2800GLS»	3,4	2,47	2,47; 1,47; 1,0	3,35
General Motors «Chevrolet Krogos»	3,5	2,48	2,48; 1,48; 1,0	2,1
GHC «TG 3103»	3,5	2,52	2,52; 1,52; 1,0	1,94
Volvo «F 408-30»	7,5	2,45	2,45; 1,45; 1,0	2,2
Saab—Scania «SBA111»	13,7	2,53	1,67; 0,94; 0,66	6,3
Kenworth «K-100»	16,0	3,69	3,69; 2,00; 1,58; 1,25; 1,00	9,65
Magirus Deutz «M260EV120»	16,0	4,13	3,43; 2,01; 1,42; 1,0; 0,83	4,14
International «Harvester FS070-164»	26,5	7,97	7,97; 3,19; 2,07; 1,4; 1,0	4,47
Titir «Z3242/38S»	32,5	3,68	9,39; 6,69; 4,77; 3,5	12,07
MoA3-6507	39,0	9,88	6,394; 3,762; 2,304; 1,794; 1,056	3,553
MA3-7310	46,0	3,2	3,2; 1,8; 1,0	1,6
БелАЗ-540А	48,0	3,51	2,46; 1,43; 0,7	1,6

нию со значениями, используемыми для механических трансмиссий. В этом случае при движении на высшей передаче в условиях увеличенного сопротивления используется режим трансформации.

В автомобильных гидромеханических передачах применяют двух-пятиступенчатые механические редукторы (табл. 1.11, 1.12). Расчет передаточных чисел аналогичен расчету для механических трансмиссий.

1.8. РАСЧЕТ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Целью расчета режима движения является оценка тягово-скоростных и экономических качеств автомобиля в условиях, наиболее приближенных к реальным, и получение исходных данных для прочностных расчетов узлов и деталей трансмиссий. Расчет выполняется на ЭВМ.

Алгоритм расчета включает в себя четыре взаимосвязанные системы: моделирование дорожных условий, моделирование действий водителя, моделирование динамики автомобиля и регистрация параметров движения.

Дорожные условия с точки зрения режимов движения характеризуются сопротивлением качению, величинами уклонов и ограничениями скорости движения. При расчетах характери-

стики дороги задается в виде таблицы, в которой приведены перечисленные характеристики. Уклоны определяются измерением или по чертежам продольных профилей реальных дорог. Ограничения скорости обуславливаются наличием на дорогах регулирующих и ограничительных знаков, населенных пунктов, перекрестков, зон ограниченной видимости, кривизны дороги в плане, помех от попутного и встречного транспорта, наличием крупных дорожных неровностей. Они могут быть рассчитаны или определены путем контрольных заездов на характерных участках; в некоторых случаях, например при полигонных испытаниях, регламентируются заданием режима движения.

Действия водителя моделируются таким образом, чтобы обеспечить движение автомобиля с максимальной интенсивностью при отсутствии ограничений, снижение скорости до уровня остановки, движение со скоростью ограничения. При этом обеспечивается переключение передач в соответствии с заданными условиями, режимы торможения и работа двигателя на частичных нагрузках. Например, для автомобилей с дизелем переключение с низшей передачи на высшую должно производиться при одновременном соблюдении следующих условий:

достигнута максимально возможная скорость на низшей передаче (двигатель работает с максимальной частотой вращения коленчатого вала);

сопротивление движению автомобиля меньше, чем максимальная сила тяги на включаемой передаче;

за время переключения скорость автомобиля не будет ниже минимальной устойчивой скорости на включаемой передаче.

В случае, когда переключение передачи с высшей на низшую вызвано увеличением сопротивления движению, переключение в модели произойдет, если одновременно соблюдаются условия:

сила сопротивления движению больше максимальной силы тяги на высшей передаче;

скорость движения меньше, чем максимальная скорость на низшей передаче.

При снижении скорости вследствие наличия ограничения $v_{огр}$ переключение на низшую передачу произойдет, когда скорость движения станет близкой к минимально устойчивой на высшей передаче. При значительном снижении скорости в начале разгона или скорости равномерного движения включают передачу, соответствующую сниженной скорости. Эта операция фиксируется как одно переключение.

Торможение автомобиля может осуществляться путем торможения двигателем, тормозами или совместно двигателем и тормозами. При этом режим торможения выбирается таким образом, чтобы обеспечить снижение скорости до заданной в пределах зоны видимости. Последняя определяется дорожными условиями или специально регламентируется в программе.

Моделирование динамики автомобиля основано на интегрировании уравнения его движения

$$\frac{dv}{ds} = (P_k - P_{\Sigma}) / \delta m_a v, \quad (1.7)$$

где v — скорость движения автомобиля, м/с; s — координата пути; P_k — окружная сила на ведущих колесах; P_{Σ} — суммарное сопротивление дороги и воздуха.

Окружная сила

$$P_k = M_d u_k u_{\mu} u_{\eta} / r_{по}.$$

В рассматриваемом случае предполагается, что двигатель в каждое мгновение развивает крутящий момент M_d , величина которого определяется положением педали управления подачей топлива α и частотой вращения коленчатого вала двигателя ω_d .

С этой целью формируется функциональная зависимость крутящего момента $M_d = f(\alpha, \omega_d)$, заданная, как правило, в форме таблицы. Необходимую тормозную силу P_T для снижения скорости автомобиля до скорости ограничения $v_{огр}$ находят по выражению

$$P_T = m_a (v^2 - v_{огр}^2) / 2S_T,$$

где S_T — тормозной путь, равный расстоянию видимости или специально оговариваемый в программе.

Движение автомобиля при торможении определяется интегрированием уравнения (1.7), в котором вместо силы P_k подставляется сила P_T с отрицательным знаком. Коэффициент учета вращающихся масс при этом принимается равным единице. В случае торможения автомобиля тормозами и двигателем тормозная сила $P_T = P_{T,д} + P_{T,т}$.

Тормозной момент двигателя $M_{T,д}$ может быть определен экспериментально при снятии скоростной характеристики двигателя и аппроксимирован по выражению

$$M_{T,д} = V_d (A + B n_d),$$

где V_d — рабочий объем двигателя, л; A и B — постоянные коэффициенты.

Для двигателей грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ можно принимать $A = 0,15$; $B = 0,0008$; для двигателей ЯМЗ — $A = 0,64$; $B = 0,00042$. Тогда

$$P_{T,д} = M_{T,д} u_k u_{\mu} u_{\eta} / r_{ко} \eta_T;$$

$$P_{T,т} = P_T - P_{T,д}.$$

Подпрограммы регистрации параметров движения зависят от задачи расчета. При анализе тягово-скоростных качеств автомобилей определяют значения средних скоростей и их рас-

пределений, а также суммарный расход топлива. Для его определения при наличии экспериментальных данных формируется функциональная зависимость $G_T = f(n_d, M_d)$, представленная в табличном виде. Значение G_T определяется линейной интерполяцией по двум заданным аргументам n_d и M_d .

При сравнительных или приближенных расчетах могут быть использованы следующие зависимости:

$$G_T = g_{eN} N_d k_{II} k_{III} / 10 v_a.$$

$$k_{II} = 1,2 + 0,14 I - \\ - 1,89 I^2 + 1,56 I^3;$$

для карбюраторных двигателей

$$k_{II} = 3,27 - 8,22 I + \\ + 9,13 I^2 - 3,16 I^3, \\ k_{III} = 1,25 - 0,99 E + \\ + 0,98 E^2 - 0,23 E^3,$$

где g_{eN} — удельный расход топлива при максимальной мощности $g/(кВт \cdot ч)$; N_d — текущая мощность двигателя; I — отношение текущей мощности двигателя к максимальной $I = N_d / N_{e \max}$; E — отношение текущей частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения при максимальной мощности ($E = n_e / n_N$).

2

Нагрузочные режимы

Для расчета на прочность и долговечность деталей трансмиссии автомобилей в соответствии с существующими методиками необходимо знать следующие характеристики нагрузочных режимов трансмиссии: относительный пробег на каждой из передач; распределение моментов в трансмиссии на каждой из передач; максимальные динамические нагрузки.

Применяют два способа определения характеристик нагрузочных режимов: экспериментально-статистический и расчетный. Первый способ основан на анализе результатов экспериментальных исследований нагрузочных режимов автомобилей в различных условиях эксплуатации и нахождении общих, присущих данному классу автомобиля закономерностей. В основу второго способа положены расчеты режимов движения и нагрузок в трансмиссиях в определенных условиях эксплуатации. Этот способ позволяет более полно

учесть особенности динамической системы конструируемого автомобиля и вероятные условия эксплуатации.

2.1. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ

Автомобиль в целом и трансмиссия как составная часть являются системами с распределенными параметрами. Обычно при схематизации трансмиссии представляются в виде колебательных систем с дискретными параметрами. Основанием для дискретизации является то, что крутильные колебания в трансмиссии имеют выраженный дискретный спектр собственных частот в диапазоне до 200 Гц, поэтому дискретные системы пригодны для расчета колебательных процессов в этом диапазоне.

В системах, приведенных к дискретному виду, все детали заменяются элементами, каждый из которых характеризуется только одним из параметров: инерционностью или податливостью. Дискретизация системы трансмиссии производится путем выделения элементов, относящихся к сосредоточенным массам, и элементов, обладающих только податливостью. Инерционными элементами (сосредоточенными массами) считают такие, осевой размер которых не превышает 1,5—2 их диаметров. Распределенные массы, если они малы по сравнению со сосредоточенными, учитывают приближенно, относя их к сосредоточенным массам, находящимся на концах участков. В тех случаях, когда осевой размер составляет более двух диаметров, а значение распределенной массы одного порядка с сосредоточенными, она искусственно разделяется на несколько сосредоточенных масс.

К сосредоточенным массам относят маховик, диски сцепления, зубчатые колеса, фланцы, кольца подшипников, корпуса агрегатов.

Элементы, обладающие только податливостью, в первую очередь имитируют валы и специальные упругие детали. Учет и правильное определение податливости элементов имеют определяющее значение при составлении эквивалентных динамических систем. Зубчатые передачи и опоры имеют сравнительно малую податливость.

Тщательный учет податливости таких элементов необходим при расчетах высокочастотных колебаний. Шины, упругие муфты имеют большую массу и высокую податливость, поэтому их заменяют сосредоточенной массой с присоединенной податливостью.

После дискретизации автомобиль представляют в виде механической колебательной системы, состоящей из множества сосредоточенных масс, соединенных безинерционными упругими звеньями. В системе отражены также все кинематические связи, осуществляемые передачами различных видов. В процессе колебаний инерционные элементы системы обладают только кинетической энергией, податливые элементы — только потенциальной.

Моменты инерции определяют аналитическим, графоаналитическим и экспериментальным методами. Аналитический метод применяют для деталей, которые условно можно разделить на простые геометрические тела. Моменты инерции простых тел определяют по специальным таблицам. Пример такого разбиения для зубчатого колеса показан на рис. 2.1, а. Момент инерции $J = J_1 + J_2 + J_3 + J_4$.

Графоаналитический метод определения моментов инерции применяют в том случае, когда форма детали такова, что деление на простые геометрические тела невозможно. Деталь плотности ρ разбивают на части концентрическими цилиндрическими поверхностями (рис. 2.1, б), описанными вокруг центра вращения на малых расстояниях ΔR_i один от другого. Момент инерции одной из такой части (на рис. 2.1, б заштрихована)

$$\Delta J = b_i R_i^3 \Delta R_i \rho \pi / 180.$$

Момент инерции тела

$$J = \sum_{i=1}^n (\alpha_i b_i R_i^3 \Delta R_i) \rho \pi / 180.$$

Податливости деталей определяют расчетным путем или экспериментально. Формулы для определения податливости валов и некоторых деталей приведены в табл. 2.1. При последовательном соединении валов их по-

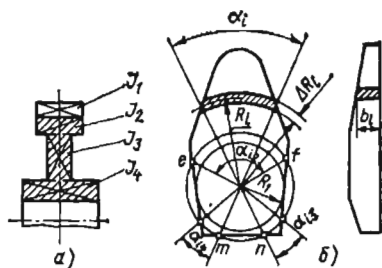


Рис. 2.1. Схемы разделения деталей для определения моментов инерции:

а — разделения шестерни на простые тела вращения для аналитического определения момента инерции; б — разделение тела сложной формы для графоаналитического определения момента инерции

2.1. Формулы для определения податливости деталей трансмиссии

Эскиз детали	Податливость
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{D^4}$ G — модуль сдвига
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{D^4 - d^4}$
	$e = \frac{32}{\pi G} K \frac{l}{D^4}$ $K = \frac{1}{3\alpha} \left(1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$
	$e = \frac{32}{\pi G} K_1 K_2 \frac{l}{D^4}$ $K_1 = \frac{1}{1 - (d_0/D)^4}$ $K_2 = \frac{1}{3\alpha} \left(1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$
	$e_1 = \frac{32}{\pi G} \frac{K_1 l}{d^4};$ $K_1 = \frac{d}{3D} (1 + d/D + d^2/D^2);$ $e_2 = \frac{32}{\pi G} \frac{K_1 K_2 l}{d^4}, \quad K_2 = (1 - (d/D)^4)^{-1}$
	$e = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + x \right);$ $x = \frac{1}{8d_1^3} \left(1 - d_1^3/d_2^3 \right)$
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{d_{cp}^4};$ $d_{cp} = 0,5 (D + d)$

системы. Приведенные значения параметров системы

$$J = J_0/u^2; e = e_0 u^2,$$

где J_0, e_0 — собственные значения параметра элемента; u — передаточное число от вала приведения до вала приводимого элемента.

Если в механизме происходит деление мощности на несколько потоков, то передаточное число от приводимого элемента определяют при остановленных других элементах. В табл. 2.2 приведены простейшие механические колебательные системы, типичные для трансмиссии автомобиля, и соответствующие им эквивалентные динамические системы.

Приведенные крутящие моменты M , приложенные к элементам системы, находят из соотношения

$$M = M_0/u,$$

где M_0 — приводимый крутящий момент.

На рис. 2.2 показана приведенная к колечному валу двигателя эквивалентная динамическая система автомобиля 4×2 (элементы демпфирования условно не показаны).

Операция приведения к одному валу не является обязательной. В конкретной задаче может оказаться удобным приведение системы к нескольким валам, или для детального исследования работы одного из агрегатов его механическую систему рассматривают не приведенной.

При практических расчетах эквивалентную динамическую систему автомобиля упрощают, сокращая число элементов. Степень упрощения может быть различной и зависит от характера задачи и главным образом от исследуемого частотного диапазона.

Упрощение системы проводят в такой последовательности.

1. Исходную динамическую систему разделяют на простейшие двух- и одномассовые системы (табл. 2.3 и рис. 2.3).

2. Определяют собственную частоту ω_k для k -ой одномассовой системы

$$\omega_k^2 = (e_{k-1} + e_k)/J_k e_{k-1} e_k;$$

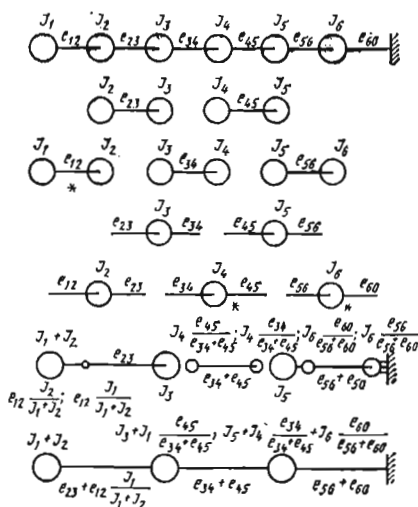


Рис. 2.3. Последовательность упрощения эквивалентной динамической системы

для двухмассовой системы

$$\omega_k^2 = (J_k + J_{k-1})/J_k J_{k-1} e_k.$$

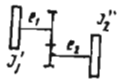
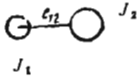
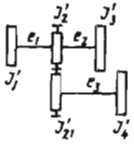
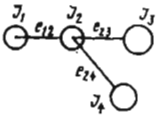
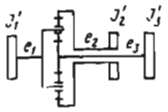
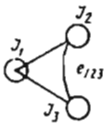
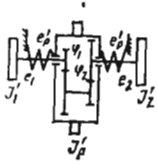
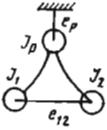
3. Системы, для которых $\omega^2 \gg v_{\text{lim}}^2$ (v_{lim} — верхняя граница исследуемого частотного диапазона) преобразуются в заменяющие, (табл. 2.3)

4. Производится замена простейших систем в соответствии с табл. 2.3. При этом происходит объединение соответствующих звеньев и вычисляются параметры упрощенной системы. Число степеней свободы упрощенной системы уменьшается по сравнению с исходной на число преобразованных систем. Дальнейшее упрощение производится в том же порядке (пп. 1—4).

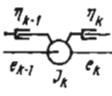
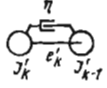
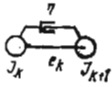
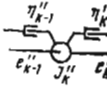
Основными характеристиками динамических колебательных систем являются частоты собственных колебаний и формы колебаний.

Упрощение динамической системы можно вести до тех пор, пока частоты и формы собственных колебаний упрощенной системы в исследуемом частотном диапазоне с заданной точностью совпадают с аналогичными параметрами исходной системы. Для расчета частот и форм собственных колебаний удобен матричный метод. Упро-

2.2. Эквивалентные динамические системы

Механическая система	Динамическая система	Параметры динамической системы
		$J_1 = J_1'; J_2 = J_2''/u^2; e_{12} = e_1 + e_2 u^2$
		$J_1 = J_1'; J_2 = J_2' + J_2'/u^2; J_3 = J_3'; J_4 = J_4'/u^2; e_{12} = e_1; e_{23} = e_2; e_{24} = e_3 u^2$
		$J_1 = J_1'; J_2 = J_2' u^2 / (1 + u)^2; J_3 = J_3' / (1 + u)^2; e_{123} = e_1 + e_2 \left(\frac{u+1}{u} \right)^2 + e_3 (1 + u)^2$
		$J_1 = J_1'; J_2 = J_2'/u^2; J_p = J_p' / (1 - u)^2; e_{12} = e_1 + e_2; e_p = e_p' (1 - u)^2; i = \Phi_1 / \Psi_2$

2.3. Преобразование простейших динамических систем

Заменяемая система	Заменяющая система	Расчетные формулы
		$J_k' = J_k e_k / e_k'; J_{k+1}' = J_k e_{k-1} / e_k'; \eta = \eta_{k-1} (e_{k-1} / e_k')^2 + \eta_k (e_k / e_k')^2; e_k' = e_{k-1} + e_k$
		$J_k'' = J_k' + J_{k+1}'; e_{k-1}'' = e_k J_{k+1}' / J_k'; e_k'' = e_k J_k' / J_k''; \eta_{k-1}'' = 0,5 \eta / (e_k / e_{k-1}')^2; \eta_k'' = 0,5 \eta / (e_k / e_k')^2$

щению с анализом частотных характеристик указанным методом подвергаются линейные системы без демпфирования.

Уравнения системы записывают в матричной форме

$$M\{\ddot{\varphi}\} + C\{\dot{\varphi}\} = \{0\}, \quad (2.1)$$

где M — матрица инерционных элементов; C — матрица жесткостей; $\{\varphi\}$ — координатная матрица.

Умножая уравнение (2.1) на матрицу M^{-1} , обратную матрице M , получают

$$J\{\ddot{\varphi}\} + H\{\dot{\varphi}\} = \{0\}, \quad (2.2)$$

где $J = MM^{-1}$, $H = M^{-1}C$.

Множество решений уравнения в матричном виде

$$\{\varphi\} = \{\mu\} \exp(-i\omega t),$$

где $\{\mu\}$ — столбец постоянных; ω — частота; t — время.

Подставив значение $\{\varphi\}$ в уравнение (2.2) и разделив обе части на $\exp(-i\omega t)$, получают

$$(H - \omega^2 J)\{\mu\} = \{0\}. \quad (2.3)$$

Для физической колебательной системы $\{\mu\} \neq 0$. Следовательно, система уравнений (2.3) имеет решение, когда определитель $|H - \omega^2 J| = 0$, т. е.

$$\begin{vmatrix} h_{11} - \omega^2 & h_{12} \dots h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} - \omega^2 \dots h_{2n} \\ h_{n1} & h_{n2} \dots h_{nn} - \omega^2 \end{vmatrix} = 0, \quad (2.4)$$

где h — элемент матрицы H .

Определитель (2.4) представляет собой уравнение n -го порядка относительно ω^2 . Решив его, получают n значений квадратов частот собственных колебаний. Собственные векторы матрицы H определяются на основе решения $n - 1$ уравнений системы (2.3), где $\{\mu\}$ — собственный вектор матрицы H , соответствующий ее собственному значению λ . При этом одна из компонент вектора $\{\mu\}$ принимается

равной произвольной константе, например $\mu_{1i} = 1$. Программа расчета частот и форм колебаний динамических систем, реализующая этот метод, должна предусматривать формирование матриц инерционной и жесткостей без записи уравнений движения. Исходными данными являются: значение масс инерционных звеньев, жесткостей упругих звеньев и граф связей между массами, соединенными упругим звеном. Упругое звено может связывать между собой две массы или массу с заделкой. Для систем, содержащих реактивные упругие звенья, дифференциальные механизмы, дополнительно указываются номера масс, связанных с реактивным упругим звеном и с различными элементами дифференциала (водило, солнечное и коронное зубчатые колеса), а также значение параметра дифференциала (отношение моментов на солнечном и коронном зубчатых колесах).

Расчет частот и форм собственных колебаний трансмиссий по описанному методу может проводиться для выявления опасных форм колебаний, отстройки от частоты резонансных колебаний путем соответствующего подбора конструктивных параметров.

На этапе составления динамической колебательной системы каждый инерционный и упругий элемент соответствует определенной детали или группе деталей трансмиссии. При упрощении систем сначала при приведении, а затем при уменьшении числа степеней свободы определенность такого соответствия теряется. Расчетная динамическая система эквивалентна реальной системе трансмиссии только в том, что колебательный процесс в ней в заданном частотном диапазоне моделирует реальный колебательный процесс. Однако тот факт, что ряд узлов трансмиссии характеризуется инерционными и упругими параметрами, превалирующими по своей величине (большие моменты инерции имеют маховик, колеса, сосредоточенная масса главной передачи; большие податливости — карданный вал, полуоси), дает основание приписывать элементам расчетной динамической системы соответствие определенным деталям, узлам. Это удобно для анализа и расчетов.

При расчетах колебаний в трансмиссии в диапазоне до 250 Гц приведенные массы подвижных деталей двигателя можно заменить одной массой с суммарным моментом инерции J_0 . Если масса автомобиля распределена равномерно по ведущим колесам, сцепление их с дорогой одинаково, а трение в дифференциале незначительно, то динамическая система на участке J_5 — J_7 (см. рис. 2.2) является симметричной. Ее упрощают объединением параллельных ветвей. Получается цепная динамическая система, у которой объединенные моменты инерции и жесткости равны сумме соответствующих параметров параллельных ветвей. При таком упрощении не учиты-

ваются противофазные колебания, которые могут возникать в параллельных ветвях. В автомобильных коробках передач инерционные массы на нерабочих ответвлениях J_{31} , J_{32} можно считать жестко соединенными с рабочими участками. При решении вопроса об учете в динамической системе реактивных звеньев следует принимать во внимание степень взаимосвязи колебаний масс автомобиля и масс трансмиссии через реактивный контур и влияние реактивных элементов на частоты и формы собственных колебаний системы. При многих видах расчетов бывает достаточно учитывать только реактивный контур ведущих мостов.

В табл. 2.4 представлены расчетные динамические системы трансмиссий автомобилей, на которые целесообразно ориентироваться при упрощении многомассовых систем. Путем упрощения системы, показанной на рис. 2.2, получена, например, динамическая система трансмиссии автомобиля 4×2 .

Параметры динамических систем некоторых автомобилей, приведенные к коленчатому валу двигателя, даны в табл. 2.5. Частоты собственных колебаний этих систем даны в табл. 2.6.

При расчете нагрузочного режима трансмиссии рассматриваются следующие основные колебательные процессы: переходные, возникающие при трогании и переключении передач; низкочастотные колебания в диапазоне до 20 Гц от воздействия неровностей микропрофиля; высокочастотные колебания в диапазоне 20—250 Гц от воздействия двигателя.

Динамические расчетные системы для определения переходных колебательных процессов должны с достаточной точностью воспроизводить первую форму колебаний в трансмиссии с частотой, близкой к соответствующей частоте реальной системы. В расчетную динамическую систему должны быть введены фрикционные элементы, моделирующие работу сцепления в трансмиссии и сцепление ведущих колес с дорогой. При отсутствии реактивных шагов в конструкции подвески необходимо учитывать реактивный контур ведущих мостов.

2.4. Расчетные динамические системы трансмиссий автомобилей

Колесная формула	Динамическая система
4×2	
4×4	
6×4	
6×6	

2.5. Параметры динамических систем трансмиссий автомобилей

Автомобиль	Пере- дача	Моменты инерции, кг·м ²						
		<i>J</i> ₁	<i>J</i> ₂	<i>J</i> ₃	<i>J</i> ₄	<i>J</i> ₅	<i>J</i> ₆	<i>J</i> _p
ГАЗ-53А	I	0,52	0,047	0,002	0,0004	0,018	0,8	0,014
	II	0,52	0,006	0,010	0,0016	0,080	3,5	0,060
	III	0,52	0,009	0,033	0,0053	0,256	11,5	0,195
	IV	0,52	0,002	0,121	0,0151	0,742	33,7	0,570
ЗИЛ-130	I	1,02	0,028	0,003	0,001	0,024	1,05	0,011
	II	1,02	0,029	0,011	0,004	0,080	3,46	0,037
	III	1,02	0,030	0,035	0,012	0,26	11,1	0,117
	IV	1,02	0,032	0,086	0,028	0,63	27,0	0,284
	V	1,02	0,037	0,185	0,061	0,14	58,3	0,615
МАЗ-500А	I	3,8	0,093	0,002	0,010	0,076	2,78	0,008
	II	3,8	0,092	0,018	0,032	0,248	9,06	0,025
	III	3,8	0,101	0,064	0,115	0,915	0,916	32,80
	IV	3,8	0,102	0,165	0,269	2,10	77,0	0,215
	V	3,8	0,098	0,394	0,607	4,72	17,4	0,484
Автомобиль	Пере- дача	Жесткости с·10 ⁻³ , Н·м						
		<i>c</i> ₁₂	<i>c</i> ₂₃	<i>c</i> ₃₄	<i>c</i> ₄₅	<i>c</i> ₅₆	<i>c</i> _p	
ГАЗ-53А	I	4,6	4,0	0,49	0,03	0,18	0,13	
	II	4,6	7,7	1,91	0,14	0,18	0,57	
	III	4,6	10,1	6,13	0,44	2,64	1,86	
	IV	4,6	25,6	18,0	1,30	7,70	5,43	
ЗИЛ-130	I	8,5	3,2	0,52	0,04	0,24	0,19	
	II	8,5	6,3	1,72	0,12	0,78	0,64	
	III	8,5	17,5	5,50	0,40	2,48	2,04	
	IV	8,5	40,2	13,35	0,96	6,0	4,95	
	V	8,5	80,6	28,84	2,08	13,0	10,56	
МАЗ-500А	I	21,3	8,9	2,67	0,27	0,58	0,41	
	II	21,3	26,7	7,69	0,88	1,92	2,62	
	III	21,3	56,8	28,0	3,20	7,0	9,6	
	IV	21,3	153,0	65,0	7,40	16,1	22,4	
	V	21,3	130,0	145,2	16,8	36,6	50,4	

На рис. 2.4 приведены динамические системы для расчета колебательных процессов в трансмиссии на режимах трогания и переключения передач. Для упрощения расчетов переходных колебательных процессов при переключении передач динамические системы целесообразно приводить к двум валам: ведущему валу коробки передач и карданному. В динамические системы введены элементы, моделирующие работу сцепления — c_1 , и сцепление колес с дорогой — c_ϕ . При

расчетах процессов нагружения при переключении передач моделируется работа синхронизаторов в коробке передач — элемент c_2 . При расчетах нагрузок на режимах трогания элемент c_2 исключается.

В расчетах колебаний от воздействия микропрофиля дороги используются динамические системы, с высокой точностью отражающие первые две формы колебаний реальных трансмиссий. Особое значение при построении таких динамических систем имеет описание

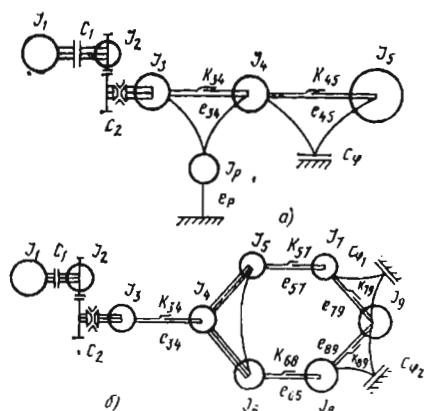


Рис. 2.4. Динамические системы автомобилей для расчета нагрузок в трансмиссии на режимах трогания и переключения передач:

а и б — колесные формулы соответственно 4×2 и 6×4

2.6. Частоты собственных колебаний трансмиссий автомобилей (рад/с)

Автомобиль	Передача				
	I	II	III	IV	V
ГАЗ-53А	8,1	13,9	22,6	33,8	
	100,0	100,5	100,1	100,1	
	116,8	117,4	116,0	115,4	
	723,2	467,3	301,7	205,8	
	1234,4	1189,6	1165,0	1171,7	
	1794,4	1664,2	1399,0	1399,3	
ЗИЛ-130	6,9	10,3	16,4	25,5	31,8
	102,8	103,8	103,4	103,4	103,1
	144,4	153,1	143,0	140,1	134,2
	493,6	408,6	321,4	257,6	209,0
	687,3	714,5	762,9	786,9	794,7
	1190,5	1039,5	1162,3	1399,3	1680,3
МАЗ-500А	8,5	11,8	19,1	26,5	35,0
	98,7	98,7	98,0	97,3	96,4
	283,4	274,8	240,2	204,3	159,8
	426,0	372,3	326,3	316,0	312,1
	563,7	605,0	666,4	724,8	747,9
	2421,4	1487,1	1362,1	1652,5	1386,9
КамАЗ-5511	6,4	9,5	13,9	21,2	30,1
	90,4	90,4	90,4	90,5	90,4
	105,0	105,0	104,9	104,6	102,4
	234,0	233,0	231,2	232,6	211,9
	450,0	440,0	425,3	398,1	338,2

взаимосвязей колебаний в трансмиссии с линейными и угловыми колебаниями поддрессоренной и неподдрессоренной масс автомобиля (см. разд. 2.7).

Расчет колебаний, возбуждаемых двигателем, проводится с использованием динамических систем, с заданной точностью отражающих пять-шесть форм колебаний трансмиссии. Этому требованию отвечают динамические системы, приведенные в табл. 2.7. Элементы вязкого трения в звеньях систем условно не показаны. Звено e_{12} моделирует гаситель крутильных колебаний сцепления. Так как колеба-

2.7. Динамические системы для расчета колебаний, возбуждаемых двигателем

Колесная формула	Динамическая система
4×2	
4×4	
6×4	
6×6	

ния, возбуждаемые двигателем, имеют сравнительно высокую частоту, то сцепление колес с дорожной поверхностью не учитывается. Система трансмиссии соединена с массой автомобиля звеньями, имитирующими тангенциальную податливость шин ведущих колес.

2.2. РАСЧЕТ МАКСИМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ

Экспериментально установлено, что наибольший момент в трансмиссии автомобиля возникает при трогании автомобиля с быстрым включением сцепления (броском педали). Этот момент может значительно превышать момент, соответствующий максимальному моменту двигателя. На рис. 2.5 показаны экспериментально полученные моменты в трансмиссии при трогании автомобиля с быстрым включением сцепления на первой и второй передачах. Максимальный момент в трансмиссии $M_{\max}$ для расчетов на прочность определяется по наибольшему из экспериментально полученных значений. Нагруженность трансмиссии в этом случае удобно оценивать коэффициентом динамичности k_d , под которым понимают отношение приведенных максимального момента на упругом звене трансмиссии к моменту, создаваемому на этом звене двигателем при работе на режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту $k_d = M_{\max}/M_{e \max}$.

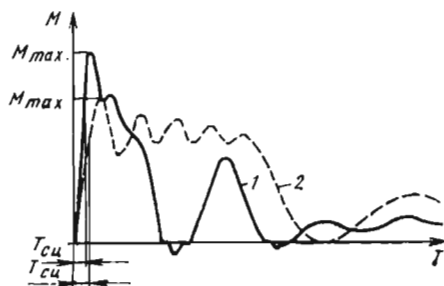


Рис. 2.5. Осциллограммы момента в трансмиссии при трогании с быстрым включением сцепления ($T_c = 0,1$ с):

1 — на первой передаче (асфальт, подъем 4 %); 2 — на второй передаче (асфальт)

2.8. Максимальные динамические нагрузки на полуоси ведущего моста

Передача	M , кН·м	k_d	Условия проведения испытаний
ГАЗ-53А			
I	11,4	1,9	Асфальтовое покрытие; n , об/мин 3640
II	11,7	2,0	5250
	8,6	3,0	3500
	8,8	3,1	5250
ЗИЛ-130			
	13,2	2,7	Грунтовая дорога; $n = 1800$ об/мин
II	10,7	2,2	Асфальтовое покрытие при i , % 4
	9,5	2,0	8
МАЗ-500			
I	8,9	2,0	Асфальтовое покрытие
II	6,3	2,6	
КамАЗ-5410			
I	12,0	1,7	Асфальтовое покрытие при i , % 4
	11,9	1,7	6
«Москвич-2140»			
I	1,6	2,1	Асфальтовое покрытие при i , % 6
	1,5	1,9	8
	1,6	2,1	10
	1,7	2,2	

Примечание. i — уклон (подъем) дороги.

В табл. 2.8 приведены значения максимальных динамических моментов и коэффициенты динамичности для трансмиссий некоторых автомобилей, полученные экспериментально.

Величина максимального динамического момента зависит от параметров упругих и инерционных элементов трансмиссии и привода сцепления. Поэтому расчеты максимальных нагрузок в трансмиссии необходимо проводить на основе моделирования движения системы трансмиссии в условиях трогания с резким включением сцепления. Для этого используют расчетные динамические системы, показанные на рис. 2.4. Движение масс

динамической системы описывается системой дифференциальных уравнений, которые решаются на ЭВМ.

При моделировании процесса трогания в исходном состоянии массы* J_3-J_5 (см. рис. 2.4, а), J_3-J_9 (см. рис. 2.4, б) находятся в покое. К массе двигателя J_1 прикладывается момент двигателя, и происходит разгон до определенной скорости v_1 . По достижении этой скорости моделируется включение сцепления c_1 .

Момент двигателя задается по внешней скоростной характеристике, содержащей корректорную и регулярную ветви $M_d = M_e(\omega)$.

В момент трогания к массам автомобиля J_5 и J_9 прикладывается момент от сил сопротивления движению

$$M_f = G_a \psi r_{к0} / u_0.$$

Момент трения в сцеплении M_c в процессе его включения задается по выражению

$$M_c = M_{cc} f_c(t) \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_3),$$

где M_{cc} — статический момент трения полностью включенного сцепления; $f_c(t)$ — закон нарастания момента трения в сцеплении по времени при его включении; ω_1, ω_3 — угловые скорости соответственно масс J_1 и J_3 .

Закон нарастания момента трения в сцеплении определяется типом и параметрами привода и описывается с достаточной точностью экспоненциальной зависимостью

$$f_c(t) = 1 - \exp(-kt),$$

где k — константа, характеризующая темп включения сцепления ($k = 3/t_c$); t_c — время полного включения сцепления.

При отсутствии в конструкции привода сцепления усилительных пневматических или гидравлических звеньев при броске педали $t_c = 0,015 \div 0,04$ с. Если в приводе сцепления установлен усилитель, то t_c при броске педали увеличивается. Например, для привода сцепления автомобилей КамАЗ $t_c = 0,1$ с.

*В последующем под обозначением массы J_i понимается масса с моментом инерции J_i .

Расчет максимального момента в трансмиссии выполняется при трогании автомобиля на низших передачах с максимальной частотой вращения коленчатого вала двигателя.

При приближенных расчетах максимальный динамический момент на ведущем валу коробки передач можно определять по эмпирическим формулам

$$M_{\max} = 2\beta_c M_{e \max} \quad \text{при } u_T \leq 20;$$

$$M_{\max} = 1,35 M_\Phi \quad \text{при } u_T \geq 50.$$

$$\text{где } M_\Phi = \varphi m_\Phi g r_{к0} / u_T \eta_T.$$

При $20 < u_T < 50$ величину $M_{\max}$ находят интерполяцией значений $M_{\max}$, полученных для $u_T = 20$ и $u_T = 50$, по выражению

$$M_{\max} = 2\beta_c M_{e \max} - (2\beta_c M_{e \max} - 1,35 M_\Phi)(u_T - 20)/30.$$

Для агрегатов трансмиссии, расположенных за зубчатой парой привода промежуточного вала коробки передач, максимальный динамический момент можно определять по моменту на ведущем валу с учетом передаточного числа трансмиссии и конструктивных параметров узлов деления мощности.

Для автомобиля с гидромеханической трансмиссией момент на турбинном валу гидротрансформатора

$$M_{\max} = M_{н0} K_0,$$

где $M_{н0}$ — момент на насосном колесе; K_0 — коэффициент трансформации при режиме «Стоп».

Максимальный момент на других деталях находится по значению момента на турбинном колесе с учетом передаточного числа и КПД трансмиссии на участке от турбинного вала до рассматриваемой детали. При этом максимальный момент в трансмиссии не может превышать момент, обеспечиваемый сцеплением при $\varphi = 0,8$:

$$M_{\Phi \max} = 0,8 m_\Phi g r_{к0} / u'_T \eta'_T,$$

где u'_T и η'_T — соответственно передаточное число и КПД трансмиссии на участке от рассматриваемой детали до ведущих колес.

2.3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-СТАТИСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА

Нагрузочный режим, определяющий усталостную прочность трансмиссии автомобиля, зависит от параметров движения автомобиля, его технических характеристик и конструктивных особенностей.

Использование нагрузочных характеристик непосредственно в расчетах затруднительно. Поэтому их приводят к системе детерминированных характеристик, по которым оценивают долговечность деталей. Выбирают такие режимы нагружения, характеризующиеся постоянными амплитудой и частотой, которые обеспечивают в деталях трансмиссий такие же накопления усталостных повреждений, как и реальные случайные нагружения.

Накопление усталостных повреждений в металле характеризуется величиной

$\sum_{i=1}^z \sigma_i^m N_i$. В этом выражении z —

число интервалов кривой распределения напряжений в детали; N_i — число циклов нагружения детали за весь пробег напряжением, соответствующим i -му интервалу. Обозначим $\beta_i = \sigma_i / \sigma_p$ и $\alpha_i = N_i / N_p$, получим

$$\sum_{i=1}^z \sigma_i^m N_i = \sigma_p^m N_p \sum_{i=1}^z \beta_i^m \alpha_i = \sigma_p^m N_p K_{\Pi},$$

где σ_p — напряжение в детали при расчетном режиме нагружения; N_p — число циклов нагружения при расчетном режиме нагружения; m — показатель степени, зависящий от характера нагружения; K_{Π} — коэффициент приведения режима переменных циклических напряжений к режиму циклического нагружения с расчетной нагрузкой (коэффициент пробега),

$$K_{\Pi} = \sum_{i=1}^z \beta_i^m \alpha_i.$$

Если кривая распределения представлена аналитической функцией плотности вероятности, то

$$K_{\Pi} = \frac{1}{\sigma_p^m} \int_{\sigma_H}^{\sigma_B} \sigma^m f(\sigma) d\sigma,$$

или, учитывая пропорциональность зависимости между нагрузкой и напряжением σ ,

$$K_{\Pi} = \frac{1}{M_p^m} \int_{M_H}^{M_B} M^m f(M) dM.$$

В этих выражениях σ_H , σ_B , M_H , M_B — соответственно наименьшие и наибольшие напряжения и моменты, действующие на деталь; $f(\sigma)$, $f(M)$ — соответственно плотности вероятностей напряжений и моментов, действующих на деталь.

Таким образом, применительно к деталям автомобильных трансмиссий обобщенными характеристиками для расчетов на долговечность являются: расчетные моменты M_p ; расчетные частоты вращения валов n_p ; коэффициенты пробегов K_{Π} или эквивалентные моменты M_{Σ} ; коэффициенты относительных пробегов на каждой из передач ξ .

Эти характеристики определяют отдельно для деталей, работающих на всех передачах (индекс 0 в обозначениях) и для деталей, работающих на определенных передачах (индекс i).

Наиболее существенное влияние на нагрузочный режим трансмиссии оказывают средние скорости движения; относительный пробег на каждой из передач; удельная сила тяги; число ступеней в коробке передач.

Средняя скорость автомобиля $v_{аср}$ зависит главным образом от дорожных условий и удельной мощности двигателя. Если нет других данных, то среднюю скорость автомобиля можно найти по выражению

$$v_{аср} = K_v v_{amax},$$

где v_{amax} — максимальная скорость; K_v — коэффициент, зависящий от условий движения и удельной мощности автомобиля ($K_v = 0,5 \div 0,75$).

Относительный пробег на передаче ξ_i представляет собой отношение пути, проходимого автомобилем на i -й передаче, к общему пути S_{Σ} , проходимому автомобилем,

$$\xi_i = S_i / S_{\Sigma}.$$

Для средних условий эксплуатации ξ может быть определен по эмпирическим данным, приведенным в табл. 2.9.

Средние скорости движения автомобиля на передачах $v_{i, \text{ср}}$ могут быть найдены исходя из предположения, что диапазон частот работы двигателя на всех передачах примерно одинаков. Тогда справедливо соотношение

$$v_{i, \text{ср}} = v_{n, \text{ср}} u_{i, \text{в}},$$

где $v_{n, \text{ср}}$ — скорость автомобиля на высшей передаче,

$$v_{n, \text{ср}} = v_{a, \text{ср}} \sum_i \xi_i u_{i, \text{в}};$$

$u_{\text{в}}, u_i$ — передаточные числа соответственно высшей и i -й передачи.

Подставив значение $v_{n, \text{ср}}$, получим

$$v_{i, \text{ср}} = v_{a, \text{ср}} u_i' \sum_i \xi_i u_i. \quad (2.5)$$

Скорости, найденные по выражению (2.5), принимают также в качестве расчетных для нахождения коэффициентов динамичности при расчетах зубчатых колес и подшипников.

Удельная сила тяги представляет собой отношение окружной силы на ведущих колесах к весу автомобиля (автопоезда)

$$\gamma_{ki} = P_{ki} / G_a.$$

Экспериментально установлено, что распределение удельной силы тяги подчиняется усеченному по максимальным значениям логарифмически нормальному закону распределения. Плотность вероятности определяется выражением

$$p(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t \exp(-0.5t^2) dt.$$

Параметр t находят по формуле

$$t = (\lg \gamma_{ki} - \lg \gamma_{i, \text{ср}}) / \sigma_{\gamma i},$$

где γ_{ki} — текущее значение удельной силы тяги; $\gamma_{i, \text{ср}}$ — среднее значение удельной силы тяги на передаче с индексом i ; $\sigma_{\gamma i}$ — среднее квадратическое отклонение десятичного логарифма удельной силы тяги на передаче с индексом i .

Если рассматривается распределение γ_{ki} в пределах от $\gamma_{ki} = \alpha$ до $\gamma_{ki} = \beta$, то вероятность удельной силы тяги в этом диапазоне

$$p[\alpha \leq \gamma_{ki} < \beta] = \Phi(t_2) - \Phi(t_1);$$

$$t_2 = (\beta - \lg \gamma_{i, \text{ср}}) / \sigma_{\gamma i};$$

$$t_1 = (\alpha - \lg \gamma_{i, \text{ср}}) / \sigma_{\gamma i}.$$

Значения $\Phi(t_2)$ и $\Phi(t_1)$ — определяют по таблицам нормального распределения.

Динамические нагрузки, возникающие в деталях трансмиссии, учитываются при расчетах соответствующими коэффициентами. Поэтому распределения удельных сил тяги ограничиваются величинами расчетных удельных сил тяги.

Расчетные значения удельных сил тяги на передачах $\gamma_{ki, \text{р}}$ представляют собой отношение максимальной окружной силы, развиваемой на ведущих колесах автомобиля (автопоезда) при установившемся движении, к его весу:

$$\gamma_{ki, \text{р}} = P_{ki, \text{max}} / G_a.$$

Если на низших передачах окружная сила на ведущих колесах может быть ограничена по условиям сцепления с дорогой, то для этих передач определяют значения $\gamma_{\text{р}}$ как по условиям сцепления, так и по мощности двигателя и в последующих расчетах используют меньшее из значений.

По условиям сцепления с дорогой $\gamma_{\text{р}} = \varphi m_{\text{ф}} / m_a$. Для условий движения по твердым дорогам принимают $\varphi = 0.7$; для автомобилей повышенной проходимости в случае движения вне благоустроенных дорог $\varphi = 0.5 \div 0.6$.

По моменту двигателя $\gamma_{ki, \text{р}} = M_{e, \text{max}} u_{i, \text{в}}' / r_{\text{к0}} G_a$.

2.9. Распределение пробега на передачах (в %)

Автомобиль	Передачи											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Легковой												
$M_{I \max}/m_a < 80 \text{ Н} \cdot \text{м/т}$		10 6	88 22	70								
$M_{I \max}/m_a \geq 80 \text{ Н} \cdot \text{м/т}$	1 1	4 3	20 6	75 15	75							
Грузовой:												
$N_e/m_a > 11 \text{ кВт/т}$	1 0,5	3 1,5 (2)	14 7 (8,5)	82 20 (54)	71/35							
	0,6 0,5 0,3	1,8 1,5 0,7	7,6 5 (1,5) 1,2	20 (60) 10 2,4	70 (30) 23 (50) 5,4	60 (33) 12		54				
$N_e/m_a < 7,4 \text{ кВт/т}$	0,7 0,6 0,4 0,3 0,2	2 1,8 0,8 0,5 0,4	8,3 5,6 1,2 1 0,8	24 (60) 12 2,6 1,8 1,2	65 (29) 23 (50) 6 4,4 2,9	57 (30) 14 8 5	25 (45) 12 8	50 (30) 18 (47) 12	54 (25) 20 (45)	50 (25)		
Самосвал	4 4 4 3 3	15 11 11 6 6	31 18 18 11 11	50 26 41 16 16	41 26 23 38	41 26						

Примечания: 1. В скобках приведены данные для случая использования повышающей передачи в делителе.
 2. Пробег на передачах заднего хода составляет: 0,3 % для легковых автомобилей; 0,5 % для грузовых; 2,5 % для автомобилей-самосвалов.

Расчетную удельную силу тяги по моменту двигателя в случае использования гидромеханической трансмиссии находят по формуле

$$\gamma_{kip} = M_n K_{\eta i} \eta_i / r_{k0} G_d, \quad (2.6)$$

где M_n — момент на насосном колесе трансформатора при максимальной подаче топлива в двигатель и значении коэффициента трансформации, соответствующем КПД трансформатора 0,7 на низших передачах и 0,85 на высших.

Среднее значение удельной силы тяги на передачах $\gamma_{ki\text{cp}}$ определяется сопротивлением движению. В общем виде

$$\gamma_{ki\text{cp}} = \gamma_{\psi} + \gamma_{vi} + \gamma_{ji},$$

где γ_{ψ} — удельное сопротивление дороги ($\gamma_{\psi} = \psi$); γ_{vi} — среднее удельное сопротивление воздуха ($\gamma_{vi} = A v_{i\text{cp}}^2 / m_a$); γ_{ji} — среднее удельное сопротивление разгону [$\gamma_{ji} = B (\gamma_{kip} - \gamma_{\psi} - \gamma_{vi})$].

Среднее удельное сопротивление воздуха целесообразно учитывать при $v_{i\text{cp}} > 40$ км/ч.

Для определения удельных сопротивлений пользуются приведенными ниже данными.

Автомобиль	Легковой	Грузовой	Самосвал
ψ	0,018	0,03	0,05
A	0,005	0,020	0,024
B	0,2	0,3	0,2

Средние квадратические отклонения десятичного логарифма удельной силы тяги $\sigma_{\gamma i}$ можно принимать в пределах 0,2—0,25. Большие значения относятся к автомобилям с большой удельной мощностью и к деталям, нагружаемым только при работе на определенной передаче коробки передач.

Распределение удельных сил тяги для деталей, работающих на всех передачах, также подчинено логарифмически нормальному закону распределения. Оно может быть получено суммированием нагрузочных режимов на отдельных передачах. Однако практика расчетов показывает, что более объективные результаты, особенно для многоступенчатых коробок передач,

получают по общей кривой распределения удельных сил тяги.

Для нахождения значения общей средней удельной силы тяги γ_{k0} необходимо найти суммарное удельное сопротивление движению $\gamma_{k\Sigma}$:

$$\gamma_{k\Sigma} = \gamma_{k1\text{cp}} \xi_1 + \gamma_{k2\text{cp}} \xi_2 + \dots + \gamma_{kn\text{cp}} \xi_n = \sum_{i=1}^n \gamma_{ki\text{cp}} \xi_i.$$

Распределение удельных сил тяги подчинено логарифмически нормальному закону, при котором мода распределения смещена относительно средней удельной силы тяги, поэтому общая средняя удельная сила тяги оказывается несколько меньшей, чем суммарное удельное сопротивление движению. Сопоставление экспериментальных и расчетных данных показывает, что справедливо следующее соотношение:

$$\gamma_{k0} = (0,85 \div 0,9) \gamma_{k\Sigma}.$$

Среднее квадратическое отклонение логарифма общей удельной силы тяги может быть принято таким же, как и для распределений на передачах, т. е. $\sigma_{\gamma_0} = 0,20 \div 0,25$.

Расчетный режим движения является условным. Он определяется детерминированными значениями момента M_p , передаваемого рассчитываемой деталью трансмиссии, и частотой ее вращения n_p . При этом условно принимают, что автомобиль при заданной передаче в коробке передач движется с предельной для данной передачи удельной силой тяги со скоростью, соответствующей расчетной для данной передачи.

Расчетный момент детали может быть найден по выражению

$$M_{ip} = \theta \lambda \gamma_{ki\text{cp}} g m_a r_{k0} / u_T'' \eta_T'', \quad (2.7)$$

где θ и λ — коэффициенты, учитывающие соответственно циркуляцию мощности и долю мощности, передаваемую через рассматриваемую деталь; u_T'' и η_T'' — соответственно передаточ-

ное число и КПД трансмиссии на участке от рассчитываемой детали до колес.

Рекомендуется принимать $\theta = 1$ для автомобилей с одним ведущим мостом или несколькими, имеющими дифференциальный привод. При блокированном приводе $\theta = 1,1$ на низших передачах и $\theta = 1,2$ — на высших.

Если в приводе от двигателя к рассматриваемой детали имеется узел деления мощности (межосевой дифференциал), то λ берется в соответствии с распределением моментов этим дифференциалом. Например, если в раздаточной коробке имеется несимметричный дифференциал, делящий момент между передним и задним мостом в отношении 1/2, то для деталей переднего моста нужно принимать $\lambda = 1/3$, а для деталей заднего моста $\lambda = 2/3$. В том случае, когда дифференциал отсутствует, коэффициент λ принимают пропорциональным сцепным массам.

Гидромеханические трансмиссии делят на два участка: двигатель—насосное колесо; турбина—ведущее колесо. Для первого участка расчетным является максимальный момент двигателя. Расчетный момент для второго участка находят по формуле, в которой $\gamma_{кир}$ определяется по выражению (2.6).

Расчетным моментом для деталей, работающих при всех передачах в коробке передач, является максимальный момент, передаваемый через трансмиссию при установившемся движении. Определяется по формуле (2.7), в которую подставляется значение $\gamma_{кир}$.

Расчетная частота вращения определяется исходя из расчетных скоростей движения автомобиля. При этом для деталей, работающих на всех передачах, $v_{ор} = v_{иср}$, а для деталей, работающих на определенных передачах, $v_{ip} = v_{i\text{ ср}}$ (2.5).

Расчетную частоту вращения находят по формуле

$$n_{ip} = 2,65 v_{ip} u_{тгко}.$$

Коэффициенты пробега определяют по выражению

$$K_{ni} = \frac{1}{\gamma_{кир}^m} \int_{\gamma_{кир \min}}^{\gamma_{кир \max}} \gamma_{кир}^m f(\lg \gamma_{кир}) \times \\ \times d \lg \gamma_{кир}. \quad (2.8)$$

Практически интеграл в формуле (2.8) находят численными методами. В этом случае K_{ni} целесообразно находить по формуле

$$K_{ni} = \sum_{n=1}^z \gamma_{кир n}^m p_n' / \gamma_{кир}^m, \quad (2.9)$$

где z — число интервалов удельной силы тяги в пределах от $\gamma_{кир \min}$ до $\gamma_{кир \max}$; p_n — вероятность удельной силы тяги на интервале с номером n .

За максимальное значение удельной силы тяги $\gamma_{кир \max}$ принимается расчетное значение $\gamma_{кр}$; минимальное значение удельной силы тяги можно ограничивать величиной, отличающейся от значения средней удельной силы тяги на $3\sigma_{\gamma i}$.

Практически подсчет целесообразно начинать с наибольших значений удельной силы тяги и прекращать, когда вероятность или удельная сила тяги становятся значительно (на 1—3 порядка в зависимости от вида расчета и требуемой точности) меньше соответствующих наибольших значений.

Коэффициенты пробега зависят от вида нагружения детали. При расчете зубчатых колес на контактную усталость в формулах (2.8) и (2.9) принимают показатель степени $m = 3,0$, а при расчетах на усталость при изгибе $m = 9,0$. При расчетах подшипников принимают: шариковых $m = 3$, роликовых $m = 3,33$. По существующим методам подшипники рассчитывают по эквивалентному моменту

$$M_{эл} = M_{ip} \sqrt[m]{K_{ni}}.$$

Наибольшее влияние на коэффициенты пробега оказывают отношение

$\gamma_{кр}/\gamma_{нсп}$ и величина среднего квадратического отклонения σ_{γ} . Поэтому при приближенных расчетах можно использовать данные графиков рис. 2.6, 2.7. На этих графиках показаны зависимости коэффициентов пробоя при расчетах по напряжениям изгиба $K_{\Pi F}$ и контактным $K_{\Pi H}$ в зависимости от отношений удельных сил тяги и средних квадратических отклонений. При использовании графиков для расчета подшипников коэффициент пробоя можно принять равным коэффициенту пробоя при расчете зубчатых колес на контактную усталость.

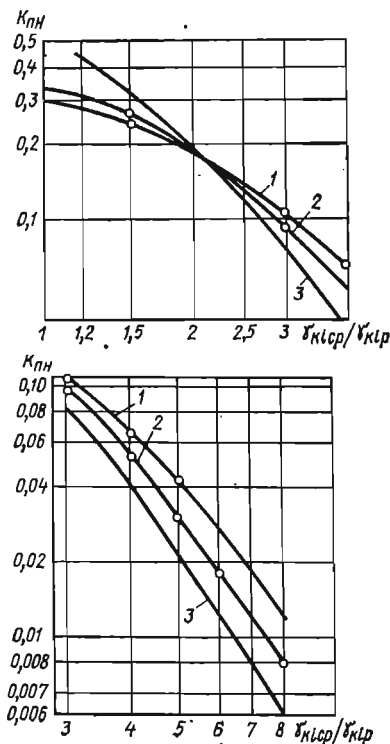


Рис. 2.6. Зависимость коэффициента пробоя $K_{\Pi H}$ от отношений удельных сил тяги:

1 — $\sigma_{\gamma} = 0,3$; 2 — $\sigma_{\gamma} = 0,25$; 3 — $\sigma_{\gamma} = 0,2$

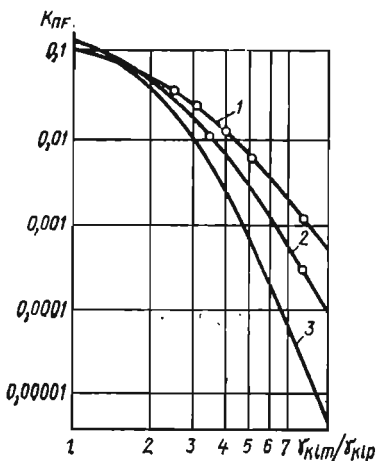


Рис. 2.7. Зависимость коэффициента пробоя $K_{\Pi F}$ от отношений удельных сил тяги:

1 — $\sigma_{\gamma} = 0,3$; 2 — $\sigma_{\gamma} = 0,25$; 3 — $\sigma_{\gamma} = 0,2$

2.4. РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИИ

Моменты, нагружающие узлы и детали трансмиссии, представляют собой случайные широкополосные процессы, включающие установившиеся и переходные режимы. Первые характеризуются тем, что изменение их статических параметров происходит за время существенно большее, чем период наиболее низкочастотной составляющей. К установившимся режимам можно отнести движение на передачах. Переходные режимы наблюдаются при трогании автомобиля и переключении передач; они имеют небольшую протяженность по пути (до 5—8 %), однако их доля в наработке ресурса деталей трансмиссий является существенной. Переходные и установившиеся процессы в реализации крутящего момента следуют один за другим и могут быть достаточно четко разграничены. Это позволяет общий нагрузочный режим рассматривать как сумму нагрузочных режимов от установившихся и неустановившихся процессов. Частотный анализ моментов

в трансмиссии автомобиля показывает, что установившийся процесс характеризуют три составляющие: квазистатическая, обусловленная сопротивлением движению, динамическая от воздействия микронеровностей дорог и динамическая, вызванная неравномерностью работы двигателя.

Влияние других составляющих, обусловленных, например, неточностью работы зубчатого зацепления, переходом от однополосного к двухполосному зацеплению, обычно не распространяется за пределы рассматриваемого узла и может быть учтено при расчетах соответствующими коэффициентами. Рассматриваемые составляющие достаточно четко разделены по частотам. К квазистатической составляющей следует относить процессы с частотами до 0,3—0,5 Гц. Микропрофиль дороги в зависимости от скорости движения и свойств трансмиссии вызывает колебания с частотами 0,5—20 Гц, а двигатель — с частотами 20—250 Гц. Экспериментальные исследования показывают, что перечисленные выше составляющие можно считать некоррелированными, поэтому нагрузочный режим при установившемся движении может быть получен их непосредственным суммированием.

К процессам, вызывающим неустановившиеся колебания в трансмиссии, относятся режимы трогания и переключения передач. При трогании и переключении передач динамический момент в трансмиссии достигает больших амплитуд и изменяется по непериодическому закону. В общем случае процесс трогания или переключения передач можно разделить на пять этапов (см. рис. 2.8): *I* — выключение предыдущей передачи; *II* — синхронизация и включение следующей передачи; *III* — включение сцепления; *IV* — высокочастотные колебания в процессе включения сцепления; *V* — колебания в трансмиссии с собственной частотой. Основное значение в формировании динамической нагрузки у трансмиссии имеют *III*, *IV* и *V* этапы.

Динамические моменты, действующие в трансмиссии автомобиля на режимах трогания и переключения

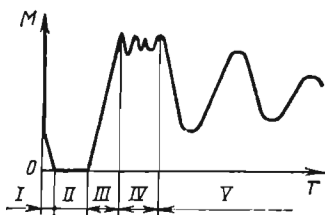


Рис. 2.8. Изменение момента в трансмиссии автомобиля при переключении передач

передач, зависят от конструкции автомобиля (динамической схемы трансмиссии, динамических характеристик двигателя), стиля вождения (темпа включения сцепления) и дорожных условий. Темп включения сцепления и дорожные сопротивления являются случайными величинами, и это определяет случайный характер динамического момента в трансмиссии на рассматриваемых режимах. Процесс расчета моментов в трансмиссии на переходных режимах включает следующие операции: составление расчетной схемы, моделирование динамики двигателя, моделирование действий водителя и условий движения. В результате расчетов получают статистические характеристики нагружения трансмиссии в рассматриваемых эксплуатационных условиях при трогании с места и переключении передач как с вышей на низшую, так и с низшей на вышую.

Расчет нагрузочного режима трансмиссии выполняется на ЦВМ. Пакет программ состоит из объединенных программных блоков и отдельных программ, каждая из которых может использоваться самостоятельно.

Схема пакета программ приведена на рис. 2.9. Процесс расчета включает следующие основные этапы: определение режима движения, квазистатической составляющей и характеристик режима работы трансмиссий; нагруженности трансмиссий на режимах трогания с места и переключения передач; характеристик колебательных процессов в трансмиссии от воздействия дорожных неровностей и неравномерности работы двигателя.

Затем происходит формирование характеристик нагрузочного режима.

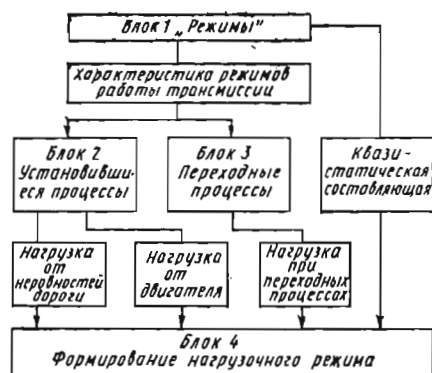


Рис. 2.9. Схема пакета программ по расчету нагрузочного режима трансмиссий автомобилей

2.5. БЛОК ПРОГРАММ «РЕЖИМЫ»

Блок программ «Режимы» состоит из программы расчетов режимов движения и программ счета статической составляющей и режимов работы трансмиссии.

Основные положения расчета режимов движения были приведены

в разд. 1.8. Программа обеспечивает получение на каждом шаге счета номера передачи i , текущего значения скорости автомобиля v и среднего момента в трансмиссии, приведенного к карданному валу M .

Текущее значение скорости автомобиля находят интегрированием уравнений (1.7). Момент на карданном валу в зависимости от характера движения при установившемся движении, при торможении двигателем и при разгоне определяется соответственно $M = P_{\Sigma r_{k0}} / (u_0 \eta'_T)$; $M = -M_{гд} u'_T / (\eta'_T u_0)$; $M = M_e u'_T / u_0$, η'_T , η''_T — КПД участков трансмиссии соответственно от двигателя до карданного вала и от карданного вала до колес.

При торможении только тормозами и при движении с выключенной передачи в коробке передач момент в трансмиссии равен нулю.

Программа расчета статической составляющей обеспечивает получение для каждой i -й передачи двумерного распределения среднего момента, действующего в трансмиссии, и скорости движения автомобиля в виде корреляционной таблицы (табл. 2.10).

Таблица по вертикали образуется m уровнями, по которым сортируются

2.10. Двумерное распределение

	v_1		v_k			
M_1	p_{11}		p_{1k}		p_{1n}	p_{m1}
M_j	p_{j1}		p_{jk}		p_{jn}	p_{mj}
M_m	p_{m1}		p_{mk}		p_{mn}	p_{mm}
	p_{v1}		p_{vk}		p_{vn}	

текущие значения среднего момента, а по горизонтали — n уровнями, по которым сортируются текущие значения скорости движения. Элемент таблицы для i -й передачи — элемент двумерного массива P_{ijk} представляет собой вероятность совместного выполнения неравенств

$$M_j - \Delta M/2 \leq M < M_j + \Delta M/2,$$

$$v_k - \Delta v/2 \leq v < v_k + \Delta v/2,$$

где ΔM и Δv — ширина интервалов сортировки значений текущего момента M и скорости v .

Целесообразной является размерность массивов $m = 10$, $n = 10$. На каждом шаге счета соответствующий счетчик a_{ijk} увеличивается на единицу. Вероятность определяется по формуле

$$P_{ijk} = a_{ijk} / \sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^n a_{ijk}.$$

Программа счета режима движения имеет следующие счетчики:

числа включений каждой передачи отдельно с вышней смежной и с низшей смежной;

суммарного пройденного пути и пути, пройденного на каждой передаче;

общего времени движения и времени движения на каждой передаче.

По данным счетчиков вычисляются относительное число включений передачи на 1 км пути и относительное использование передач по пути и времени.

Массивы результатов решения передаются в программные блоки расчета нагруженности трансмиссии от воздействия микропрофиля дороги, двигателя и расчета нагруженности на режимах трогания и переключения передач.

2.6. БЛОК ПРОГРАММ РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ПРИ ТРОГАНИИ С МЕСТА И ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ПЕРЕДАЧ

При составлении модели переключения передач принимают следующие предположения:

переключение на высшую передачу происходит, когда частота вращения коленчатого вала двигателя соответствует максимальной мощности, на низшую — максимальному моменту;

при выключении передачи одновременно выключается сцепление и уменьшается подача топлива;

в процессе синхронизации движение автомобиля по инерции;

время полного включения сцепления рассматривается как случайная величина.

Рекомендуемые динамические системы для моделирования динамических нагрузок в трансмиссии показаны на рис. 2.4. Моменты инерции J_1 и J_2 приводятся к ведущему валу коробки передач, все остальные — к карданному валу.

Моделирование нагрузок при трогании с места и переключении передач рассматривается применительно к автомобилю схемы 6×4. Для других схем автомобилей последовательность решения остается той же, различие заключается только в динамической системе.

Движение динамической системы осуществляется под действием внешних моментов: момента двигателя M_d и суммарного момента сил сопротивления движению автомобиля M_{Σ} . Выключение предыдущей передачи в соответствии с принятыми допущениями считается мгновенным, и нагрузки в трансмиссии на этом этапе переходного процесса не рассматриваются. Процесс синхронизации рассматривается как этап формирования начальных условий (начальных скоростей масс и моментов в звеньях) для этапа включения сцепления.

На этапе синхронизации относительное движение масс динамической системы отсутствует. Уравнения движения имеют вид

$$J_2 \dot{\omega}_2 = \mp M_{сн} u_v; \quad (2.10)$$

$$J_{\Sigma} \dot{\omega}_3 = \pm M_{сн} - M_{\Sigma},$$

где $M_{сн}$ — момент синхронизации; u_v — передаточное число коробки передач на включаемой передаче;

$$J_{\Sigma} = J_3 + J_4 + J_5 + J_6 + J_7 + J_8 + J_9.$$

Угловые скорости масс J_2 и J_3 в момент выключения предыдущей передачи ω_{20} и ω_{30} являются начальными условиями процесса синхронизации и связаны соотношением $\omega_{20} = u_{\Sigma} \omega_{30}$ (u_{Σ} — передаточное число коробки передач на предыдущей передаче). Верхние знаки при $M_{сн}$ (2.10) соответствуют переключению с низшей передачи на высшую, нижние — с высшей передачи на низшую. В дальнейшем рассматривается только переключение с низшей передачи на высшую. Считая $M_{сн} = \text{const}$, после интегрирования уравнения (2.10) в пределах времени синхронизации $t_{сн}$ имеем

$$t_{сн} = \frac{J_2 J_{\Sigma} \omega_{20} u_{\Sigma} (1 - u_{\Sigma}/u_{\Pi})}{M_{сн} (J_{\Sigma} + J_2 u_{\Sigma}^2) - J_2 M_{\Sigma} u_{\Sigma}^2}.$$

Угловые скорости масс системы по окончании процесса синхронизации

$$\omega_{2с} = \omega_{20} - \frac{M_{сн} t_{сн}}{J_2 u_{\Sigma}} \quad \text{и}$$

$$\omega_{3с} = \omega_{4с} = \dots = \omega_{9с} = \omega_{2с} u_{\Sigma}.$$

Угловая скорость массы J_1 в момент окончания синхронизации определяется по динамической характеристике двигателя, определяющей скорость снижения частоты вращения коленчатого вала двигателя при выключенном сцеплении и отпущенной педали подачи топлива.

Для автомобильных двигателей такие характеристики аппроксимируют экспоненциальной зависимостью вида

$$\omega_{1с} = \omega_{\Sigma} + (\omega - \omega_{\Sigma}) \exp(-kt),$$

где ω_{Σ} и ω — угловые скорости коленчатого вала соответственно на холостом ходу и в момент выключения предыдущей передачи; t — время ($t = 0 \div t_{сн}$).

Динамические моменты в звеньях системы в момент окончания синхронизации

$$M_{34} = J_3 (M_{сн} - M_{\Sigma}) / J_{\Sigma};$$

$$M_{57, 68} = (J_3 + J_4 + J_5 + J_6) \times \\ \times (M_{сн} - M_{\Sigma}) / J_{\Sigma};$$

$$M_{79, 89} = (J_3 + J_4 + J_5 + J_6 + J_7 + \\ + J_8) (M_{сн} - M_{\Sigma}) / J_{\Sigma}.$$

По окончании процесса синхронизации массы J_2 и J_3 соединяются жестко, и начинается этап включения сцепления.

Приложенный к системе момент двигателя M_d зависит от положения органа подачи топлива и частоты вращения коленчатого вала

$$M_d = f(\alpha, n_d),$$

где α — координата управляющего механизма подачи топлива.

Можно записать

$$M_d = f(\alpha) M_e(n_e),$$

где $M_e(n_e)$ — внешняя скоростная характеристика двигателя; $f(\alpha)$ — закон нарастания крутящего момента.

Обозначив время нарастания крутящего момента t_e , для рассматриваемой задачи можно принять $f(\alpha) = t/t_e$ при $t < t_e$, $f(\alpha) = 1$ при $t \geq t_e$. Зависимость для аппроксимации внешней скоростной характеристики двигателя приведена в разд. 2.1.

Момент трения в сцеплении M_c зависит от темпа его включения и может быть описан зависимостью

$$M_c = M_{c.c} [1 - \exp(-kt)] f(\omega_1 - \omega_2),$$

где $M_{c.c}$ — статический момент трения полностью включенного сцепления.

Время полного включения t_c является случайной величиной, зависящей от многих факторов, и может быть представлено в виде ограниченного справа и слева гауссовского распределения

$$f(t_c) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_t^2}} \exp[-(t_{c.m} - t_c)^2 / 2\sigma_t^2] \quad \text{при } t_{\min} \leq t_c \leq t_{\max}; \\ f(t_c) = 0 \quad \text{при } t_c \geq t_{\max} \text{ и } t_c < t_{\min},$$

где $t_{\min}$ и $t_{\max}$ — соответственно минимальное и максимальное время полного включения сцепления; $t_{c.m}$, σ_t — математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение времени полного включения сцепления;

$$\Phi_T = \Phi[(t_c - t_{\min})/\sigma_t] + \\ + \Phi[(t_{\max} - t_c)/\sigma_t].$$

Момент сил сопротивления движению M_{Σ} , приведенный к карданному валу,

$$M_{\Sigma} = P_{\Sigma} r_{к0} / (u_0 \eta_{\tau}^{\prime\prime}). \quad (2.11)$$

Все величины сопротивлений, входящие в уравнение (2.11), можно считать детерминированными, за исключением сопротивления подъему, которое при трогании и переключении передач является случайной величиной, зависящей от характеристик макропрофиля дороги.

Для описания режимов трогания и переключения передач достаточной характеристикой макропрофиля дороги является распределение уклонов. Обычно распределение уклонов макропрофиля имеет ограничения, обусловленные наличием предельно допустимых уклонов на дорогах. Распределение уклонов дороги при расчетах переключений конкретных ступеней преобразуется. Это связано с практической нецелесообразностью переключений при определенных дорожных условиях. Например, при крутых подъемах невозможно переключение на высшие передачи. Поэтому при расчетах вероятностей переключений на высшие передачи распределения уклонов ограничивают справа. Величина ограничения α_i зависит от номера включаемой передачи и определяется неравенством

$$\alpha_i < P_{к.в} / G_a - \psi - k_b F v_a^2 / G_a,$$

где $P_{к.в}$ — максимальная сила тяги на включаемой высшей передаче; v_a — скорость движения автомобиля в момент переключения передач.

Переключения на низшую передачу на спусках маловероятны. Следствием этого является необходимость усечения распределения уклонов макропрофиля слева при расчетах нагруженности трансмиссии при переключениях с высшей передачи на низшую.

Возможные значения времени включения сцепления в пределах от 0 до $t_{сд}$ и значения дорожных сопротивлений в пределах от $\psi_{\min}$ до $\psi_{\max}$, характерных для каждого переключения, делятся на разряды $\Delta t_{сд}$ и $\Delta \psi$. Разряды характеризуются сред-

ним значением величины времени включения сцепления $t_{сд,к}$ (k -й разряд) и средним значением дорожного сопротивления ψ_l (l -й разряд).

Определение нагруженности трансмиссий на переходных режимах проводится путем решения системы уравнений для каждой пары значений $t_{сд,к}$ и ψ_l . Практически реализация на печать не выводится, а непосредственно обрабатывается в ходе решения. Обработка заключается в определении ординат момента через промежутки времени Δt , равный шагу счета, сортировке ординат по уровням и выделению максимальных значений. Переходный процесс считается законченным, когда размахи колебаний момента составляют не более 20 % величины первого размаха. Рекомендуются иметь число уровней $n = 25 \div 50$ для сортировки момента.

В результате расчетов для каждого переключения отдельно с высшей на низшую и с низшей на высшую передачи определяются: распределение величин момента, двумерное распределение амплитуд и средних значений, средняя протяженность переходного процесса по пути. Вероятность попадания момента в i -й уровень шириной $\Delta M_i = (M_{\max} - M_{\min})/n$, имеющий среднюю величину момента $M_{im} = M_{\min} + 0,5 \Delta M_i (2i - 1)$, находят по выражению

$$P(M_i) = r_i \Delta t / l_0,$$

где l_0 — длительность переходного процесса; r_i — число попаданий момента в i -й уровень.

В процессе решения выделяются экстремальные значения амплитуд, которые также сортируются по уровням.

Длительность переходного процесса по пути определяется интегрированием уравнения

$$\dot{S}_{\Pi} = \omega_{\theta} r_{к0} / u_0.$$

Общие статистические характеристики момента в трансмиссии получают суммированием с учетом весовой доли каждой реализации $P(t_{сд}, \psi)$ во всем множестве

$$P(t_{сд}, \psi) = f(t_{сд}, \psi) \Delta \psi \Delta t_{сд}.$$

Результаты расчетов в виде распределения момента, двумерного распределения амплитуд и средних значений передаются в блок формирования нагрузочного режима.

2.7. РАСЧЕТ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ОТ НЕРОВНОСТЕЙ ДОРОЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

При расчетах нагруженности трансмиссий от воздействия неровностей поверхности (микронеровностей) принимаются следующие допущения:

профиль дороги симметричен относительно продольной вертикальной плоскости, проходящей через ось симметрии автомобиля;

контакт колеса с дорогой является точечным, а влияние длины неровностей на возмущающую силу учитывается коррективной микрпрофиля;

математическое ожидание скорости движения автомобиля постоянно и равно средней скорости движения; эквивалентная динамическая система может быть представлена линеаризованной расчетной схемой;

наезд переднего не ведущего моста на неровность не вызывает значительных колебаний в трансмиссии.

Расчетная динамическая система применительно к автомобилю 4×2 показана на рис. 2.10. В этой схеме направляющее устройство подвески обеспечивает относительное смещение моста и рамы при их вертикальных перемещениях по закону

$$x_1 - x = \eta (\xi - z),$$

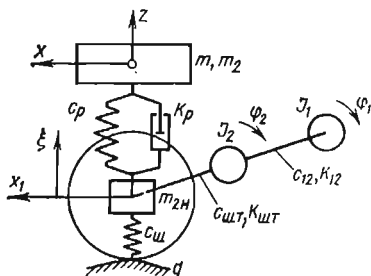


Рис. 2.10. Расчетная динамическая система автомобиля 4×2 для определения нагрузок в трансмиссии от воздействия неровностей микрпрофиля дороги

где η — коэффициент, характеризующий кинематическую связь между вертикальными и продольными перемещениями моста и рамы автомобиля ($-0,1 \leq \eta \leq 0,1$).

В перемещении в продольном направлении по координате x принимает участие поддрессоренная масса автомобиля m и масса переднего моста, а в вертикальном направлении по координате z только масса, приходящаяся на ведущий мост m_2 ,

$$m = m_a - m_{2H} + \sum J_{K1}/r_{K0};$$

$$m_2 = ma/L,$$

где a — расстояние от переднего моста до центра тяжести; L — база автомобиля; $\sum J_{K1}$ — суммарный момент инерции колес переднего моста.

Параметры системы: J_1 — приведенный момент инерции вращающихся масс двигателя, сцепления, коробки передач, части карданной передачи; J_2 — приведенный момент инерции масс части карданной передачи, вращающихся деталей ведущего моста, колесных узлов и колес; m_{2H} — неподдрессоренная масса ведущего моста; c_{12} — приведенная жесткость трансмиссии; $c_{шT}$ — приведенная тангенциальная жесткость шин ведущего моста; c_p, k_p — приведенная жесткость и коэффициент демпфирования подвески ведущего моста; $c_{ш}$ — радиальная жесткость шин ведущего моста.

Движение масс системы описывается в обобщенных координатах: $x, z, \xi, \varphi_1, \varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$ (φ_1, φ_2 — углы поворота масс с моментами J_1 и J_2).

Уравнения движения системы

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} &= a_1 P_p; \\ \ddot{x} &= c_1 R - c_2 P_p - b_2 T_0; \\ \ddot{\xi} &= -b_1 P_p + b_2 R; \\ \ddot{\varphi}_{12} &= r_{K0} T_0 / J_2 - (1/J_1 + 1/J_2) M_{12}; \\ \ddot{\varphi}_1 &= M_{12} / J_1, \end{aligned} \right\} (2.12)$$

R — нормальная реакция.

Уравнения связи

$$P_p = c_p (\xi - z) + k_p (\dot{\xi} - \dot{z});$$

$$R = c_{ш} (q - \xi);$$

$$T_0 = T + \bar{R} q'_s + R f;$$

$$\bar{R} = (m_2 + m_{2H}) g;$$

$$T = c_{ш.т}/r_{к0} (\dot{x}/r_{к0} - \dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_1) + k_{ш.т}/r_{к0} (\ddot{x}/r_{к0} - \ddot{\varphi}_{12} - \ddot{\varphi}_1);$$

$$M_{12} = c_{12}\varphi_{12} + K_{12}\dot{\varphi}_{12}.$$

Коэффициенты уравнений

$$a_1 = (m + m_{2H})/A;$$

$$b_1 = m_2 (m + m_{2H})/m_{2H}A;$$

$$b_2 = m_2 (\eta_m^2 + m_{2H})/m_{2H}A;$$

$$b_3 = \eta m_2 m / m_{2H}A; \quad b_4 = \eta m (m_2 + m_{2H})/m_{2H}A; \quad A = \eta^2 m m_2 + \eta^2 m m_2 + m_{2H}m + m m_2.$$

При заданной спектральной плотности микропрофиля автомобильной дороги S_{qv} спектральная плотность момента в трансмиссии

$$S_M = S_v(v) |W_{12}(iv)|^2 c_{12}^2 / (\mu_T'')^2,$$

где S_v — спектральная плотность возмущающего воздействия микропрофиля при скорости движения v автомобиля; $W_{12}(iv)$ — комплексная частотная характеристика системы; c_{12} — приведенная к колесу жесткость трансмиссии; μ_T'' — передаточное число на участке от звена трансмиссии до колеса; v — частота возмущения.

Для системы, описываемой уравнениями (2.12), квадрат модуля комплексной частотной характеристики

$$\begin{aligned} |W_{12}(iv)|^2 &= \\ &= \frac{(-\beta_2 v^6 + \beta_4 v^4 - \beta_6 v^2)^2 + (-\beta_1 v^7 + \beta_3 v^5 - \beta_5 v^3)^2}{(\kappa_1 v^8 - \kappa_3 v^6 + \kappa_5 v^4 - \kappa_7 v^2 + \kappa_9)^2 + (-\kappa_2 v^7 + \kappa_4 v^5 - \kappa_6 v^3 + \kappa_8 v)^2} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Коэффициенты, входящие в выражение (2.13), определяются по формулам

$$\beta_1 = \bar{R} r_{к0} / (J_2 v); \quad \beta_2 = [c_{ш} f +$$

$$+ \bar{R} (a_1 + b_1) K_P / v] r_{к0} / J_2;$$

$$\beta_3 = r_{к0} / J_2 \{ c_{ш} f (a_1 + b_1) K_P +$$

$$+ K_{ш.т} b_3 c_{ш} / r_{к0}^2 + \bar{R} / v [(a_1 + b_1) c_P + b_1 c_{ш}];$$

$$\beta_4 = c_{ш} / (J_2 r_{к0}) \{ K_{ш.т} K_P [b_3 (a_1 + b_1) - b_4 b_1] + b_3 c_{ш.т} + r_{к0}^2 f (a_1 + b_1) c_P + r_{к0} \bar{R} b_1 a_1 K_P / v \};$$

$$\beta_5 = \{ (K_P (c_{ш.т} + c_P K_{ш.т}) [b_3 \times (a_1 + b_1) - b_4 b_1] + r_{к0}^2 \bar{R} a_1 b_1 \times c_P / v) c_{ш} / (J_2 r_{к0});$$

$$\beta_6 = c_{ш.т} c_P [b_3 (a_1 + b_1) - b_4 b_2] c_{ш} / (J_2 r_{к0});$$

$$\kappa_1 = 1; \quad \kappa_2 = \alpha_2 + \gamma_2;$$

$$\kappa_3 = \alpha_3 + \alpha_2 \gamma_2 + \gamma_3;$$

$$\kappa_4 = \alpha_4 + \alpha_3 \gamma_2 + \alpha_2 \gamma_3 + \gamma_4;$$

$$\kappa_5 = \alpha_5 + \alpha_4 \gamma_2 + \alpha_3 \gamma_3 + \alpha_2 \gamma_4 + \gamma_5;$$

$$\kappa_6 = \alpha_5 \gamma_2 + \alpha_4 \gamma_3 + \alpha_3 \gamma_4 + \alpha_2 \gamma_5;$$

$$\kappa_7 = \alpha_5 \gamma_3 + \alpha_4 \gamma_4 + \alpha_3 \gamma_5;$$

$$\kappa_8 = \alpha_5 \gamma_4 + \alpha_4 \gamma_5; \quad \kappa_9 = \alpha_5 \gamma_5;$$

$$\alpha_2 = K_{ш.т} (b_2 / r_{к0}^2 + 1 / J_2) +$$

$$+ K_{12} (1 / J_1 + 1 / J_2);$$

$$\alpha_3 = c_{ш.т} (b_2 / r_{к0}^2 + 1 / J_2) +$$

$$+ c_{12} (1 / J_1 + 1 / J_2) + K_{ш.т} K_{12} \times [(1 / J_1 + 1 / J_2) b_2 / r_{к0} + 1 / (J_1 J_2)];$$

$$\alpha_4 = (K_{12} c_{ш.т} + c_{12} K_{ш.т}) [(1 / J_1 + 1 / J_2) b_2 / r_{к0}^2 + 1 / (J_1 J_2)];$$

$$\alpha_5 = [(1 / J_1 + 1 / J_2) b_2 / r_{к0}^2 +$$

$$+ 1 / (J_1 J_2)] c_{ш.т} c_{12};$$

$$\gamma_2 = K_P (a_1 + b_1);$$

$$\gamma_3 = c_P (a_1 + b_1) + b_1 c_{ш};$$

$$\gamma_4 = b_1 a_1 K_P c_{ш};$$

$$\gamma_5 = b_1 c_P c_{ш} a_1.$$

Расчеты проводятся на ЭВМ. Программа расчета обеспечивает расчет для каждого значения частоты возмущения v квадрата модуля комплексной частотной характеристики $|W_{12}(iv)|^2$, уровня спектральной плотности микропрофиля, их произведения (уровня спектральной плотности деформации звена 1—2, рис. 2.10) и спектральной плотности момента, нагружающего трансмиссию. Для формирования нагруженного режима необходимо определить в рассматриваемом

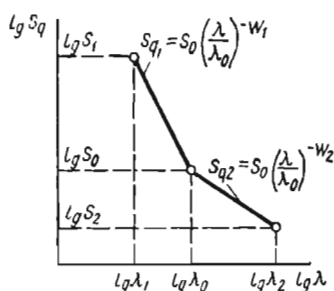


Рис. 2.11. Аппроксимация спектральных плотностей микропрофиля дорог

диапазоне частот дисперсии колебаний момента и его первой и второй производных. Эти характеристики рассчитываются по выражениям

$$D_M = \sum_{v_{\min}}^{v_{\max}} S_M \Delta v;$$

$$\dot{D}_M = \sum_{v_{\min}}^{v_{\max}} S_M v^2 \Delta v;$$

$$\ddot{D}_M = \sum_{v_{\min}}^{v_{\max}} S_M v^4 \Delta v.$$

Дисперсии вычисляются для движения на всех передачах и скоростях, вероятность которых, найденная при расчетах режимов движения, отлична от нуля. Результаты расчетов передаются в блок формирования нагрузочного режима. При расчетах нагружен-

ности трансмиссии используются спектральные плотности микропрофиля, определенные для конкретных дорог, или типовые, полученные обобщением результатов измерений характерных видов дорог.

Спектральная плотность микропрофиля автомобильной дороги может быть представлена в виде

$$S_q(\lambda) = S_0 (\lambda/\lambda_0)^W, \quad (2.14)$$

где λ — путевая частота, рад/м, $\lambda = 2\pi/l$; λ_0 , S_0 — характерная частота и уровень спектральной плотности при этой частоте; W — показатель степени, определяющий интенсивность изменения уровня спектральной плотности по путевой частоте.

На рис. 2.11 показана аппроксимация спектральной плотности микропрофиля с помощью выражения (2.14), а в табл. 2.11 приведены параметры спектральных плотностей характерных типов дорог.

Спектральная плотность микропрофиля соответствует спектральной плотности возмущения $S_{qv}(v)$ при $v = 1$ м/с. Для скоростей движения v , отличных от указанной, $S_{qv}(v) = v^{-1} S_q(\lambda/v)$. В этом случае спектральная плотность, аппроксимированная выражением (2.14),

$$S_{qv} = v^{-1} S_0 [v/(v\lambda_0)]^{-W} = v^{-1} S_0 (v/v_0)^{-W}$$

При расчетах должна быть учтена сглаживающая способность шин. Спектральная плотность возмущения

2.11. Параметры спектральных плотностей микропрофилей автомобильных дорог

Дорога	λ_1 , 1/м	λ_0 , 1/м	λ_2 , 1/м	$S_1 \cdot 10^3$, м ³ /рад	$S_0 \cdot 10^3$, м ³ /рад	$S_2 \cdot 10^3$, м ³ /рад	W_1	W_2
Ровное цементобетонное шоссе	0,16	0,16	17	0,34	34	0,3	2,5	2,5
Ровное булыжное шоссе без выбоин	0,26	11,8	25	0,11	$2,5 \cdot 10^{-1}$	2,0	1,0	2,0
Изношенное асфальтобетонное шоссе с выбоинами	0,26	0,57	25	2,0	8,5	4,4	4,0	3,4
Булыжник — разбитый, в плохом состоянии	0,53	1,8	50	0,1	53	2,4	1,4	3,0
Разбитая грунтовая	0,53	5,3	50	14	0,14	1,6	4,0	2,0

с учетом сглаживающей способности шины

$$S_v(v) = \frac{2}{a^2 v^2} S_{qv}(v) (1 - \cos av),$$

где a — параметр, характеризующий длину отпечатка шины; $a = l_{ш}/v$

$$l_{ш} = 2 \sqrt{0,1H(D - 0,1H)},$$

D — наружный диаметр шины, H — высота профиля шины.

2.8. РАСЧЕТ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ОТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Расчет проводят применительно к линеаризованной динамической системе, к которой приложено полигармоническое возбуждение. Число степеней свободы расчетных систем выбирают таким образом, чтобы частотный состав учитываемых составляющих возбуждения полностью входил в полосу собственных частот колебаний системы. Рекомендуются расчетные динамические системы трансмиссий автомобилей приведены в табл. 2.7.

В гасителе крутильных колебаний сцепления (звено 1—2) действует момент трения

$$M_{тр} = M_{т.д} \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2),$$

где $M_{т.д}$ — динамический (при движении дисков) момент трения.

В первом приближении звено 1—2 предполагается линейным с податливостью, равной податливости ведущего вала. Если полученные в результате решения амплитуды колебаний момента в звене 1—2 не превосходят величины $M_{т.д}$, то гаситель крутильных колебаний не работает и рассеяние энергии в результате трения не происходит. Решение, полученное в первом приближении, используется далее для расчета дисперсии момента в трансмиссии. При превышении амплитуды колебаний момента на звене 1—2 величины $M_{т.д}$ необходимо учитывать рассеяние энергии в гасителе крутильных колебаний. Для ускорения расчетов на ЦВМ целесообразно силу трения без смазочного материала заменить

силой вязкого сопротивления. Исходя из равенства работы сил трения за цикл колебаний, эквивалентный коэффициент вязкого сопротивления определяется по выражению

$$K_{12} = 4M_{т.д}/(\pi\varphi_{12}v),$$

где φ_{12} — амплитуда колебаний в звене 1—2 ($\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$); v — частота.

Далее осуществляется итерационный процесс определения величины K_{12} , который прекращается при условии $|(\varphi'_{12} - \varphi''_{12})/\varphi'_{12}| < 0,01$ (φ'_{12} и φ''_{12} — предыдущая и последующая амплитуды).

Для расчетов параметров колебаний в трансмиссии, возбуждаемых неравномерностью работы двигателя, достаточной характеристикой воздействия является спектральный состав момента двигателя на последней коренной шейке коленчатого вала. Крутящий момент двигателя представляет собой периодическую функцию, которая разложением в ряд Фурье может быть представлена дискретным спектром. Параметры гармонической составляющей зависят от режима работы двигателя.

Для сокращения вычислений гармонический анализ следует выполнять только для одного какого-либо режима, принятого за расчетный, но раздельно для моментов сил давления газов и моментов сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Обычно расчетным режимом является режим максимального эффективного момента двигателя. С достаточной точностью можно считать, что амплитуды гармоник от сил давления газов ($A_{гр1}$, $A_{гр2}$) пропорциональны среднему индикаторному давлению p_i , а амплитуды сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс пропорциональны квадрату частоты вращения n_e^2 коленчатого вала двигателя. Это дает возможность результаты гармонического анализа момента двигателя на выбранном режиме работы распространить на все другие расчетные режимы работы.

Кривая крутящего момента сил давления газов может быть получена по индикаторной диаграмме работы одного

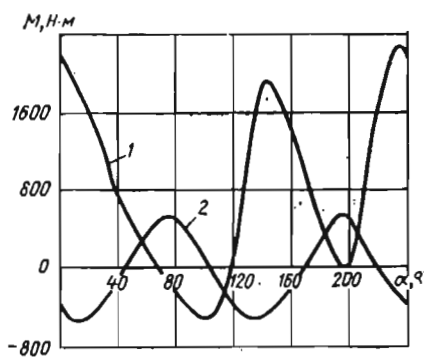


Рис. 2.12. Зависимости крутящего момента по углу поворота α ($\omega = 157$ рад/с, $M_0 = 670$ Н·м):

1 — от сил давления газов; 2 — от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателя

цилиндра двигателя. Для этого по индикаторной диаграмме определяется зависимость силы давления газов (газовых сил) на поршень от угла поворота коленчатого вала.

Полученная зависимость используется для построения графика тангенциальной силы, действующей на кривошип. График представляет зависимость крутящего момента одного цилиндра от газовых сил. Для четырехтактных двигателей график строится в пределах $0-720^\circ$, а для двухтактных $0-360^\circ$. График крутящего момента двигателя от газовых сил получается суммированием моментов, передающихся на коленчатый вал от каждого цилиндра с учетом их фазового сдвига. Суммирование для двигателей с равномерным чередованием вспышек проводится на интервале $0-180\pi/z$, для двигателей с неравномерным чередованием вспышек — на интервале $0-360\pi/z$ ($\tau = 4$ — для четырехтактных двигателей и $\tau = 2$ — для двухтактных двигателей; z — число цилиндров).

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс определяется выражением

$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$, где m_j — масса поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма; R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость коленча-

того вала двигателя; α — угол поворота коленчатого вала; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

График зависимости крутящего момента двигателя от сил инерции строится в том же порядке, что и график момента газовых сил. На рис. 2.12 показаны соответствующие расчетные графики применительно к двигателю ЯМЗ-236.

Определение амплитуд гармонических составляющих момента двигателя рекомендуется проводить по следующей методике. Отрезок, соответствующий периоду момента, условно принимается равным 2π , и через промежутки $2\pi/m$ измеряются ординаты. Коэффициенты Фурье и средний крутящий момент M_0 определяют по формулам

$$A_{M_s} = \frac{2}{m} \sum_{i=1}^m y_i \cos s x_i;$$

$$B_{M_s} = \frac{2}{m} \sum_{i=1}^m y_i \sin s x_i;$$

$$M_0 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_i.$$

где x_i , y_i — соответственно абсциссы и ординаты точки; s — порядок гармоники; A_{M_s} и B_{M_s} — коэффициенты разложения момента порядка s от газовых и инерционных сил.

Достаточная точность обеспечивается при $m > 48$. Амплитуда и фаза гармоники s -го порядка определяются по выражениям

$$A_{M_{ps}} = \sqrt{A_{M_s}^2 + B_{M_s}^2};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{M_{ps}} = A_{M_s} / B_{M_s}. \quad (2.15)$$

Частота возмущения гармоник

$$\nu_s = (\pi n / 30) s \omega_s,$$

где $s \omega$ — порядок первой гармоники.

Для определения характеристик возмущения, создаваемого двигателем, используют корреляционные таблицы, связывающие скорость движения автомобиля на передачах и средние моменты в трансмиссии, полученные в результате расчетов режимов движения.

Характеристики возбуждения от неравномерности работы двигателя представляются в виде двумерного информационного обеспечения, имеющего m уровней гармоник газовых сил и n уровней — инерционных. Элемент таблицы для i -й передачи p_{ijk} представляет собой вероятность возмущения при среднем моменте в трансмиссии M_{ji} и частоте вращения коленчатого вала двигателя, соответствующей скорости v_{ki} (см. табл. 2.10).

Расчет амплитуд гармонических составляющих для каждого элемента массива осуществляется по приведенным ниже соотношениям.

1. Действие газовых сил

Индикаторный момент двигателя, соответствующий j -му уровню среднего момента в трансмиссии (Н·м),

$$M_{ji} = M_{ji}/\omega_i + M_{мп}.$$

$$M_{мп} = 0,078 p_{мп} v_{п}.$$

Среднее давление, соответствующее механическим потерям в двигателе (Па): для карбюраторных двигателей $p_{мп} = 5 \cdot 10^4 + 1,3 \cdot 10^4 \omega_{п}$; для дизелей $p_{мп} = 8 \cdot 10^4 + 1,7 \times 10^4 \omega_{п}$, где $\omega_{п}$ — средняя скорость поршня, соответствующая скорости автомобиля на i -ой передаче v_{ki} ;

$$\omega_{п} \approx 0,318 z_{п} v_{ki} / r_{п}.$$

Амплитуда s -й гармоники при среднем моменте в трансмиссии M_{ji}

$$A_{гjs} = A_{гp} M_{ji} / M_{нр},$$

где $M_{нр}$ — индикаторный момент, соответствующий расчетному режиму.

2. Действие инерционных сил

$$A_{икs} = A_{ип} (n_k / n_p)^s,$$

где $A_{икs}$ — амплитуда гармоники инерционной силы порядка s ; n_k и n_p — частоты вращения коленчатого вала двигателя, соответствующие скорости v_{ki} и расчетному режиму.

3. Действие суммарных сил

$$A_{jks} = \sqrt{A_{гjs}^2 + A_{икs}^2 + \dots} \rightarrow \dots \rightarrow \frac{2 A_{гjs} A_{икs} \cos(\alpha_{гs} - \alpha_{икs})}{\dots}.$$

Входящие в это выражение углы $\alpha_{гs}$ и $\alpha_{икs}$ определяются по формулам, аналогичным (2.15),

Характеристиками моментов, действующих в звеньях рассчитываемой динамической системы на передаче с индексом i , являются дисперсии колебаний момента, возбуждаемого двигателем при среднем моменте в трансмиссии M_{ji} и скорости движения автомобиля v_{ki} .

Дисперсия колебания момента в звене z динамической системы от гармоники порядка s

$$D_{jks} = (0,5 A_{jks})^2 |W_z(iv)|^2.$$

Общая дисперсия в звене z от всех гармоник

$$D_{zks} = \sum_{s=1}^m D_{jks},$$

где m — число учитываемых гармоник (рекомендуется $m = 6$).

Квадрат модуля комплексной частотной характеристики системы $|W_z|^2$ рассчитывается по системе дифференциальных уравнений, описывающих движение системы, записанных в операторной форме. Решение проводится на ЦВМ с использованием стандартной программы. Квадрат модуля комплексных частотных характеристик системы на каждой частоте определяется как сумма квадратов действительной и мнимых частей.

2.9. ФОРМИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАСЧЕТНОГО НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА

Методики расчета на долговечность деталей трансмиссии при экспериментально-статистическом и расчетном нагрузочных режимах одинаковы. В том и другом случае основной характеристикой режима нагружения являются коэффициенты пробега $K_{п}$. Последние определяют по характеристикам распределений удельных тяговых сил при экспериментально-статистических нагрузочных режимах или по распределениям крутящих моментов, действующих на рассчитываемую деталь, при расчетных нагрузочных режимах. Основной характеристикой является показатель R накопления усталостных

повреждений, определяемый по формуле

$$R = \sum_{K=1} M_K^n p_K, \quad (2.16)$$

где M_K — момент уровня K , действующий на деталь; p_K — вероятность момента уровня K .

Программа формирования характеристик нагрузочного режима предусматривает расчет накопленных усталостных повреждений отдельно для установившегося режима движения R_u и неустановившегося R_n . Расчет ведут для каждого звена трансмиссии в соответствии с принятой расчетной схемой. При этом определяют коэффициенты пробега отдельно для деталей, работающих на некоторых передачах, и для деталей, работающих на всех передачах.

Для расчета накопления усталостных повреждений для детали, нагруженной на определенной передаче, используют три корреляционные таблицы: режимов движения, нагруженности трансмиссии от воздействий микропрофиля и нагруженности трансмиссий от неравномерности работы двигателя. Каждая из этих таблиц имеет m уровней момента и n уровней скорости. На пересечении строк и столбцов находятся элементы таблиц, в которых соответственно расположены: вероятности сочетаний моментов M_j и скорости v_n , дисперсии колебаний момента на рассматриваемом звене от воздействий дорожных неровностей и неравномерности работы двигателя при этих сочетаниях.

Таким образом, каждый элемент таблицы характеризует процесс нагружения детали при установившемся движении. При этом процесс имеет следующие характеристики:

математическое ожидание M_j ; дисперсию $D_{jk} = D_{jkn} + D_{jkd}$; вероятность p_{jk} .

Рассчитываются дисперсии первой и второй производных процессов нагружения, обусловленных воздействием микропрофиля ($\dot{D}_{jkn}$ и $\ddot{D}_{jkn}$) и двигателя ($\dot{D}_{jkd}$, $\ddot{D}_{jkd}$) и их суммы:

$$\dot{D}_{jk} = \dot{D}_{jkn} + \dot{D}_{jkd},$$

$$\ddot{D}_{jk} = \ddot{D}_{jkn} + \ddot{D}_{jkd}.$$

Для определенного значения M_j из корреляционной таблицы (см. табл. 2.10) вычисляется вероятность распределения скорости движения автомобиля

$$p_{jk}(v) = p_{jh}/p_{Mj}.$$

Вычисляются дисперсии процесса нагружения для выбранного значения M_j с учетом весовой доли каждой скорости v_n

$$D_j = \sum_{k=1}^n p_{jk}(v) D_{jk},$$

$$\dot{D}_j = \sum_{k=1}^n p_{jk}(v) \dot{D}_{jk},$$

$$\ddot{D}_j = \sum_{k=1}^n p_{jk}(v) \ddot{D}_{jk}.$$

По величинам D_j , $\dot{D}_j$, $\ddot{D}_j$ рассчитываются среднее квадратическое отклонение $\sigma_j = \sqrt{D_j}$, эффективная частота $v_{ej} = \sqrt{\ddot{D}_j/\dot{D}_j}$, параметр широкополосности $\beta_j = v_{ej}/\dot{D}_j$.

Расчеты выполняются для всех j из корреляционной таблицы. В результате определяется распределение момента на звеньях трансмиссии для рассматриваемой передачи (передача с индексом i)

$$f_i(M) = \sum_{j=1}^m p_{Mj} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_j} \times \exp \left[-0,5 \left(\frac{M - M_j}{\sigma_j} \right)^2 \right].$$

С учетом доли пробега автомобиля на каждой передаче определяется распределение момента в трансмиссии для всего маршрута. На основании характеристики суммарного процесса нагружения по формуле (2.16) рассчитывается показатель накопления усталостных повреждений при установившемся движении на рассматриваемой передаче. Показатель накопления усталостных повреждений при неустановившихся режимах R_d определяется не-

посредственно по распределениям моментов, действующих на деталь на режимах трогания с места и переключения передач.

Суммарный показатель накопления усталостных повреждений на установившихся и неустановившихся режимах находится по выражению

$$R_{i\Sigma} = \xi_{yi} R_{yi} + \xi_{ni} R_{ni},$$

где ξ_{yi} , ξ_{ni} — относительные пробеги при движении на передаче с индексом i соответственно при установившемся и неустановившемся режимах.

Относительные пробеги определяют при расчетах режимов движения и нагруженности трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передач

$$\xi_{yi} = \xi_i - \xi_{ni},$$

где ξ_i — относительный пробег на передаче.

Коэффициенты пробега

$$K_n = R_{i\Sigma} / M_{pi}^n, \quad (2.17)$$

где M_{pi} — расчетный момент на i -й передаче.

Следует иметь в виду, что коэффициент K_n , найденный по изложенной

методике, учитывает действие внешних динамических нагрузок. Поэтому в формулах расчета напряжений в зубчатых колесах следует принимать коэффициент $K_{ve} = 1$.

Эквивалентный момент для расчетов подшипников находится по выражению

$$M_{\Sigma i} = \sqrt[m]{R_{i\Sigma}}. \quad (2.18)$$

Для деталей, нагруженных на всех или нескольких передачах, показатель накопления усталостных повреждений определяется для всех передач. Показатель накопления усталостных повреждений на маршруте

$$R_{0\Sigma} = \sum_i \xi_i R_{i\Sigma}.$$

Коэффициенты пробега и эквивалентные моменты находятся по выражениям (2.17) и (2.18), в которых вместо $R_{i\Sigma}$ подставляется значение $R_{0\Sigma}$

Расчетные моменты и расчетные частоты вращения принимаются такими же, как и при экспериментально-статистических нагрузочных режимах.

3

Расчет зубчатых передач

3.1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИИ

В трансмиссиях автомобилей применяются главным образом эвольвентные зубчатые передачи (табл. 3.1).

Отдельно рассматриваемая зубчатая передача имеет в зацеплении два зубчатых колеса. Меньшее из них назы-

вается шестерней, а большее — колесом. Ниже в обозначениях величины, относящиеся к шестерне, отмечены индексом ш, а к колесу — индексом к.

Геометрические характеристики зубчатой передачи и составляющих ее зубчатых колес зависят от параметров исходного контура, модуля, вида передачи, коэффициентов смещения у шестерни и колеса, угла наклона зуба и чисел зубьев. Параметры исходного контура поясняются на рис. 3.1. Ими являются: угол профиля α ,

3.1. Виды эвольвентных зубчатых передач, применяемых в трансмиссиях автомобилей

Вид передачи	Особенности	Применение
Цилиндрическая прямозубая: внешнего зацепления	Наиболее проста в изготовлении; создает повышенный шум, для уменьшения которого применяется модифицированный по высоте зуба исходный контур	В коробках передач для первой передачи и заднего хода
внутреннего зацепления	Более сложна в изготовлении; создает меньший шум при работе; имеет большую контактную прочность	В коробках передач с несколькими промежуточными валами; в некоторых раздаточных коробках В планетарных коробках передач; в колесных редукторах ведущих мостов; в межосевых дифференциалах
Цилиндрическая косозубая: внешнего зацепления	Сложнее в изготовлении, чем цилиндрическая прямозубая; создает осевую силу; имеет большую плавность работы и большую прочность То же	В коробках передач и раздаточных коробках; двойных центральных главных передачах
внутреннего зацепления Коническая: прямозубая	Наиболее простая из передач с непараллельными осями; в зацеплении создается выталкивающая осевая сила	В планетарных коробках передач легковых автомобилей
с круговыми зубьями	В зацеплении создается осевая сила, которая в зависимости от сочетания угла наклона зуба и направления вращения может быть как выталкивающей, так и затягивающей. Чувствительна к регулировке зацепления. При правильной регулировке имеет хорошую плавность работы и высокую прочность	В симметричных межосевых и межколесных дифференциалах; планетарных коробках передач легковых автомобилей и колесных редукторах грузовых автомобилей В главных передачах
Гипоидная	Имеет те же особенности, что и коническая передача с круговыми зубьями. Обладает наиболее высокой плавностью и бесшумностью работы. Вследствие высоких скоростей скольжения профилей требует применения специальных сортов смазочных материалов	В главных передачах

коэффициент высоты головки h_a^* , коэффициент радиального зазора c^* . Указанные параметры определяют лишь пропорции элементов зубьев исходного контура и соответствующей этому контуру производящей рейки. Абсолютные размеры зубьев производящей рейки характеризуются величиной модуля m . Модуль есть линейная величина, в μ

Раз меньшая шага зубьев рейки. Шаг $p_t = \pi m$ показан на рис. 3.1.

Окружность диаметром $d = mz$, где z — число зубьев, проведенная из центра, совпадающего с осью зубчатого колеса, в плоскости, перпендикулярной этой оси, является делительной окружностью зубчатого колеса. Исходный контур и производящая рейка

имеют делительную прямую, делящую шаг между толщиной зуба и шириной впадины поровну. В зависимости от расположения делительной прямой относительно делительной окружности различают: зубчатые колеса без смещения — делительная прямая касательна окружности; с положительным смещением — делительная прямая смещена от окружности в направлении от оси зубчатого колеса (рис. 3.2); с отрицательным смещением — делительная прямая пересекается с окружностью вследствие смещения к оси зубчатого колеса. Отношение смещения к модулю называется коэффициентом смещения исходного контура и обозначается x . Для зубчатой передачи пользуются коэффициентом суммы смещений $x_\Sigma = x_k + x_{ш}$ при внешнем зацеплении или $x_\Sigma = x_k - x_{ш}$ — при внутреннем. Передача, в которой $x_\Sigma = x_k = 0$, не имеет смещения. Если при $x_{ш} \neq 0$ $x_\Sigma = 0$, то передачу называют равносмещенной. При $x_\Sigma > 0$ передача является смещенной положительной, а при $x_\Sigma < 0$ — смещенной отрицательной.

Смещения в зубчатых колесах применяются для повышения прочности зубьев, в том числе для достижения равнопрочности зубьев шестерни и колеса, а также для решения некоторых геометрических вопросов, например, исключения различных видов интерференции профилей зубьев, получения заданного межосевого расстояния и т. п. Коэффициенты смещения, применяемые в зубчатых передачах автомобильных трансмиссий, приведены в табл. 7.3, 11.1.

Перечисленные выше параметры исходного контура являются исходными независимыми геометрическими характеристиками зубчатой передачи. При рассмотрении цилиндрической прямозубой передачи эти характеристики позволяют после выбора модуля и коэффициентов смещений расчетом определить все прочие ее геометрические характеристики. Для цилиндрической косозубой передачи дополнительно является углом наклона зуба β . Вследствие наклона зуба линейные тангенциальные размеры и профиль зуба, а следовательно, его модуль и угол профиля

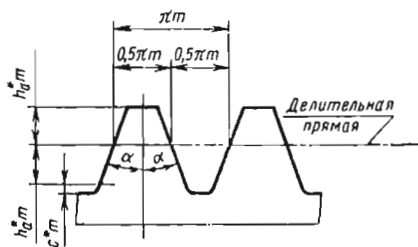


Рис. 3.1. Исходный контур без модификации

в сечении, нормальном к оси зубчатого колеса (торцовом сечении), отличаются от таковых в сечении, нормальном к линии зуба. Модуль и угол профиля в сечении, нормальном к линии зуба, равны модулю m и углу профиля α производящей рейки, но при выполнении геометрических рас-

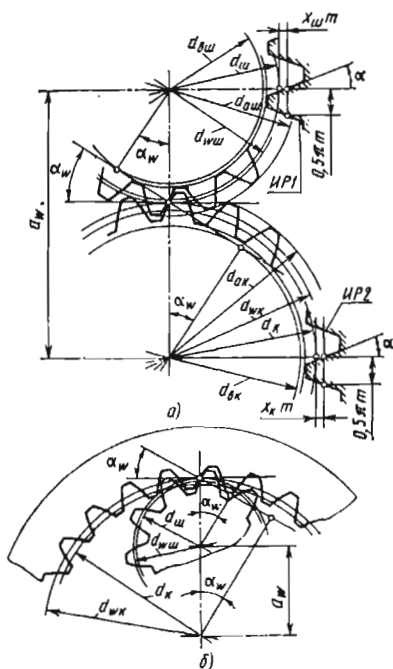


Рис. 3.2. Элементы зацепления цилиндрических зубчатых колес:

а — внешнее зацепление (ИР1 и ИР2 — положения инструментальной рейки при паразании соответственно шестерни и колеса); б — внутреннее зацепление

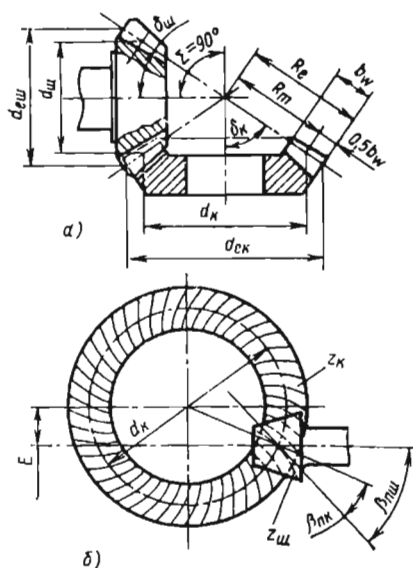


Рис. 3.3. Элементы конических и гипоидных передач:

a — коническая передача с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$; *б* — гипоидная передача

четов косозубой передачи для ясности могут обозначаться m_n (модуль нормальный) и α_n . В торцовом сечении зубчатого колеса модуль называется окружным (иногда торцовым), его обозначают m_t . Для угла профиля в торцовом сечении применяется обозначение α_t . При выполнении геометрических и прочностных расчетов косозубой передачи коэффициент смещения x рассматривается как отношение величин смещения к нормальному модулю.

Дополнительной исходной характеристикой для конической зубчатой передачи является межосевой угол Σ (рис. 3.3). Диаметр делительной окружности и соответственно модуль конического зубчатого колеса зависят от расстояния рассматриваемого сечения до точки пересечения осей передачи. В прочностных расчетах конической прямозубой передачи используется средний модуль m , т. е. модуль в сечении, положение которого определяется средним конусным расстоянием R_m . При проектировании обычно

выбирают внешний модуль m_e , соответствующий внешнему конусному расстоянию R_e . В этом случае для определения среднего модуля используются зависимости

$$m = m_e R_m / R_e; \quad R_m = R_e - 0,5b_w;$$

$$b_w \approx 0,3R_e.$$

Для частного случая $\Sigma = 90^\circ$;

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_{ш}^2 + z_{к}^2}.$$

В расчетах на прочность конической передачи с круговой линией зубьев используется средний нормальный модуль m_n . Если при проектировании такой передачи выбран внешний окружной модуль m_{te} , то величина m_n определяется из зависимостей $m_t = m_{te} R_m / R_e$; $m_n = m_t \cos \beta_n$, где β_n — средний угол наклона зуба (расчетный).

Конические передачи автомобильных трансмиссий выполняют обычно равновосмещенными. Коэффициенты смещения выбирают из условий достижения равного сопротивления усталости зубьев шестерни и колеса и умеренных величин скольжения профилей в крайних точках зацепления. Выполнить оба условия, правильно подобрав коэффициенты смещения $x_k = -x_{ш}$, не всегда можно. Поэтому в конических передачах трансмиссии дополнительно к смещениям при необходимости увеличивают толщину зубьев шестерни, соответственно уменьшая толщину зубьев колеса. Это достигается соответствующим разводом резцов при нарезании зубьев. Отношение линейной величины изменения нормальной толщины зуба к нормальному модулю называется коэффициентом изменения толщины зуба, обозначается x_t . Для шестерни $x_{тш}$ положительно, для колеса $x_{тк} = -x_{тш}$.

Дополнительной исходной характеристикой для гипоидной передачи является гипоидное смещение E . Гипоидное смещение есть расстояние между осями шестерни и колеса (см. рис. 3.3). Выбор угла наклона зуба в гипоидной передаче независим только для колеса. После выбора угла $\beta_{нк}$ и гипоидного смещения E угол наклона зуба шестерни $\beta_{нш}$ определяется геометрическим расчетом, при этом имеет место

неравенство $\beta_{лш} > \beta_{лк}$. Окружной модуль гипоидной шестерни ($m_{лш} = m_n / \cos \beta_{лш}$) больше, чем у колеса ($m_{лк} = m_n / \cos \beta_{лк}$). Отношение $m_{лш}/m_{лк} = \cos \beta_{лк} / \cos \beta_{лш} = K_\Gamma$ называют коэффициентом увеличения диаметра гипоидной шестерни. Гипоидная и коническая передачи, имеющие одинаковые диаметры колес и передаточные числа, отличаются диаметрами шестерен — гипоидная шестерня имеет диаметр в K_Γ раз больший, чем коническая. К конструктивным особенностям гипоидной передачи относится также неравенство углов зацепления рабочих и нерабочих профилей зубьев. Рабочими называются профили, нагружаемые при движении автомобиля вперед, нерабочими — нагружаемые при движении задним ходом.

При выполнении прочностных расчетов зубчатых колес трансмиссии

должны быть известны не только перечисленные выше исходные характеристики, но и некоторые величины, определяемые геометрическим расчетом после выбора исходных характеристик. В табл. 3.2 дан перечень исходных и рассчитываемых геометрических величин, используемых в расчетах на прочность и усталость зубчатых передач различных видов. Все исходные характеристики, а также те величины, которые в результате геометрического расчета передачи обязательно указываются на рабочих чертежах зубчатых колес, рассматриваются в таблице как заданные; для определения прочих величин даны формулы. В формулах, имеющих два знака, расположенные один под другим, верхний относится к передаче внешнего зацепления, а нижний — внутреннего.

3.2. Геометрические параметры, используемые при расчете зубчатой передачи на усталость и прочность

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
Для передач всех видов		
1	Число зубьев $z_{ш}, z_k$	По исходным данным
2	Передаточное число *	$u = z_k / z_{ш}$
3	Коэффициент смещения $x_{ш}, x_k$	По исходным данным
4	Коэффициент суммы смещений	$x_\Sigma = x_k \pm x_{ш}$
5	Расчетная ширина зубчатого венца $b_{лш}, b_{лк}$, мм	См. рис. 3.4
6	Рабочая ширина зубчатых венцов по контакту зубьев b_w , мм	То же
7	Средняя ширина зубчатых венцов, мм	$b_{ср} = 0,5 (b_{лш} + b_{лк})$
8	Коэффициент радиуса закругления у корня зуба r_f	По исходным данным
Дополнительно для цилиндрической прямозубой передачи		
9	Модуль m , мм	По исходным данным
10	Угол профиля зуба α , °	То же
11	Угол зацепления в передаче α_w , °	Определяется из таблицы инволют по величине
		$\text{inv } \alpha_w = \frac{2x_\Sigma \text{tg } \alpha}{z_k \pm z_{ш}} + \text{inv } \alpha$
12	Межосевое расстояние, мм	$a_w = 0,5m (z_k \pm z_{ш}) \cos \alpha / \cos \alpha_w$
13	Начальные диаметры, мм	$d_{лш} = 2a_w / (u \pm 1); \quad d_{лк} = 2a_w u / (u \pm 1)$

* Величина u , обозначаемая без индекса, относится к сопряженной паре зубчатых колес и не учитывает направления передачи силового потока.

Продолжение табл. 3.2

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
14	Диаметр вершин зубьев шестерни $d_{аш}$, мм	По исходным данным
15	Относительная ширина контакта шестерни ψ_{bd}	$\psi_{bd} = b_w/d_{аш}$
16	Число зубьев условного парного колеса (определяется только для внешнего зацепления)	$z_{фш} = 14 + 20x_{ш}$ при $x_{ш} > -0.3$; $z_{фш} = 2 - 20x_{ш}$ при $x_{ш} < -0.3$; $z_{фк} = 14 + 20x_k$ при $x_k > -0.3$; $z_{фк} = 2 - 20x_k$ при $x_k < -0.3$
17	Радиус кривизны профиля зуба шестерни в нижней точке пересопряжения, мм	$\rho_{тш} = 0.5 \sqrt{d_{аш}^2 - (z_{тш} m \cos \alpha)^2} - \pi m \cos \alpha$
18	Радиус кривизны профиля зуба колеса в верхней точке пересопряжения, мм	$\rho_{нк} = a_w \sin \alpha_w \mp \rho_{тш}$
Дополнительно для цилиндрической косозубой передачи (после п. 8)		
19	Модуль нормальный m_n , мм	По исходным данным
20	Угол профиля в нормальном сечении α_n , °	То же
21	Угол наклона линии зуба β , °	
22	Угол профиля в торцовом сечении, °	$\alpha_t = \arctg (\tg \alpha_n / \cos \beta)$
23	Угол зацепления в торцовом сечении α_{tw} , °	Определяется из таблицы инволют по величине
24	Угол зацепления в нормальном сечении, °	$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_{\Sigma} \tg \alpha}{z_k \pm z_{ш}} + \operatorname{inv} \alpha_t$ $\alpha_{nw} = \arctg (\tg \alpha_{tw} \cos \beta)$
25	Межосевое расстояние, мм	$a_w = 0.5 \frac{m_n}{\cos \beta} (z_k \pm z_{ш}) \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$
26	Начальные диаметры $d_{wш}$, d_{wk} , мм	См. п. 13
27	Число зубьев условного парного зубчатого колеса $z_{фш}$, $z_{фк}$	См. 16
28	Относительная ширина контакта шестерни ψ_{bd}	См. п. 15
29	Число зубьев эквивалентной шестерни, колеса	$z_{vш} = z_{ш} / \cos^3 \beta$; $z_{vk} = z_k / \cos^3 \beta$
30	Коэффициент осевого перекрытия e_β	$e_\beta = b_w \sin \beta / (\pi m_n)$
31	Диаметры вершин зубьев $d_{аш}$, мм, $d_{ак}$, мм	По исходным данным
32	Коэффициент торцового перекрытия	$e_\alpha = (\rho_{аш} - \rho_{рш}) \cos \beta / (\pi m \cos \alpha_t)$, где
		$\rho_{аш} = 0.5 \sqrt{d_{аш}^2 - d_{бш}^2};$ $\rho_{рш} = \pm a_w \sin \alpha_{tw} \mp \rho_{ак};$ $\rho_{ак} = 0.5 \sqrt{d_{ак}^2 - d_{бк}^2};$ $d_{бш} = m_n z_{ш} \cos \alpha_t / \cos \beta;$ $d_{бк} = m_n z_k \cos \alpha_t / \cos \beta$

Продолжение табл. 3.2

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
-----------	----------------------------	-----------------------------

Дополнительно для конической прямозубой передачи (после п. 8)

33	Средний модуль m , мм	По исходным данным
34	Угол профиля зуба α , °	То же
35	Межосевой угол Σ , °	
36	Средний начальный диаметр, мм	$d_{wш} = d_{ш} = m z_{ш}$; $d_{wk} = d_k = m z_k$, где d — средний делительный диаметр
37	Угол делительного конуса $\delta_{ш}$, δ_k , °	По исходным данным
38	Число зубьев эквивалентной шестерни, колеса	$z_{vш} = z_{ш} / \cos \delta_{ш}$; $z_{vk} = z_k / \cos \delta_k$
39	Относительная ширина контакта шестерни	$\psi_{bd} = b_w / d_{wш}$

Дополнительно для конической передачи с круговыми зубьями (после п. 8)

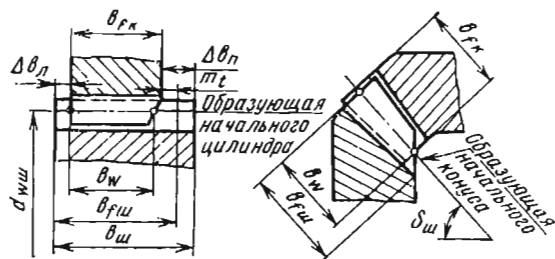
40	Средний нормальный модуль m_n , мм	По исходным данным
41	Угол профиля в нормальном среднем сечении α_n , °	То же
42	Угол наклона линии зуба в среднем сечении β_n , °	
43	Межосевой угол Σ , °	
44	Углы делительного конуса, $\delta_{ш}$, δ_k , °	
45	Средние начальные диаметры, мм	$d_{wш} = d_{ш} = m_n z_{ш} / \cos \beta_n$; $d_{wk} = d_k = m_n z_k / \cos \beta_n$
46	Коэффициенты изменения толщины зуба $x_{тш}$, $x_{тк}$	По исходным данным
47	Относительная ширина контакта шестерни ψ_{bd}	См. 39 $x_{тк} = -x_{тш}$
48	Число зубьев эквивалентной шестерни, колеса	$z_{vш} = z_{ш} / (\cos \delta_{ш} \cos^3 \beta_n)$; $z_{vk} = z_k / (\cos \delta_k \cos^3 \beta_n)$
49	Коэффициент осевого перекрытия	$e_\beta = b_w \sin \beta_n / (\pi m_n)$
50	Коэффициент торцового перекрытия	$e_\alpha = \left[\sqrt{\left(\frac{z_{ш}}{2 \cos \delta_{ш}} + h_a^* + x_{ш} \cos \beta_n \right)^2} - \dots - \left(\frac{z_{ш} \cos \alpha_t}{2 \cos \delta_{ш}} \right)^2 + \right. \\ \left. + \sqrt{\left(\frac{z_k}{2 \cos \delta_k} + h_a^* + x_k \cos \beta_n \right)^2} - \left(\frac{z_k \cos \alpha_t}{2 \cos \delta_k} \right)^2 - \right. \\ \left. - \sin \alpha_t \left(\frac{z_{ш}}{2 \cos \delta_{ш}} + \frac{z_k}{2 \cos \delta_k} \right) \right] \frac{1}{\pi \cos \alpha_t}$ где h_a^* — коэффициент высоты головки зуба исходного контура в торцовом сечении, взятый относительно окружного модуля; $\alpha_t = \arctg (\tg \alpha_n / \cos \beta_n)$

Продолжение табл. 3.2

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
Дополнительно для гипондной передачи (после п. 8)		
51	Средний нормальный модуль m_n , мм	Исходные данные
	Угол профиля рабочей стороны зуба в нормальном сечении α_n , °	То же
53	Сумма углов профиля обеих сторон зуба в нормальном сечении $\alpha_n \Sigma$, °	
54	Углы наклона линии зуба в среднем сечении $\beta_{нк}$, $\beta_{лш}$, °	
55	Полусумма углов наклона линии зуба колеса и шестерни,	$\beta_{ср} = 0,5 (\beta_{нк} + \beta_{лш})$
56	Полусумма углов профиля обеих сторон зуба,	$\alpha_{ср} = 0,5 \alpha_n \Sigma$
57	Углы делительного конуса $\delta_k (\delta_{ш})$, °	По исходным данным или при отсутствии данных по формуле $\delta_{ш} \approx 0,45 (\delta_{аш} + \delta_{лш})$, где δ_a, δ_f — углы конусов вершин и впадин, указанные на чертеже шестерни
58	Средние начальные диаметры, мм	$d_{wш} = d_{ш} = m_n z_{ш} / \cos \beta_{лш}$; $d_{wk} = d_k = m_n z_k / \cos \beta_{нк}$
59	Коэффициент ширины контакта шестерни ψ_{bd}	См. п. 39
60	Число зубьев эквивалентной шестерни, колеса	$z_{wш} = z_{ш} / (\cos \delta_{ш} \cos^3 \beta_{лш})$; $z_{wk} = z_k / (\cos \delta_k \cos^3 \beta_{нк})$
61	Коэффициент увеличения диаметра шестерни	$K_r = \cos \beta_{нк} / \cos \beta_{лш}$
62	Коэффициенты изменения толщины зуба $x_{тш}, x_{тк}$	По исходным данным $x_{тк} = -x_{тш}$
63	Коэффициент осевого перекрытия	$e_\beta = \frac{(3K_b - K_b^3) (R_{ек} - 0,5b_w)}{3\pi m_n}$ где $K_b = \frac{b_w (R_{ек} - 0,5b_w) \lg \beta_{ср}}{R_{ек} (R_{ек} - b_w)}$; $R_{ек}$ — внешнее конусное расстояние, указывается на чертеже колеса
64	Коэффициент торцового перекрытия	Приближенные значения e_α в зависимости от $z_{ш}$ следующие:

$z_{ш}$	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
e_α	0,87	0,95	1,02	1,07	1,11	1,19	1,21	1,23	1,25	1,26

Рис. 3.4. Расчетные значения рабочей ширины зубчатого венца ($\Delta b_{\text{дл}}$, $\Delta b_{\text{п}}$ — свободные участки венца шестерни; в состав величины $b_{\text{фш}}$ включаются свободные участки, но не более m_t на сторону)



3.2. РАСЧЕТ НА УСТАЛОСТЬ

При расчете зубчатых передач трансмиссии проверяют контактную усталость активных поверхностей зубьев и усталость зубьев при изгибе. В формулах расчета на контактную усталость величины пишутся с индексом H , а расчета на усталость при изгибе — с индексом F . Ниже при пояснении существа расчета на усталость имеется в виду общий случай, и указанные индексы временно опущены.

При расчете на усталость сначала определяют расчетное напряжение σ и число циклов N перемены напряжения за назначенный период работы зубчатого колеса. Затем определяют величину $\sigma^m N$, характеризующую усталостное воздействие циклически изменяющегося напряжения на материал детали за назначенный период работы. Здесь m — показатель кривой усталости материала. Для оценки сопротивления усталости величину $\sigma^m N$ сопоставляют с общим ресурсом детали по данному виду напряжения $\sigma_{\text{lim}}^m N_0$, где σ_{lim} — предел выносливости материала при базовом числе циклов N_0 . Условием достаточного сопротивления усталости материала в самом общем виде является выражение $\sigma^m N \leq \sigma_{\text{lim}}^m N_0$, на основе которого при оценке сопротивления усталости определяют допускаемое напряжение или срок службы детали в километрах пробега автомобиля. Сопротивление усталости считают достаточным, если расчетное напряжение не превышает допускаемого или обеспечиваемый срок службы не меньше планируемого,

При проведении расчета на усталость при изгибе зубьев определяют следующие параметры.

1. Характеристики нагрузочного режима зубчатой передачи: расчетный крутящий момент на валу колеса передачи $M_{\text{пр}}$, окружную силу F_{ti} , расчетную окружную скорость v_i , относительный пробег автомобиля на данной i -й ступени трансмиссии ξ_i , коэффициент приведения реального режима переменных нагрузок к режиму расчетного момента — коэффициент пробега $K_{\text{пFi}}$. Если зубчатая передача нагружается на нескольких ступенях, то эти характеристики определяются для каждой ступени.

2. Напряжение σ_{Fi} , соответствующее нагрузочному режиму данной i -й ступени. При работе передачи на нескольких ступенях наибольшая величина σ_{Fi} принимается в качестве расчетной σ_F .

3. Эквивалентное число циклов N_{FEi} перемены напряжения, приходящееся на 1 км общего пробега автомобиля на данной ступени. Для этого действительное число циклов за 1 км пробега N_{di} умножается на коэффициент пробега $K_{\text{пFi}}$ и относительный пробег на данной ступени ξ_i ($N_{FEi} = N_{di} \times K_{\text{пFi}} \xi_i$).

4. Ресурс по напряжениям изгиба, необходимый для обеспечения 1 км пробега автомобиля.

Если зубчатое колесо нагружается на одной ступени,

$$R_{1F} = \sigma_F^m N_{FEi};$$

на нескольких ступенях,

$$R_{1F} = \sum \sigma_{Fi}^m N_{FEi}.$$

5. Предел выносливости зубьев $\sigma_{F \text{ lim}}$, для чего исходное табличное значение предела выносливости $\sigma_{F \text{ c lim}}$, соответствующее определенному характеру цикла и технологии обработки, умножается на коэффициенты, учитывающие реальный характер цикла и технологическую обработку.

6. Общий ресурс зубчатого колеса

$$R_{F \text{ lim}} = \sigma_{F \text{ lim}}^m N_{F0}$$

После этого оценивается сопротивление усталости зубьев. При оценке по допускаемому напряжению определяются следующие параметры:

общее эквивалентное число циклов расчетного напряжения

$$N_{FE} = R_{IF} L_0 / \sigma_{mF}$$

где L_0 — планируемый пробег автомобиля до капитального ремонта агрегата, км;

коэффициент долговечности $K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{F0}/N_{FE}}$;

допускаемое напряжение $\sigma_{FP} = \sigma_{F \text{ lim}} K_{FL}$.

Условие достаточного сопротивления усталости $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

При оценке по сроку службы определяется пробег автомобиля, обеспечиваемый сопротивлением усталости зубьев по изгибу $L_F = R_{F \text{ lim}} / R_{IF}$, в этом случае условие достаточного сопротивления усталости $L_F \geq L_0$.

При расчете на контактную усталость активных поверхностей зубьев определяют аналогичные параметры.

Перечисленные этапы расчета на усталость целесообразно выполнять в последовательности, предусмотренной табл. 3.3, 3.5, 3.7, 3.12, 3.13.

По табл. 3.3 определяют данные нагрузочного режима зубчатой передачи. Затем по табл. 3.5 рассчитывают геометрические коэффициенты напряжений контактных и изгиба. В табл. 3.7 дан порядок определения коэффициентов, учитывающих точность, размеры и условия работы зубчатой передачи. По табл. 3.12 определяют расчетные напряжения контактные и изгиба. По табл. 3.13 определяют допускаемые напряжения и проводят оценку сопротивления зубчатых колес кон-

тактной усталости и усталости при изгибе зубьев. Табл. 3.4, 3.6, 3.8—3.11 являются справочными.

Величины, имеющие различные значения на передачах, в таблицах написаны с индексом i . При выполнении расчетов в индексе вместо i пишется номер передачи 1, 2, 3 и т. д.

Рабочие формулы для определения расчетных и допускаемых напряжений (табл. 3.12, 3.13) получены на основе структурных формул, приведенных в ГОСТ 21354—75* и рекомендуемом Приложении 1 к нему для расчета цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления:

а) на контактную усталость

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{w_{H1}}{d_{w1}} \frac{u+1}{u}};$$

$$w_{H1} = \frac{F_{H1}}{b_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu};$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H} Z_R Z_v K_L K_{xH};$$

$$\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ lim}}^0 K_{HL};$$

условие достаточного сопротивления усталости $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$;

б) на усталость при изгибе

$$\sigma_F = Y_F Y_e Y_\beta w_{Ft}/m;$$

$$w_{Ft} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} F_{Ft}/b_w;$$

$$\sigma_{FP} = Y_R Y_S K_{x\sigma} \sigma_{F \text{ lim}}/S_F;$$

$$\sigma_{F \text{ lim}} = \sigma_{F \text{ lim}}^0 K_{F\sigma} K_{F\sigma} K_{F\sigma} K_{FL};$$

условие достаточного сопротивления усталости $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

Объединив формулы для определения расчетного контактного напряжения, получаем

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_{H1}}{b_w d_{w1}} \frac{u+1}{u}} \times \dots \times Z_H^2 Z_e^2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Подкоренное выражение в рекомендуемом Приложении 1 к ГОСТ 21354—75* обозначено S_H . Таким образом, $\sigma_H = Z_M \sqrt{S_H}$. Так как зубчатые колеса трансмиссии имеют неизменное значение коэффициента Z_M , то расчет на

3.3. Исходные данные нагрузочного режима для расчета зубчатых передач на усталость

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
1	Расчетный крутящий момент на валу колеса зубчатой передачи на данной ступени M_{ip} , Н·м	См. разд. 2.3. Для многосателлитной передачи M_{ip} определяется на валу, на котором закреплено одно из центральных колес механизма
2	Расчетная частота вращения вала колеса рассчитываемой зубчатой передачи на данной ступени n_{ip} , об/мин	См. разд. 2.3. Для планетарных передач расчетная частота n_{i0} определяется в относительном движении $n_{i0} = n_i - n_H$ где n_H — частота вращения водила на данной ступени Значение L_0 указывается в техническом задании
3	Планируемый пробег автомобиля до капитального ремонта агрегата, включающего рассчитываемую зубчатую передачу L_0 , км	
4	Относительный пробег автомобиля на данной ступени в долях общего пробега ξ_i	См. разд. 2.3
5	Коэффициенты пробега для расчета на контактную усталость (на усталость при изгибе) $K_{пH_i}$ ($K_{пFi}$)	См. разд. 2.3
6	Число вхождений в зацепление одного зуба одной и той же стороной за один оборот вала зубчатого колеса $a_{ш}$, a_k	$a = 1$ для зубчатых колес, имеющих одно зацепление, а также для паразитных зубчатых колес и для сателлитов планетарных передач; $a = n_p$ для зубчатых колес, имеющих n_p зацеплений (например, центральных колес планетарных передач)
7	Передаточное число $u_{ш0i}$ от шестерни (колеса u_{k0i}) рассчитываемой зубчатой передачи к ведущим колесам автомобиля на данной ступени (для планетарных передач — в относительном движении)	Определяется по кинематической схеме трансмиссии. Для планетарных передач с вращающимся водилом следует обязательно учитывать табл. 3.4
8	Суммарное число оборотов ведущего колеса автомобиля, совершаемое за 1 км пробега	$N_s = 1000 / (2\pi r_{k0})$ В качестве r_{k0} может быть принят статический радиус ведущих колес автомобиля
9	Расчетная окружная сила на данной ступени, Н: кроме многосателлитных передач для многосателлитных передач	$F_{ti} = M_{ip} \cdot 10^3 / d_w$ где d_w относится к зубчатому колесу, для которого указан момент M_{ip} ; для гипондных передач F_{ti} определяется для шестерни и колеса отдельно $F_{ti} = M_{ip} \cdot 10^3 / (d_w n_p)$ где n_p — число сателлитов; M_{ip} — по п. 1
10	Расчетная окружная скорость в зубчатой передаче на данной ступени, м/с	$v_i = \pi d_w n_{ip} / (60 \cdot 10^3)$ где d_w относится к зубчатому колесу, для которого указана частота вращения n_{ip} ; для планетарных передач вместо n_{ip} подставляется n_{i0}

3.4. Формулы для определения передаточного числа от рассчитываемой детали к ведущим колесам автомобиля для планетарных механизмов трансмиссии

Использование основных звеньев механизма, табл. 8.1	Передаточное число ($u_{шд}$ или $u_{ко}$) с учетом относительного вращения звеньев				
	Типы механизмов, табл. 8.1				
	A, B, C, D	A, B, C, D	A, D	D	B, C
	Рассчитываемое зубчатое колесо				
	z_a	z_b	z_g	z_f	z_g, z_f
a — ведущее b — остановлено h — ведомое	$-p u_{ВМК}$		$\frac{z_b}{z_g} u_{ВМК}$	$\frac{z_b}{z_f} u_{ВМК}$	$\frac{z_b}{z_f} u_{ВМК}$
a — остановлено b — ведущее h — ведомое		$\frac{1}{-p} u_{ВМК}$	$\frac{z_a}{z_g} u_{ВМК}$	$\frac{z_a}{z_f} u_{ВМК}$	$\frac{z_a}{z_g} u_{ВМК}$
a и b — остановлено или ведомое h — ведущее	$\frac{-p}{1-p} \times u_{ВМК}$	$\frac{1}{1-p} \times u_{ВМК}$	$\frac{-p}{1-p} \times \frac{z_a}{z_g} u_{ВМК}$	$\frac{-p}{1-p} \times \frac{z_a}{z_g} u_{ВМК}$	$\frac{-p}{1-p} \times \frac{z_a}{z_g} u_{ВМК}$

Примечания: 1. Параметр p подставляется с его знаком, указанным на схемах A, B, C и D в табл. 8.1. 2. $u_{ВМК}$ — передаточное число на участке от ведомого звена механизма к ведущим колесам автомобиля.

3.5. Коэффициенты напряжений

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
1	Коэффициент контактного напряжения в расчетной точке сопряженных профилей для передач: цилиндрической прямозубой цилиндрической косозубой конической обкатной, $\Sigma = 90^\circ$ конической полуобкатной, $\Sigma = 90^\circ$ конической, $\Sigma \neq 90^\circ$ гипоидной обкатной гипоидной полуобкатной	$Z_H = d_{шд} a_w \lg \alpha_w / (2 \rho_{ТШ} \sigma_{нл})$ $Z_H = 2 (u \pm 1) \cos^2 \beta / (u \sin 2\alpha_n)$ $Z_H = 2 \sqrt{u^2 + 1} \cos^2 \beta_n / (u \sin 2\alpha_n)$ $Z_H = 2 u \cos^2 \beta_n / (\sqrt{u^2 + 1} \sin 2\alpha_n)$ $Z_H = 2 \sin \delta_{ш} (u^2 + 2u \cos \Sigma + 1) \cos^2 \beta_n / (u \sin 2\alpha_n)$ $Z_H = 2 \sin \delta_K (\operatorname{ctg} \delta_{ш} + K_r^2 \operatorname{ctg} \delta_K) \cos^2 \beta_{cp} / (K_r u \sin 2\alpha_n)$ $Z_H = 2 \sin \delta_K \operatorname{ctg} \delta_{ш} \times \cos^2 \beta_{cp} / (K_r u \sin 2\alpha_n)$

Продолжение табл. 3.5

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания					
2	Номинальное значение коэффициента напряжения изгиба зуба для зубчатых колес: передачи внутреннего зацепления колеса полуобкатной конической (гипоидной) передачи прочих	$Y_{0ш}, Y_{0к}$ см. табл. 3.6 $Y_{0к} = 2,25$ $Y_{0ш}, Y_{0к}$ определяются графику рис. 3.5					
3	Коэффициент, учитывающий влияние параметров ларного зубчатого колеса для передач: внутреннего зацепления конических и гипоидных цилиндрических передач внешнего зацепления	$k_{иш} = k_{ик} \approx 1 + 0,125 (x_k - x_{ш})$ $k_{иш} = k_{ик} = 1$ $k_{иш} \approx 1 + 0,125 [(z_{фш}/z_{вк}) + x_{\Sigma} - 1];$ $k_{ик} \approx 1 + 0,125 [(z_{фк}/z_{вш}) + x_{\Sigma} - 1]$					
4	Коэффициент, учитывающий влияние угла профиля k_{α}						
σ'		15°	17° 30'	20°	22° 30'	25°	
k_{α}		1,11	1,07	1,00	0,935	0,88	
	Коэффициент, учитывающий относительную величину радиуса переходной кривой профиля зуба k_{ρ}						
ρ_f^*	0	0,1	0,2	0,3	0,4		
k_{ρ}	1,22	1,12	1,07	1,03	1,00		
6	Коэффициент, учитывающий преднамеренное перераспределение толщины зуба для передач: конических и гипоидных прочих	$k_{тш} = 1,57/(1,57 + x_{тш});$ $k_{тк} = 1,57/(1,57 + x_{тк})$ $k_{тш} = k_{тк} = 1$					
7	Расчетное значение коэффициента напряжения изгиба зуба	$Y_{Fш} = Y_{0ш} k_{иш} k_{\alpha} k_{\rho} k_{тш};$ $Y_{Fк} = Y_{0к} k_{ик} k_{\alpha} k_{\rho} k_{тк}$					
8	Коэффициент, учитывающий перекрытие при расчете контактного напряжения для передач: прямозубых непрямозубых	$Z_e = 1$ Определяется по номограммам рис. 3.6					
9	Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев при расчете напряжения изгиба для передач: прямозубых конических и цилиндрических косозубых гипоидных	$Y_e = 1$ $Y_e = Z_e$ $Y_{eш} = Z_e \cos \beta_{ср} / \cos \beta_{лш};$ $Y_{eк} = Z_e \cos \beta_{ср} / \cos \beta_{лк}$					

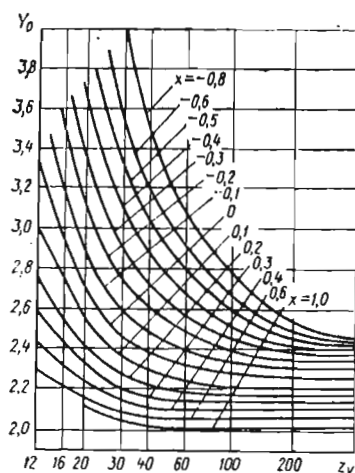


Рис. 3.5. График для определения величины Y_0 при расчете зубчатых колес внешнего зацепления с исходным контуром по ГОСТ 13756-81

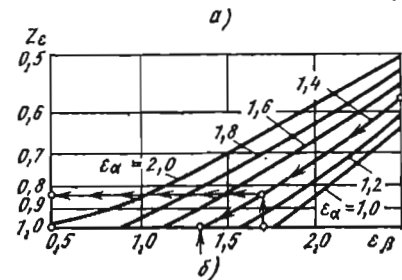
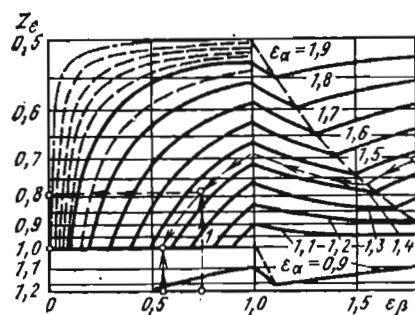


Рис. 3.8. Номограмма для определения коэффициента Z_ϵ (штриховой линией со стрелками показан порядок определения коэффициента):

а — при расчете цилиндрических передач; б — при расчете конических и гипонидных передач

3.6. Значения коэффициентов $Y_{0\text{ш}}$ ($Y_{0\text{к}}$) для передачи внутреннего зацепления при $x_{\text{ш}} = x_{\text{к}}$

	$z_{\text{вк}}$				
	40	50	60	80	100
$z_{\text{вш}} = 13$					
0	2,52 (2,72)	2,46 (2,73)	2,40 (2,74)	2,35 (2,73)	2,35 (2,72)
+0,3	2,50 (2,43)	2,46 (2,52)	2,40 (2,58)	2,35 (2,66)	2,35 (2,70)
+0,6	2,48 (2,23)	2,44 (2,33)	2,38 (2,41)	2,35 (2,54)	2,35 (2,63)
+1,0	2,48 (2,00)	2,44 (2,12)	2,38 (2,23)	2,35 (2,41)	2,35 (2,50)
$z_{\text{вш}} = 14$					
0	2,50 (2,72)	2,44 (2,73)	2,38 (2,74)	2,32 (2,73)	2,30 (2,72)
+0,3	2,48 (2,43)	2,44 (2,52)	2,38 (2,58)	2,32 (2,66)	2,30 (2,70)
+0,6	2,46 (2,23)	2,42 (2,33)	2,36 (2,41)	2,30 (2,54)	2,30 (2,63)
+1,0	2,46 (2,06)	2,42 (2,12)	2,36 (2,23)	2,30 (2,41)	2,30 (2,50)
$z_{\text{вш}} = 17$					
0	2,48 (2,62)	2,40 (2,63)	2,35 (2,64)	2,30 (2,63)	2,20 (2,62)
+0,3	2,46 (2,36)	2,40 (2,43)	2,35 (2,49)	2,30 (2,56)	2,20 (2,60)
+0,6	2,44 (2,15)	2,38 (2,24)	2,32 (2,32)	2,25 (2,46)	2,20 (2,53)
+1,0	2,44 (2,00)	2,38 (2,05)	2,32 (2,15)	2,25 (2,32)	2,20 (2,41)
$z_{\text{вш}} = 19$					
0	2,45 (2,62)	2,38 (2,63)	2,32 (2,64)	2,28 (2,63)	2,10 (2,62)
+0,3	2,43 (2,36)	2,36 (2,43)	2,32 (2,49)	2,26 (2,56)	2,10 (2,60)
+0,6	2,42 (2,15)	2,35 (2,24)	2,30 (2,32)	2,24 (2,46)	2,10 (2,53)
+1,0	2,42 (2,00)	2,35 (2,05)	2,30 (2,15)	2,20 (2,32)	2,10 (2,41)
$z_{\text{вш}} = 25$					
0	2,30 (2,55)	2,20 (2,56)	2,12 (2,55)	2,02 (2,54)	2,02 (2,54)
+0,3	2,28 (2,36)	2,20 (2,42)	2,10 (2,50)	2,02 (2,53)	2,02 (2,53)
+0,6	2,26 (2,18)	2,18 (2,26)	2,08 (2,39)	2,02 (2,46)	2,02 (2,46)
+1,0	2,26 (2,00)	2,18 (2,09)	2,08 (2,26)	2,02 (2,34)	2,02 (2,34)
$z_{\text{вш}} = 33$					
0	2,08 (2,56)	2,04 (2,55)	2,00 (2,54)	2,00 (2,54)	2,00 (2,54)
+0,3	2,08 (2,42)	2,04 (2,50)	2,00 (2,53)	2,00 (2,53)	2,00 (2,53)
+0,6	2,06 (2,26)	2,02 (2,39)	2,00 (2,46)	2,00 (2,46)	2,00 (2,46)
+1,0	2,06 (2,09)	2,02 (2,26)	2,00 (2,34)	2,00 (2,34)	2,00 (2,34)

Примечание. Принято, что зубья колеса нарезаются долбяком, имеющим число зубьев $z_0 = 20 \pm 5$.

3.7. Порядок определения коэффициентов, учитывающих точность, размеры и условия работы зубчатой передачи

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания										
1	Коэффициент, учитывающий непостоянство интенсивности нагрузки на наклонных контактных линиях	$K_{H\psi} \approx 1 + (\epsilon_\beta/3)$; при $\epsilon_\beta > 1$ $K_{H\psi} = 1,33$; для прямо-зубых передач $K_{H\psi} = 1$										
2	Коэффициент, учитывающий влияние точности изготовления на распределение нагрузки	Зависит от степени точности передачи по нормам плавности работы										
Степень точности $K_{H\gamma}$		<table><tr><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td></tr><tr><td>0,95</td><td>1</td><td>1,05</td><td>1,10</td></tr></table>	6	7	8	9	0,95	1	1,05	1,10		
6	7	8	9									
0,95	1	1,05	1,10									
3	Коэффициент, учитывающий вид зуба и точность изготовления при расчете контактных напряжений	$K_{H\alpha} = K_{H\psi} K_{H\gamma}$										
4	Коэффициент, учитывающий точность изготовления при расчете напряжений изгиба зуба	Зависит от степени точности передачи по нормам плавности работы										
Степень точности $K_{F\alpha}$		<table><tr><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td></tr><tr><td>1</td><td>1</td><td>1,08</td><td>1,16</td></tr></table>	6	7	8	9	1	1	1,08	1,16		
6	7	8	9									
1	1	1,08	1,16									
6	Коэффициент, учитывающий начальную неравномерность распределения нагрузки вследствие деформации валов и зубьев $K_{0\beta}$	Определяется по графикам рис. 3.7 и 3.8 в зависимости от условной группы передачи										
7	Коэффициенты, учитывающие влияние приработки зубьев в процессе эксплуатации K_{Hw} , K_{Fw}	Определяют по табл. 3.8, исходя из твердости рабочих поверхностей зубьев (HRC) и расчетной окружной скорости; для передач, работающих на нескольких ступенях, — исходя из окружной скорости на наиболее низкой ступени										
8	Коэффициент, учитывающий начальную неравномерность распределения нагрузки между сателлитами (для многосателлитных передач), γ_n	См. табл. 3.9										
8	Расчетное значение коэффициентов, учитывающих неравномерность распределения нагрузки по ширине венцов: для всех передач (кроме многосателлитных) для многосателлитных передач	$K_{H\beta} = 1 + (K_{0\beta} - 1) K_{Hw}$; $K_{F\beta} = 1 + (K_{0\beta} - 1) K_{Fw}$; $K_{H\beta} = 1 + (\gamma_n K_{0\beta} - 1) K_{Hw}$; $K_{F\beta} = 1 + (\gamma_n K_{0\beta} - 1) K_{Fw}$										
9	Расчетная производственная погрешность в зубчатой передаче Δ_0 , мкм	См. табл. 3.10										
10	Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи на проявление погрешности при формировании динамической нагрузки, N_Δ	<table><tr><td>Для цилиндрической прямо-зубой</td><td>0,18</td></tr><tr><td>Для цилиндрической косозубой</td><td>0,10</td></tr><tr><td>Для конической прямозубой</td><td>0,20</td></tr><tr><td>Для конической с круговым зубом</td><td>0,14</td></tr><tr><td>Для гипондной</td><td>0,08</td></tr></table>	Для цилиндрической прямо-зубой	0,18	Для цилиндрической косозубой	0,10	Для конической прямозубой	0,20	Для конической с круговым зубом	0,14	Для гипондной	0,08
Для цилиндрической прямо-зубой	0,18											
Для цилиндрической косозубой	0,10											
Для конической прямозубой	0,20											
Для конической с круговым зубом	0,14											
Для гипондной	0,08											

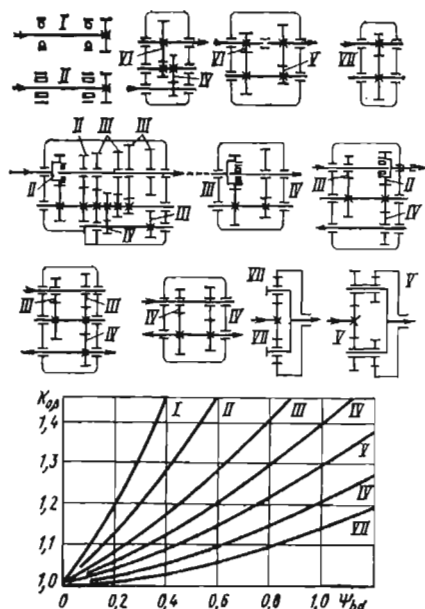


Рис. 3.7. График для определения ориентировочных значений коэффициента $K_{об}$ при расчете зубчатых колес с твердостью активных поверхностей зубьев $HV > 350$ (без продольной модификации и без коррекции угла наклона зубьев)

контактную усталость выполняется с использованием величины C_H во всех промежуточных действиях. Ниже величина C_H обозначена P_H [19] и названа параметром контактного напряжения.

Приведенные выше формулы распространяются лишь на цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления. Для того чтобы рабочие формулы имели общую структуру при расчете зубчатых передач всех видов, применяемых в трансмиссии автомобиля, оказалось необходимым выполнить некоторые их преобразования, не искажающие существа расчета. В преобразованном виде эти формулы даны в табл. 3.12, 3.13.

Ниже приведены ориентировочные значения коэффициента K_{Fc} , учитывающего влияние двустороннего приложения нагрузки.

Для явно выраженного знакопеременного цикла (промежуточные зубча-

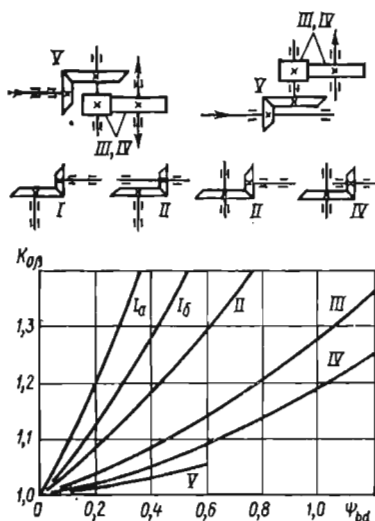


Рис. 3.8. График для определения ориентировочных значений коэффициента $K_{об}$ при расчете главных передач автомобилей (верхний ряд передач) и нерегулируемых конических передач (нижний ряд передач) с твердостью активных поверхностей зубьев $HV > 350$ (без продольной модификации); I_a — шариковые подшипники; I_b — роликовые

тые колеса в реверсных однорядных передачах, сателлиты с внешним и внутренним зацеплениями в планетарных пе-

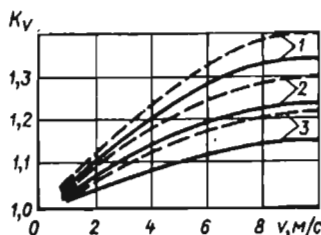


Рис. 3.9. График для определения коэффициента K_v , учитывающего влияние внешних динамических нагрузок:

1 и 2 — механические трансмиссии автомобилей соответственно грузового и легкового; 3 — трансмиссии автомобилей с гидротрансформатором или гидромуфтой; штриховые кривые — зубчатые передачи неадресорированных агрегатов; сплошные кривые — зубчатые передачи адресорированных агрегатов

3.8. Значения коэффициентов $K_{H\psi}$ и $K_{F\psi}$, учитывающих приработку зубьев

Твердость активных поверхно- стей зубьев HRC	Скорость v , м/с				
	1	2	4	6	8 и более
$K_{H\psi}$					
47	0,62	0,65	0,70	0,80	1
50	0,72	0,76	0,85	0,96	1
60	0,80	0,85	0,86	1,00	1
$K_{F\psi}$					
47	0,90	0,96	1,00	1,00	1
50	0,95	1,00	1,00	1,00	1
60	1,00	1,00	1,00	1,00	1

редачах) или периодического реверсирования при одинаковой продолжительности работы в обоих направлениях $K_{F\psi} = 1,00$.

Для одностороннего отнулевого цикла или достаточно близкого к нему (зубчатые колеса низших передач и заднего хода в коробках передач) $K_{F\psi} = 1,30$.

При периодическом изменении направления нагрузки, когда отношение чисел циклов максимальной нагрузки разных направлений может достигать $N_{пр}/N \approx 0,3 \div 0,4$ (зубчатые колеса трансмиссии, расположенные за узлом реверсирования, зубчатые колеса раздаточных коробок, ведущих мостов и т. д.), $K_{F\psi} = 1,20$.

3.9. Значения коэффициента γ_d , учитывающего неравномерное распределение нагрузки в передачах с разветвлением потока мощности при 7-й и 8-й степенях точности

Вид механизма	Наличие и характер самоустанавливающегося звена	Число разветвлений p_r				
		2	3	4	5	6
Однорядный 	Отсутствует	—	1,25	1,30	1,35	1,40
	Водило или два центральных зубчатых колеса (одно центральное в простой несоосной передаче)	1,10	1,10	1,15	1,20	1,25
	Одно из центральных зубчатых колес 	—	1,15	1,20	1,25	1,30
Двухрядный 	Отсутствует	—	1,30	1,35	1,40	1,45
	Водило или два центральных зубчатых колеса	—	1,15	1,20	1,25	1,30
	Одно из центральных зубчатых колес	—	1,20	1,25	1,30	1,35

При периодическом изменении направления нагрузки, когда $N_{рв}/N_{пр} \approx 0,65 \div 0,75$ (зубчатые колеса вышедших передач в коробках передач автомобилей, испытывающие реверсирование нагрузки при движении накатом, а также вследствие колебательных процессов), $K_{FC} = 1,08$.

При периодическом изменении направления нагрузки, когда $N_{рв}/N_{пр} \approx 0,45 \div 0,60$ (зубчатые колеса средних передач в коробках передач автомобилей), $K_{FC} = 1,14$.

3.10. Значения расчетной производственной погрешности Δ_0 зубчатых колес трансмиссии, мкм

Степень точности по нормам плавности	Модуль m, m_n , мм					
	1—2,5	2,6—4	4,1—6	6,1—8	8,1—10	10 и более
6	10	12	14	16	18	22
7	18	20	22	25	28	34
8	28	32	36	42	48	56

3.11. Значение коэффициента K_{xF} в зависимости от модуля m (m_n) и диаметра d зубчатого колеса

d_w , мм	Модуль m (m_n) мм										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 300	0,96	1,00	1,02	1,04	1,07	1,10	1,13	1,16	1,19	1,22	1,25
301—400	0,98	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,24	1,27
401—500	1,00	1,04	1,06	1,08	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,27	1,30
501—600	1,03	1,07	1,09	1,11	1,15	1,18	1,22	1,26	1,29	1,32	1,35
601—700	1,06	1,10	1,12	1,14	1,18	1,21	1,26	1,30	1,33	1,37	1,40
701—800	1,10	1,13	1,16	1,19	1,22	1,26	1,30	1,34	1,38	1,42	1,46

3.12. Расчетные напряжения

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
1	Параметр контактного напряжения на данной ступени, МПа	$P_{Hi}^* = \frac{F_{ti}}{b_w A_{wsh}} Z_H Z_e K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\delta} K_{H\epsilon} K_{H\zeta}$ Для гипоидной передачи вместо F_{ti} подставляется F_{tki}
2	Расчетное контактное напряжение, МПа	$\sigma_H = 275 \sqrt{P_H}$ Для зубчатых передач, работающих под нагрузкой на нескольких ступенях, подставляется наибольшее значение параметра P_H из числа полученных по п. 1
3	Напряжение изгиба зуба на данной ступени, МПа:	
	шестерни	$\sigma_{Fwi} = \frac{F_{ti}}{b_{fw} m_n} Y_{Fw} Y_e K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} K_{F\delta} K_{F\epsilon} K_{F\zeta}$
	козеса	$\sigma_{Fki} = \frac{F_{ti}}{b_{fk} m_n} Y_{Fk} Y_e K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} K_{F\delta} K_{F\epsilon} K_{F\zeta}$
4	Расчетное напряжение изгиба зуба шестерни и козеса σ_{Fw} , σ_{Fk} , МПа	Для гипоидной передачи вместо F_{ti} подставляются: F_{twi} для шестерни; F_{tki} для козеса Принимаются наибольшие для шестерни и козеса из полученных по п. 3

* Для зубчатых колес, нагружаемых на всех передачах, напряжения P_H (п. 1) и σ_{Fw} , σ_{Fk} (п. 3) определяются только для нижней передачи трансмиссии.

3.13. Допускаемые напряжения и оценка сопротивления усталости

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
1	Параметр предела контактной выносливости $\Pi_{H0 \text{ лп}}$, МПа	См. табл. 3.15
2	Предел выносливости при симметричном изгибе зубьев $\sigma_{Fc \text{ лп}}$, МПа	То же
3	Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности активной поверхности зубьев, Z_R	
Класс шероховатости по ГОСТ 2789—73 * $R_a, (R_z)$, мкм		
	4 0,82	5 0,86 6 0,91 7 1,00
4	Коэффициент, учитывающий особенности технологии обработки переходной кривой зуба	$Y_R = 1$ — для цементированных, цинкированных, закаленных ТВЧ по кочтуру, нормализованных и улучшенных зубчатых колес, имеющих нешлифованную переходную поверхность без грубых следов обработки, не подвергавшихся обработке дробью. Значение, отличное от $Y_R = 1$, может приниматься при наличии достаточно достоверных экспериментальных данных Ориентировочное значение K_{Fc} определяется по данным, приведенным на стр. 88—89
5	Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки	
6	Параметр предела контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа	$\Pi_{H \text{ лп}} = \Pi_{H0 \text{ лп}} Z_R$
7	Предельное напряжение изгиба при базовом числе циклов, МПа	$\sigma_{F \text{ лп}} = \sigma_{Fc \text{ лп}} Y_R K_{Fc}$
8	Ресурсы по контактным напряжениям, необходимые для обеспечения 1 км общего пробега автомобиля	$R_{1Hш} = a_{ш} N_s \sum \Pi_{Hi}^m \epsilon_i u_{ш.0i} K_{пHi}$ $R_{1Hк} = a_k N_s \sum \Pi_{Hi}^m \epsilon_i u_{к0i} K_{пHi}$
9	Ресурсы по напряжениям изгиба, необходимые для обеспечения 1 км общего пробега автомобиля	$R_{1Fш} = a_{ш} N_s \sum \sigma_{Fшi}^m \epsilon_i u_{ш.0i} K_{пFi}$ $R_{1Fк} = a_k N_s \sum \sigma_{Fкi}^m \epsilon_i u_{к0i} K_{пFi}$ Показатели m_H, m_F см. в табл. 3.15
10	Эквивалентное число циклов перемен контактного напряжения	$N_{HEш} = R_{1Hш} L_0 / \Pi_H^m$; $N_{HEк} = R_{1Hк} L_0 / \Pi_H^m$ $\Pi_H = \frac{m_H}{\sqrt{N_{H0}/N_{HEш}}}$
11	Коэффициент долговечности по контактным напряжениям	$K_{HLш} = \frac{m_H}{\sqrt{N_{H0}/N_{HEш}}}$ $K_{HLк} = \frac{m_H}{\sqrt{N_{H0}/N_{HEк}}}$ Если $K_{HL} < 0,9$, то принимается $K_{HL} = 0,9$. Значения N_{H0} приведены в табл. 3.15
12	Эквивалентные числа циклов перемен напряжений изгиба зуба	$N_{FEш} = R_{1Fш} L_0 / \sigma_{Fш}^{m_F}$ $N_{FEк} = R_{1Fк} L_0 / \sigma_{Fк}^{m_F}$

Продолжение табл. 3.13

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
13	Коэффициенты долговечности по напряжениям изгиба	$K_{FLш} = \sqrt[m_F]{N_{F0}/N_{FEш}};$ $K_{FLк} = \sqrt[m_F]{N_{F0}/N_{FEк}}$ Если $K_{FL} < 0.9$, то принимается $K_{FL} = 0.9$. Значения N_{F0} приведены в табл. 3.15
14	Допускаемые контактные напряжения, МПа	$\sigma_{HРш} = 275 \sqrt{P_H \lim K_{HLш}};$ $\sigma_{HРк} = 275 \sqrt{P_H \lim K_{HLк}}$
15	Допускаемые напряжения изгиба зубьев, МПа	$\sigma_{FРш} = \sigma_F \lim K_{FLш}; \quad \sigma_{FРк} = \sigma_F \lim K_{FLк}$ Если по п. 14 получено $\sigma_{HР} > 0.8 \sigma_{H \lim M}$, то принимается $\sigma_{HР} = 0.8 \sigma_{H \lim M}$. Если по п. 15 получено $\sigma_{FР} > 0.6 \sigma_{F \lim M}$, то принимается $\sigma_{FР} = 0.6 \sigma_{F \lim M}$. Значения $\sigma_{H \lim M}$ и $\sigma_{F \lim M}$ указаны в табл. 3.15
16	Условие достаточного сопротивления контактной усталости зубьев	$\sigma_H \leq \sigma_{HР}$
17	Условие достаточного сопротивления усталости зубьев при изгибе	$\sigma_F \leq \sigma_{FР}$
18	Сроки службы по контактной выносливости зубьев, км	$L_{Hш} = \Pi_H^{m_H} \lim N_{H0} / R_{1Hш};$ $L_{Hк} = \Pi_H^{m_H} \lim N_{H0} / R_{1Hк}$
19	Сроки службы по выносливости зубьев при изгибе, км	$L_{Fш} = \sigma_F^{m_F} \lim N_{F0} / R_{1Fш};$ $L_{Fк} = \sigma_F^{m_F} \lim N_{F0} / R_{1Fк}$

Примечание. Если параметр расчетного контактного напряжения $\Pi_H < 0.9 \Pi_H \lim$, то расчеты по пп. 8, 10, 11, 14, 18 не проводятся; сопротивление контактной усталости зубчатой передачи является заведомо достаточным. Если $\Pi_H > 0.9 \Pi_H \lim$, то расчеты по указанным пунктам выполняются, однако ступени, на которых $\Pi_H < 0.9 \Pi_H \lim$, в п. 8 не учитываются — отбрасываются.

Если расчетное напряжение $\sigma_F < 0.9 \sigma_F \lim$, то для данного зубчатого колеса расчеты по пп. 9, 12, 13, 15, 19 не проводятся; сопротивление усталости зубчатого колеса при изгибе зубьев является заведомо достаточным. Если $\sigma_F > 0.9 \sigma_F \lim$, то расчеты по указанным пунктам выполняются, однако ступени, на которых $\sigma_F < 0.6 \sigma_F \lim$, в п. 9 не учитываются.

При расчете зубчатых колес, нагружаемых на всех передачах, пп. 8 и 9 выполняются по формулам:

$$8. R_{1Hш} = a_{ш} N_s \Pi_H^{m_H} u_{ш0} K_{пH0}; \quad R_{1Hк} = a_{к} N_s \Pi_H^{m_H} u_{к0} K_{пH0};$$

$$9. R_{1Fш} = a_{ш} N_s \sigma_{Fш}^{m_F} u_{ш0} K_{пF0}; \quad R_{1Fк} = a_{к} N_s \sigma_{Fк}^{m_F} u_{к0} K_{пF0}.$$

Здесь Π_H , $\sigma_{Fш}$, $\sigma_{Fк}$ — расчетные напряжения на низшей передаче; $K_{пH0}$ и $K_{пF0}$ — коэффициенты пробега (2.17).

3.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет заключается в определении максимальных контактных напряжений на активных поверхностях зубьев и напряжений изгиба зубьев и сопоставлении указанных напряжений с соответствующими предельными. В качестве предельных в этих расчетах принимаются напряжения, при однократном действии которых возможно или значительное повреждение активной поверхности зуба, например, смятие, вдавливание, растрескивание, остаточная деформация зуба, или его поломка.

Расчетная нагрузка в зацеплении определяется исходя из величины максимального динамического момента $M_{\max}$. Методы определения величины $M_{\max}$, а также соответствующие рекомендации рассмотрены в разд. 2. Последовательность расчета зубчатой передачи на прочность приведена в табл. 3.14. Характеристики выносливости и прочности зубчатых колес из разных материалов даны в табл. 3.15. Все величины, входящие в расчетные формулы напряжений, кроме коэффициента K_d , заимствуются из расчетов на усталость (табл. 3.3, 3.5, 3.7, 3.12).

3.14. Последовательность расчета на прочность

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
1	Максимальный динамический момент на валу зубчатого колеса $M_{\max}$, Н·м	Определяется экспериментально или аналитически при расчете динамической модели трансмиссии данного автомобиля
2	Коэффициент максимальной динамической нагрузки	$K_d = M_{\max}/M_p$, где M_p — расчетный момент на том же валу и на той же ступени, по которому выполнен расчет на усталость (см. табл. 3.3, п. 1). Вместо величины $M_{\max}$ может быть задан непосредственно коэффициент K_d
3	Параметр контактного напряжения при действии максимального динамического момента, МПа	$P_H = K_d \frac{F_t}{b_w d_w m_n} Z_H Z_E K_H K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma}$ F_t — на табл. 3.3, п. 9
4	Максимальное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{H1} = 275 \sqrt{P_H}$
5	Максимальное напряжение изгиба зуба шестерни, МПа	$\sigma_{F1n} = K_d \frac{F_t}{b_{fn} m_n} Y_{Fn} Y_E K_{Fa} K_{F\beta} \times$ $\times K_{F\mu n} K_{x F n}$
	То же, зуба колеса	$\sigma_{F1k} = K_d \frac{F_t}{b_{fk} m_n} Y_{Fk} Y_E K_{Fa} K_{F\beta} \times$ $\times K_{F\mu k} K_{x F k}$
6	Условие достаточной контактной прочности активных поверхностей зубьев	$\sigma_{H1} \leq 0,9 \sigma_{H \text{ lim } M}$

Продолжение табл. 3.14

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
7	Условия достаточной прочности при изгибе зубьев	$\sigma_{Fjш} \leq 0,9\sigma_F \lim M$; $\sigma_{Fjk} \leq 0,9\sigma_F \lim M$; $\sigma_H \lim M$; $\sigma_F \lim M$ см. в табл. 3.15
8	Коэффициент запаса контактной прочности активных поверхностей зубьев	$n_{Hj} = \sigma_H \lim M / \sigma_{Hj}$
9	Коэффициенты запаса прочности зубьев при изгибе	$n_{Fjш} = \sigma_F \lim M / \sigma_{Fjш}$; $n_{Fjk} = \sigma_F \lim M / \sigma_{Fjk}$
10	Условия достаточной прочности зубьев при оценке по запасам прочности	$n_{Hj} > 1,1$; $n_{Fjш} > 1,1$; $n_{Fjk} > 1,1$

3.15. Характеристики выносливости и прочности зубьев зубчатых колес, изготовленных из различных материалов

Сталь	Вид термообработки	Твердость HRC		Характеристики выносливости						Характеристики прочности	
		поверхности зубца	сердцевины зуба	$\sigma_{Fс} \lim$, МПа ($p = 0,9$)	$N_{Fс} 10^{-4}$ цик-лов	m_F	$\sigma_{H0} \lim$, МПа ($p = 0,9$)	$N_{H0} 10^{-4}$ цик-лов	m_H	$\sigma_F \lim$, МПа	$\sigma_H \lim$, МПа
12Х2Н4А	Цементация	56—63	33—41	430	4	9	19,0	1,2	3	1900	3800
12ХН3А	То же	56—63	28—33	380	4	9	18,5	1,2	3	1850	3800
18ХГНТА	»	56—63	30—42	410	4	9	19,0	1,2	3	1700	3800
18ХГН2ТА	»	56—63	30—42	420	4	9	19,0	1,2	3	1750	3800
18ХГТ	»	56—63	28—35	370	4	9	18,0	1,2	3	1600	3800
18Х2Н4ВА	»	58—63	33—40	430	4	9	21,0	1,2	3	1950	3800
20Х2Н4А	»	56—63	36—41	460	4	9	21,0	1,2	3	1950	3800
20ХН3А	»	56—63	31—41	400	4	9	19,0	1,2	3	1900	3800
20ХГНТА	»	56—63	30—42	420	4	9	19,0	1,2	3	1750	3800
20ХНМ	»	58—63	28—35	420	4	9	20,0	1,2	3	1700	3800
20ХГНР	»	56—63	28—35	410	4	9	18,0	1,2	3	1650	3500
20ХГР	»	56—63	28—35	380	4	9	19,0	1,2	3	1500	3800
25ХГТ	»	56—63	28—35	400	4	9	19,0	1,2	3	1700	3800
30ХГТ	»	56—63	29—42	410	4	9	19,0	1,2	3	1700	3800
35Х	Цианирование	56—63	35—45	410	2	9	18,0	1,2	3	1750	3800
38ХА	То же	56—63	35—45	420	2	9	18,0	1,2	3	1800	3800
40ХА	»	56—63	35—45	420	2	9	18,0	1,2	3	1800	3800
40ХН	Объемная закалка	45—55	45—55	300	2	6	11,0	0,60	3	1600	2750
40ХН	Улучшение	25—50	25—30	240	1	6	5,0	0,16	3	700	1800
45	Закалка ТВЧ по контуру	53—58	28—35	280	2	7	13,0	1	3	1500	3500
55НП	То же	56—62	29—32	420	2	7	16,0	1	3	1600	3800

3.4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

Для принятия решения о целесообразности сохранения предварительно выбранных размеров и характеристик зубчатой передачи или о необходимости их корректировки результаты расчетов на усталость и прочность следует проанализировать. Наиболее благоприятными результаты расчетов можно признать, если по всем видам напряженного состояния расчетные напряжения не превышают допустимых, но достаточно близки к ним, например $(0,7 \div 0,8) \sigma_p \leq \sigma \leq \sigma_p$, а запасы прочности находятся в пределах $n_j = 1,1 \div 2$. При получении недостаточного срока службы следует в первую очередь уточнить характеристики нагрузочного режима и иные исходные данные и повторить расчеты.

Наибольшее влияние на результат расчета на усталость оказывает величина расчетного момента. Особо важным является уточнение его величины для режима работы на низшей ступени трансмиссии. Например, если трансмиссия имеет низкую ступень, предназначенную лишь для маневрирования и движения с очень малой скоростью, то для такой ступени в качестве максимального длительно действующего момента на входном валу трансмиссии целесообразно принять не максимальный момент двигателя, а лишь $(0,7 \div 0,8) M_{\text{max}}$ с последующей проверкой ограничения по сцеплению ведущих колес. Для автомобилей, на которых используют наиболее низкие ступени трансмиссии преимущественно на бездорожье, проверку момента по сцеплению ведущих колес целесообразно проводить, приняв коэффициент сцепления в пределах $\varphi = 0,5 \div 0,6$. Если выполненное уточнение изменило результат расчета недостаточно, то в общем случае следует принять решение о соответствующей корректировке размеров и иных геометрических характеристик зубчатого колеса. В частном случае, к которому относится использование агрегата, стоящего на производстве, при модернизации автомобиля может оказаться целесообразным допустить несколько уменьшенный срок службы

при условии, что запас прочности зубчатых колес достаточен. Прямым указанием на необходимость корректировки размеров и характеристик зубчатых колес является получение при их расчете недостаточного предела выносливости одновременно по всем видам напряженного состояния.

При получении в результате расчетов очень большого срока службы, например трех-, пятикратного по отношению к планируемому, следует сначала убедиться в достаточной прочности зубьев. При излишнем запасе прочности и одновременно чрезмерном расчетном сроке службы принципиально целесообразна корректировка размеров зубчатых колес. Однако и в этом случае может оказаться оправданным сохранение выбранных ранее размеров. Основаниями для такого решения могут быть: требования унификации; умеренные сроки службы по другим видам напряженного состояния; необходимость иметь достаточную прочность торцов зубьев (это относится к передвижным зубчатым колесам); необходимость установки зубчатого колеса на валу, диаметр которого выбран по условиям жесткости конструкции или установки достаточно долговечного подшипника; необходимость разместить на теле зубчатого колеса достаточно надежную зубчатую муфту; требования перспективности конструкции.

В практике проектирования сохранился метод ориентировочной оценки конструкции по номинальным напряжениям, используемый при предварительном выборе размеров и параметров деталей. Номинальные напряжения рассчитываются по формулам

$$P_H = \frac{F_t}{b_w d_{wH}} Z_H Z_e;$$

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_f m_n} Y_F Y_e.$$

Данные для расчета определяются в порядке, рассмотренном в табл. 3.2 (b_w , b_f , m_n , d_w), 3.3 (F_t) и 3.5 (Z_H , Z_e , Y_F , Y_e). При анализе результатов такого расчета сопоставляются номинальные напряжения в проектируемых деталях и соответствующих деталях надежно работающих на автомобилях-аналогах.

Расчет подшипников качения

4.1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

Подшипники качения, применяемые в агрегатах и узлах автомобиля, можно разделить на две группы: стандартные, применяемые во всех областях машиностроения, и специальные (не-стандартные), предназначенные в основном для подшипниковых узлов автомобилей.

Подшипники первой группы стандартизованы по типам, сериям и основным размерам. Технические параметры стандартных подшипников (размеры, динамическая и статическая грузоподъемности, предельная частота вращения) дают в каталогах и справочниках по подшипникам качения.

Подшипники второй группы разрабатывают с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей отдельных агрегатов и механизмов автомобиля. Для этой группы подшипников в каталогах обычно приводятся только габаритные размеры, а значения динамической и статической грузоподъемностей указывают в технических требованиях.

Стандартные подшипники общего назначения. В агрегатах и узлах трансмиссий автомобилей наиболее широкое применение получили следующие типы стандартных подшипников качения: шариковые радиальные однорядные, роликовые радиальные однорядные с короткими цилиндрическими роликами, шариковые радиально-упорные однорядные и двухрядные, роликовые радиально-упорные с коническими роликами однорядные и двухрядные, шариковые радиальные сферические двухрядные, роликовые радиальные сферические двухрядные, роликовые игольчатые, шариковые упорные.

Для сравнительной оценки технических характеристик перечисленных типов стандартных подшипников в табл. 4.1 приведены ориентировочные значения относительной грузоподъемности, предельной частоты вращения подшипника (за основу принят радиальный однорядный шарикоподшипник), а также данные по допускаемому углу перекоса и способности подшипника воспринимать радиальную F_r и осевую F_a нагрузки.

В табл. 4.2 приведены схемы и краткие характеристики отдельных конструктивных разновидностей стандартных подшипников.

Шариковые радиальные однорядные подшипники, применяемые в автомобилестроении, имеют следующие преимущества: простую конструкцию, относительно малую стоимость, высокие значения предельной частоты вращения, способность воспринимать комбинированные нагрузки и фиксировать деталь в осевом направлении. Применение радиальных шариковых подшипников наиболее целесообразно при соотношении $F_a/F_r \leq 0,35$. Они могут также применяться в качестве упорных подшипников в тех случаях, когда предельная частота вращения упорного подшипника является недостаточной. Радиальные шариковые подшипники применяются в фиксирующих и плавающих опорах валов коробов передач, раздаточных коробов, ступицах задних колес легковых автомобилей.

Роликовые радиальные однорядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами применяют в тяжело нагруженных опорах, они предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок.

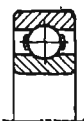
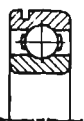
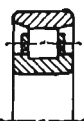
Допускаемая осевая нагрузка $F_{a \text{ доп}}$ (Н), которую могут воспринимать роликовые подшипники некоторых типов (см. табл. 4.2) без снижения

4.1. Основные характеристики стандартных подшипников качения

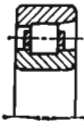
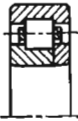
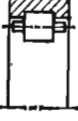
Характеристика	Тип подшипника							
	0000	1000	2000	3000	4000	6000	7000	8000
								
Относительная динамическая грузоподъемность	1	0,6—0,8	1,2—1,6	1,5—2	2—2,2	1,1—1,2	1,6—1,9	1,4—1,7
Относительная предельная частота вращения	1	1	1	0,5—0,65	0,3—0,4	1	0,5—0,65	0,25—0,5
Допускаемый угол перекоса	15'	3°	2'	3°	2'	10'	2'	15'
Воспринимаемая нагрузка:								
основная	Радиальная					Радиальная и осевая		Осевая
дополнительная	Осевая, 70	Осевая, 20	См. табл. 4.2	Осевая, 25	—	70—200	40—150	—
Внутренний диаметр подшипника, мм	1—360	5—200	15—320	40—500	15—280	16—240	15—320	10—500

Примечание. Осевая нагрузка указана в % от неиспользованной радиальной.

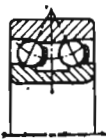
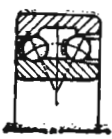
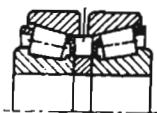
4.2. Стандартные подшипники общего назначения

Подшипник	ГОСТ	Характеристика
<i>Шариковые радиальные однорядные</i>		
0000 	8338—75	Основная конструктивная разновидность, на базе которой разработан ряд других конструктивных модификаций
50000 	2893—82	Имеет канавку на наружной обойме и снабжен упорным кольцом, что позволяет обрабатывать гнезда подшипников в корпусе сквозным растачиванием
150000 	2893—82	Отличается от типа 50000 тем, что имеет одну защитную шайбу
60000 	7242—81	Имеет одну защитную шайбу
180000 	8882—75	С двусторонним уплотнением, заполняется смазочным материалом на заводе-изготовителе и применяется в узлах с затрудненным подводом смазочного материала
<i>Роликовые радиальные однорядные с короткими цилиндрическими роликами</i>		
2000 	8328—75*	Воспринимает только радиальные нагрузки; внутреннее кольцо может перемещаться в осевом направлении на 1—2 мм от среднего положения относительно наружного кольца, предназначен в основном для установки на плавающих опорах валов
32000 	8328—75*	То же

Продолжение табл. 4.2

Подшипник	ГОСТ	Характеристика
12000 	8328—75*	Воспринимает радиальные и небольшие кратко-временные осевые нагрузки одного направления; предназначен для установки на опорах плавающих валов
42000 	8328—75*	То же
92000 	8328—75*	Воспринимает радиальные и небольшие осевые нагрузки в двух направлениях; применяется в качестве фиксирующей опоры вала
102000 	8328—75*	Имеет увеличенное число роликов, что повышает его грузоподъемность, но снижает быстроходность (повышенное трение между роликами); применяется на плавающих опорах валов, в узлах с ограниченными радиальными размерами
292000 	5377—79	Воспринимает только радиальные нагрузки; применяется на плавающих опорах валов в узлах с ограниченными радиальными размерами
502000 	5377—79	То же
<i>Шариковые радиально-упорные</i>		
36000 	831—75	Угол контакта $\alpha = 12^\circ$; применяется при $0,35 \leq F_a/F_r < 0,55$
46000	831—75	$\alpha = 26^\circ$; $F_a/F_r = 0,55 \div 0,68$
66000	831—75	$\alpha = 36^\circ$; $F_a/F_r > 0,68$

Продолжение табл. 4.2

Подшипник	ГОСТ	Характеристика
176000 	8995—75	Однорядный; $\alpha = 26^\circ$; имеет разъемное внутреннее кольцо и контакт в четырех точках; воспринимает осевые нагрузки в обоих направлениях
56000 	4252—75	Двухрядный; $\alpha = 26^\circ$; воспринимает осевые нагрузки в обоих направлениях
76000 		Двухрядный; $\alpha = 26^\circ$; воспринимает осевые нагрузки в обоих направлениях
<i>Роликовые радиально-упорные</i>		
7000 	333—70	$\alpha = 10 \div 17^\circ$; применяется при $F_a/F_r = 0,22 \div 0,44$
37000 	7260—81	$\alpha = 25 \div 30^\circ$; применяется при $F_a/F_r > 0,62$
97000 	6364—78	$\alpha = 9 \div 17^\circ$; воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях, применяется в фиксирующих опорах

долговечности, определяется по следующим формулам:

для подшипников серий диаметров 100, 120, 200, 300 и 400

$$F_a \text{ доц} = K_a C_0 [1,75 - 0,125 n_{\text{плх}} K_B (D - d)];$$

для подшипников серий диаметров 500 и 600

$$F_a \text{ доц} = K_a C_0 [1,16 - 0,08 n_{\text{плх}} K_B (D - d)],$$

где C_0 — статическая грузоподъемность подшипника, Н; d, D — соответственно внутренний и наружный диаметры подшипника, мм; $n_{\text{плх}}$ — максимальная частота вращения подшипника, об/мин; K_a, K_B — коэффициенты.

Ниже приведены значения коэффициента K_a в зависимости от характера осевой нагрузки (температурного режима).

Постоянная (высокая температура)	0
Переменная (умеренная температура)	0,06
Непродолжительная (низкая температура)	0,1
Случайная (низкая температура)	0,2

Коэффициент K_B определяется по серии диаметра подшипника.

Серия диаметров	100, 200, 300, 400	500	600
$K_B \cdot 10^3$	8,5	7	6

Роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами применяются в основном в подшипниковых узлах коробок передач, раздаточных коробок, редукторов ведущих мостов.

Шариковые радиально-упорные подшипники однорядные и двухрядные применяются в тех случаях, когда на опору действует комбинированная нагрузка. Наиболее употребляемые в автомобилестроении конструктивные разновидности радиально-упорных шариковых подшипников приведены в табл. 4.2.

Однорядные радиально-упорные шариковые подшипники воспринимают осевую нагрузку только одного направления и устанавливаются парами с соответствующей регулировкой. Выбор конструктивной разновидности од-

норядного шарикового радиально-упорного подшипника определяется соотношением между осевой и радиальной нагрузками.

Роликовые радиально-упорные подшипники, применяемые в автомобилях, приведены в табл. 4.2. Подшипники предназначены для восприятия комбинированной нагрузки. Однорядные подшипники воспринимают осевую нагрузку одного направления, а двухрядные — в обоих направлениях.

Роликовые радиально-упорные подшипники условно подразделяются на три группы: с малым углом контакта ($\alpha = 10 \div 16^\circ$), с увеличенным углом контакта ($\alpha = 20 \div 22^\circ$) и с большим углом контакта ($\alpha = 25 \div 30^\circ$).

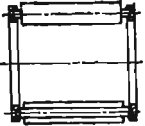
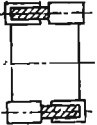
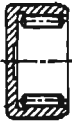
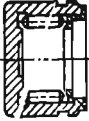
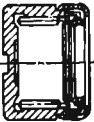
Однорядные подшипники применяются для установки вала с регулируемо разнесенными опорами. Двухрядные подшипники, а также однорядные спаренные подшипники, установленные симметрично, могут применяться в качестве фиксирующей опоры вала.

Роликовые радиально-упорные подшипники применяются в тяжело нагруженных опорах коробок передач, раздаточных коробок, редукторов ведущих мостов и в узлах ходовой части автомобиля.

Другие типы стандартных подшипников, указанные в табл. 4.1, в агрегатах и узлах автомобиля используются сравнительно редко. Применение радиальных двухрядных сферических шарико- и роликоподшипников имеет место в тяжело нагруженных опорах раздаточных коробок многоприводных автомобилей. Радиальные роликоподшипники с длинными цилиндрическими роликами и игольчатые, а также шариковые упорные подшипники в агрегатах и узлах автомобилей используются в основном в нестандартном исполнении.

Специальные подшипники. Подшипники качения, относящиеся к группе специальных, выпускаются с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей агрегатов и узлов автомобиля. Все специальные подшипники являются нестандартными, в табл. 4.3 приведены основные конструктивные разновидности специальных подшипников.

4.3. Подшипники качения специальные (нестандартные)

Подшипник	Характеристика
<i>Роликовые радиальные без колец</i>	
64000  Фирмы Dürkopp	Предназначен для восприятия только радиальной нагрузки при невысокой частоте вращения. Применяется в опорах с ограниченными в радиальном направлении размерами (блок промежуточных зубчатых колес заднего хода коробки передач, сателлиты колесных планетарных передач и др.)
	Имеет стальной штампованный сепаратор, обладает повышенной быстроходностью по сравнению с типом 64000
 464000	Имеет два ряда роликов и сепаратор, менее чувствителен к перекосу, обладает повышенными грузоподъемностью и быстроходностью
	При ширине подшипника до 30 мм выпускается однорядным, свыше 30 мм — двухрядным. Сепаратор изготавливается из стали, из легких сплавов и из различных видов пластмасс. Применяется в подшипниковых узлах коробки передач и раздаточных коробок
<i>Роликовые радиальные игольчатые без внутреннего кольца (карданные)</i>	
904000 	Имеет ролики со сферическими торцами, не имеет уплотнения
704000 	Имеет уплотнение, ролики могут иметь конические или цилиндрические торцы
804000 	Имеет резиновое уплотнение повышенной герметичности, не требует замены смазочного материала при эксплуатации

Продолжение табл. 4.3

Подшипник	Характеристика
<i>Шариковые упорные однорядные в защитном кожухе</i>	
688000  108000 	Воспринимает только осевую нагрузку, не требуется замены смазочного материала при эксплуатации. Применяется в муфтах выключения сцепления Воспринимает только осевую нагрузку, требуется замена смазочного материала при эксплуатации, применяется в поворотных кулаках переднего моста

Кроме перечисленных выше основных типов и конструктивных разновидностей подшипников, в агрегатах и узлах автомобилей в качестве опор качения могут применяться также комплекты свободных цилиндрических и игольчатых роликов.

4.2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Подшипники качения имеют в основном два назначения: восприятие действующих на опору радиальных и осевых нагрузок; фиксация вала (корпуса) в осевом направлении. В зависимости от конструкции агрегата, условий монтажа, требований к жесткости опор и точности вращения деталей при решении этих задач могут быть использованы следующие основные варианты устройства подшипниковых узлов.

«Фиксирующая опора — плавающая опора» (рис. 4.1). При данном варианте устройства опор вал (корпус) должен быть зафиксирован в осевом направлении только в одной, фиксирующей (установочной) опоре. На второй, плавающей опоре должна быть предусмотрена возможность изменения длины вала, что обеспечивается выбором соответствующей посадки одного из колец или самим подшипником.

Рассматриваемый принцип устройства опор имеет следующие преимущества: расстояния между посадочными местами для подшипников на валу

и в корпусе не должны выдерживаться с особой точностью; возникновение осевого преднатяга или защемление тел качения вследствие тепловых удлинений вала исключается; значительно упрощается монтаж подшипников. В многоопорных валах должна быть только одна фиксирующая опора, остальные — плавающие.

В качестве фиксирующей опоры могут применяться радиальные однорядные шарикоподшипники (рис. 4.1, а), радиальные роликоподшипники типа 92000 (рис. 4.1, б), двухрядные или сдвоенные (при симметричной установке) радиально-упорные шариковые (рис. 4.1, в) и роликовые (рис. 4.1, д) подшипники, шарикоподшипники с четырехточечным контактом конструктивной разновидности 176000 (рис. 4.1, е). При ограниченных монтажных размерах подшипникового узла и больших радиальных и осевых нагрузках на опору в качестве фиксирующей опоры может быть использована комбинация роликового радиального однорядного подшипника типа 2000 или 32000 и шарикового радиального однорядного подшипника (рис. 4.1, е). В этом случае монтаж подшипников производится таким образом, чтобы роликоподшипник воспринимал только радиальную, а шарикоподшипник — только осевую нагрузку.

Необходимое выравнивание линейных погрешностей на плавающей опоре лучше всего осуществляется за счет установки на опоре радиальных роликовых подшипников типа 2000 (рис. 4.1, а, д) или 32 000 (рис. 4.1, б,

з, е), у которых ролики могут перемещаться вдоль дорожки безбортового кольца. В качестве плавающих опор также могут использоваться радиальные игольчатые подшипники, роликовые подшипники с длинными цилиндрическими роликами без колец, а также комплекты свободных роликов. При использовании радиальных шариковых подшипников создание плавающей опоры может быть осуществлено за счет применения подвижной посадки либо внутреннего кольца на вал, либо наружного кольца в корпус (рис. 4.1, в).

«Регулируемые опоры» (рис. 4.2). При рассматриваемом варианте устройства опор вал (корпус) монтируется в двух разнесенных однорядных радиально-упорных шариковых или роликовых подшипниках, каждый из которых способен воспринимать осевое усилие только одного направления. Преимущество данного варианта устройства опор состоит в том, что требуемый вид начальной регулировки подшипников (осевой зазор, нулевой зазор, осевой предварительный натяг) может быть получен непосредственно при монтаже подшипников в агрегате.

При регулируемых опорах возможны две схемы установки подшипников: схема «Х» (рис. 4.2, а) и схема «0» (рис. 4.2, б—г). Выбор схемы зависит от характера приложения нагрузки, конструкции агрегата, условий работы, удобства монтажа, регулировки и обслуживания в эксплуатации. Схема «0» является предпочтительной в тех случаях, когда необходимо получить большую опорную базу подшипников (расстояние между точками I—I).

При расчете осевого зазора или предварительного натяга подшипников следует обращать внимание на возможность тепловых деформаций вала, корпуса и самих подшипников. Перепад температур вала и корпуса приводит к тому, что при одинаковом материале вал в осевом и радиальном направлениях расширяется больше, чем корпус. Это необходимо учитывать при выборе схем установки подшипников.

В случае установки подшипников по схеме «Х» вследствие теплового расширения вала начальный осевой зазор всегда будет уменьшаться, а при уста-

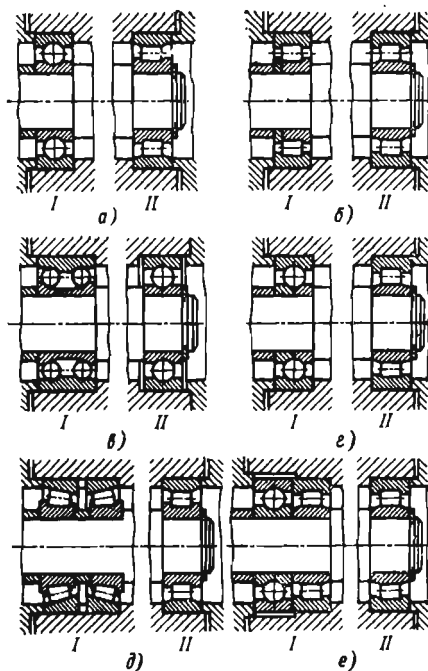


Рис. 4.1. Схемы установки подшипников в «фиксирующей — плавающей» опорах: I — фиксирующая опора; II — плавающая опора

новке подшипников по схеме «0» следует различать три возможных случая. В первом (рис. 4.2, б) линии конусов наружных колец подшипников сходятся в одной точке на оси вала; радиальное тепловое расширение подшипников компенсируется осевым тепловым удлинением вала, и отрегулированный при монтаже зазор в подшипниках практически не изменится.

Во втором (рис. 4.2, в) линии конусов наружных колец подшипников пересекаются. Радиальное тепловое расширение подшипников в этом случае оказывает на зазор большее влияние, чем осевое удлинение вала, и начальный зазор в подшипниках в результате нагрева агрегата будет уменьшаться.

В третьем случае (рис. 4.2, г) линии конусов наружных колец подшипников не пересекаются, при этом радиальное расширение подшипников влияет на

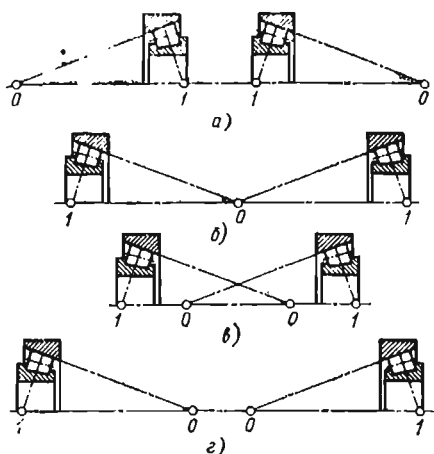


Рис. 4.2. Схемы установки подшипников в регулируемых опорах вала:

а — схема «Х»; б — г — схема «0»

зазор в подшипниках в меньшей степени, чем осевое удлинение вала, и начальный зазор в подшипниках увеличивается. В данном случае подшипники могут регулироваться с нулевым зазором и даже с небольшим осевым преднатягом.

При решении вопроса о том, какое из двух колец подшипника, внутреннее или наружное, будет регулируемым, следует исходить из условий сборки подшипникового узла и конструктивных особенностей агрегата. Как правило, при установке подшипников по схеме «0» регулировка осуществляется внутренним кольцом подшипника, а при установке по схеме «Х» — наружным кольцом.

«Плавающий вал» (рис. 4.3). В этом варианте опоры имеют принципиально одинаковые устройства с регулируемыми опорами. Однако если в «регулируемых опорах» для компенсации тепловых расширений деталей необходим начальный осевой зазор или небольшой преднатяг, то для опор плавающего вала всегда предусматривается гарантированный осевой зазор, величина которого в зависимости от размеров подшипников и длины вала находится в пределах от 0,5 до 1,0 мм. Осевой зазор должен задаваться конструктивно подбором соответствующих

допусков на линейные размеры деталей. Допуски должны быть назначены с таким расчетом, чтобы исключалось защемление подшипников при самых неблагоприятных условиях. Однако и чрезмерный осевой зазор нежелателен во избежание появления значительных ударных нагрузок при каждом изменении направления осевых нагрузок.

Для опор плавающего вала применяются радиальные роликовые подшипники типа 42000 (рис. 4.3, а), а также радиальные однорядные шариковые подшипники при условии подвижной посадки одного из колец каждого подшипника (рис. 4.3, б). Радиально-упорные подшипники для опор плавающего вала не применяются.

В коробках передач автомобилей подшипниковые узлы первичного и вторичного валов выполняются, как правило, по принципу «фиксирующая опора — плавающая опора». В качестве фиксирующих опор чаще всего используются радиальные однорядные шарикоподшипники конструктивных разновидностей 0000 и 50000, а также 70000 или 170000 — с канавкой для ввода шариков. Последние два типа подшипников имеют увеличенное число шариков, обладают более высокой грузоподъемностью и применяются для автомобилей большой грузоподъемности.

На плавающей опоре ведущего вала коробки передач (центрирующая опора в маховике двигателя) используются радиальные однорядные шариковые подшипники типов 0000, 60000 и 180000. В качестве плавающей опоры вторичного вала коробок передач легковых автомобилей и грузовых авто-

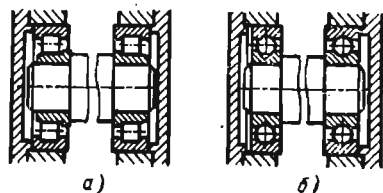


Рис. 4.3. Схемы установки подшипников в опорах «плавающего» вала:

а — роликовых; б — шариковых

мобилей малой и средней грузоподъемности применяются игольчатые подшипники типа 464000 или комплекты свободных роликов, а грузовых автомобилей большой грузоподъемности — радиальные роликовые подшипники типов 502000 и 640000 или комплекты свободных роликов.

Подшипниковые узлы промежуточного вала коробок передач легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности выполняются, как правило, по принципу «плавающего вала». Промежуточный вал таких автомобилей выполняется обычно в виде блока зубчатых колес, вращающегося на неподвижной оси. В качестве опор качения используются радиальные игольчатые подшипники типа 464000 или комплекты свободных игольчатых роликов. В коробках передач грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности промежуточный вал устанавливается в «фиксирующей опоре — плавающей опоре» или в регулируемых опорах с использованием роликовых радиально-упорных подшипников.

В раздаточных коробках подшипниковые узлы выполняются по тем же принципам, что и в коробках передач. В связи с высокой нагруженностью подшипниковых узлов раздаточных коробок в них широко применяются радиально-упорные роликовые подшипники, особенно в автомобилях большой грузоподъемности.

В главных передачах ведущих мостов автомобилей применяются главным образом роликовые радиально-упорные подшипники, устанавливаемые в регулируемых опорах. В грузовых автомобилях коническая шестерня для увеличения жесткости устанавливается между опорами, при этом на передней опоре устанавливаются спаренные роликовые радиально-упорные подшипники одинакового или разных типоразмеров, а на задней (дополнительной) опоре — роликовые радиальные подшипники типа 102000. Коническое колесо обычно монтируется вместе с корпусом дифференциала и устанавливается в опорах регулируемого типа с использованием роликовых радиально-упорных подшипников типов 7200 и 7500. Шариковые радиаль-

но-упорные подшипники ввиду их малой жесткости для опор дифференциала применяются сравнительно редко, иногда в легковых автомобилях.

4.3. МЕТОДЫ РАСЧЕТОВ ПОДШИПНИКОВ

Подшипники качения могут работать при следующих режимах нагружения и относительного вращения колец: вращаются под нагрузкой; не вращаются под нагрузкой; совершают под нагрузкой качательное движение. В агрегатах и узлах трансмиссии автомобилей подшипники в большинстве случаев работают в режиме вращения под нагрузкой. Опоры, в которых подшипники под нагрузкой не вращаются, а при вращении работают без нагрузки, применяются в коробках передач и раздаточных коробках (передняя опора ведущего вала коробки передач в маховике двигателя, опоры свободно сидящих на валу зубчатых колес постоянного зацепления). К подшипникам, совершающим под нагрузкой качательное движение, относятся игольчатые подшипники карданных шарниров (карданные подшипники).

Основным показателем работоспособности вращающихся под нагрузкой подшипников качения является долговечность. Современные методы расчета долговечности подшипников основаны на теории усталостного разрушения рабочих поверхностей тел качения и колец подшипника. Технической характеристикой подшипника, определяющей его долговечность, является динамическая грузоподъемность S . Под динамической грузоподъемностью понимается нагрузка (радиальная — для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевая — для упорных подшипников), которую группа идентичных подшипников может выдерживать в течение расчетного срока службы, равного 1 млн. оборотов внутреннего кольца. Под расчетным сроком службы понимается число оборотов, которое должно отработать не менее 90 % подшипников из данной группы в одинаковых условиях без появления признаков усталости металла.

При расчете долговечности подшипника учитываются характер и направление внешней нагрузки, скоростной и температурный режимы подшипника, смазочный материал и условия смазывания подшипника, конструктивные особенности подшипникового узла и условия монтажа подшипника.

Для подшипников, невращающихся под нагрузкой или вращающихся с частотой менее 1 об/мин, показателем работоспособности является остаточная деформация тел качения и колец подшипника. Технической характеристикой, определяющей работоспособность таких подшипников, является статическая грузоподъемность C_0 . Под статической грузоподъемностью подшипника понимается нагрузка (радиальная — для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевая — для упорных подшипников), воздействие которой на невращающийся подшипник вызывает общую остаточную деформацию тела качения и колец в наиболее нагруженной зоне контакта, равную 10^{-4} диаметра тела качения. Расчет невращающихся подшипников проводится по максимальной динамической нагрузке, действующей на подшипниковую опору.

Оценка работоспособности карданных подшипников, работающих при качательном движении, проводится или по динамической грузоподъемности C (расчет долговечности), или по статической грузоподъемности C_0 (расчет при статическом нагружении). Расчет карданных подшипников, имеющий специфические особенности, обусловленные необходимостью учета влияния качательного движения на работоспособность подшипника, приведен в разд. 10. Ниже приведен расчет долговечности вращающихся под нагрузкой подшипников и расчет невращающихся под нагрузкой подшипников, работающих в условиях статического нагружения.

4.4. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ПОДШИПНИКИ

В редукторных узлах трансмиссии автомобилей нагрузки на подшипники обуславливаются усилиями в за-

цеплении зубчатых колес. Подшипники осей сателлитов планетарных передач дополнительно нагружаются центробежными силами от массы сателлитов. Расчет нагрузок на подшипники выполняется в такой последовательности:

а) рассчитываются усилия в зацеплении зубчатых колес;

б) составляется расчетная схема действующих на вал нагрузок и падающих опорные реакции;

в) определяются радиальные и осевые нагрузки, действующие на подшипники.

При расчете долговечности нагрузки на подшипники определяются по эквивалентному крутящему моменту $M_э$. Для подшипников, работающих в условиях статического нагружения, расчет нагрузок проводится по максимальному динамическому моменту $M_{j\max}$. Рекомендации по определению $M_э$ и $M_{j\max}$ приведены в разд. 2.

Усилия в зацеплении зубчатых колес. Окружное F_t , радиальное F_R и осевое F_x усилия в зацеплении цилиндрических, конических и гипоидных зубчатых колес рассчитываются по формулам, приведенным в табл. 4.4. В формулах для определения F_R и F_x гипоидных и конических зубчатых колес с непрямыми зубьями верхние или нижние знаки принимаются в зависимости от направления наклона зубьев и направления вращения зубчатого колеса (направление вращения по часовой стрелке считается правым, а против часовой стрелки — левым). Для ведущего зубчатого колеса верхние знаки следует принимать в том случае, когда направление вращения (если смотреть с вершины делительного конуса) совпадает с направлением наклона зубьев, а для ведомого, если указанные направления не совпадают; в противном случае следует принимать нижние знаки.

Направление действия радиального F_R и осевого F_x усилий в зацеплении гипоидных и конических зубчатых колес с непрямыми зубьями определяется в зависимости от знака плюс или минус. При положительном значении F_R направлено по радиусу к оси вращения зубчатого колеса, а F_x — от вершины к основанию

4.4. Выражения для расчета усилий в зацеплении зубчатых колес

Уси- лие	Зубчатые колеса с зубьями	
	прямыми	непрямыми
<i>Цилиндрических</i>		
F_t	$2M/d_w$	$2M/d_w$
F_R	$F_t \operatorname{tg} (\alpha_w + \rho)$	$F_t \operatorname{tg} (\alpha_{wn} + \rho) / \cos \beta$
F_x	0	$F_t \operatorname{tg} \beta$
<i>Конических</i>		
F_t	$2M/d_m$	$2M/d_m$
F_R	$F_t \operatorname{tg} (\alpha + \rho) \cos \delta$	$(\operatorname{tg} (\alpha_n + \rho) \cos \delta \mp \sin \beta_n \sin \delta) F_t / \cos \beta_n$
F_x	$F_t \operatorname{tg} (\alpha + \rho) \sin \delta$	$(\operatorname{tg} (\alpha_n + \rho) \sin \delta \pm \sin \beta_n \cos \delta) F_t / \cos \beta_n$
<i>Гипоидных</i>		
F_t	для колеса $2M_2/d_{m2}$; для шестерни $F_{t2} \cos \beta_{n1} / \cos \beta_{n2}$	
F_R	$(\operatorname{tg} (\alpha_n + \rho) \cos \delta \mp \sin \beta_n \sin \delta) F_t / \cos \beta_n$	
F_x	$(\operatorname{tg} (\alpha_n + \rho) \sin \delta \pm \sin \beta_n \cos \delta) F_t / \cos \beta_n$	

Примечание. Используемые обозначения см. в разд. 3, угол трения $\rho = 3 \div 5^\circ$.

делительного конуса параллельно оси вращения; при отрицательных значениях F_R и F_x направлены в стороны, противоположные указанным.

Опорные реакции. Радиальные и осевые реакции на опорах вала определяются на основании расчетной схемы действующих на вал нагрузок с использованием известных методов механики и сопротивления материалов. Если действующие на вал нагрузки расположены не в одной плоскости, то их проецируют на две взаимно перпендикулярные плоскости, находят в каждой плоскости составляющие опорных реакций, а затем геометрически складывают и получают в результате суммарные реакции на опорах.

При составлении расчетной схемы действующих на вал нагрузок радиальная реакция в опоре с радиальным подшипником прикладывается в плоскости симметрии подшипника. В опоре с радиально-упорным однорядным подшипником радиальная реакция R прикладывается в точке пересечения оси вращения подшипника с нормалью, проведенной к середине контактной

площадки тела качения с наружным кольцом (рис. 4.4). Расстояние l_R (опорная база) от точки приложения радиальной реакции до широкого торца наружного кольца подшипника рассчитывается по формуле

$$l_R = 0,5 [B + 0,5 (d + D) \operatorname{tg} \alpha].$$

Для стандартных радиально-упорных однорядных шариковых и роли-

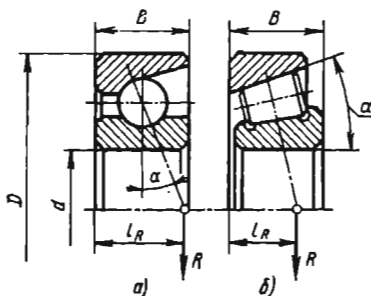


Рис. 4.4. Расположение точки приложения радиальной реакции при установке в опоре радиально-упорного однорядного подшипника:

a — шарикового; б — роликового

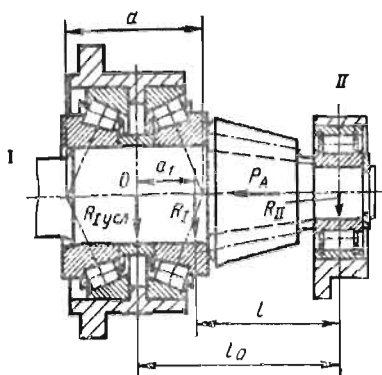


Рис. 4.5. Действие радиальной реакции при установке в опоре сдвоенных радиально-упорных роликоподшипников

ковых подшипников значения l_R приведены в табл. 4.5 и 4.6.

При установке в опоре сдвоенных радиально-упорных роликовых под-

4.5. Опорная база l_R радиально-упорного однорядного шарикового подшипника, мм

Условное обозначение внутренних диаметров	Тип подшипника							
	36200	36300	46100	46200	46300	46400	66300	66400
00	7	—	8	9	—	—	—	—
01	7	—	9	10	—	—	—	—
02	8	—	10	12	—	—	—	—
03	9	10	11	13	15	—	—	—
04	11	11	14	15	16	—	—	—
05	12	13	15	17	19	23	24	30
06	13	15	17	19	22	26	28	33
07	14	17	19	22	25	28	31	37
08	15	18	21	24	27	32	35	41
09	16	20	23	25	30	35	39	44
10	17	22	24	27	33	37	43	48
11	19	24	27	29	36	40	46	52
12	20	26	28	32	39	43	50	56
13	21	28	29	34	42	46	54	59
14	22	29	32	36	44	51	57	66
15	23	31	33	38	47	55	61	71
16	25	33	36	40	50	58	65	75
17	26	34	37	43	52	62	67	79
18	28	36	40	45	56	65	72	84
19	30	38	41	48	58	—	76	—
20	32	40	42	51	62	—	81	—
21	34	42	45	54	65	—	84	—
22	35	44	48	57	68	—	89	—
24	38	48	51	61	74	—	97	—
26	39	51	57	64	79	—	103	—
28	42	54	59	69	85	—	111	—
30	45	57	63	74	90	—	118	—

шипников одинакового типоразмера, смонтированных по схеме «0» (рис. 4.5, опора I), радиальная реакция R_I в опоре I прикладывается не в плоскости симметрии подшипников, а смещается от нее на расстояние a_1 в сторону, противоположную направлению действующей на вал осевой силы P_A . Расстояние a_1 (мм) определяется по формуле

$$a_1 = K_I a,$$

где a — расстояние между точками пересечения оси вращения подшипников с нормальными, проведенными к серединам контактных площадок тел качения с наружными кольцами подшипников, мм; K_I — коэффициент, определяемый по графику рис. 4.6 в зависимости от параметра $v = P_A / (R_{I\text{ усл}} \operatorname{tg} \alpha)$ ($R_{I\text{ усл}}$ — условная радиальная реакция в опоре I, вычисленная в предположении, что она действует в плоскости симметрии подшипников и приложена в точке O на расстоянии l_0 от опоры II (см. рис. 4.5)).

По найденному значению a_1 определяется расстояние l между точками приложения радиальных реакций R_I и R_{II} , исходя из которого их вычисляют.

Нагрузки, действующие на подшипники. Радиальная нагрузка на подшипник F_r равна по величине результирующей радиальной реакции в подшипниковой опоре. Осевая нагрузка F_a , действующая на подшипник, определяется в зависимости от конструкции подшипниковых опор и типа установленных на них подшипников.

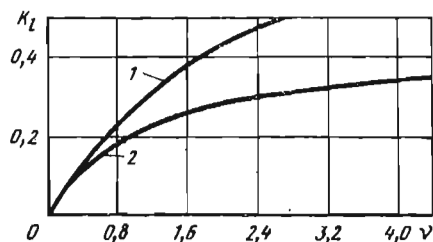


Рис. 4.6. График для определения коэффициента K_I при регулировке подшипников:

1 — с нулевым зазором-натягом; 2 — с преднатягом

4.6. Опорная база l_R
радиально-упорного однорядного
роликowego подшипника, мм

Условное обозна- чение внутренних диаметров	Тип подшипника					
	2007100	7200	7300	7500	7600	27300
02	—	10	9	—	—	—
03	—	10	10	—	—	—
04	—	12	11	—	14	—
05	—	13	14	—	16	—
06	12	14	16	15	18	22
07	14	16	17	18	21	26
08	15	16	18	19	23	28
09	16	19	20	20	25	32
10	17	19	21	22	28	35
11	19	21	25	22	31	38
12	20	21	26	26	32	41
13	21	23	28	27	36	42
14	22	23	29	28	30	47
15	23	26	32	29	39	50
16	26	29	34	31	41	53
17	26	32	35	32	44	52
18	28	31	36	37	44	60
19	29	34	41	37	52	64
20	31	37	43	42	53	62
22	34	40	46	47	61	76
24	36	42	50	52	65	82
26	40	46	54	58	72	—
28	43	49	58	56	78	88
30	44	49	61	62	82	—

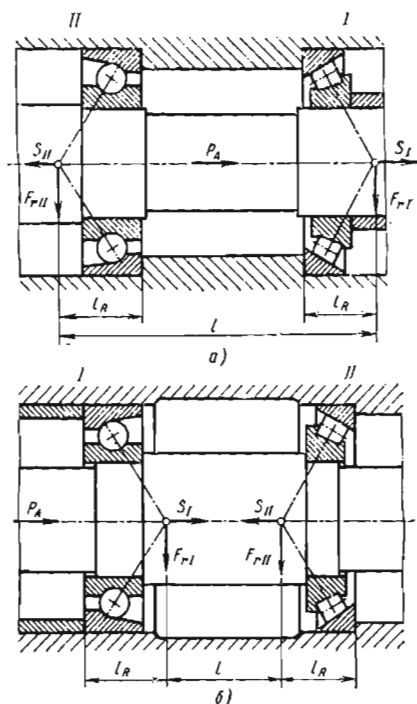


Рис. 4.7. Схемы действия нагрузок при установке вала в радиально-упорных однорядных шариковых или роликовых подшипниках:

а — схема «0»; б — схема «X»

для роликовых

$$S = 1,245 F_r \operatorname{tg} \alpha;$$

для шариковых

$$S = e F_r.$$

Значения коэффициента e приведены ниже.

Угол контак- та α , °	18, 19, 20	24, 25, 26	
e	0,57	0,68	
Угол контак- та α , °	30	35, 36	40
e	0,80	0,95	1,14

Примечание. Для $\alpha = 12^\circ$
 $\lg e = [\lg (F_r/C_0) - 1,144]/4,729$; для
 $\alpha = 15^\circ \lg e = [\lg (F_r/C_0) - 1,766]/7,363$.

Формулы для определения осевых нагрузок на радиально-упорные одно-

При установке вала в «фиксирующей опоре — плавающей опоре» действующая на вал осевая нагрузка P_A воспринимается подшипником фиксирующей опоры $F_a = P_A = \sum F_x$, где $\sum F_x$ — алгебраическая сумма осевых усилий в зацеплении одновременно работающих на валу зубчатых колес.

При установке вала в радиально-упорных однорядных подшипниках (в «регулируемых опорах») осевая нагрузка на подшипники определяется исходя из действующей на вал осевой нагрузки $P_A = \sum F_x$ и осевых составляющих S_I и S_{II} , возникающих в опорах I и II от радиальных нагрузок F_{rI} и F_{rII} (рис. 4.7). Осевая составляющая S от радиальной нагрузки на радиально-упорный подшипник F_r определяется по формулам:

рядные подшипники при их парной установке на валу приведены ниже.

При $S_I \geq S_{II}$: $P_A > 0$ или $S_I < S_{II}$:
 $P_A > S_{II} - S_I$ $F_{aI} = S_I$; $F_{aII} = S_I^{1.5}$

При $S_I < S_{II}$: $P_A < S_{II} - S_I$ $F_{aI} =$
 $S_{II} - P_A$; $F_{aII} = S_{II}$.

Примечание. Номером I следует обозначать ту опору, для которой направление осевой составляющей S совпадает с направлением действующей на вал осевой нагрузки P_A , а номером II — ту опору, для которой указанные силы имеют противоположные направления (см. рис. 4.7)

4.5. РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

Долговечность подшипников агрегатов трансмиссии автомобилей выражается в километрах, т. е. в той же

единице измерения, в какой исчисляется срок службы автомобилей. Расчет долговечности подшипников проводят в такой последовательности.

1. Определяют параметры нагрузочного режима рассчитываемого агрегата трансмиссии: эквивалентный крутящий момент на ведущем валу $M_{эi}$, расчетную частоту вращения ведущего вала n_{pi} (об/мин) и относительные пробеги автомобиля на передачах ξ_i . Здесь и далее индекс i обозначает порядковый номер передачи в коробке передач ($i = 1, 2, \dots, k$, где k — число передач). Рекомендации по определению параметров нагрузочного режима приведены в разд. 2.

2. Определяют динамическую грузоподъемность подшипника C (для стандартных подшипников — по каталогам и справочникам, для нестандартных — по формулам, приведенным в табл. 4.7).

4.7. Выражения для расчета динамической грузоподъемности C

Тип подшипников	Динамическая грузоподъемность C , Н
Шариковый: радиальный и радиально-упорный: $D_T \leq 25,4$ мм $D_T > 25,4$ мм упорный однорядный одинарный и двойной: $D_T \leq 25,4$ мм $D_T > 25,4$ мм	$f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D_T^{1,8}$ $f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} 3,647 D_T^{1,4}$ $f_c z^{2/3} D_T^{1,8}$ $f_c z^{2/3} 3,647 D_T^{1,4}$
Роликовый: радиальный с короткими цилиндрическими роликами и радиально-упорный упорный однорядный одинарный и двойной с длинными цилиндрическими роликами без колец Игольчатый: с сепаратором без сепаратора	$f_c (i l_{eff} \cos \alpha)^{7/9} z^{3/4} D_T^{29/27}$ $f_c l_{eff}^{7/9} z^{3/4} D_T^{29/27}$ $24,5 z^{2/3} D_T l_{eff}$ $59 z^{2/3} D_T l_{eff}$ $39 z^{2/3} D_T l_{eff}$

Примечание. Применяемые обозначения: f_c — коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала (числовые значения f_c приведены в табл. 4.8—4.10); i — число рядов тел качения; α — угол контакта; z — число тел качения; D_T — диаметр тела качения (средний диаметр для конического ролика и наибольший для бочкообразного), мм; l_{eff} — эффективная длина линии контакта ролика с кольцом, мм.

4.8. Числовые значения коэффициента f_c для шариковых подшипников

$D_T \cos \alpha/d_0$	Радиальный одно-рядный и радиально-упорный одно-рядный	Радиальный двух-рядный	Сферический
0,05	46,69	44,23	17,30
0,06	49,08	46,49	18,63
0,07	51,10	48,41	19,89
0,08	52,82	50,04	21,09
0,09	54,29	51,43	22,25
0,10	55,54	52,62	23,38
0,12	57,49	54,46	25,57
0,14	58,80	55,71	27,67
0,16	59,59	56,46	29,70
0,18	59,95	56,79	31,65
0,20	59,92	56,77	33,51
0,22	59,59	56,45	35,24
0,24	58,99	55,88	36,82
0,26	58,16	55,10	38,21
0,28	57,13	54,13	39,38
0,30	55,95	53,01	40,29
0,32	54,63	51,76	40,91
0,34	53,20	50,40	41,24
0,36	51,66	48,94	41,26
0,38	50,05	47,42	40,98
0,40	48,37	45,82	40,43

Примечание. d_0 — диаметр окружности, проходящей через центры тел качения.

Для подшипникового узла, состоящего из двух одинаковых подшипников, динамическую грузоподъемность рассчитывают по формулам: шариковых $C = 1,62C_1$; роликовых $C = 1,72C_1$, где C_1 — динамическая грузоподъемность одного подшипника.

3. Составляют расчетную схему вала и находят радиальную F_{ri} и осевую F_{ai} нагрузки, действующие на подшипник (см. разд. 4.4).

4.9. Числовые значения коэффициента f_c для роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами и радиально-упорных подшипников

$D_T \cos \alpha/d_0$	f_c	$D_T \cos \alpha/d_0$	f_c	$D_T \cos \alpha/d_0$	f_c
0,01	45,74	0,08	71,65	0,20	78,26
0,02	53,46	0,09	72,75	0,22	77,71
0,03	58,42	0,10	73,85	0,24	77,16
0,04	62,28	0,12	76,06	0,26	77,06
0,05	65,03	0,14	77,16	0,28	74,95
0,06	67,79	0,16	77,71	0,30	73,85
0,07	69,44	0,18	78,26		

4. Определяют эквивалентную динамическую нагрузку подшипников по формулам:

шариковых радиальных и радиально-упорных и роликовых радиально-упорных

$$P_i = V X_i F_{ri} + Y_i F_{ai};$$

радиальных роликовых

$$P_i = V F_{ri};$$

радиальных сферических шариковых и роликовых

$$P_i = X_i F_{ri} + Y_i F_{ai};$$

упорных шариковых и роликовых

$$P_i = F_{ai},$$

где V — коэффициент вращения ($V = 1$ и $V = 1,2$ при внутреннем кольце, соответственно вращающемся и неподвижном по отношению к нагрузке); X_i, Y_i — коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки.

4.10. Числовые значения коэффициента f_c для упорных подшипников

Шариковых						Роликовых	
D_T/d_0	f_c	D_T/d_0	f_c	D_T/d_0	f_c	D_T/d_0	f_c
0,01	36,72	0,08	68,52	0,20	90,20	0,01	99,20
0,02	45,21	0,09	70,99	0,22	92,82	0,05	137,78
0,03	51,06	0,10	73,27	0,24	95,28	0,10	165,34
0,04	55,66	0,12	77,39	0,26	97,59	0,15	181,87
0,05	59,51	0,14	81,05	0,28	99,79	0,20	192,90
0,06	62,86	0,16	84,36	0,30	101,87	0,25	198,41
0,07	65,83	0,18	87,40	0,34	105,77	0,30	209,43

Ниже приведены значения коэффициента Y для шариковых радиальных

$F_a/C_0 \cdot 10^3$	1,4	2,8	5,6	8,4	11	17	28	42	56
Y	2,3	1,99	1,71	1,56	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44

4.11. Коэффициенты Y для шариковых радиально-упорных и сферических подшипников

$i F_a/C_0$	Одно- рядных		Двухрядных	
	$F_a/(VF_r) > e$	$F_a/(VF_r) \leq e$	$F_a/(VF_r) \leq e$	$F_a/(VF_r) > e$
$\alpha = 12^\circ$				
0,014	1,81	2,08	2,94	0,30
0,029	1,62	1,84	2,63	0,34
0,057	1,46	1,69	2,37	0,37
0,086	1,34	1,52	2,18	0,41
0,110	1,22	1,39	1,98	0,45
0,170	1,13	1,30	1,84	0,48
0,290	1,04	1,20	1,69	0,52
0,430	1,01	1,16	1,64	0,54
0,570	1,00	1,16	1,62	0,54
$\alpha = 15^\circ$				
0,015	1,47	1,65	2,39	0,38
0,029	1,40	1,57	2,28	0,40
0,058	1,30	1,46	2,11	0,43
0,087	1,23	1,38	2,00	0,46
0,120	1,19	1,34	1,93	0,47
0,170	1,12	1,26	1,82	0,50
0,290	1,02	1,14	1,66	0,55
0,440	1,00	1,12	1,63	0,56
0,580	1,00	1,12	1,63	0,56
$\alpha = 18, 19, 20^\circ$				
—	1,00	1,09	1,63	0,57
$\alpha = 24, 25, 26^\circ$				
—	0,87	0,92	1,41	0,68
$\alpha = 30^\circ$				
—	0,76	0,78	1,24	0,80
$\alpha = 35, 36^\circ$				
—	0,66	0,66	1,07	0,95
$\alpha = 40^\circ$				
—	0,57	0,55	0,93	1,14

Примечание. Значения коэффициента X при $F_a/(VF_r) > e$ следующие.

$\alpha, ^\circ$	12	15	18, 19, 20
Однорядный подшипник	0,45	0,44	0,43
Двухрядный подшипник	0,74	0,72	0,70
$\alpha, ^\circ$	24, 25, 26	30	35, 36 40
Однорядный подшипник	0,41	0,39	0,37 0,35
Двухрядный подшипник	0,67	0,63	0,60 0,57

При $F_a/(VF_r) \leq e$ и любых значениях α $X = 1$.

Для однорядных подшипников при $F_a/VF_r \leq e$ принимается $X = 1$ и $Y = 0$.

подшипников при $F_a/(VF_r) > e$, а для других типов — в табл. 4.11—4.12.

Этим значениям Y соответствует $X = 0,56$. При $F_a/(VF_r) \leq e$ $Y = 0$, $X = 1$.

5. Определяют коэффициент внутренних динамических нагрузок

$$K_{di} = 1 + (0,7/n) \sum_{m=1}^n (F_{ji} \Delta i / F_{ti}) m,$$

где n — число зубчатых колес, одновременно работающих на валу; $F_{ji} \Delta i$ — динамическая нагрузка в зацеплении зубчатых колес (см. табл. 3.7, п. 13); F_{ti} — окружное усилие в зацеплении зубчатых колес (см. табл. 4.4).

6. Находят коэффициент внешних динамических нагрузок K_{d2} , который учитывает влияние колебательных процессов в трансмиссии на долговечность подшипника. Для подшипников, расположенных рядом с фланцем крепления карданного вала, следует принимать $K_{d2} = 1,2$; для подшипников дифференциала $K_{d2} = 1,3 \div 1,5$; для прочих подшипников агрегатов трансмиссии при отсутствии экспериментальных данных рекомендуется принимать $K_{d2} = 1$.

7. Определяют коэффициент радиального зазора K_3 , учитывающий влияние монтажного зазора в подшипнике на его долговечность. Этот коэффициент определяют только для радиальных и радиально-упорных роликовых подшипников при числе тел качения $z \geq 10$ и наличии монтажного зазора. При этом из двух установленных на валу радиально-упорных роликовых подшипников K_3 определяют только для того подшипника, который не воспринимает внешнюю осевую нагрузку. В остальных случаях следует принимать $K_3 = 1$.

Значение K_{3i} определяют по графику (рис. 4.8) в зависимости от параметра

$$q_i = F_{ri} / 4,54 z \Delta_r^{1,11} l_{eff}^{0,89} \cos \alpha,$$

где F_{ri} — радиальная нагрузка, Н; l_{eff} — фактическая длина линии контакта ролика с кольцом, мм; Δ_r —

4.12. Коэффициенты X и Y для роликовых радиальных сферических и радиально-упорных подшипников

Подшипник	$F_d/(VF_r) \leq 1,5 \operatorname{tg} \alpha$	$F_d/(VF_r) > 1,5 \operatorname{tg} \alpha$
<i>Роликовых радиальных сферических и радиально-упорных</i>		
Однорядный	1 (0)	0,40 (0,40/ $\operatorname{tg} \alpha$)
Двухрядный	1 (0,45/ $\operatorname{tg} \alpha$)	0,67 (0,67/ $\operatorname{tg} \alpha$)
<i>Шариковых сферических</i>		
Однорядный	1 (0)	0,40 (0,40/ $\operatorname{tg} \alpha$)
Двухрядный	1 (0,42/ $\operatorname{tg} \alpha$)	0,65 (0,65/ $\operatorname{tg} \alpha$)

Примечание. Без скобок приведены значения коэффициента X , в скобках — Y .

монтажный радиальный зазор в подшипнике, мм.

Для полнокомплектных радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами значения Δ_r приведены в табл. 4.13, для остальных типов радиальных роликовых подшипников значение Δ_r определяют по рабочим чертежам деталей подшипникового узла. Для радиально-упорных роликовых подшипников $\Delta_r = 2\delta_a \times \sin \alpha$, где δ_a — монтажный осевой

$T, ^\circ\text{C}$	100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

4.13. Ориентировочные значения монтажного радиального зазора Δ_r в радиальных подшипниках с короткими цилиндрическими роликами, мм

Внутренний диаметр подшипника d , мм	Основной ряд	Дополнительные ряды		
	6	1	2	3
14—30	24	12	36	48
30—40	30	14	46	50
40—50	30	18	46	62
50—65	36	20	56	72
65—80	40	24	64	80
80—100	46	28	74	90
100—120	52	30	84	100
120—140	58	34	94	114
140—160	66	38	106	130
160—180	74	42	114	142
180—200	80	48	128	156
200—225	90	54	142	174
225—250	102	62	154	190

Примечание. Значения Δ_r получены по формуле $\Delta_r = 0,4 (\Delta_{\text{нм}} + \Delta_{\text{нб}})$, где $\Delta_{\text{нм}}$ и $\Delta_{\text{нб}}$ — соответственно наименьшее и наибольшее значения номинального радиального зазора в подшипнике.

зазор в подшипниках, величину которого определяют по рабочим чертежам подшипникового узла.

Величина K_{zi} ограничивается предельным значением, вычисляемым по формуле $K_{z\text{пр}} = 0,22z^{0,7}$. Если найденное по графику (рис. 4.8) значение $K_{zi} > K_{z\text{пр}}$, то следует принимать $K_{zi} = K_{z\text{пр}}$.

8. Находят коэффициент температуры K_T в зависимости от рабочей температуры подшипника T

9. Определяют коэффициент материала K_M . Для полнокомплектных подшипников $K_M = 1$. Для подшипников без одного или обоих колец значение K_M определяют по графику рис. 4.9 в зависимости от поверхностной твердости деталей подшипникового узла, выполняющих роль беговых дорожек.

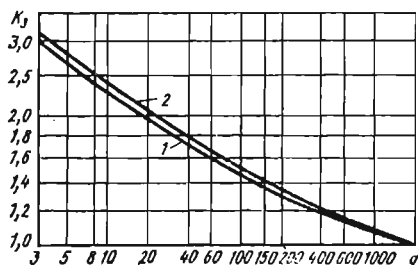


Рис. 4.8. График для определения коэффициента радиального зазора K_z роликовых подшипников:

1 — радиальных; 2 — радиально-упорных

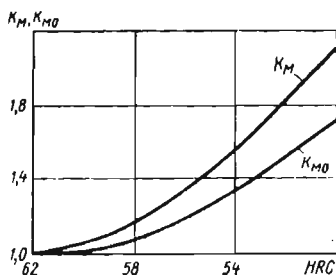


Рис. 4.9. График для определения коэффициентов материала K_M , K_{M0}

10. Рассчитывают приведенную нагрузку по формуле

$$P_{пр i} = P_i K_{д i} K_{д2} K_{з i} K_T K_M.$$

Под приведенной нагрузкой понимают постоянную нагрузку (радиальную — для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевую — для упорных подшипников), при приложении которой к подшипнику обеспечивается такой же расчетный срок службы подшипника, как и при действительных условиях его работы в подшипниковом узле.

11. Определяют число оборотов подшипника за 1 км пробега автомобиля,

$$n_{1i} = 1000 u_{п.к i} / 2\pi r_k,$$

где $u_{п.к i}$ — передаточное число от подшипника до ведущих колес автомобиля; r_k — радиус качения ведущих колес автомобиля, м.

Значение $u_{п.к i}$ определяют по кинематической схеме трансмиссии автомобиля. Для подшипника, у которого при работе вращаются оба кольца (например, подшипник передней опоры вторичного вала коробки передач, расположенной в торцевой выточке первичного вала), при определении $u_{п.к i}$ следует исходить из отно-

тельной частоты вращения колец подшипника $n_{отн} = n_{вн} \pm n_{н}$, где $n_{вн}$ и $n_{н}$ — частота вращения соответственно внутреннего и наружного кольца подшипника; знак плюс принимается при вращении колец в разные стороны, знак минус — в одну сторону.

12. Рассчитывают долговечность подшипника на i -й передаче по формуле (км)

$$L_{si} = 10^6 (C/P_{пр i})^m / n_{1i},$$

где m — показатель степени (для шариковых подшипников $m = 3$, для роликовых подшипников $m = 3,33$).

13. Определяют суммарную долговечность подшипника с учетом работы автомобиля на всех передачах

$$L_s = (\sum \xi_i / L_{si})^{-1}.$$

Долговечность подшипника обеспечивается, если выполняется условие $L_s \geq L_0$, где L_0 — нормативный пробег автомобиля до капитального ремонта.

4.6. РАСЧЕТ НЕВРАЩАЮЩИХСЯ ПОД НАГРУЗКОЙ ПОДШИПНИКОВ

Оценку работоспособности невращающихся под нагрузкой подшипников, работающих в условиях статического нагружения, проводят в такой последовательности.

1. Определяются необходимые для расчета исходные данные: максимальный динамический момент M_{jmax} на валу, на котором установлены рассчитываемые подшипники, и статистическая грузоподъемность подшипника C_0 (для стандартных подшипников определяется по каталогам и справочникам; для нестандартных — по зависимостям, приведенным ниже), Н.

Шариковых

Радиальных и радиально-упорных

$$12,26 i z D_T^2 \cos \alpha$$

Сферических

$$3,33 i z D_T^2 \cos \alpha$$

Упорных

$$49 z D_T^2$$

Роликовых

Радиальных и радиально-упорных

$$21,57 i z e f f D_T \cos \alpha$$

Упорных

$$98,1 z e f f D_T$$

2. Рассчитываются радиальные F_{r0} и осевые F_{a0} нагрузки, действующие на подшипники (см. разд. 4.4).

3. Находится эквивалентная статическая нагрузка P_0 , представляющая собой постоянную нагрузку (радиальную — для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевую — для упорных), приложение которой к подшипнику вызывает в наиболее нагруженной зоне контакта тел качения с кольцами такую же общую остаточную деформацию, как и при действительных условиях нагружения. Значение P_0 рассчитывается по следующим формулам для подшипников: радиальных шариковых, радиальных сферических и радиально-упорных

$$P_0 = X_0 F_{r0} + Y_0 F_{a0};$$

$$P_0 = F_{r0},$$

принимается большее из двух полученных значений P_0 , роликовых радиальных

$$P_0 = F_{r0};$$

упорных шариковых и роликовых

$$P = F_{a0}.$$

Здесь X_0, Y_0 — коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки (табл. 4.14).

4. Определяется приведенная статическая нагрузка $P_{0\text{пр}}$:

$$P_{0\text{пр}} = K_0 K_{m0} P_0,$$

где K_0 — коэффициент надежности при статическом нагружении, учитывающий предъявляемые к подшипниковому узлу требования в отношении плавности хода и легкости вращения (при высоких требованиях $K_0 = 1,2 \div 1,5$, при нормальных $K_0 = 0,8 \div 1,2$,

при пониженных $K_0 = 0,5 \div 0,8$); K_{m0} — коэффициент материала (для полнокомплектных подшипников $K_{m0} = 1$; для подшипников без одного или обоих колец значение K_{m0} определяется по графику рис. 4.9 в зависимости от поверхностной твердости деталей, выполняющих роль беговых дорожек).

Работоспособность невращающегося под нагрузкой подшипника обеспечивается, если выполняется условие $P_{0\text{пр}} \leq C_0$.

4.14. Числовые значения коэффициентов X_0 и Y_0

$\alpha, ^\circ$	Однорядные		Двухрядные	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0

Шариковые радиальные

— | 0,6 | 0,50 | 0,6 | 0,50

Шариковые и роликовые сферические, роликовые радиально-упорные

— | 0,5 | 0,22/tg α | 1,0 | 0,44/tg α

Шариковые радиально-упорные

12	0,5	0,47	1,0	0,94
18—19	0,5	0,43	1,0	0,86
20	0,5	0,42	1,0	0,84
25	0,5	0,38	1,0	0,76
26	0,5	0,37	1,0	0,74
30	0,5	0,33	1,0	0,66
35	0,5	0,29	1,0	0,58
36	0,5	0,28	1,0	0,56
40	0,5	0,26	1,0	0,52

Примечание. Пара одинаковых однорядных радиально-упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами один к другому, рассматривается как один двухрядный радиально-упорный подшипник.

Расчет валов и шлицевых соединений

5.1. ВИДЫ РАСЧЕТОВ ВАЛОВ АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИИ

При оценке работоспособности валов агрегатов трансмиссии автомобилей применяют три вида расчета: на статическую прочность, на жесткость и на сопротивление усталости. При практических расчетах валов конкретных агрегатов трансмиссии обычно используют не все три вида расчетов, а только те из них, которые определяют работоспособность валов и агрегата в целом. Выбор определяющих видов расчета зависит от конструктивных особенностей вала и агрегата и характера нагружения.

Расчет на статическую прочность проводят по максимальному динамическому моменту $M_{j\max}$ и выполняют для всех валов агрегатов трансмиссии. В результате расчета определяют максимальные напряжения в опасных сечениях вала и устанавливают запасы прочности.

Расчет на жесткость выполняют для валов коробов передач, а также других редукторных узлов трансмиссии, имеющих длинные валы. Значительная деформация этих валов нарушает правильность зацепления зубчатых колес и контакт тел качения с кольцами подшипников, что может привести к повышенной вибрации и шуму при работе агрегата и увеличению износа зубьев и подшипников. Расчет валов на жесткость проводят по расчетному крутящему моменту M_p .

Расчет на сопротивление усталости выполняют в основном для полуосей ведущего моста автомобиля. Валы коробов передач, раздаточных коробок и главных передач, диаметры которых выбирают из условия обеспечения не-

обходимой жесткости или по размерам подшипников, имеют повышенные запасы статической прочности, что, как правило, исключает необходимость проведения расчета на сопротивление усталости. При этом виде расчета валов используют длительно действующие нагрузки с учетом числа и характера циклов нагружения.

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВАЛ НАГРУЗОК

Валы агрегатов трансмиссии автомобилей нагружаются крутящим моментом M_k , окружными F_t , радиальными F_R и осевыми F_x усилиями, действующими в зацеплениях зубчатых колес, и реакциями опор R . На полуоси (разгруженные) действует только крутящий момент.

Расчет действующих на вал нагрузок проводят в такой последовательности.

1. Устанавливают необходимые для расчета исходные данные:

расчетный M_p и максимальный динамический $M_{j\max}$ крутящие моменты на ведущем валу агрегата трансмиссии;

передаточное число $u_{1в}$ от ведущего вала агрегата трансмиссии до рассчитываемого вала (по кинематической схеме агрегата);

параметры зубчатых колес, взаимодействующих с рассчитываемым валом: начальный диаметр d_w , угол профиля зуба α_w , угол наклона β и направление зуба (по рабочим чертежам зубчатых колес);

линейные и угловые размеры, необходимые для составления расчетной схемы вала (табл. 5.1): расстояние l

5.1. Расчетные схемы и формулы для определения радиальных реакций на опорах типовых валов агрегатов трансмиссии автомобилей

Расчетная схема вала	Формулы для определения радиальных реакций на опорах вала
	$R_{y1} = [F_R (l - l_1) - F_x r_w] / l;$ $R_{y2} = (F_R l_1 + F_x r_w) / l;$ $R_{z1} = F_t (l - l_1) / l;$ $R_{z2} = F_t l_1 / l$
	$R_{y1} = [F_R (l_1 - l) - F_x r_w + P_y (l_2 - l)] / l;$ $R_{y2} = (F_R l_1 - F_x r_w + P_y l_2) / l;$ $R_{z1} = [P_z (l_2 - l) - F_t (l_1 - l)] / l;$ $R_{z2} = (P_z l_2 - F_t l_1) / l$
	$R_{y1} = [F_{R1} (l - l_1) - F_{x1} r_{w1} + F_{R2} (l - l_2) + F_{x2} r_{w2}] / l;$ $R_{y2} = (F_{R1} l_1 + F_{x1} r_{w1} + F_{R2} l_2 - F_{x2} r_{w2}) / l;$ $R_{z1} = [F_{t1} (l - l_1) - F_{t2} (l - l_2)] / l;$ $R_{z2} = (-F_{t1} l_1 + F_{t2} l_2) / l$
	$R_{y1} = [F_{R1} (l - l_1) - F_{x1} r_{w1} + F_{R2} (l - l_2) \cos \varphi + F_{t2} (l - l_2) \sin \varphi + F_{x2} r_{w2} \cos \varphi] / l;$ $R_{y2} = (F_{R1} l_1 + F_{x1} r_{w1} + F_{R2} l_2 \cos \varphi + F_{t2} l_2 \sin \varphi - F_{x2} r_{w2} \cos \varphi) / l;$ $R_{z1} = [F_{t1} (l - l_1) - F_{t2} (l - l_2) \cos \varphi + F_{R2} (l - l_2) \sin \varphi + F_{x2} r_{w2} \sin \varphi] / l;$ $R_{z2} = (-F_{t1} l_1 + F_{t2} l_2 \cos \varphi - F_{R2} l_2 \sin \varphi + F_{x2} r_{w2} \sin \varphi) / l$

между опорами вала; расстояния от точек приложения нагрузок до опор; угол φ между плоскостями, проходящими через ось вала и точки приложения усилий в зубчатых зацеплениях (по рабочим чертежам агрегата).

2. Определяют крутящий момент на рассчитываемом валу.

При расчете на жесткость и сопротивление усталости

$$M_{к.р} = u_{1в} M_p.$$

При расчете на статическую прочность

$$M_{к\max} = u_{1в} M_{j\max}.$$

3. Рассчитывают усилия в зацеплении зубчатых колес: окружное F_t , радиальное F_R и осевое F_x (см. табл. 4.4).

4. Составляют расчетную схему вала.

5. Определяют радиальные реакции на опорах вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: в плоскости осей валов (осей вращения сопряженных зубчатых колес) и в перпендикулярной к ней плоскости.

6. Определяют действующую на вал осевую нагрузку P_A .

При составлении расчетной схемы вала усилия в зацеплении зубчатых колес и реакции опор считают сосредоточенными, а усилия в зацеплении зубчатых колес приложенными в полюсе зацепления посередине зубчатого венца. Реакцию опоры при установке в ней радиального подшипника прикладывают в точке пересечения оси вала с плоскостью симметрии подшипника, а при установке радиально-упорного подшипника — в точке пересечения оси вала с нормалью, проведенной к середине контактной площадки тела качения с наружным кольцом (см. рис. 4.4). При пространственном расположении точки приложения усилий в зацеплении зубчатых колес относительно выбранных координатных плоскостей находят проекции этих усилий на координатные плоскости и по их значениям рассчитывают реакции на опорах вала.

Реакции на опорах вала определяют по расчетной схеме известными методами механики и сопротивления материалов. Для типовых валов агрегатов трансмиссии расчетные схемы и фор-

мулы для определения опорных реакций приведены в табл. 5.1.

Следует отметить, что крутящий момент может действовать не по всей длине вала. Участок вала, воспринимающий крутящий момент, определяется местом и конструкцией соединения зубчатых колес с валом. Осевые усилия в зубчатых зацеплениях могут восприниматься или частью вала, или вовсе не восприниматься валом, что также зависит от конструктивного исполнения соединения зубчатых колес с валом.

5.3. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Валы агрегатов трансмиссии автомобиля работают при следующих видах напряжений: только кручения (разгруженные полуоси); только изгиба (промежуточный вал некоторых конструкций коробок передач); изгиба и кручения или изгиба, сжатия (растяжения) и кручения (валы коробок передач, раздаточных коробок и главных передач). Формулы и порядок расчета валов на статическую прочность по указанным видам напряженного состояния приведены в табл. 5.2. Расчетные формулы даны для наиболее общего случая напряженного состояния вала, работающего при совместных изгибе, сжатии (растяжении) и кручении. При пользовании табл. 5.2 для расчета вала, работающего только на кручение, в ней следует опускать те пункты, которые относятся к расчету нормальных напряжений σ , а при расчете вала, работающего только на изгиб, — пункты, относящиеся к расчету касательных напряжений τ и нормальных напряжений при сжатии (растяжении).

Исходными данными для расчета вала на статическую прочность являются следующие параметры:

максимальный крутящий момент на ведущем валу агрегата трансмиссии $M_{\max}$, Н·мм (см. разд. 2); передаточное число от ведущего вала агрегата трансмиссии до рассчитываемого вала $u_{1в}$;

размеры опасного сечения вала (наружный d_n и внутренний $d_{вн}$ диа-

5.2. Порядок расчета вала на статическую прочность

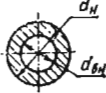
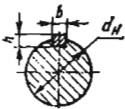
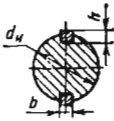
№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
<i>Действующие на вал нагрузки</i>		
1	Максимальный крутящий момент, воспринимаемый валом, Н·мм	$M_{\text{к max}} = u_{1\text{в}} M_{1\text{ max}}$
2	Усилия, действующие в зацеплении зубчатых колес, Н: окружное F_t радиальное F_R осевое F_x	См. табл. 4.4, при этом $M = M_{\text{к max}}$
3	Радиальные реакции на левой и правой опорах вала, Н: в плоскости осей валов $R_{\text{ул}}, R_{\text{уп}}$ в плоскости, перпендикулярной к плоскости осей валов, $R_{\text{зл}}, R_{\text{зп}}$	Подсчитывают по расчетной схеме вала, пользуясь известными правилами механики и сопротивления материалов, для типовых валов агрегатов трансмиссии см. табл. 5.1
4	Осевая сила, действующая на вал, Н	$P_A = \Sigma F_x$
<i>Расчет напряжений в опасных сечениях вала</i>		
5	Изгибающий момент в опасном сечении вала, Н·мм: в плоскости осей валов, $M_{\text{ну}}$ в плоскости, перпендикулярной к плоскости осей валов, $M_{\text{из}}$ суммарный M_{Σ}	Определяют по эпюре изгибающих моментов $M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\text{ну}}^2 + M_{\text{из}}^2}$
6	Геометрические характеристики опасного сечения вала: момент сопротивления при изгибе $W_{\text{и}}, \text{мм}^3$ момент сопротивления при кручении $W_{\text{к}}, \text{мм}^3$ площадь $S, \text{мм}^2$	Подсчитывают по формулам, приведенным в табл. 5.4, или по справочным данным
7	Напряжение изгиба, МПа	$\sigma = (M_{\Sigma}/W_{\Sigma}) + (P_A/S)$
8	Напряжение кручения, МПа	$\tau = M_{\text{к max}}/W_{\text{к}}$
9	Коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров сечения вала: на предел текучести $K_{\text{ет}}$ на предел прочности $K_{\text{ев}}$	См. рис. 5.1
10	Коэффициент запаса прочности по пределу текучести: по напряжениям изгиба по напряжениям кручения	$n_{\sigma\tau} = K_{\text{ет}} \sigma_{\tau}$ $n_{\tau\tau} = K_{\text{ет}} \tau_{\tau}$
11	Коэффициент запаса прочности по пределу прочности: по напряжениям изгиба по напряжениям кручения	$n_{\sigma\text{в}} = K_{\text{ев}} \sigma_{\text{в}}/\sigma$ $n_{\tau\text{в}} = K_{\text{ев}} \tau_{\text{в}}/\tau$
12	Общий коэффициент запаса прочности: по пределу текучести по пределу прочности	$n_{\tau} = n_{\sigma\tau} n_{\tau\tau} / \sqrt{n_{\sigma\tau}^2 + n_{\tau\tau}^2}$ $n_{\text{в}} = n_{\sigma\text{в}} n_{\tau\text{в}} / \sqrt{n_{\sigma\text{в}}^2 + n_{\tau\text{в}}^2}$
13	Условия достаточной прочности вала	$n_{\tau} \geq 1,2 \div 1,5$ $n_{\text{в}} \geq 1,5 \div 1,8$

5.3. Механические характеристики стандартных образцов из материалов, применяемых для валов автомобилей, МПа

Сталь	Твердость НВ, не менее	σ_B	σ_T	τ_B	τ_T	$\bar{\sigma}_{-1}$	$\bar{\tau}_{-1}$	$\nu_{\tau-1}$
45	240	800	550	450	300	350	210	0,08
40X	270	900	750	680	450	410	240	0,08
40XH	270	920	750	700	450	420	250	0,07
40XH2MA	390	1400	1150	1000	800	650	330	0,07
12XH3A	260	950	700	650	490	420	210	0,07
12XH4A	300	1100	850	800	590	500	250	0,07
18XГТ	330	1150	950	900	665	520	280	0,10
30XГТ	320	1150	950	900	665	520	310	0,10

Примечание. Твердость соответствует определенному режиму термообработки заготовки, из которой вырезаны стандартные образцы (нормализация или закалка и отпуск). Величина $\nu_{\tau-1}$ безразмерная.

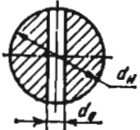
5.4. Формулы для определения геометрических характеристик сечений вала

Поперечное сечение вала	Момент сопротивления		Площадь сечения S
	W_H	W_K	
	$\pi d_H^3/32$	$\pi d_H^3/16$	$\pi d_H^2/4$
	$\pi (d_H^4 - d_{BH}^4)/(32d_H)$	$\pi (d_H^4 - d_{BH}^4)/(16d_H)$	$\pi (d_H^2 - d_{BH}^2)/4$
	$\pi d_H^3/32 - bh(2d_H - h)^2/(16d_H)$	$\pi d_H^3/16 - bh(2d_H - h)^2/(16d_H)$	$\pi d_H^2/4 - bh/2$
	$\pi d_H^3/32 - bh(2d_H - h)^2/(8d_H)$	$\pi d_H^3/16 - bh(2d_H - h)^2/(8d_H)$	$\pi d_H^2/4 - bh$

Продолжение табл. 5.4

Поперечное сечение вала	Момент сопротивления		Площадь сечения S
	W_H	W_K	
	$\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2/(32D)$	$\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2/(16D)$	$\pi d^2/4 + bz(D-d)/2$
	$\pi d^3/32$	$\pi d^3/16$	$\pi d^2/4$

d — делительный (средний) диаметр эвольвентных шлицев

	$\xi_H \pi d_H^3/32$	$\xi_K \pi d_H^3/16$	$\xi_S \pi d_H^2/4$
---	----------------------	----------------------	---------------------

$d_{0\%}$ — диаметр поперечного отверстия

d_0/d_H	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,400
ξ_H	1,0	0,925	0,850	0,775	0,700	0,625	0,550	0,475	0,400
ξ_K	1,0	0,964	0,926	0,884	0,840	0,791	0,740	0,686	0,630
ξ_S	1,0	0,936	0,873	0,809	0,746	0,682	0,618	0,555	0,490

Примечание. z — число шлицев.

метры); размеры шлицев, шпоночных пазов и других элементов опасного сечения;

материал и термообработка вала; механические характеристики материала вала, МПа (пределы текучести σ_T и прочности σ_B при изгибе, пределы текучести τ_T и прочности τ_B при кручении — табл. 5.3), а также геометрические параметры, соединенных с валом зубчатых колес.

Оценку статической прочности вала проводят по пределу текучести σ_T или прочности σ_B . При отношении $\sigma_T/\sigma_B \leq 0,7$ запас прочности определяют по пределу текучести, а при $\sigma_T/\sigma_B > 0,7$ — по пределу прочности.

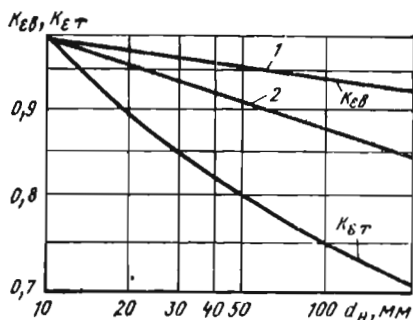


Рис. 5.1. Зависимости коэффициентов влияния абсолютных размеров на предел прочности K_{EB} и на предел текучести K_{ET} от d_H :

1 — марганцовистая сталь; 2 — легированная

5.4. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

При расчете на жесткость определяют прогибы и углы поворота сечений вала. Для агрегатов трансмиссии рассчитывают прогибы валов в точках пересечения их осей с плоскостями, проходящими через середины зубчатых венцов сопряженных зубчатых колес, а углы поворота — для сечений, расположенных в указанных плоскостях и на опорах валов. Прогибы и углы поворота определяют в плоскости осей валов и в перпендикулярной к ней плоскости.

Наибольшее влияние на работу зубчатой передачи оказывают прогибы валов в плоскости их осей и углы поворота сечений в перпендикулярной плоскости. Прогибы валов приводят к изменению межосевого расстояния, дополнительному скольжению активных поверхностей зубьев и увеличению их износа. Углы поворота в плоскости, перпендикулярной плоскости осей валов, вызывают перекашивание одного зубчатого колеса по отношению к другому, что обуславливает неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

На работоспособность подшипников качения, особенно роликовых, существенное влияние оказывают углы поворота сечений на опорах вала. Перекос вала в подшипниковых опорах вызывает искажение контакта тел качения с кольцами, что приводит к увеличению неравномерности распределения нагрузки между телами качения и в зоне контакта, повышению износа и шума.

Расчет на жесткость вала постоянного сечения. Прогибы и углы по-

ворота вала постоянного сечения, находящегося под действием сосредоточенных сил P и моментов M (рис. 5.2), определяют на основании обобщенных уравнений упругой линии и углов поворота сечений вала.

Уравнение упругой линии

$$EJy = EJy_0 + EJ\theta_0 x + M(x-a)^2/2 + P(x-b)^2/6. \quad (5.1)$$

Уравнение углов поворота

$$EJ\theta = EJ\theta_0 + M(x-a) + P(x-b)^2/2, \quad (5.2)$$

где E — модуль упругости материала вала при растяжении (сжатии); x — текущая координата сечения вала, в котором определяют прогиб y и угол поворота θ ; EJy_0 , $EJ\theta_0$ — постоянные, определяемые из условий закрепления вала в опорах (при креплении вала в подшипниковых опорах принимают $EJy_0 = 0$, $EJ\theta_0 \neq 0$, в заземленной опоре $EJy_0 = EJ\theta_0 = 0$); J — осевой момент инерции сечения вала; a , b — координаты сечений, в которых приложены сосредоточенные нагрузки соответственно M и P .

В уравнениях (5.1) и (5.2) нагрузки M и P принимаются положительными, если они имеют направления, указанные на рис. 5.2 (при направлении оси y вверх M действует по часовой стрелке, а направление P совпадает с направлением оси y), а при противоположных направлениях — отрицательными. Если какие-нибудь нагрузки (M или P) повторяются несколько раз, то и соответствующие члены в уравнениях (5.1) и (5.2) составляются столько же раз.

Расчет вала постоянного сечения на жесткость с использованием уравнений (5.1) и (5.2) проводят в следующем порядке.

1. Устанавливают необходимые для расчета исходные данные: расчетный крутящий момент на ведущем валу агрегата трансмиссии M_p (см. разд. 2); наружный d_n и внутренний $d_{вн}$ диаметры поперечного сечения вала; модуль упругости материала вала E (для стали $E = 21 \cdot 10^4$ МПа); остальные параметры см. разд. 5.2.

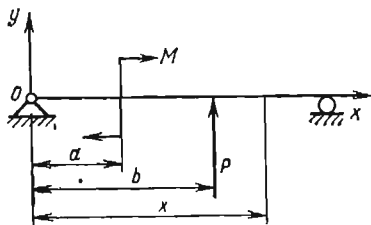


Рис. 5.2. Схема приложения нагрузок при расчете вала постоянного сечения на жесткость

2. Составляют расчетную схему вала и находят действующие на вал нагрузки в плоскости осей валов и в плоскости, перпендикулярной к плоскости осей валов (см. разд. 5.2). Силы выражают в Н, а моменты — в Н·мм.

3. Определяют осевой момент инерции сечения вала (мм⁴)

$$J = \pi (d_H^4 - d_{вн}^4) / 64.$$

4. Рассчитывают прогибы y и углы поворота сечений θ_y в плоскости осей валов xOy (рис. 5.3, б). Для этого составляют уравнения упругой линии вала:

в пределах первого участка ($0 \leq x \leq l_1$)

$$EJy = EJy_0 + EJ\theta_{y0}x + R_{yл}x^3/6; \quad (5.3)$$

в пределах второго участка ($l_1 \leq x \leq l_2$)

$$EJy = EJy_0 + EJ\theta_{y0}x + R_{yл}x^3/6 - FR_1(x - l_1)^3/6 + M_1(x - l_1)^2/2; \quad (5.4)$$

в пределах третьего участка ($l_2 \leq x \leq l$)

$$EJy = EJy_0 + EJ\theta_{y0}x + R_{yл}x^3/6 - FR_1(x - l_1)^3/6 + M_1(x - l_1)^2/2 - FR_2(x - l_2)^3/6 - M_2(x - l_2)^2/2. \quad (5.5)$$

Составляют уравнения углов поворота сечений вала:

в пределах первого участка ($0 \leq x \leq l_1$)

$$EJ\theta_y = EJ\theta_{y0} + R_{yл}x^2/2; \quad (5.6)$$

в пределах второго участка ($l_1 \leq x \leq l_2$)

$$EJ\theta_y = EJ\theta_{y0} + R_{yл}x^2/2 - FR_1(x - l_1)^2/2 + M_1(x - l_1); \quad (5.7)$$

в пределах третьего участка ($l_2 \leq x \leq l$)

$$EJ\theta_y = EJ\theta_{y0} + R_{yл}x^2/2 - FR_1(x - l_1)^2/2 + M_1(x - l_1) - FR_2(x - l_2)^2/2 + M_2(x - l_2). \quad (5.8)$$

В уравнениях (5.3)–(5.8) y_0 и θ_{y0} обозначают соответственно прогиб и угол поворота сечения вала на левой опоре ($x = 0$).

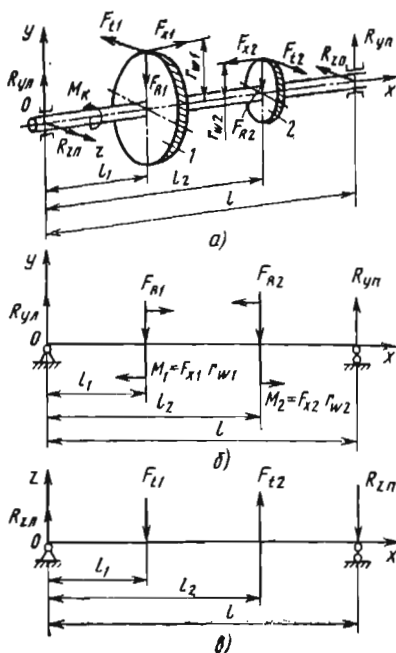


Рис. 5.8. Расчетная схема вала постоянного сечения:

а — в пространственной системе координат $xOyOz$; б — в плоскости осей валов xOy ; в — в плоскости xOz , перпендикулярной плоскости осей валов

Определяют угол поворота сечения вала на левой опоре ($x = 0$)

$$\theta_{yл} = \theta_{y0} = [-R_{yл}l^3 + FR_1(l - l_1)^3 - 3M_1(l - l_1)^2 + FR_2(l - l_2)^3 + 3M_2(l - l_2)^2] / 6EJl; \quad (5.9)$$

в плоскости симметрии зубчатого венца колеса 1 ($x = l_1$)

$$\theta_{y1} = \theta_{yл} + R_{yл}l_1^2 / 2EJ; \quad (5.10)$$

в плоскости симметрии зубчатого венца колеса 2 ($x = l_2$)

$$\theta_{y2} = \theta_{yл} + [R_{yл}l_2^2 - FR_1(l_2 - l_1)^2 + 2M_1(l_2 - l_1)] / 2EJ; \quad (5.11)$$

на правой опоре ($x = l$)

$$\theta_{yп} = \theta_{yл} + [R_{yл}l^2 - FR_1(l - l_1)^2 + 2M_1(l - l_1) - FR_2(l - l_2)^2 - 2M_2(l - l_2)] / 2EJ. \quad (5.12)$$

Выражение (5.9) получено из уравнения (5.5) исходя из условия равенства нулю прогибов вала на левой и правой опорах ($y_0 = y_l = 0$ и при $x = l$ $y = y_n = 0$). Выражения (5.10), (5.11) и (5.12) получены из уравнений соответственно (5.6), (5.7) и (5.8).

Определяют прогибы вала в мм: в плоскости симметрии зубчатого венца колеса 1 ($x = l_1$)

$$y_1 = \theta_{y1} l_1 + R_{y1} l_1^3 / 6EJ; \quad (5.13)$$

в плоскости симметрии зубчатого венца колеса 2 ($x = l_2$)

$$y_2 = \theta_{y2} l_2 + [R_{y2} l_2^3 - F_{R1} (l_2 - l_1)^3 + 3M_1 (l_2 - l_1)^2] / 6EJ. \quad (5.14)$$

Выражения (5.13) и (5.14) получены из уравнений соответственно (5.3) и (5.4).

5. Определяют прогибы z и углы поворота θ_z в плоскости xOz , перпендикулярной к плоскости осей валов (рис. 5.3, в). Для этого составляют уравнения упругой линии вала:

в пределах первого участка ($0 \leq x \leq l_1$)

$$EJz = EJz_0 + EJ\theta_{z0}x + R_{z1}x^3/6; \quad (5.15)$$

в пределах второго участка ($l_1 \leq x \leq l_2$)

$$EJz = EJz_0 + EJ\theta_{z0}x + R_{z1}x^3/6 - F_{11}(x - l_1)^3/6; \quad (5.16)$$

в пределах третьего участка ($l_2 \leq x \leq l$)

$$EJz = EJz_0 + EJ\theta_{z0}x + R_{z1}x^3/6 - F_{11}(x - l_1)^3/6 + F_{12}(x - l_2)^3/6. \quad (5.17)$$

Составляют уравнения углов поворота сечений вала:

в пределах первого участка ($0 \leq x \leq l_1$)

$$EJ\theta_z = EJ\theta_{z0} + R_{z1}x^2/2; \quad (5.18)$$

в пределах второго участка ($l_1 \leq x \leq l_2$)

$$EJ\theta_z = EJ\theta_{z0} + R_{z1}x^2/2 - F_{11}(x - l_1)^2/2; \quad (5.19)$$

в пределах третьего участка ($l_2 \leq x \leq l$)

$$EJ\theta_z = EJ\theta_{z0} + R_{z1}x^2/2 - F_{11}(x - l_1)^2/2 + F_{12}(x - l_2)^2/2. \quad (5.20)$$

В уравнениях (5.15)–(5.20) z_0 и θ_{z0} обозначают соответственно прогиб и угол поворота сечения вала на левой опоре ($x = 0$).

Определяют угол поворота сечения вала на левой опоре ($x = 0$):

$$\theta_{z1} = \theta_{z0} = (-R_{z1}l_1^3 + F_{11}(l - l_1)^3 - F_{12}(l - l_2)^3) / 6EJl; \quad (5.21)$$

в плоскости симметрии зубчатого венца колеса 1 ($x = l_1$)

$$\theta_{z1} = \theta_{z1} + R_{z1}l_1^2/2EJ; \quad (5.22)$$

в плоскости симметрии зубчатого венца колеса 2 ($x = l_2$)

$$\theta_{z2} = \theta_{z1} + [R_{z1}l_2^2 - F_{11}(l_2 - l_1)^2] / 2EJ; \quad (5.23)$$

на правой опоре ($x = l$)

$$\theta_{z11} = \theta_{z1} + [R_{z1}l^2 - F_{11}(l - l_1)^2 + F_{12}(l - l_2)^2] / 2EJ. \quad (5.24)$$

Выражение (5.21) получено из уравнения (5.17) при значении $x = l$ и $z_0 = z_1 = 0$, а выражения (5.22), (5.23) и (5.24) — из уравнений соответственно (5.18), (5.19) и (5.20).

Определяют прогибы вала:

в плоскости симметрии зубчатого венца колеса 1 ($x = l_1$)

$$z_1 = \theta_{z1}l_1 + R_{z1}l_1^3/6EJ; \quad (5.25)$$

в плоскости симметрии зубчатого венца колеса 2 ($x = l_2$)

$$z_2 = \theta_{z1}l_2 + (R_{z1}l_2^3 - F_{11}(l_2 - l_1)^3) / 6EJ. \quad (5.26)$$

Выражения (5.25) и (5.26) получены соответственно из уравнений (5.15) и (5.16).

6. Определяют суммарный прогиб h_Σ и суммарный угол поворота θ_Σ сечений вала:

$$h_\Sigma = \sqrt{y^2 + z^2};$$

$$\theta_\Sigma = \sqrt{\theta_y^2 + \theta_z^2}.$$

В плоскостях xOy и xOz прогибы и углы поворота сечений вала могут иметь как положительные, так и отрицательные значения. Знаки плюс или минус при значениях прогибов и углов поворота указывают на направление линейных и угловых перемещений сечений вала относительно выбранных осей координат. При положительном значении прогиба сечение вала смещено в направлении координатной оси (Oy или Oz) (рис. 5.3), а при отрицательном значении — в противоположном направлении. Если угол поворота имеет положительное значение, то сечение вала повернуто против часовой стрелки, а если отрицательное — по часовой.

Для вала, нагруженного только одной сосредоточенной нагрузкой (силой P или моментом M), прогибы и углы поворота можно определять по формулам, приведенным в табл. 5.5. В ней представлены четыре схемы нагружения вала: схемы (две первые) при приложении нагрузки между опорами и схемы при консольном нагружении вала. Для каждой схемы приведены формулы относительных значений углов поворота θ и прогибов y для различных сечений вала (на них указаны индексы при величинах θ и y), а также формулы для определения абсолютных значений углов поворота θ и прогибов y .

Табл. 5.5 можно пользоваться также для определения прогибов и углов поворота при действии на вал нескольких нагрузок. В этом случае по формулам табл. 5.5 сначала определяют прогибы и углы поворота в заданном сечении при действии на вал каждой нагрузки в отдельности, а затем проводят их алгебраическое суммирование

$$y = \sum_{i=1}^k y_i; \quad \theta = \sum_{i=1}^k \theta_i;$$

где y , θ — соответственно прогиб и угол поворота сечения при совместном действии на вал всех нагрузок; y_i , θ_i — соответственно прогиб и угол поворота сечения при действии на вал i -й нагрузки; k — число действующих на вал нагрузок.

Расчет вала на жесткость по формулам табл. 5.5 рекомендуется выполнять

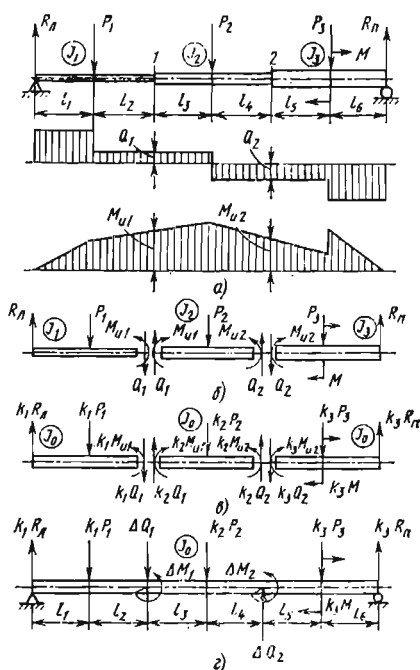


Рис. 5.4. Последовательность преобразования ступенчатого вала в эквивалентный вал постоянного сечения:

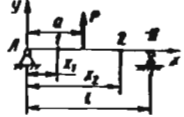
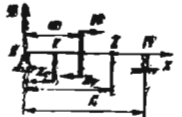
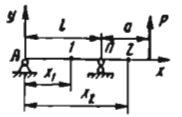
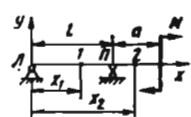
а и б — вал соответственно ступенчатый и эквивалентный; в и г — нагрузки, действующие на части разрезанных валов, соответственно ступенчатого и эквивалентного

при ручном счете, а по обобщенным уравнениям (5.1) и (5.2) — на ЭЦВМ.

Расчет на жесткость ступенчатого вала. Для определения прогибов и углов поворота сечений ступенчатого вала его преобразуют в эквивалентный вал постоянного сечения. Преобразование ступенчатого вала основано на следующем принципе: если вал постоянного сечения с моментом инерции J_1 заменить валом с моментом инерции $J_0 = kJ_1$ и изменить при этом все нагрузки и реакции в $k = J_0/J_1$ раз, то угловые и линейные перемещения всех сечений вала не изменятся.

Последовательность преобразования ступенчатого вала в эквивалентный вал постоянного сечения показана на рис. 5.4. Для заданного вала с моментами инерции J_1 , J_2 , J_3 и внешними нагрузками P_1 , P_2 , P_3 и M (рис. 5.4, а)

5.5. Формулы для определения прогибов и углов поворота вала постоянного сечения при нагрузках сосредоточенной силой P или сосредоточенным моментом M

Определяемая величина				
θ_L	$a(l-a)(2l-a)$	$l^3 - 3(l-a)^2$	$-al^2$	l^3
θ_1	$(l-a)(2al - a^2 - 3x_1^2)$	$l^3 - 3(l-a)^2 - 3x_1^2$	$a(3x_1^2 - l^2)$	$l^3 - 3x_1^2$
$\theta_P (M)$	$2a(l-a)(l-2a)$	$6a(l-a) - 2l^2$	$al(3a+2l)$	$-2l(3a+l)$
θ_2	$3a(l-x_2)^2 - a(l^2 - a^2)$	$l^3 - 3a^2 - 3(l-x_2)^2$	$2al(3x_2 - 2l) - 3l(x_2 - l)^2$	$-2l(3x_2 - 2l)$
θ_P	$-a(l^2 - a^2)$	$l^3 - 3a^2$	$2al^2$	$-2l^3$
$\bar{y}_1$	$(l-a)(2al - a^2 - x_1^2)x_1$	$(6al - 3a^2 - 2l^2)x_1 - x_1^3$	$-ax_1(l^2 - x_1^2)$	$x_1(l^2 - x_1^2)$
$\bar{y}_P (M)$	$2a^2(l-a)^2$	$-2a(l-a)(l-2a)$	$2a^2l(a+l)$	$-l(x_2 - l)(3x_2 - l)$
$\bar{y}_2$	$a(l-x_2) \times$ $\times (2lx_2 - x_2^2 - a^2)$	$(l-x_2) \times$ $\times (3a^2 - 2lx_2 + x_2^2)$	$ax_2(x_2^2 - l^2) -$ $-(a+l)(x_2 - l)^3$	$-al(3a+2l)$
θ	$\pm P\theta/6EJl$	$\pm M\theta/6EJl$	$\pm P\theta/6EJl$	$\pm M\theta/6EJl$
y	$\pm P\bar{y}/6EJl$	$\pm M\bar{y}/6EJl$	$\pm P\bar{y}/6EJl$	$\pm M\bar{y}/6EJl$

Примечание. В формулах для определения θ и y знак плюс принимается в случае, если P или M направлены в ту же сторону, что и на схеме, а знак минус — в случае противоположного направления.

находят реакции на левой R_d и правой R_n опорах и строят эпюры поперечных сил Q и изгибающих моментов M_n . В переходных сечениях вала 1 и 2 находят поперечные силы Q_1 и Q_2 и изгибающие моменты M_{n1} и M_{n2} . «Разрезают» ступенчатый вал по переходным сечениям 1 и 2 на отдельные части и прикладывают соответствующие им поперечные силы и изгибающие моменты (рис. 5.4, б). Преобразуют каждую часть вала с моментами инерции J_1, J_2, J_3 в вал с моментом инерции J_0 (обычно J_0 принимают равным моменту инерции сечения одной из частей вала). Для этого находят коэффициенты приведения $k_1 = J_0/J_1, k_2 = J_0/J_2, k_3 = J_0/J_3$, умножают все силы и моменты, приложенные к каждой части ступенчатого вала, на соответствующий этой части коэффициент приведения k и одновременно принимают, что момент инерции каждой части вала равен J_0 (рис. 5.4, в). Определяют результирующую поперечную силу ΔQ и результирующий изгибающий момент ΔM_n в местах разреза:

$$\Delta Q_1 = Q_1 (k_2 - k_1);$$

$$\Delta M_{n1} = M_{n1} (k_2 - k_1);$$

$$\Delta Q_2 = Q_2 (k_3 - k_2);$$

$$\Delta M_{n2} = M_{n2} (k_3 - k_2).$$

«Соединив» отдельные части вала друг с другом и приложив в местах соединения результирующую поперечную силу ΔQ и результирующий изгибающий момент ΔM_n , получают эквивалентный вал постоянного сечения с моментом инерции J_0 (рис. 5.4, г). Необходимо отметить, что на эквивалентный вал действуют не только заданные внешние нагрузки, измененные в k раз, но и дополнительные внешние силы ΔQ и моменты ΔM_n от внутренних силовых факторов, приложенные в местах сопряжения частей вала.

Для определения прогибов и углов поворота сечений эквивалентного вала применяют те же методы, что и для вала постоянного сечения. Найденные в результате расчета линейные и угловые перемещения сечений эквивалентного вала по величине и направлению

соответствуют перемещениям тех же сечений ступенчатого вала.

Расчетные значения перемещений вала в местах посадки зубчатых колес не должны превышать следующих величин: прогиб вала в плоскости осей валов 0,1 мм, а в перпендикулярной к ней плоскости 0,15 мм; угол поворота в каждой плоскости 0,002 рад. Суммарный угол поворота на опоре при установке в ней роликового или игольчатого подшипника не должен превышать 0,0005 рад, а при установке шарикового радиального или радиально-упорного подшипника 0,002 рад. При установке в опоре самоустанавливающегося подшипника (сферического) угол поворота сечения вала на опоре не лимитируется.

5.5. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТЬ ПРИ КРУЧЕНИИ

Валы трансмиссии автомобилей на сопротивление усталости при кручении рассчитывают в такой последовательности (табл. 5.6):

определяют параметры нагрузочного режима, необходимые для расчета;

устанавливают размеры опасных сечений вала и механические характеристики стандартных образцов из материала вала;

рассчитывают напряжение кручения в опасных сечениях вала и величину накопления усталостного повреждения за 1 км пробега автомобиля;

находят предел выносливости вала при реальном цикле напряжения и ресурс вала по сопротивлению усталости при кручении;

определяют расчетный срок службы вала.

Исходными данными для расчета вала на сопротивление усталости при кручении являются следующие параметры:

дорожные условия, в которых должна проходить эксплуатация автомобиля ($i = 1, 2, \dots, k$ — порядковый номер вида); относительные пробеги автомобиля в рассматриваемых видах дорожных условий α_i ;

расчетный крутящий момент на валу M_{p1} , Н·м (см. разд. 2);

5.0. Порядок расчета вала на сопротивление усталости при кручении

№ по пор.	Наименование и обозначение	Расчетные формулы и указания
<i>Расчет накопления усталостного повреждения вала за 1 км пробега автомобиля</i>		
1	Момент сопротивления опасного сечения вала при кручении W_K , мм ³	См. табл. 5.4
2	Номинальное напряжение кручения, МПа	$\tau_i = M_{pi} \cdot 10^3 / W_K$
3	Число циклов перемены напряжения кручения за 1 км пробега автомобиля, км ⁻¹	$N_{1i} = n_{0i} \cdot 10^3 / 2\pi r_K$
4	Показатель степени, характеризующий зависимость между напряжением кручения вала и числом циклов m	Рекомендуется принимать $m = 4$
5	Расчетная величина накопления усталостного повреждения вала за 1 км пробега автомобиля, (МПа) ^m /км	$R_{1\tau i} = \tau_i^m N_{1i} K_{пв i}$
<i>Ресурс вала по сопротивлению усталости при кручении</i>		
6	Общий коэффициент, учитывающий влияние концентрации напряжения, абсолютных размеров сечения, состояния поверхности и упрочняющей обработки вала на предел выносливости при кручении	$K_{\tau d} = \frac{K_{\tau} + K_{п\tau} - 1}{K_{\beta\tau} K_{\epsilon\tau}}$ K_{τ} см. табл. 5.8 $K_{\epsilon\tau}$ см. рис. 5.5 $K_{п\tau}$ см. табл. 5.9 $K_{\beta\tau}$ см. табл. 5.10
7	Предел выносливости стандартного образца из материала вала при кручении с симметричным циклом при вероятности неразрушения $p = 0,95$ (для нормального закона распределения)	$\tau_{-1} = \bar{\tau}_{-1} (1 - 1,65\sigma_{\tau-1})$
8	Коэффициент, характеризующий качество материала	$K_{\phi\tau} = \bar{\tau}_{-1} / \tau_T$
9	Предел выносливости вала при кручении с реальным симметричным циклом при $p = 0,95$	$\tau_{rdi} = \frac{\tau_{-1}}{2\tau_{-1}}$ $= \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau d} + K_{\phi\tau}) - (K_{\tau d} - K_{\phi\tau}) r_i}$
10	Базовое число циклов перемены напряжений при кручении вала	Рекомендуется принимать $N_{0\tau} = 6 \cdot 10^6$
11	Ресурс вала по сопротивлению усталости при кручении, (МПа) ^m	$R_{\tau \lim i} = \tau_{rdi}^m N_{0\tau}$
<i>Расчетный срок службы вала</i>		
12	Расчетный срок службы вала для отдельных видов дорожных условий, км	$L_i = a_{pi} R_{\tau \lim i} / R_{1\tau i}$
13	Расчетный срок службы вала при эксплуатации автомобиля в смешанных дорожных условиях, км	$L_{\Sigma} = 1 / \sum_{i=1}^k \alpha_i / L_i$
14	Условие достаточной выносливости вала	$L_{\Sigma} > L_0$

коэффициент приведения реального режима нагружения к расчетному $K_{пв}$; число циклов напряжения кручения за один оборот ведущего колеса автомобиля n_{01} , коэффициент асимметрии цикла r_i ; коэффициент учета нестационарности режима нагружения a_{pi} (значения $K_{пв}$, n_{01} , r_i , a_{pi} приведены в табл. 5.7);

радиус качения ведущего колеса автомобиля r_k , м; нормативный пробег автомобиля до капитального ремонта L_0 , км; размеры опасного сечения вала (наружный d_H и внутренний $d_{вн}$ диаметры вала); размеры шлицев, шпоночных пазов и других элементов сечения, мм;

материал и шероховатость поверхности, упрочняющая обработка вала; механические характеристики стандартных образцов из материала вала: предел прочности при растяжении σ_B , предел текучести при кручении τ_T , среднее значение предела выносливости при кручении $\bar{\tau}_{-1}$, коэффициент вариации предела выносливости при кручении $v_{\tau-1}$ (см. табл. 5.3).

Параметры нагрузочного режима для расчета вала на сопротивление усталости определяют на основании экспериментальных данных отдельно для каждого вида дорожных условий, в которых будет эксплуатироваться автомобиль, или расчетным путем. При-

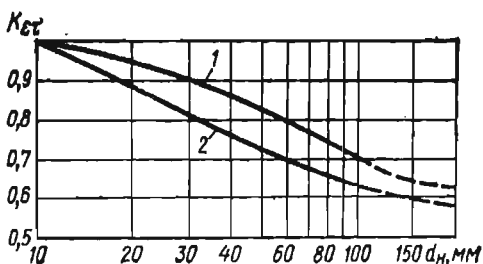


Рис. 5.5. Зависимость коэффициента влияния абсолютных размеров сечения вала на предел выносливости при кручении от наружного диаметра:

1 — углеродистая сталь; 2 — легированная сталь

веденные в табл. 5.7 значения параметров нагрузочного режима для типовых дорожных условий носят ориентировочный характер, и их следует использовать только в том случае, если отсутствуют экспериментальные или расчетные данные.

Расчет вала на сопротивление усталости на всех этапах проводят для каждого вида дорожных условий в отдельности, а затем на основе гипотезы накопления усталостных повреждений находят суммарный срок службы вала при эксплуатации автомобиля в смешанных дорожных условиях.

5.7. Ориентировочные значения параметров нагрузочного режима для расчета валов трансмиссии автомобилей на усталость при кручении

Дорожные условия				$K_{пв} \cdot 10^3$	a_p
Асфальтированные улицы городов	0,8—1,2	0,3—0,4		0,16—0,20	0,5—0,7
Асфальтированное шоссе					
в местности:					
равнинной	0,4—0,6	0,5—0,7		0,18—0,22	0,7—0,9
холмистой	0,6—0,9	0,4—0,6		0,22—0,26	0,6—0,8
горной	0,9—1,3	0,3—0,5		0,28—0,32	0,4—0,6
Бульжное шоссе:					
в удовлетворительном состоянии	1,6—2,0	0,2—0,3		0,26—0,30	0,6—0,8
разбитое	2,3—3,7	—0,3——0,4		0,36—0,42	0,3—0,5
Грунтовые и гравийные дороги:					
в равнинной местности	0,5—0,9	0,3—0,5		0,20—0,24	0,6—0,8
в холмистой местности	0,9—1,3	0,2—0,3		0,24—0,28	0,5—0,7
разбитые	1,8—2,4	—0,15——0,20		0,30—0,34	0,4—0,6
Бездорожье	2,4—3,0	—0,10——0,15		0,36—0,40	0,3—0,5

5.8. Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений при кручении K_τ

Вал	r/d	σ_B , МПа				
		400	600	800	1000	1200
С галтельными переходами 	$D/d = 2$					
	0,01	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30
	0,03	1,63	1,66	1,70	1,75	1,80
	0,05	1,50	1,53	1,56	1,59	1,62
	0,1	1,26	1,28	1,31	1,34	1,37
	0,2	1,10	1,12	1,14	1,17	1,20
	$D/d = 1,4$					
	0,01	1,80	1,87	1,94	2,02	2,10
	0,03	1,55	1,58	1,62	1,66	1,70
	0,05	1,45	1,47	1,49	1,52	1,55
	0,1	1,20	1,23	1,27	1,31	1,35
	0,2	1,10	1,12	1,14	1,17	1,20
	$D/d = 1,1$					
	0,01	1,65	1,71	1,77	1,85	1,95
	0,03	1,52	1,57	1,61	1,66	1,71
	0,05	1,42	1,44	1,47	1,51	1,54
	0,1	1,20	1,22	1,24	1,27	1,30
	0,2	1,05	1,07	1,09	1,12	1,15
Со шлицами 	Прямоугольными					
		2,10	2,36	2,55	2,70	2,80
	Эвольвентными					
		1,40	1,46	1,52	1,58	1,60

5.9. Значения коэффициента $K_{\text{ЛТ}}$, учитывающего влияние состояния поверхности на предел выносливости при кручении

Вид обработки	Класс шероховатости поверхности, ГОСТ 2789-73*	$Ra (Rz)$, мкм	Предел прочности σ_B , МПа		
			400	800	1200
Шлифование	9—10	0,32—0,08	1,00	1,00	1,00
Обточка:	6—8	2,5—0,32	1,05	1,10	1,25
тонкая	3—5	(80—10)	1,20	1,25	1,50
грубая	—	—	1,30	1,50	2,20
Необработанная поверхность	—	—	—	—	—

5.10. Значения коэффициента $K_{\text{вн}}$, учитывающего влияние упрочняющей обработки вала на предел выносливости при кручении

Вид поверхностной обработки	Вал	
	гладкий	с концентрацией напряжений
Закалка ТВЧ	1,2—1,5	1,5—2,5
Азотирование	1,10—1,15	1,3—2,0
Цементация	1,1—1,5	1,2—2,0
Обкатка роликами	1,10—1,25	1,3—1,8
Обдувка дробью	1,1—1,2	1,1—1,5

5.6. ВИДЫ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевые зубчатые соединения различаются по передаваемой нагрузке, степени подвижности сопрягаемых деталей, форме зуба и другим геометрическим параметрам.

По виду действующих силовых факторов шлицевые соединения трансмиссии автомобилей подразделяют на четыре группы:

группа М — соединения, передающие только крутящий момент (рис. 5.6);

группа ЗМ — зубчатые муфты, соединяющие вал со свободно установленным на нем зубчатым колесом (рис. 5.7);

группа МР — соединения, передающие крутящий момент и поперечную силу (рис. 5.8);

группа РР — соединение промежуточного зубчатого колеса с валом (рис. 5.9).

По степени подвижности сопрягаемых деталей принято различать следующие группы зубчатых соединений:

подвижные — соединения, имеющие значительные осевые перемещения элементов под нагрузкой (например, скользящее шлицевое соединение карданной передачи);

неподвижные — соединения, у которых сопрягаемые детали стянуты в осе-

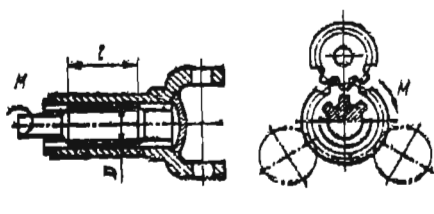


Рис. 5.6. Соединения, передающие только крутящий момент (группа М)

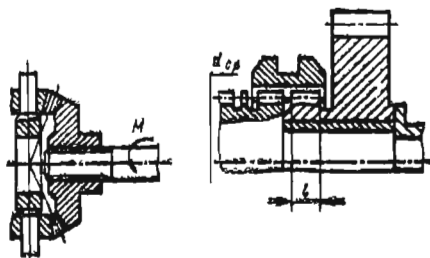


Рис. 5.7. Зубчатая муфта (группа ЗМ)

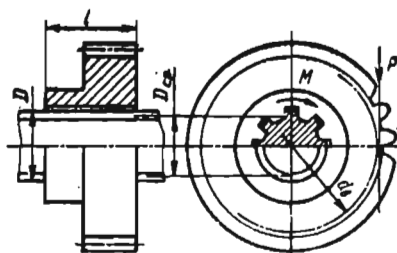


Рис. 5.8. Соединение, передающее крутящий момент и окружное усилие (группа МР)

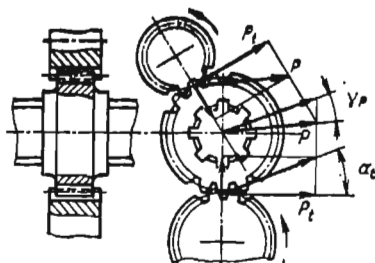


Рис. 5.9. Соединение промежуточного зубчатого колеса с валом (группа РР)

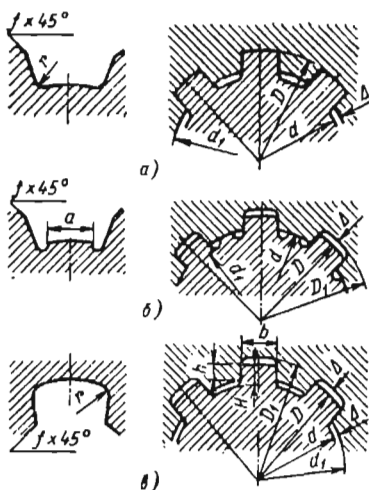


Рис. 5.10. Прямобоочные центрированные шлицевые соединения:

a — по наружному диаметру D ; *б* — по внутреннему диаметру d ; *г* — по боковым поверхностям b

вом направлении соседними деталями, создающими осевой натяг (например, соединение фланца вторичного вала с валом);

условно-неподвижные — соединения, у которых относительные осевые перемещения сопряженных элементов под нагрузкой не предусмотрены кинематикой, но возникают при работе за счет перекосов, деформаций и зазоров в соединении (скользящее зубчатое колесо — шлицевой вал, полусосевое зубчатое колесо дифференциала — полусось, венцы зубчатых муфт и др.).

По форме профиля зубьев (шлицев) различают следующие типы шлицевых соединений: прямобоочные, эвольвентные и треугольные (рис. 5.10—5.12).

Прямобоочные шлицевые соединения. Основные размеры прямобоочных шлицевых соединений установлены ГОСТ 1139—80, который предусматривает три серии соединений: легкую, среднюю и тяжелую, различающиеся между собой размерами и числом шлицев (табл. 5.11 и рис. 5.10).

Соединения легкой серии имеют наименьшую высоту шлицев, их применяют для неподвижных или слабонагруженных узлов. Средняя серия

рекомендуется для средненагруженных неподвижных или условно-неподвижных соединений. Тяжелая серия предназначена для подвижных соединений, имеющих перемещения сопряженных деталей под нагрузкой, и для всех остальных соединений, работающих в наиболее тяжелых условиях, передающих максимальный крутящий момент.

Профиль зубьев прямобоочного шлицевого соединения обычно выполняется так, чтобы толщина зубьев в поперечном сечении вала приблизительно равнялась ширине впадин по дуге окружности D или d . Соединения выполняются с четным числом шлицев z (6, 8, 10, 16, 20) и с центрированием по наружному D , внутреннему d диаметрам или по боковым поверхностям b (см. рис. 5.10).

При выборе способа центрирования сопряженных деталей основными критериями служат: режим нагрузки, конструкция детали, эксплуатационные требования, особенности технологического процесса изготовления деталей и используемое при этом оборудование.

В конструкциях, требующих точного центрирования по кинематическим или динамическим условиям, применяется центрирование по наружному или внутреннему диаметру. Если отверстие термически не обрабатывают или обрабатывают до невысокой твердости, то из технологических соображений следует применять центрирование по наружному диаметру. Тогда центрирующие поверхности допускают точную и высокопроизводительную обработку вала — круглым шлифованием, а отверстия — протягиванием.

Входящие углы впадин отверстия и вала выполняют по радиусу $r = (0,1 + 0,15) h$, где h — высота шлицев. При любом способе центрирования на углах зубьев делают фаски под углом 45° с катетом f , несколько большим r .

Нецентрирующие диаметры d_1 выполняют по классу A_8 , d — по классу χ_4 . По внутренней поверхности остается зазор Δ , определяемый разностью полей допусков по этим классам.

Если поверхность отверстия имеет высокую твердость (HRC 40 и более) то следует применять центрирование

5.11. Основные размеры прямоугольных шлицевых соединений, мм
(ГОСТ 1139—80*)

Номинальный размер $z \times d \times D$	b	d_1 , не менее	a , не менее	f	r , не более
---	-----	---------------------	-------------------	-----	-------------------

Легкая серия

6×23×26	6	22,1	3,54	0,3+0,2	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3+0,2	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3+0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4+0,2	0,3
8×32×40	7	34,5	3,46	0,4+0,2	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4+0,2	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4+0,2	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5+0,3	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5+0,3	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5+0,3	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5+0,3	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5+0,3	0,5
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5+0,3	0,5
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5+0,3	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5+0,3	0,5

Средняя серия

6×11×14	3	9,9	—	0,3+0,2	0,2
6×13×16	3,5	12,0	—	0,3+0,2	0,2
6×16×20	4	14,54	—	0,3+0,2	0,2
6×18×22	5	16,7	—	0,3+0,2	0,2
6×21×25	5	19,5	1,95	0,3+0,2	0,2
6×23×28	5	21,3	1,34	0,3+0,2	0,2
6×26×32	6	23,4	1,65	0,4+0,2	0,3
6×28×34	7	25,9	1,70	0,4+0,2	0,3
8×32×38	6	29,4	—	0,4+0,2	0,3
8×36×42	7	33,5	1,02	0,4+0,2	0,3
8×42×48	8	39,5	2,57	0,4+0,2	0,5
8×46×54	9	42,7	—	0,5+0,3	0,5
8×52×60	10	48,7	2,44	0,5+0,3	0,5
8×56×65	10	52,2	2,5	0,5+0,3	0,5
8×62×72	12	57,8	2,4	0,5+0,3	0,5
10×72×82	12	67,4	—	0,5+0,2	0,5
10×82×92	12	77,1	3,0	0,5+0,3	0,5
10×92×102	14	87,3	4,5	0,5+0,3	0,5
10×102×112	16	97,7	6,3	0,5+0,3	0,5
10×112×125	18	106,3	4,4	0,5+0,3	0,5

Продолжение табл. 5.11

Номинальный размер $z \times d \times D$	b	d_1 , не менее	a , не менее	f	r , не более
<i>Тяжелая серия</i>					
10×16×20		14,1	—	0,3+0,2	0,2
10×18×23	3	15,6	—	0,3+0,2	0,2
10×21×26	3	18,5	—	0,3+0,2	0,2
10×23×29	4	20,3	—	0,3+0,2	0,2
10×26×32	4	23,0	—	0,4+0,2	0,3
10×28×35	4	24,4	—	0,4+0,2	0,3
10×32×40	5	28,0	—	0,4+0,2	0,3
10×36×45	5	31,3	—	0,4+0,2	0,3
10×42×52	6	36,9	—	0,4+0,2	0,3
10×46×56	7	40,9	—	0,5+0,3	0,5
16×52×60	5	47,0	—	0,5+0,3	0,5
16×56×65	5	50,6	—	0,5+0,3	0,5
16×62×72	6	56,1	—	0,5+0,3	0,5
16×72×82	7	65,9	—	0,5+0,3	0,5
20×82×92	6	75,6	—	0,5+0,3	0,5
20×92×102	7	85,5	—	0,5+0,3	0,5
20×102×115	8	98,7	—	0,5+0,3	0,5
20×112×126	9	104	—	0,6+0,3	0,5

Примечание. Обозначение величин см. рис. 5.10.

по внутреннему диаметру, обрабатывая центрирующие поверхности вала и втулки шлифованием. Центрирование по внутреннему диаметру позволяет обеспечить наиболее высокую точность. Нецентрирующие диаметры D_1 выполняют по классу χ_8 , D — по классу χ_4 . По наружной поверхности соединения образуется зазор Δ , определяемый разностью полей допусков по этим классам. Недостатком центрирования по внутреннему диаметру является уменьшение опорных площадок по центрирующему диаметру и более высокая трудоемкость изготовления.

Центрирование по боковым граням зубьев применяют в тех случаях, когда точность центрирования втулки не имеет существенного значения и в то же время необходимо обеспечить достаточную прочность соединения в эксплуатации (карданное соединение). При этом способе центрирования

обычно применяют соединения с высокими зубьями. Боковые грани зубьев вала шлифуют, у основания зубьев предусматривают канавки. Втулку, как правило, выполняют из материала твердостью не более HRC 40, так как протягивание является окончательной операцией обработки отверстия.

Диаметры D_1 выполняют по классу χ_8 , D и d — по классу χ_4 , d_1 — по классу A_8 . На наружной и внутренней поверхностях соединения образуются зазоры Δ , величина которых определяется разностью полей допусков по этим классам.

Эвольвентные шлицевые соединения (рис. 5.11). Соединения с эвольвентным профилем зубьев обладают следующими преимуществами по сравнению с прямобочными.

Имеют повышенную нагрузочную способность благодаря постоянному

утолщению зубьев по мере приближения к основанию, уменьшению концентрации напряжений и вероятности возникновения трещин у основания зубьев при термообработке вследствие возможности обеспечения закруглений во впадинах вала.

Втулки с эвольвентным профилем обладают способностью самоустанавливаться на валу под нагрузкой, что улучшает равномерность распределения нагрузки между зубьями и создает лучшее прилегание боковых поверхностей зубьев втулки и вала. Благодаря этому прочность на смятие и износ эвольвентных соединений (при прочих равных условиях) выше, чем у прямобочных шлицевых соединений.

Для нарезания эвольвентных зубьев методом обкатывания с помощью червячных фрез с высокой точностью может быть применено стандартное зуборежущее оборудование, позволяющее нарезать одной фрезой валы с различным числом зубьев данного модуля и шага.

Эвольвентные шлицевые соединения рекомендуются применять для передачи значительных крутящих моментов. Особенно желательно использование эвольвентного соединения, когда требуется высокое сопротивление усталости валов, несущих большие нагрузки.

Для эвольвентного соединения принято число зубьев от 11 до 50; угол профиля исходного контура рейки 30° ; форма впадин может быть плоской или закругленной.

Эвольвентные соединения центрируются обычно по боковым поверхностям зубьев (рис. 5.11, а) и по наружному диаметру (рис. 5.11, б). Центрирование по наружному диаметру применяется в тех случаях, когда необходима повышенная точность вращения деталей, посаженных на вал.

Основные размеры эвольвентных шлицевых соединений установлены ГОСТ 6033—80* (табл. 5.12).

Треугольные шлицевые соединения (рис. 5.12) применяют главным образом для неподвижного соединения деталей, передающих относительно малые крутящие моменты, а также для соединения вала с тонкостенными втулками. Они имеют наиболее мелкие

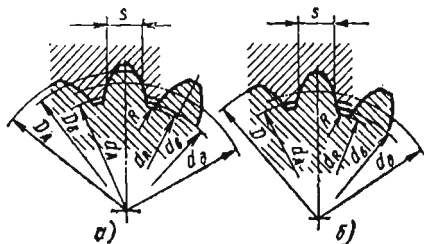


Рис. 5.11. Эвольвентные центрированные шлицевые соединения:

а — по боковым поверхностям зубьев;
б — по наружному диаметру

зубья (модуль 0,2—1,5 мм, число зубьев 15—70).

Угол профиля характеризуется углом впадин вала. Наиболее часто применяют углы впадин 60, 72, 90°. Центрирование осуществляется только по боковым поверхностям зубьев. Поверхностная твердость втулки не должна превышать HRC 40.

Треугольные зубья с галтелями большого радиуса у основания обладают несколько большей прочностью на изгиб, чем эвольвентные. Треугольные шлицевые соединения в автомобилях в основном применяются в рулевых управлениях и торсионных подвесках.

Посадки шлицевых соединений по поверхностям центрирования (наружный, внутренний диаметры, боковые поверхности зубьев) назначают по системе отверстия из числа стандартных посадок для гладких цилиндрических поверхностей.

Для подвижных и неподвижных посадок предусматривается зазор по сопрягаемым поверхностям. Величина зазора между посадочными поверхностями при высоких требованиях к точности центрирования должна быть

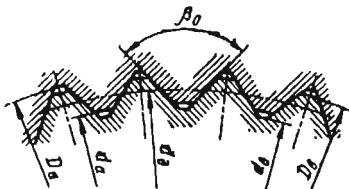


Рис. 5.12. Треугольные шлицевые соединения

5.12. Основные размеры эвольвентных шлицевых соединений (ГОСТ 6033—80*)

Номинальный диаметр D, мм	m = 1 мм		m = 1,5 мм		m = 2 мм		m = 2,5 мм		m = 3,5 мм		m = 5 мм	
	z			x	z		z		z		z	
12	11	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	12	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	14	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	16	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	18	0,5	12	0,24	—	—	—	—	—	—	—	—
22	20	0,5	14	—0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
25	24	0	16	—0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
28	26	0,5	18	—0,25	12	1	—	—	—	—	—	—
30	28	0,5	18	0,75	14	0	—	—	—	—	—	—
32	30	0,5	20	0,25	14	1	—	—	—	—	—	—
35	34	0	22	0,25	16	0,5	12	1,25	—	—	—	—
38	36	0,5	24	0,25	18	0	14	0,25	—	—	—	—
40	38	0,5	26	—0,25	18	1	14	1,25	—	—	—	—
42	—	—	26	0,75	20	0	16	0,25	—	—	—	—
45	—	—	28	0,75	22	—0,5	16	1,25	—	—	—	—
50	—	—	32	0,25	24	0	18	1,25	—	—	—	—
56	—	—	36	—0,25	26	0,5	20	1,25	14	1,25	—	—
60	—	—	38	0,75	28	1	22	1,25	16	0,25	—	—
65	—	—	—	—	32	—0,5	24	1,25	18	—0,75	—	—
70	—	—	—	—	34	0	26	1,25	18	1,75	12	2,5
75	—	—	—	—	36	0,5	28	1,25	20	0,75	14	0,5
80	—	—	—	—	38	1	30	1,25	22	—0,25	14	2,5
85	—	—	—	—	—	—	32	1,25	24	—1,25	16	0
90	34	1,25	24	1,25	16	2,5	—	—	—	—	—	—
95	36	1,25	26	0,25	18	0	—	—	—	—	—	—
100	38	1,25	28	—0,75	18	2,5	—	—	—	—	—	—
110	42	1,25	30	0,75	20	2,5	14	2,5	—	—	—	—
120	46	1,25	34	—1,25	22	2,5	16	0,5	—	—	—	—
130	50	1,25	36	0,25	24	2,5	18	—1,5	—	—	—	—
140	—	—	38	1,75	26	2,5	18	3,5	—	—	—	—
150	—	—	42	—0,25	28	2,5	20	1,5	14	0	—	—
160	—	—	44	1,25	30	2,5	22	—0,5	14	5	—	—
170	—	—	48	—0,75	32	2,5	24	—2,5	16	0	—	—
180	—	—	50	0,75	34	2,5	24	2,5	16	5	—	—
190	—	—	—	—	36	2,5	26	0,5	18	0	—	—
200	—	—	—	—	38	2,5	28	—1,5	18	5	—	—
220	—	—	—	—	42	2,5	30	1,5	20	5	—	—
240	—	—	—	—	46	2,5	34	—2,5	22	5	—	—
260	—	—	—	—	50	2,5	36	0,5	24	5	—	—
280	—	—	—	—	—	—	38	3,5	26	5	—	—
300	—	—	—	—	—	—	42	—0,5	28	5	—	—
320	—	—	—	—	—	—	—	—	30	5	—	—
340	—	—	—	—	—	—	—	—	32	5	—	—
360	—	—	—	—	—	—	—	—	34	5	—	—
380	—	—	—	—	—	—	—	—	36	5	—	—
400	—	—	—	—	—	—	—	—	38	5	—	—

наименьшей. По нецентрирующим диаметрам всегда предусматривается сравнительно большой зазор, величина которого должна быть достаточной для обеспечения сопряжения только по посадочным поверхностям.

Рекомендуемые посадки и допуски для прямобоковых соединений приведены в приложении к ГОСТ 1139—80*, для эвольвентных соединений ГОСТ 6033—80*.

5.7. РАСЧЕТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для оценки прочности и износостойкости шлицевого соединения выполняют два вида расчетов рабочих поверхностей: на смятие и на износ.

Расчет на смятие выполняют из условия передачи соединением максимального динамического крутящего момента $M_{j \text{ макс.}}$

При расчете на износ используют распределение длительно действующих нагрузок, которое может быть задано в табличном виде, графически или статистическими характеристиками. В рассматриваемой методике распределение длительнодействующих нагрузок задается статистическими характеристиками для каждой нагружающей данное соединение передачи в отдельности.

Основным видом расчета неподвижных соединений является расчет на смятие. Однако, учитывая возможность ослабления и даже исчезновения осевого натяга неподвижного соединения в процессе работы, целесообразно для него выполнять также и расчет на износ. Такой расчет имеет условный характер по сравнению с аналогичным расчетом подвижных и условно-неподвижных соединений. Для неподвижных соединений групп М расчет на износ не обязателен.

При расчете соединений на износ учитывают их состояние после некоторого периода приработки. При расчете соединений на смятие учиты-

вают твердость рабочих поверхностей зубьев (при отсутствии упрочнения и при улучшении учитывается состояние после приработки; при закалке и цементации — до приработки).

В расчетах соединений групп МР и РР с центрированием по наружному или внутреннему диаметру принято допущение, что центрирующей поверхностью воспринимается лишь небольшая часть поперечной силы, а основная ее часть воспринимается боковыми поверхностями зубьев соединения.

Расчет рабочих поверхностей на смятие. Этот расчет проводят по максимальному динамическому моменту в следующем порядке.

1. Определяют среднее давление смятия $\sigma_{см, ср}$.
2. Определяют максимальное давление смятия $\sigma_{см, max}$.
3. Находят коэффициент запаса прочности n .

Формулы и порядок расчета шлицевых соединений на смятие приведены в табл. 5.13 и 5.14.

5.13. Порядок расчета шлицевого соединения на смятие

Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
<i>Исходные данные</i>	
Максимальный динамический момент на валу рассчитываемого соединения M_{jmax} , Н·м	См. разд. 2
Наружный диаметр вала D , мм	См. рис. 5.10
Внутренний диаметр втулки (ступицы) d , мм	То же
Высота фаски на шлицах вала f_B , мм	
Высота фаски на шлицах втулки (ступицы) f_C , мм	
Число зубьев на валу соединения z	См. табл. 5.11 и 5.12
Рабочая длина соединения l , мм	Общая контактная длина для двух сопряженных шлицевых деталей
Диаметр основной окружности зубчатого колеса, мм	$d_B = d_d \cos \alpha_f$
Делительный диаметр зубчатого колеса d_d , мм	Для конического зубчатого колеса параметр определяется в среднем сечении
Угол профиля в торцовом сечении α_f , °	См. табл. 3.2
Угол между направлениями сил PP_r , °	Определяется по схеме сил, действующих на промежуточное зубчатое колесо (см. рис. 6.9)
Усилия в зубчатом зацеплении, Н: окружное P_t осевое P_x радиальное P_r	Определяются аналогично соответствующим нагрузкам в разд. 4.
Предел текучести материала зубьев меньшей твердости σ_T , МПа	См. табл. 5.15

Продолжение табл. 5.13

Наименование и обозначение	Расчетные формулы, указания
<i>Расчет давлений смятия</i>	
Средний диаметр шлицевого соединения, мм	$d_{cp} = 0,5 (D + d)$
Рабочая высота шлицев, мм	$h = 0,5 (D - d) - f_B - f_C$
Удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительного вала, мм ⁴	$S_F = 0,5 d_{cp} h z$
Среднее давление смятия, МПа	$\sigma_{см.ср} = M_{jmax} \cdot 10^3 / S_F l$
Максимальное давление смятия, МПа	$\sigma_{смmax} = \sigma_{смср} K_3 K_{пр} K_{\Pi}$
Коэффициент запаса прочности	$n = \sigma_r / \sigma_{смmax}$
	Достаточная прочность соединения обеспечивается, если $n > 1,25 \div 1,4$ (меньшее значение для незакаленных соединений, большее — для закаленных)

5.14. Поправочные коэффициенты для расчета соединений на смятие

Наименование	Группа соединений	Рисунок	Расчетная формула	Указания
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями	М	5.6	$K_3 = 1$	Для конических зубчатых колес d_B определяется в среднем сечении
	ЗМ	5.7	$K_3 \approx 1 + d_{cp}/d_B$	
	МР	5.8	$K_3 = 1 + 2d_{cp}/d_B \times$	
	РР	5.9	$K_3 = \cos 0,5\gamma_p \times 3d_{cp}z/d_B (z - 2)$	
Коэффициент продольной (по длине соединения) концентрации нагрузки	М	5.6	$K_{пр} = K_{кр}$	Для схемы нагружения по рис. 5.13, а (зубчатый венец расположен со стороны закручиваемого участка вала)
	ЗМ	5.7	То же	
	МР	5.8	$K_{пр} = K_{кр} + K_e - 1$	
	РР	5.9	$K_{пр} = K_{кр}$ при $K_{кр} > K_e$	
Коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала	М, ЗМ	5.6, 5.7,	$K_{кр} = K_e$ при $K_{кр} < K_e$	Для схемы нагружения по рис. 5.13, б (зубчатый венец расположен со стороны незакрученного участка вала)
	МР	5.8	То же	
	РР	5.9	$K_{кр} = 1$	
	М, МР	5.6, 5.8	$K_{кр} = 1 + 0,004l + 0,05l^2/D^2$	
	М, МР	5.6, 5.8	$K_{кр} \approx 1 + 2(0,004l + 0,05l^2/D^2)$	
	М, МР	5.6, 5.8	$K_{кр} \approx 1 + 2(0,004l + 0,05l^2/D^2)$	

Продолжение табл. Б.14

Наименование	Группа соединений	Рисунок	Расчетная формула	Указания
Коэффициент концентрации нагрузки в зависимости от смещения поперечного усилия от середины длины ступицы на величину e	MP	5.8	$K_e = 1 + e + 5e^2/lD$	Для соединений определяется только для групп MP и PP с прямоугольными цилиндрическими зубчатыми колесами $e = e/l$
	PP	5.7	То же	Для соединений группы MP с косозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами $e = e/l \pm 0,5 (P_x/P_r) (d_b/l)$ Знак плюс — для случаев действия моментов от сил P_r и P_x в одном направлении относительно точки оси вала, лежащей на середине длины ступицы; минус — в разных. Для соединений группы PP с косозубыми зубчатыми колесами $e = e/l \pm \pm \lg \beta \cos (0,5\gamma) d_b/l$
Коэффициент концентрации нагрузки от погрешности изготовления	M, 3M, MP, PP	5.6, 5.7, 5.8, 5.9	$K_{II} = 1,1 \div 1,2$	В период приработки при высокой точности изготовления
	То же	То же	$K_{II} = 1,3 \div 1,6$	В период приработки при низкой точности изготовления
			$K_{II} = 1$	После приработки

5.15. Свойства сталей, применяемых в шлицевых соединениях

Марка	Вид термообработки	HB	HRC	σ_T , МПа	Марка	Вид термообработки	HB	HRC	σ_T , МПа
35	Улучшение	300	30	490	40ХГР	Улучшение	300	31	840
	Закалка	500	40	670		Закалка			
45	Улучшение	250	23	500		ТВЧ	300	50	840
	Закалка	400	42	740		Улучшение	240	22	490
	Улучшение	250	24	430	20Х	Цементация	290	60	790
50Г	Закалка	400	42	790	12ХН3А	Улучшение	280	28	580
	Улучшение	250	23	690		Цементация	330	50	790
40Х	Закалка	400	43	1130	18ХН3А	Улучшение	380	40	840
	ТВЧ	300	50	740		Цементация	400	62	1030
	Улучшение	250	24	590	12Х2Н4А	»	330	60	840
40ХН	Закалка	400	48	1280	20Х2Н4А	»	350	62	1050
	ТВЧ	320	50	790	25ХГНТ	»	330	62	1230
					30ХГТ	»	330	60	890
					18ХГТ	»	330	60	930

Примечание. Твердость HB указана для сердцевинного образца, а HRC для поверхности.

5.16. Расчет шлицевых соединений

Наименование и обозначение	Расчетные формулы и указания
<i>Расчет долговечности шлицевого соединения по износу</i>	
Средний диаметр шлицевого соединения, мм	$d_{cp} = 0,5 (D + d)$
Удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно вала, мм ⁴	$S_F = 0,5 d_{cp} h z$
Рабочая высота шлицев, мм	$h = 0,5 (D - d) - f_B - f_C$
Номинальное давление смятия на i -й передаче, нагружающее данное соединение, МПа	$\sigma_{ni} = (M_i / S_F l) \cdot 10^3$
Расчетное давление смятия, нагружающее данное соединение на i -й передаче	$\sigma_{из,i} = \sigma_{ni} K'_3 K_{пр}$ K'_3 и $K_{пр}$ см. табл. 5.17, 5.14
Число циклов перемены давления на боковой поверхности шлица соединения за один оборот вала	Для соединений групп М, ЗМ и МР (рис. 5.6, 5.8) следует принимать $a_i = 1$. Для соединений группы РР (рис. 5.9) $a_i = 2$
Число оборотов ведущего колеса, совершаемое за 1 км пробега	$n_S = 1000 / (2\pi r_{к0})$
Число циклов перемены давления на боковой поверхности шлица соединения на i -й передаче, приходящееся на 1 км пробега	$N_{li} = a_i n_S i_{(в-к)} i^y_i$
Ресурс износостойкости соединения в условных единицах, обеспечивающий 1 км пробега автомобиля	$R_{ni} = \sum \sigma_{из,i} N_{li} K_{пи} i$ Суммируются только данные тех режимов (передач), на которых $\sigma_{из} > [\sigma]_{\phiи}$ $K_{пи}$ см. табл. 5.17
Допускаемое условное давление при базовом числе циклов и постоянном режиме работы, МПа	Рекомендуемые значения $[\sigma]_y$ в зависимости от термообработки и твердости рабочих поверхностей соединения приведены в примечании
Предельное давление смятия по условию износостойкости при базовом числе циклов и постоянном режиме работы $\sigma_{нlim}$, МПа	$\sigma_{нlim} = [\sigma]_y / (K_C K_{ос})$ K_C и $K_{ос}$ см. табл. 5.17
Общий ресурс износостойкости в условных единицах $R_{нlim}$	$R_{нlim} = \sigma_{нlim}^m N_0$
Ожидаемый пробег автомобиля до достижения соединением предельного состояния по износу $L_{нi}$, км	$L_{нi} = R_{нlim} / R_{ni}$
Условие достаточной износостойкости шлицевого соединения	$L_{нi} > L_0$
<i>Оценка износостойкости шлицевого соединения по допускаемому давлению на износ</i>	
Суммарное эквивалентное число циклов перемены расчетного наибольшего давления	$N_{\Sigma} = R_{ni} L_0 / \sigma_{ni}$ σ_{ni} — наибольшее значение из числа $\sigma_{ниi}$
Допускаемое давление смятия по расчету соединения на износ, МПа	$[\sigma]_{из} = \sigma_{нlim} / K_{\phiи}$ см. табл. 5.17
Условие достаточной износостойкости шлицевого соединения	$\sigma_{из,иб} \leq [\sigma]_{из}$

Примечание. Рекомендуемые значения допускаемых наибольших давлений при числе циклов $N_0 = 10^6$ с постоянным режимом работы

	Термообработка	Улучшение	Закалка	Цементация и закалка или азотирование
HRC (HВ)	20 (218)	28 (270)	40 45 52	60
$[\sigma]_y$, МПа	95	110	135 170 185	205

При работе с частым реверсированием рекомендуется снижать значения $[\sigma]_y$ на 20—25 %.

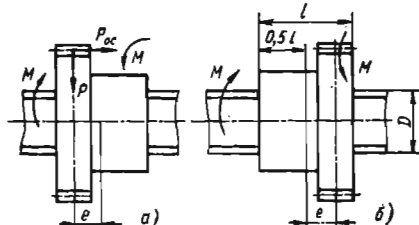
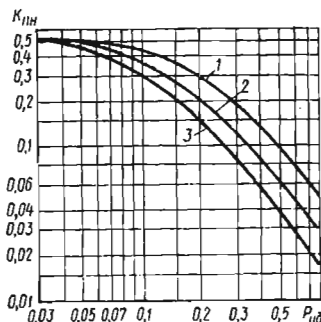


Рис. 5.13. Схема нагружения шлицевого соединения вал — шестерня

Рис. 5.14. График для определения коэффициентов приведения $K_{пн}$ в зависимости от $P_{уд}$:

1 — дорожные самосвалы, автомобили повышенной проходимости; 2 — грузовые автомобили, автобусы; 3 — легкие автомобили

5.17. Коэффициенты, используемые при расчете износа

Наименование	Расчетная формула	Указания
Коэффициент приведения режима реальных давлений на рабочих поверхностях соединения к режиму давления при расчетном крутящем моменте M_i на данной передаче	$K_{пн} l$	См. рис. 5.14. При использовании графика предварительно следует определить удельные силы тяги на тех передачах, на которых нагружается рассматриваемое соединение
Коэффициент, учитывающий условия смазки соединения	$K_c = 0,7$ $K_c = 1$ $K_c = 1,4$ $K_c = 2$	При наличии обильной смазки без загрязнения При средней смазке и для неподвижных соединений При бедной смазке с загрязнением Без смазки (соединение ведущего вала коробки передач со ступицей ведомого диска сцепления)
Коэффициент, учитывающий условия осевого закрепления ступицы на валу и ее перемещения под нагрузкой	$K_{о.с} = 1$ $K_{о.с} = 1,25$ $K_{о.с} = 3$	При жестком закреплении При закреплении, допускающем небольшие осевые перемещения (соединение ЗМ рис. 5.7) При осевых перемещениях под нагрузкой
Коэффициент числа циклов	$K_{ц} = \sqrt{N_{E\Sigma}/N_0}$	
Коэффициент, учитывающий влияние неравномерности нагружения зубьев и скольжения рабочих поверхностей при вращении вала	$K'_3 = 1$ $K'_3 = 1 + (3\psi_\alpha^2 - 0,2)$ $K'_3 = 1 + (5\psi_\alpha^2 - 0,4)$ $K'_3 = 3 \cos(0,5\gamma_p) \psi_\alpha z / (z - 2)$	Для соединений группы М (рис. 5.6) Для соединений группы ЗМ (рис. 5.7) Для соединений группы МР (рис. 5.8) Для соединений группы РР (рис. 5.9)

Расчет рабочих поверхностей на износ. При этом виде расчета определяют или срок службы соединения в километрах пробега автомобиля $L_{и}$, или допускаемое давление смятия по износу $[\sigma]_{из}$.

При оценке по сроку службы определяют пробег автомобиля $L_{и} = R_{и\text{lim}}/R_{и}$, обеспечиваемый износостойкостью соединения. При оценке по допускаемому давлению $[\sigma]_{из}$ сначала определяют суммарное эквивалентное число циклов перемены расчетного давления $N_{БЭ}$ и коэффициент числа циклов $K_{ц}$, а затем находят допускаемое давление смятия по износу $[\sigma]_{из} = \sigma_{и\text{lim}}/K_{ц}$.

Износостойкость соединения обеспечивается, если $L_{и} \gg L_0$ — при оценке по сроку службы или $\sigma_{из\text{нб}} \leq [\sigma]_{из}$ — при оценке по допускаемому давлению.

Исходными данными для расчета шлицевого соединения на износ являются следующие параметры: планируемый пробег автомобиля до за-

мены узла, включающего рассчитываемое соединение, L_0 (км) и расчетный радиус ведущих колес автомобиля, расчетный крутящий момент соединения на i -й передаче M_i (Н·м); относительный пробег автомобиля на i -й передаче γ_i ; наружный диаметр вала D (мм); внутренний диаметр втулки d (мм); высоты фасок на зубьях вала f_v и на зубьях втулки f_c (мм); число зубьев на валу z ; рабочая длина соединения l_1 ; передаточное число от вала рассматриваемого соединения до ведущих колес автомобиля на данной передаче $u_{в.к.i}$; наибольшее давление, допускаемое из условий длительной работы соединения без износа. Кроме этого, задается условное базовое число циклов нагружения $N_0 = 10^8$ и показатель степени износа от давления m (можно принимать $m = 3$).

Формулы и порядок расчета шлицевых соединений приведены в табл. 5.16 и 5.17.

6

Сцепления механических трансмиссий

6.1. КОНСТРУКЦИИ

Сцепление — это механизм трансмиссии, передающий крутящий момент двигателя и позволяющий кратковременно отсоединить двигатель от трансмиссии и вновь их плавно соединить.

Конструкция сцепления должна обеспечивать ряд специфических требований: полное (чистое) включение и выключение; плавность включения; минимальный момент инерции ведомой части сцепления; уравновешенность осевых усилий во включенном и выключенном сцеплении; нормальный

тепловой режим работы; постоянство момента трения сцепления; гашение высокочастотных колебаний, вызываемых работой двигателя; легкость и удобство управления.

Для нормального трогания автомобиля с места и переключения передач сцепление должно обеспечивать необходимую плавность включения, которая достигается применением упругих элементов в механизме и приводе сцепления, а при наличии усилителя — соответствующим выбором его характеристик. Для снижения динамических нагрузок в трансмиссии при

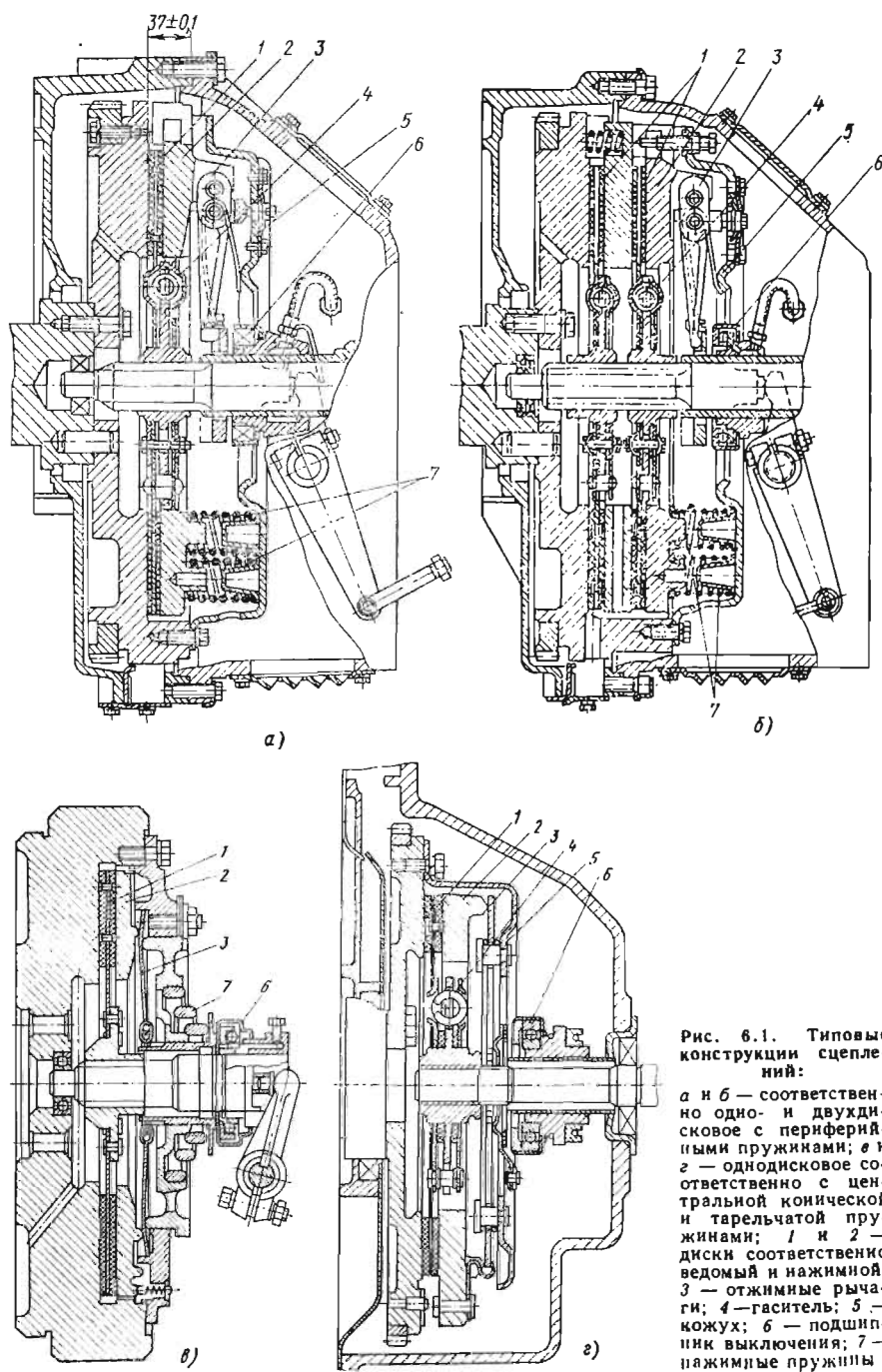


Рис. 6.1. Типовые конструкции сцеплений:

а и б — соответственно одно- и двухдисковое с периферийными пружинами; в и г — однодисковое соответственно с центральной конической и тарельчатой пружинами; 1 и 2 — диски соответственно ведомый и нажимной; 3 — отжимные рычаги; 4 — гаситель; 5 — кожух; 6 — подшипник выключения; 7 — нажимные пружины

трогании с места и переключении передач стремятся обеспечить минимальный момент инерции ведомой части сцепления, постоянно связанной с первичным валом коробки передач. Выход из строя сцепления в большой степени обусловлен его тепловой напряженностью. Для отвода и рассеивания теплоты применяют массивные ведущие диски, вентиляционные отверстия, оребрение поверхностей и выполняют другие конструктивные мероприятия.

Угловая скорость коленчатого вала двигателя даже в установившемся режиме его работы не остается постоянной, а изменяется в течение одного цикла. В результате возникают высокочастотные колебания со стороны двигателя, которые могут приводить к шуму и вибрациям в трансмиссии. Для их гашения в ведомых дисках устанавливают гасители, характеристики которых выбирают исходя из динамического расчета трансмиссии как колебательной системы.

На автомобилях в большинстве случаев применяют сухие дисковые постоянно замкнутые сцепления с пружинным нажимным устройством и гасителем крутильных колебаний, расположенным в ведомом диске. Эти сцепления подразделяются по ряду признаков.

По способу действия — на неавтоматические и автоматические. В настоящее время обычно применяют неавтоматические сцепления. Автоматические сцепления установлены на некоторых моделях легковых автомобилей (ЗАЗ-968Р, Citroën, Volkswagen и др.). При этом автоматическим может быть или само сцепление (центробежное) исходя из принципа его работы, или система управления, обеспечивающая работу неавтоматического сцепления (обычно фрикционного или электромагнитного) по требуемому алгоритму без вмешательства водителя.

По числу дисков — на одно- и двухдисковые. Однодисковые сцепления используют на легковых и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Двухдисковые сцепления устанавливают на автомобилях средней и большой грузоподъемности.

По расположению нажимных пружин — на периферийные и централь-

ные. По периферии устанавливают ряд цилиндрических пружин, а центрально — одну коническую, цилиндрическую или тарельчатую. Последние получили распространение в сцеплениях легковых автомобилей, остальные типы применяют в сцеплениях грузовых автомобилей и автобусов.

По типу привода — на механические и гидравлические, которые в свою очередь могут иметь следящий гидравлический, пневматический или вакуумный усилитель.

Типовые конструкции сцеплений показаны на рис. 6.1.

6.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Основными параметрами являются: наружный D и внутренний d диаметры фрикционных накладок ведомых дисков; коэффициент запаса сцепления β ; нажимное усилие пружин P_n ; расчетный коэффициент трения μ ; число z_n и жесткость c_n нажимных пружин; давление q на фрикционные накладки; число ведомых дисков z_d .

Указанные параметры должны соответствовать требованиям ГОСТ 12238—76* на основные параметры сухих фрикционных сцеплений и ГОСТ 1786—80 на асбестовые фрикционные накладки. Эти стандарты полностью соответствуют рекомендациям СЭВ РС 368—65, РС 369—65 и РС 5278—75. В ГОСТ 12238—76 указаны наружные диаметры ведомых дисков сцеплений, частоты вращения и крутящие моменты двигателей, в ГОСТ 1786—80 — типы, основные параметры, размеры, технические требования, методы испытаний асбестовых фрикционных накладок.

Предельные отклонения размеров накладок составляют: по наружному диаметру -1 мм, по внутреннему диаметру $+1$ мм, по толщине δ — $\pm 0,1$ мм. Неплоскостность для наружного диаметра при равномерно приложенном номинальном давлении 10 кПа должна составлять не более 0,3 мм при $D \leq 200$ мм и 0,6 мм при $D > 200$ мм.

В табл. 6.1—6.3 в качестве справочного материала приведены некоторые

сведения по фрикционным накладкам и сцеплениям автомобилей, соответствующие указанным выше стандартам. В табл. 6.4 помещены данные по основным параметрам и размерам сцеплений отечественных автомобилей, а также по сцеплениям ЯМЗ для двигателей мощностью 130—180 кВт.

Коэффициент запаса сцепления β — это отношение статического момента трения M_c к максимальному моменту двигателя

$$\beta = M_c / M_{e \max}$$

Значение β выбирают с учетом неизбежного изменения (уменьшения) коэффициента трения μ накладок в процессе эксплуатации, усадки нажимных пружин, наличия регулировки нажимного усилия, числа ведомых дисков. Уменьшение β составляет: вследствие усадки пружин 8—10 %; вследствие износа накладок 15 %, суммарное уменьшение β равно 23—25 %. Ниже приведены средние значения β для автомобилей:

Легковых	1,2—1,75
Грузовых	1,5—2,2
Повышенной ходимости	1,8—3,0

Нажимное усилие

$$P_H = \frac{M_c}{r_m \mu z_f} = \frac{M_{e \max} \beta}{r_m \mu z_f}; \quad (6.1)$$

где r_m — средний радиус трения, $r_m = (D^3 - d^3)/(D^2 - d^2)/3 \approx (D + d)/4$; z_f — число поверхностей трения ($z_f = 2$ для однодискового и $z_f = 4$ для двухдискового сцепления).

Значения параметров, входящих в формулу (6.1), должны быть согласованы с данными табл. 6.1 и 6.2.

Коэффициент трения μ зависит от ряда факторов: параметров фрикционных материалов, состояния и относительной скорости скольжения поверхностей трения, давления, температуры и составляет 0,22—0,30.

Давление на фрикционные накладки

$$q = P_H / S_H = 4P_H / [\pi (D^2 - d^2)], \quad (6.2)$$

6.1. Основные параметры сцеплений (ГОСТ 12238—76*)

Размеры накладок, мм			Момент двигателя, Н·м, не более	Частота вращения, об/мин, не более
D	d	δ		
180	100, 120, 125	2,5; 3,0; 3,5;	88	8000
200	120, 130, 140	4,0; 4,5	142	8000
215	140, 150, 160		186	8000
240	160, 180		235	7000
250	155, 180		201	5000
280	165, 180, 200		255	4500
300	165, 175, 200	3,5; 4,0; 4,5; 6,0	353	4500
325	185, 200, 220,		372	4500
325	230			
340	185, 195, 210	4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0	402 (465) *	4000
350	195, 200, 210		441 (800)	4000
350	240, 290			
380	200, 220, 230		490 (930)	3500
400	220, 240, 280		685 (1080)	3000
420	220, 240, 280	4,0; 4,5; 5,0; 6,0	1080 (1420)	3000

* В скобках приведены данные для двухдискового сцепления.

6.2. Основные параметры и размеры фрикционных накладок
(ГОСТ 1786—80)

Размеры накладок, мм			Давление q , МПа	Тип и шифр материала	Материал контртела	Температура, °С, не более	
D	d	δ				длительная	кратковременная
180	124	4,0	0,14—0,25	3—11	СЧ 15	200	300
180	124	4,0	0,14—0,25	3—12	СЧ 15	200	350
190	130	3,5	0,14—0,25	3—12	СЧ 20	200	350
190	130	3,5	0,14—0,25	5—62	СЧ 20	200	300
200	142	3,3	0,14—0,25	5—62	СЧ 20	200	300
225	150	3,5	0,14—0,25	3—11	СЧ 18; СЧ 25	200	300
254	150	3,5	0,15	3—11	СЧ 25	200	300
280	164	3,5	0,14—0,25	3—11	СЧ 25	200	300
300	164	4,0	0,14—0,25	1—22	СЧ 25	200	350
300	164	4,0	0,14—0,25	3—11	СЧ 25	200	300
342	186	4,0	0,14—0,25	1—17	СЧ 25	200	350
340	186	4,0	0,14—0,25	1—17	СЧ 25	200	350
350	200	4,5	0,14—0,30	1—82	СЧ 25	200	350
350	200	4,7	0,14—0,30	1—82	СЧ 25	200	350
400	220	4,0	0,14—0,30	1—22	СЧ 20	200	350

Примечания: 1) типы накладок: 1 — формованные; 3 — тканые; 5 — спирально-навитые; 2) показатели материала накладок приведены в табл. 6.3.

6.3. Показатели материала накладок автомобильных сцеплений
(ГОСТ 1786—80)

Наименование показателей	Шифр материала			
	17	22	82	86
Плотность, г/см ³	2,05	2,06	2,10	2,00
Предел прочности, МПа:				
при срезе	46,1	39,1	62,5	37,9
при изгибе	50,7	51,1	68,1	66,1
Ударная вязкость, Дж/м ²	10,8	6,3	5,0	3,0
Твердость по Бринеллю $HВ$	170—330	170—330	200—360	190—350
Коэффициент трения по чугуну СЧ 15	0,32—0,50	0,28—0,48	0,32—0,48	0,38—0,55
Линейный износ по чугуну СЧ 15, не более	0,08	0,08	0,10	0,08

Наименование показателей	Шифр материала		
	11	12	62
Плотность, г/см ³	1,98	2,13	1,81
Предел прочности, МПа:			
при срезе	90,3	81,0	121,7
при изгибе	64,2	63,5	99,1
Ударная вязкость, Дж/м ²	16,9	15,3	36,9
Твердость по Бринеллю $HВ$	250—470	200—400	100—270
Коэффициент трения по чугуну СЧ 15	0,34—0,48	0,40—0,47	0,48—0,62
Линейный износ по чугуну СЧ 15, не более	0,16	0,16	0,16

6.4. Основные параметры сцеплений отечественных автомобилей

Параметры	МеМЗ-968	АЗЛК-412	ВАЗ-2101	ВАЗ-2103	ВАЗ-2121	ГАЗ-24	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	ЯМЗ		
									14	236К	238
Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м	74,5	111,8	87,3	105,9	121,6	186,3	284,4	402,1	637,4	666,9	882,6
Число ведомых дисков	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2
Фрикционные накладки, мм:											
наружный диаметр	190	204	200	200	200	225	300	342	350	400	400
внутренний диаметр	130	146	142	142	130	150	164	186	200	220	220
толщина	3,5	3,3	3,3	3,3	3,3	3,5	4,0	4,0	4,5	4,0	4,0
Площадь трения фрикционной накладки без учета отверстий под заклепки, см ²	151	159	156	156	181	221	496	647	648	876	876
Разница в толщине ведомого диска в выключенном и включенном сцеплении, мм	0,45	—	0,8—1,0	0,6—0,8	0,7—0,95	1,0	1,5		Нет	Нет	Нет
Средний радиус трения, мм	81	88	86	86	84	95	119	136	141	159	159
Нажимные пружины:											
число	6	1	1	1	1	9×2	12	16	12	14×2	12×2
усилие в выключенном сцеплении, кН	4,07	—	—	—	5,50	5,50	8,39	12,00	13,30	11,84	13,78
усилие во включенном сцеплении, кН	3,72	—	—	—		5,14	7,54	10,90	11,18	11,06	12,90
радиус установки, мм	80	194 *	195 *	187,5 *	187,5 *	89	108	126	125	168 и 128	168 и 128
Параметры нажимной пружины:											
жесткость, Н/мм	40,2	Переменная				5,7 и 10,1	28,5	38,1	21,2	14,4	14,4
диаметр проволоки, мм	4,0	2,29 **	2,2 **	2,2 **	2,32 **	3,0	4,2	4,5	5,5	4,5	4,5
средний диаметр, мм	25	—	—	—	—	28,5 и 21,5	24,8	25,5	38,5	31,5	31,5

Продолжение табл. 6.4

Параметры	MeM3-968	АЗЛК-412	ВАЗ-2101	ВАЗ-2103	ВАЗ-2121	ГАЗ-24	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	ЯМЗ		
									14	36К	238
длина в свободном состоянии, мм	44	—	—	—	—	84 и 70	62—65	63	102	88	88
длина в рабочем состоянии, мм	28,5	—	—	—	—	39	41,5	45	58	56	56
усилие в рабочем состоянии, Н	623	3340 ***	3494 ***	3089 ***	3620 ***	257 и 314	628	682	931	461	461
число рабочих витков	4,0	—	—	—	—	7 и 9,5	7	8,5	7,5	9	9
Давление на фрикционные накладки, МПа	0,235	0,210	0,224	0,198	0,200	0,233	0,153	0,165	0,167	0,140	0,115
Расчетный коэффициент трения	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,22	0,25	0,25
Коэффициент запаса сцепления	2,08	1,57	2,05	1,62	1,44	1,55	1,81	2,15	2,0	2,35	2,14
Допустимая частота вращения, об/мин	4400	5800	7000	7000	7000	4500	3200	3200	2600	2100	2100
Максимальный диаметр кожуха сцепления, мм	245	270	263	263	263	279	352	400	410	464	460
Число отжимных рычагов	3	18 ****	18 ****	18 ****	18 ****	3	3	4	4	4	4
Передаточные числа:											
рычагов	4,5	3,5	3,5	2,43	2,43	3,79	4,68	5,33	4,85	4,7—5,4	4,7—5,4
вилки	1,69	1,8	2,5	2,45	2,45	1,44	1,68	2,12	1,67	1,86	1,86
Ход муфты выключения, мм:											
холостой	2—3	4,5—5,5	2	2	2	2,5	4	3—4	3,6	3,6	3,6
рабочий	10	7,1	8	8—9	8—9	10	11,7	9,6	16	15	15
Масса сцепления (без маховика, картера и механизма привода), кг	4,1	6,1	4,33	5,52	5,55	14,0	20,0	20,5		63,8	64,2

* Диаметр приложения нагрузки диафрагменной пружины.

** Толщина диафрагменной пружины.

*** Рабочее усилие на нажимном диске.

**** Число лепестков диафрагменной пружины.

где S_n — площадь поверхности одной стороны фрикционной накладки.

Принимают $q = 0,14 \div 0,30$ МПа (см. табл. 6.2). Для большегрузных автомобилей рекомендуется $q \leq 0,2$ МПа.

С учетом формул (6.1) и (6.2) число пар трения

$$z_f = (16M_{e \max} \beta) / [\pi \mu q (D - d) (D + d)^2].$$

Ход нажимного диска l_n должен обеспечивать полное выключение сцепления. Зазор между поверхностями трения принимают для однодисковых сцеплений 0,75—1,0 мм и для двухдисковых 0,6—0,7 мм. Таким образом, у однодисковых $l_n = 1,5 \div 2$ мм, у двухдисковых $l_n = 2,4 \div 2,8$ мм.

6.3. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАГРУЖЕННОСТИ

К показателям нагруженности относят удельную работу буксования a_b и нагрев ведущего диска Δt при трогании автомобиля с места

$$a_b = W_6 / S_f = \\ = 4W_6 / [\pi z_f (D^2 - d^2)].$$

Работа буксования W_6 определяется из зависимости

$$W_6 = \int_0^{\tau} M_c(t) (\omega_d - \omega_a) dt, \quad (6.3)$$

где ω_d и ω_a — угловые скорости соответственно ведущих и ведомых дисков; $M_c(t)$ — момент трения сцепления, изменяющийся во времени от нуля до максимального значения при включении сцепления.

Для практических расчетов W_6 может быть использована следующая формула:

$$W_6 = 0,5 J_a \omega_e^2 M_{e \max} / (M_{e \max} - M_\psi), \quad (6.4)$$

где J_a — момент инерции приведенного к коленчатому валу двигателя маховика, заменяющего поступательно движущуюся массу автомобиля; ω_e — угловая скорость коленчатого

вала двигателя ($\omega_e = \omega_M / 3 + 50\pi$ или $\omega_e = 0,75\omega_N$ — для автомобилей соответственно с карбюраторным двигателем или дизелем); ω_M и ω_N — угловые скорости коленчатого вала, соответствующие максимальным значениям момента и мощности двигателя; $M_{e \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя; M_ψ — момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя.

Расчет по формуле (6.4) ведут для первой передачи при $\psi = 0,02$ и 0,16 и для второй передачи при $\psi = 0,02$. Предельные значения a_b (Дж/см²) 20 на первой передаче при $\psi = 0,02$; 40 на второй передаче при $\psi = 0,02$; 65 на первой передаче при $\psi = 0,16$.

Значения W_6 и a_b , рассчитанные по формуле (6.4), для ряда легковых и грузовых автомобилей приведены в табл. 6.5.

Следует иметь в виду, что формула (6.4) выведена в предположении, что скорость ω_d и моменты M_c и M_ψ в процессе буксования сцепления остаются постоянными, а трансмиссия является жесткой системой. Такая идеализация процесса включения сцепления позволяет проводить лишь сравнительные расчеты. Для получения более точных результатов следует учитывать упругие свойства трансмиссии как колебательной системы и изменение переменных, входящих в формулу (6.3) в реальных условиях эксплуатации. Такой расчет целесообразно проводить на ЭВМ.

Расчет ведущего диска на нагрев заключается в определении повышения средней температуры ведущего диска Δt . Принимают, что теплопередача в окружающую среду отсутствует и вся работа буксования идет на нагрев деталей

$$\Delta t = \gamma W_6 / (m_n c),$$

где $\gamma = 0,5$ для однодискового сцепления, $\gamma = 0,25$ для нажимного и $\gamma = 0,5$ для промежуточного дисков двухдискового сцепления; m_n — масса диска, кг; c — удельная массовая теплоемкость чугуна (стали) ($c = 481,5$ Дж/(кг·°C)).

6.5. Значения абсолютной (W , кДж) и удельной (a , Дж/см²) работы буксования сцеплений автомобилей при трогании на первой и второй передачах для различных дорожных сопротивлений

Автомобиль	$\psi = 0,02$				$\psi = 0,16$	
	W_I	a_I	W_{II}	a_{II}	W_I	a_I
ЗАЗ-968М	15,5	51,3	52,3	173,2	26,6	88,1
ВАЗ-2101	16,8	53,8	46,4	148,7	28,8	92,3
«Москвич-2140»	23,5	73,7	71,8	225,1	40,6	127,3
ГАЗ-24	27,0	61,1	66,4	150,2	39,8	90,0
ГАЗ-53А	22,0	22,2	113,3	114,2	36,5	36,8
	34,9	35,8	174,6	176,0	95,3	96,1
ЗИЛ-130-76	33,2	26,0	104,2	81,5	51,6	40,4
	55,5	43,4	200,8	157,1	238,3	186,5
КамАЗ-53212	44,5	18,2	67,9	27,8	82,9	34,0
	82,5	33,8	127,5	52,3	582,0	238,5
КамАЗ-5410	43,9	18,0	67,1	27,5	97,1	39,8
КамАЗ-5511	31,4	12,9	47,7	19,6	51,6	21,1
МАЗ-500А-8926	36,3	10,7	125,8	37,1	65,2	19,2
	69,2	20,4	252,3	74,4	447,9	132,0
МАЗ-53352-886	13,7	4,04	51,2	15,1	17,3	5,1
	26,3	7,75	101,2	29,8	44,3	13,1
МАЗ-5336-8378	26,3	7,26	52,4	14,5	35,2	9,7
	62,0	17,1	125,9	34,8	151,7	41,9
МАЗ-5431-ТМЗ-803	45,0	13,3	91,0	26,8	92,4	27,2
МАЗ-64221-9396	47,7	13,2	97,0	26,8	88,4	24,4
Scania LB 111 (20000/38000)	21,3	10,6	38,7	19,3	27,4	13,6
	41,6	20,7	76,5	38,1	73,9	36,8
Scania LBT 111BB (24000/38000)	13,6	4,82	24,6	8,7	16,5	5,85
	26,4	9,4	48,3	17,1	40,3	14,3
Scania LT 146S 42 (24000/36000)	13,4	4,75	24,3	8,6	16,0	5,7
	20,4	7,23	37,1	13,2	26,8	9,5
Bedford TM 1500 (15000/19125)	39,5	26,0	139,2	91,8	80,9	53,3
	51,4	33,9	184,7	121,8	154,0	101,5
Bedford TM 1700 (11680/28125)	21,7	7,9	37,4	13,7	28,1	10,3
	54,8	20,1	95,7	35,0	128,0	46,8
Bedford TM 1900 (22000/40000)	43,9	16,1	74,9	27,4	66,9	24,5
	83,1	30,4	143,8	52,6	239,1	87,5
Bedford TM 2600 (27500)	144,2	95,1	571,5	376,7	—	—
Bedford TM 3000 (24000/30000)	26,7	9,8	45,6	16,7	41,9	15,3
	33,8	12,4	58,0	21,2	62,7	23,0
ОМ 220.35 (24000/44000)	64,4	32,0	127,6	63,5	103,5	51,5
	123,7	61,5	249,9	124,3	444,9	221,3

Примечания: 1. В числителе приведены значения параметров для автомобиля без прицепа, в знаменателе — для автопоезда.

2. В графе «Автомобиль» в скобках приведена полная масса автомобилей иностранных фирм: в числителе — для автомобиля без прицепа, в знаменателе — для автопоезда.

Допустимое повышение температуры за одно включение принимают равным 10°C для автомобилей без прицепа и 20°C для автопоезда.

6.4. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ

В сцеплениях применяются цилиндрические, конические и тарельчатые нажимные пружины. Их характеристики приведены на рис. 6.2. Цилиндрические пружины имеют линейную характеристику во всем рабочем диапазоне. Коническая пружина до посадки витков также имеет линейную характеристику, затем по мере выключения витков из работы жесткость пружины увеличивается. Это является ее недостатком, так как приводит к увеличению усилия при выключении сцепления и значительному снижению нажимного усилия при износе фрикционных накладок. Наиболее благоприятной характеристикой обладает тарельчатая пружина, усилие которой в рабочем диапазоне изменяется незначительно при выключении сцепления и износе фрикционных накладок.

Расчет пружин заключается в определении их размеров (l_n , D и d) обеспечивающих требуемое нажимное усилие и прочность.

Нажимное усилие одной витой пружины.

$$P_n = (P_n + P_o)/z_n,$$

где P_o — суммарное усилие оттяжных и отжимных пружин сцепления, $P_o = (0,05 - 0,08) P_n$; z_n — число нажимных пружин.

Формулы для расчета цилиндрических и конических винтовых пружин приведены в табл. 6.6. Выбранные цилиндрические пружины должны удовлетворять требованиям ГОСТ 16118-70.

Максимальное напряжение кручения $\tau_{\max}$ возникает при полном выключении сцепления. При этом $P_{n \max} = P_n + c_n l_n$.

Жесткость пружины c_n по возможности принимают минимальной, чтобы износ накладок меньше сказывался на изменении момента трения сцепления. Ее можно определить из условия

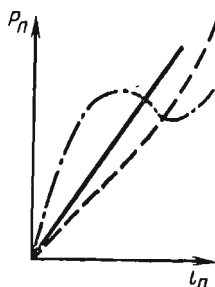


Рис. 6.2. Характеристики нажимных пружин:

сплошная линия — цилиндрической, штриховая линия — конической, штрих-пунктирная линия — тарельчатой

обеспечения минимального коэффициента запаса сцепления $\beta_{\min}$

$$c_n = P_n (1 - \beta_{\min}/\beta) / l_n.$$

где l_n — величина износа накладок ($l_n = 0,5\delta$ — для приклепываемых и $l_n = 1,0\delta$ — для приклеиваемых накладок).

Значения c_n приведены в табл. 6.4.

При разработке конструкции места установки нажимных пружин следует учитывать действие на них центробежных сил.

Для предохранения пружин от нагрева устанавливают теплоизолирующие шайбы (рис. 6.3).

Сцепления с тарельчатыми пружинами благодаря своим достоинствам получили широкое распространение, особенно на легковых автомобилях.

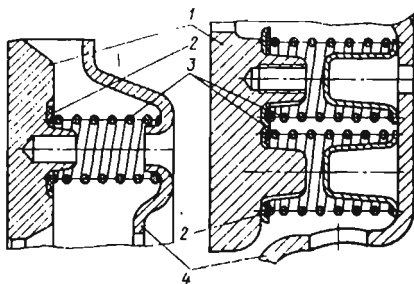


Рис. 6.3. Варианты установки нажимных пружин:

1 — ведущий диск; 2 — теплоизолирующая шайба; 3 — нажимные пружины; 4 — кожа сцепления

6.6. Формулы для расчета винтовых пружин

Параметр	Цилиндрических круглого сечения	Конических сечения																																									
		круглого	прямоугольного																																								
Напря- жение кручения	$\tau = \frac{8k \cdot D}{\pi d^3} P_{\Pi}$	$\tau = \frac{8D_2}{\sqrt{a \cdot b^3}} P_{\Pi}$	$\tau = \frac{D_2}{2\sqrt{a \cdot b^3}} P_{\Pi}$																																								
Нажим- ное усилие	$P_{\Pi} = \frac{Gd^4}{8D^3 i} l$	$P_{\Pi} = \frac{Gd^4}{2(D_1 + D_2) \times (D_1^2 + D_2^2)} l$	$P_{\Pi} = \frac{4Gb^4}{8 \cdot i (D_1 + D_2) \times (D_1^2 + D_2^2)} l$																																								
Жест- кость	$c_{\Pi} = \frac{Gd^4}{8D^3 i}$	$c_{\Pi} = \frac{GD^4}{2(D_1 + D_2) \times (D_1^2 + D_2^2)} i$	$c_{\Pi} = \frac{4Gb^4}{8 \cdot i (D_1 + D_2) \times (D_1^2 + D_2^2)} i$																																								
$\frac{*D/d}{k}$ $** \frac{a/b}{\nu}$ $*** \delta$ <table> <tr> <td>3</td><td>4</td><td>6</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td></tr> <tr> <td>1,58</td><td>1,40</td><td>1,31</td><td>1,25</td><td>1,21</td><td>1,18</td><td>1,16</td><td>1,14</td></tr> <tr> <td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td><td>2,5</td><td>3,0</td><td>4,0</td><td></td><td></td></tr> <tr> <td>0,208</td><td>0,231</td><td>0,246</td><td>0,258</td><td>0,267</td><td>0,282</td><td></td><td></td></tr> <tr> <td>5,57</td><td>2,67</td><td>1,713</td><td>1,256</td><td>0,995</td><td>0,698</td><td></td><td></td></tr> </table>				3	4	6	6	7	8	9	10	1,58	1,40	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0			0,208	0,231	0,246	0,258	0,267	0,282			5,57	2,67	1,713	1,256	0,995	0,698		
3	4	6	6	7	8	9	10																																				
1,58	1,40	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14																																				
1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0																																						
0,208	0,231	0,246	0,258	0,267	0,282																																						
5,57	2,67	1,713	1,256	0,995	0,698																																						

Использование тарельчатых пружин упрощает конструкцию сцепления, уменьшает его размеры, число деталей, обеспечивает плавное включение, равномерное давление на нажимной диск, малое изменение нажимного усилия при износе накладок.

Тарельчатая пружина имеет форму усеченного конуса и состоит из сплошного кольца с меридионально расположенными лепестками. Возможны два варианта установки тарельчатой пружины (рис. 6.4). В первом случае пружина действует на нажимной диск

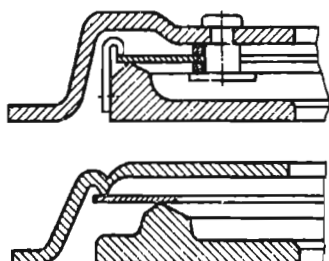


Рис. 6.4. Варианты установки тарельчатой пружины

наружным краем сплошного кольца, во втором — внутренним. Первый вариант получил наибольшее распространение. Во втором варианте упрощается конструкция установки пружины, уменьшается усилие выключения и напряжения в пружине, но усложняется механизм выключения сцепления.

Схема для расчета пружины приведена на рис. 6.5. Сила, действующая на нажимной диск, обозначена буквой P_{Π} , а сила, прикладываемая к пружине при выключении сцепления, — $P_{\text{выкл}}$. Значения этих сил отличаются одно от другого передаточным числом пружины

$$P_{\text{выкл}} = P_{\Pi} (D_e - D_c) / (D_c - D_i);$$

$$P_{\Pi} = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1 - \mu_{\Pi}^2} \frac{\delta l_1}{D_e^2} \frac{\ln(1/k_1)}{(1 - k_2)^2} \times$$

$$\times \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \times \right.$$

$$\times \left. \left(h - 0,5 l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \right],$$

$$k_1 = D_a / D_e; \quad k_2 = D_c / D_e,$$

где l_1 — перемещение пружины в месте приложения силы P_H , обусловленное поворотом сплошного кольца; $E \approx 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_n \approx 0,26$.

Перемещение l_2 конца лепестков пружины при выключении сцепления состоит из перемещения l'_2 , вызванного изменением угла наклона сплошного кольца пружины, и деформации изгиба l''_2 лепестков разрезной части, $l_2 = l'_2 + l''_2$. Из рис. 6.5 $l'_2 = l_1 (D_c - D_i) / (D_a - D_c)$.

Расчеты показывают, что величиной деформации лепестков l''_2 можно пренебречь. Тогда $l_2 \approx l'_2$.

При проектировании рекомендуют принимать $D_e/D_a = 1,2 \div 1,5$; $h/\delta = 1,5 \div 2,0$; $D_e/D_i \geq 2,5$; $D_e/\delta = 75 \div 100$; число лепестков равным 8—20. Отношение h/δ определяет нелинейность пружины. При $h/\delta \geq 1,6$ имеется большая область с постоянной осевой силой, при $h/\delta > 2,8$ возможно «выворачивание» пружины.

При расчете на прочность определяют напряжение в наиболее нагруженном месте пружины — в середине основания B лепестка при выключенном сцеплении и деформации пружины при $l_1 = h$

$$\sigma = \frac{2P_{\text{выкл}}D_a}{\delta^2(D_i + D_a)} + \frac{0,5E}{1 - \mu_n^2} \frac{0,5(D - D_a)\alpha^2 + \delta\alpha}{D_a},$$

где $D = (D_e - D_a) / \ln(D_e/D_a)$; $\alpha = 2h/(D_e - D_a)$.

Полученное значение напряжения сравнивается с пределом текучести материала при растяжении σ_T .

Ведущие диски передают крутящий момент от двигателя к ведомым дискам. Направляющими устройствами для перемещения дисков в осевом направлении служат выступы, шипы, зубья (рис. 6.6, а, б) или пальцы (рис. 6.6, в, г); кроме того, могут применяться шпоночные соединения, а также равнорасположенные по окружности тангенциальные упругие пружины.

Радиальные размеры дисков выбирают исходя из размеров фрикционных накладок и маховика, их толщину предварительно принимают равной

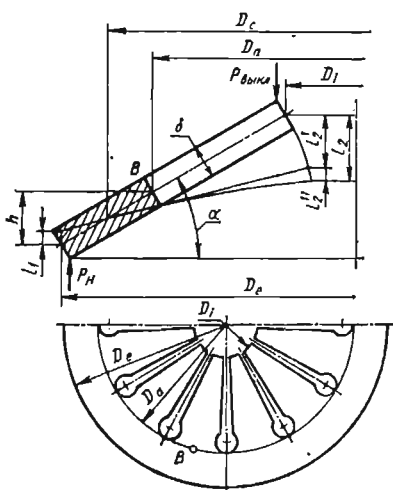


Рис. 6.5. Схема для расчета тарельчатой пружины

4,5—6 % наружного диаметра накладки и затем уточняют по результатам теплового расчета сцепления.

Ведущий диск рассчитывают на смятие элементов, соединяющих его с маховиком,

$$\sigma_{\text{см}} = kM_j \max / (r_{\text{нт}} z_{\text{в}} z_{\text{к}} S_{\text{к}}),$$

где $z_{\text{в}}$ — число ведущих дисков; $z_{\text{к}}$ — число контактирующих элементов; $S_{\text{к}}$ — площадь контакта одного элемента; $r_{\text{нт}}$ — средний радиус расположения контакта; $M_j \max$ — максимальный динамический момент; k — коэффициент, учитывающий число и расположение ведущих дисков ($k = 0,5$

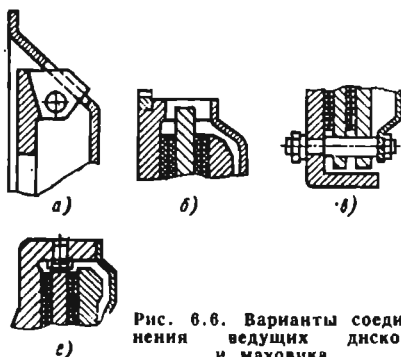


Рис. 6.6. Варианты соединения ведущих дисков и маховика

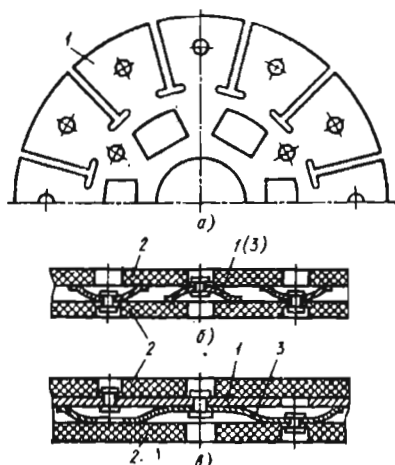


Рис. 6.7. Элементы конструкции ведомых дисков:

1 — диск; 2 — фрикционные накладки; 3 — пластинчатая пружина

для однодискового сцепления, $k = 0,5$ и $0,25$ соответственно для промежуточного и нажимного (наружного) дисков двухдискового сцепления).

Для существующих конструкций $\sigma_{см} = 10 \div 15$ МПа.

Тангенциальные пружины рассчитывают на срез $\tau_{ср}$ и смятие $\sigma_{см}$ заклепок, а также на растяжение σ_p и изгиб $\sigma_{и}$ пластин:

$$\tau_{ср} = 4kM_j \max / (r_{км} z_b z_3 \pi d_3^2);$$

$$\tau_{ср \max} \leq 15 \div 20 \text{ МПа}; \quad (6.5)$$

$$\sigma_{см} = kM_j \max / (r_{км} z_b z_3 d_3 \delta_n);$$

$$\sigma_{см \max} \leq 20 \div 30 \text{ МПа}; \quad (6.6)$$

$$\sigma_p = kM_j \max / [r_{км} z_b z_3 \delta_n (b_n - d_a)]; \quad \sigma_{p \max} \leq 400 \div 500 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{и} = E \delta_n l_n / l_n^2;$$

$$\sigma_{и \max} \leq 850 \div 900 \text{ МПа},$$

где d_3 и z_3 — соответственно диаметр и число заклепок; b_n , l_n , δ_n и z_n — соответственно расчетные ширина, длина, толщина и число пластин.

Ведомый диск состоит из металлического диска, к которому крепятся,

обычно заклепками, шлицевая ступица и фрикционные накладки. Для обеспечения лучшего контакта поверхностей трения, предохранения их от коробления при нагреве и плавного включения стремятся увеличить осевую податливость ведомых дисков. С этой целью их выполняют разрезными. Выполнение прорезей Т-образными (рис. 6.7, а) уменьшает ширину перемычек между секторами, которые в свою очередь могут последовательно отгибаться в разные стороны (рис. 6.7, б). Между диском и фрикционными накладками часто устанавливают пластинчатые пружины, позволяющие добиться требуемой и более равномерной податливости. Фрикционные накладки крепятся к диску или к диску и пластинчатым пружинам, приклепанным к диску независимо одна от другой; головки заклепок размещаются в отверстиях противоположных накладок с зазором (рис. 6.7, б, в). При сжатии ведомый диск (или пластинчатые пружины) распрямляются. При выключении сцепления они снова прогибаются.

Расчет ведомого диска ведут по напряжениям смятия $\sigma_{см}$ и среза $\tau_{ср}$ заклепок по формулам (6.6) и (6.5) и шлицев по формулам, приведенным в разд. 5.

Отжимные рычаги предназначены для включения и выключения сцепления. Их конструкция должна обеспечивать минимальное трение в шарнирах при высоких передаточном числе и жесткости. Обычно равномерно по окружности устанавливаются три-пять рычагов. Наибольшее распространение получил вариант установки отжимных рычагов на игольчатых подшипниках 3 (рис. 6.8). Одна опора, обычно на нажимном диске 1, выполняется жесткой, а конструкция второй опоры позволяет компенсировать изменение расстояния между опорами (~ 1 мм) при повороте рычага 2, что достигается при помощи гайки 4 с подвижной сферической опорой. Зазор между рычагами 2 и упорным кольцом 6 (или подшипником) регулируется гайками 4. Для удержания рычага в выключенном положении устанавливают оттяжные пружины 5.

Отжимные рычаги рассчитывают по напряжениям изгиба. Для произвольного сечения

$$\sigma_{\text{и}} = (P_{\text{и max}} x a) / (z_p W_{\text{и}}),$$

где $P_{\text{и max}}$ — сила сжатия пружин в выключенном сцеплении; x — расстояние до опасного сечения, обычно $x = c$; a и c — плечи рычага; z_p — число рычагов; $W_{\text{и}}$ — момент сопротивления опасного сечения. Напряжения изгиба $\sigma_{\text{и}}$ не должны превышать для сталей 140—160 МПа, для ковких чугунов 60—80 МПа.

Подшипники выключения позволяют значительно снизить трение при выключении. Иногда используют подшипники скольжения, представляющие собой пропитанные специальными маслами угольно-графитовые втулки, не требующие пополнения смазочного материала в течение всего срока службы. Гораздо чаще используют подшипники качения с защитным кожухом, смазочный материал к ним подается по гибкому шлангу, соединенному с масленкой, которая устанавливается на корпусе сцепления. В последнее время широко используют герметичные подшипники, заполненные смазочным материалом, обеспечивающим их работоспособность в течение всего срока службы автомобиля. Некоторые виды применяемых на отечественных автомобилях подшипников приведены в табл. 6.7. Размеры выбираемого подшипника определяются конструктивно и в первую очередь зависят от диаметра вала коробки передач.

Гасители крутильных колебаний, предназначенные для снижения или полного устранения высокочастотных колебаний, возникающих в трансмиссии от действия периодических возмущений, вне зависимости от конструкции работают по принципу рассеивания энергии. Они состоят из упругого элемента (пружины, торсионы, резина), обеспечивающего относительное перемещение ведущей и ведомой частей диска, и диссипативного элемента.

Наибольшее распространение в автомобилях получили гасители трения без смазочного материала с использованием пружин в качестве упругих

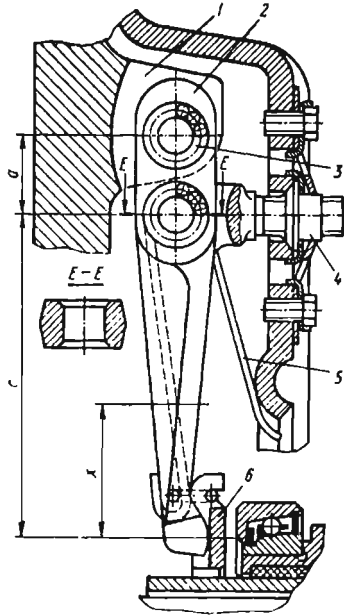
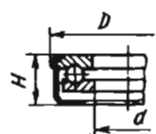
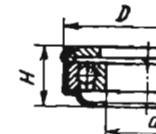
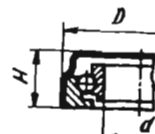


Рис. 6.8. Вариант установки отжимного рычага

элементов. Примеры конструкций гасителей приведены на рис. 6.9. Пружинны 3 устанавливаются на диаметре 80—120 мм в окнах длиной 25—27 мм ступицы 6 ведомого диска и в дисках 1, 2 и 4 с предварительным натягом. Размеры пружин: $d = 3-4$ мм, $D = 14-19$ мм, число витков 3—4, зазор между витками 3—4 мм. Рассеивание энергии происходит на поверхностях трения, образованных дисками 1, 4 и 3, 9. Сжатие поверхностей трения осуществляется заклепками или болтами 7. В последнем случае для придания стабильности усилию сжатия устанавливают тарельчатые 8 или цилиндрические пружины. С этой же целью часто диски гасителя выполняют пружинными.

Основными параметрами, характеризующими гаситель сцепления, являются: момент трения M_T ; момент предварительной затяжки пружин M_P ; жесткость пружин c_p ; угол замыкания гасителя φ_r . В существующих конструкциях число пружин равно 6—10;

6.7. Параметры подкапитального выключения некоторых отечественных автомобилей

Наименование						
	688911С9	688911С9	9588214К1С9	588911	360708 (И-732)	986711
Размеры, мм:						
D	81,5	90	105	84,4	70	90
d	52,4	55	70	52,4	40	55
H	20,7	21	21,5	20,8	18	23
Коэффициент работоспособности, 10^6	29	13	67,5	29	16	22
Максимальная угловая скорость, рад/с	418,9	418,9	261,6	418,9	1047	785,4
Максимальная статическая нагрузка, кН	34,3	24,5	112,6	34,3	7,85	9,81
Масса, кг	0,39	0,43	0,68	0,38	0,25	0,40

$M_n = (0,08 \div 0,15) M_{e \max}$; $\varphi_r = 2^\circ 30' \div 3^\circ 40'$; $M_r = (0,06 \div 0,17) \times M_{e \max}$. Для пружин принимают отношение среднего диаметра к диаметру проволоки равным 4,5—5,5.

Гаситель трения без смазочного материала имеет линейную характеристику в пределах угла замыкания. Получили распространение также гасители с нелинейной характеристикой, различного конструктивного исполнения, позволяющие более эффективно устранять крутильные колебания. В одних конструкциях используют пружины разной длины, устанавливаемые в окна одинакового размера (Borg and Beck), которые включаются в работу последовательно. В других конструкциях последовательное включение в работу пружин обеспечивается выбором соответствующих размеров окон в дисках и ступице. В таких гасителях пружины одной жесткости чередуются с пружинами другой жесткости при увеличенном, обычно до 10, общем числе пружин.

Напряжение в пружине подсчитывают по данным табл. 6.6, $\tau_{\max} \leq 650 \div 850$ МПа.

На указанные значения ориентируются при предварительном выборе параметров гасителя. Эти параметры корректируют, рассчитывая амплитудно-частотные характеристики трансмиссии, составной частью которой является гаситель. При этом учитываются упругие, инерционные и диссипативные свойства трансмиссии как многомассовой динамической системы, циклический характер изменения крутящего момента двигателя, обусловленный действием инерционных и гравитационных сил.

Резонансные колебания являются высокочастотными и соответствуют третьей-четвертой собственным частотам трансмиссии. Динамические системы автомобилей с различными колесными формулами (см. табл. 2.4) являются исходными при составлении расчетной схемы, по которой проводится подбор параметров гасителя. Для автомобиля 4×2 целесообразно принимать шестимассовую динамическую систему (рис. 6.10, а). Далее использованы обозначения, принятые в разд. 2.

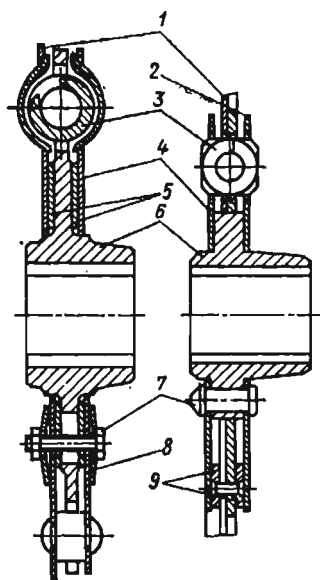


Рис. 6.9. Варианты конструкций гасителей крутильных колебаний

Если в качестве обобщенных координат приняты моменты в упругих звеньях $M_{12} = (\varphi_1 - \varphi_2)/e_{12}$; $M_{23} = (\varphi_2 - \varphi_3)/e_{23}$; $M_{34P} = (\varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_P)/e_{34P}$; $M_{43} = (\varphi_4 - \varphi_3)/e_{43}$; $M_P = \varphi_P/e_P$, то уравнения движения системы принимают вид

$$\begin{aligned}
 M_{12} &= \left[\frac{1}{J_1} M_d(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) M_{12} + \frac{1}{J_2} M_{23} + \frac{k_{23} e_{23}}{J_2} M_{23} \right] / e_{12}; \\
 M_{23} &= \frac{1}{e_{23} J_2} M_{12} - \frac{1}{e_{23}} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) M_{23} - k_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \times \\
 &\quad \times M_{23} + \frac{1}{e_{23} J_2} M_{34P} + \frac{k_{34P} e_{34P}}{e_{23} J_2} M_{34P}; \\
 M_{34P} &= \frac{1}{e_{34P} J_3} M_{23} + \frac{k_{23} e_{23}}{e_{34P} J_3} M_{23} -
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{1}{e_{34p}} \left(\frac{1}{J_3} + \frac{1}{J_4} + \frac{1}{J_p} \right) M_{34p} - \\
 & -k_{34p} \left(\frac{1}{J_3} + \frac{1}{J_4} + \frac{1}{J_p} \right) \dot{M}_{34p} + \\
 & + \frac{1}{e_{34p} J_4} M_{45} + \frac{k_{45} e_{45}}{e_{34p} J_4} \dot{M}_{45} + \\
 & + \frac{1}{e_{34p} J_4} M_f \operatorname{sgn} \dot{\varphi}_4 + \frac{1}{e_{34p} J_p} M_p + \\
 & + \frac{k_p e_p}{e_{34p} J_p} \dot{M}_p; \\
 \dot{M}_{45} = & \frac{1}{e_{45} J_4} M_{34p} + \frac{k_{34p} e_{34p}}{e_{45} J_4} \times \\
 \times M_{34p} - & \frac{1}{e_{45}} \left(\frac{1}{J_4} + \frac{1}{J_5} \right) M_{45} - \\
 -k_{45} \left(\frac{1}{J_4} + \frac{1}{J_5} \right) & \dot{M}_{45} - \frac{1}{e_{45} J_4} \times \\
 \times M_f \operatorname{sgn} \dot{\varphi}_4 + & \frac{1}{e_{45} J_5} M_w \operatorname{sgn} \dot{\varphi}_5; \\
 \dot{M}_p = & \frac{1}{e_p J_p} M_{34p} + \frac{k_{34p} e_{34p}}{e_p J_p} \times \\
 \times \dot{M}_{34p} - & \frac{1}{e_p J_p} M_p - \frac{k_p}{J_p} \dot{M}_p.
 \end{aligned}
 \tag{6.7}$$

Момент $M_d(\varphi_1, \dot{\varphi}_1)$ представляет собой периодическую функцию крутящего момента двигателя от инерционных и газовых сил. Упругое звено e_{12} включает в себя гаситель и является нелинейным (рис. 6.11).

$$M_{12} = \begin{cases} (\varphi_1 - \varphi_2)/e_{12} \text{ (при } M_T + M_\pi + \\ + M_{12} \leq M_T + M_\pi); \\ (\varphi_1 - \varphi_2)/(e_{12} + e_r) + \\ + (M_T \operatorname{sgn} \dot{M}_{12} + M_\pi \operatorname{sgn} M_{12}) \times \\ \times \frac{e_r}{e_{12} + e_r} \text{ (при } M_T + M_\pi < \\ < M_{12} < M_T + M_\pi + M_\pi). \end{cases}$$

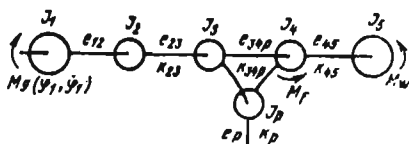


Рис. 6.10. Динамическая система для выбора параметров гасителя крутильных колебаний сцепления

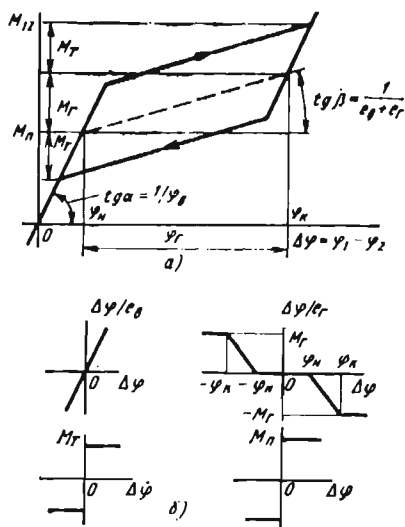


Рис. 6.11. Характеристики упругого звена e_{12} (см. рис. 6.10): а — общая; б — ее составляющая

Здесь M_T — момент замыкания пружин гасителя.

Уравнения движения (6.7) при подборе параметров гасителя целесообразно решать на АВМ без линеаризации системы. Для удобства изменения значений параметров гасителя при

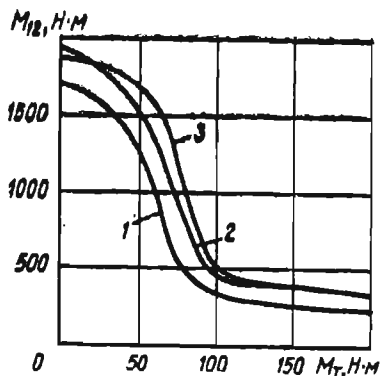


Рис. 6.12. Зависимость M_{12} от момента трения M_T сцепления грузового автомобиля 4 x 2:

1 — $M_\pi = 0$; 2 — $M_\pi = 200 \text{ Н·м}$; 3 — $M_\pi = 400 \text{ Н·м}$

оптимизации нелинейные элементы упругого звена e_{12} воспроизводятся на блоках нелинейности. Характеристика звена e_{12} получается в результате суммирования ее составляющих. Функция $M_d(\varphi_1, \dot{\varphi}_1)$ может быть получена различными способами, например, с помощью блоков нелинейности или в результате суммирования ее гармонических составляющих.

В результате расчетов амплитудно-частотных характеристик устанавливается зависимость между амплитудами моментов в трансмиссии и значениями параметров гасителя. Расчеты показывают, что наибольшее влияние на амплитуды оказывает момент трения гасителя, причем существует некоторое его значение, при котором амплитуды резонансных колебаний минимальны (рис. 6.12).

6.5. РАСЧЕТ ПРИВОДА

Удобство и легкость управления оцениваются следующими параметрами привода:

1) работой $W_{\text{выкл}}$, которую необходимо совершить водителю для полного выключения сцепления (для легковых автомобилей $W_{\text{выкл}} \leq 23$ Дж, для грузовых $W_{\text{выкл}} \leq 30$ Дж);

2) максимальным усилием на педали сцепления $P_{\text{пед}}$ (для грузовых автомобилей по ГОСТ 21398—75* $P_{\text{доп}} \leq 150$ Н при наличии усилителя и 250 Н без усилителя сцепления);

3) полным ходом педали сцепления $l_{\text{пед}}$ (для легковых автомобилей $l_{\text{пед}} = 140 \div 160$ мм, для грузовых и автобусов $l_{\text{пед}} \leq 190$ мм).

Применяются приводы двух видов: механические и гидравлические. Механические приводы имели широкое распространение на легковых автомобилях, сейчас используются на ряде грузовых автомобилей. Гидравлические приводы устанавливаются на грузовых автомобилях, автобусах и на всех легковых автомобилях.

Для снижения усилия на педали в привод может встраиваться пневматический или вакуумный усилитель. Пневматические усилители используются на большегрузных автомоби-

лях (МАЗ, КаМАЗ, Bedford), вакуумные усилители устанавливаются обычно в системе управления автоматическим сцеплением автомобилей малого класса.

Конструктивное исполнение педали сцепления и способ ее крепления определяются компоновочными соображениями. Для сцеплений с гидравлическим приводом характерно верхнее крепление педали на переднем щитке автомобиля (автомобили заводов ВАЗ, ГАЗ, КамАЗ). При этом улучшается доступ к приводу, повышается герметичность кабины. При использовании механического привода педаль обычно имеет нижнее крепление (КрАЗ, ЗИЛ). Верхнее крепление педали на автомобиле МАЗ (рис. 6.13) обусловлено конструкцией кабины (опрокидывающаяся). Ось поворота кабины проходит вблизи точки O , поэтому при опрокидывании рычаги и тяги, находящиеся правее этой точки, остаются практически неподвижными. Конструкция следящего механизма 2, встроенного в привод, приведена на рис. 6.13.

На рис. 6.14 приведена схема гидравлического привода сцепления с пневматическим усилителем и его конструктивное исполнение (КамАЗ). Следящий механизм регулирует давление воздуха в цилиндре усилителя в зависимости от давления жидкости в гидроприводе, т. е. от усилия на педали сцепления.

При расчете привода определяются кинематические и силовые зависимости.

Исходными данными для расчета привода являются допустимое усилие на педали, ее полный ход и перемещение нажимного диска.

Общее передаточное число привода от педали до нажимного диска

$$u = l_p / l_n.$$

Исходя из передаточных чисел составляющих элементов привода: педали, части привода, расположенной между педалью и вилок сцепления ($u_v = 1,4 \div 2,2$) и отжимных рычагов сцепления ($u_{sc} = 3,8 \div 5,5$)

$$u = u_{пед} u_{пр} u_v u_{sc}.$$

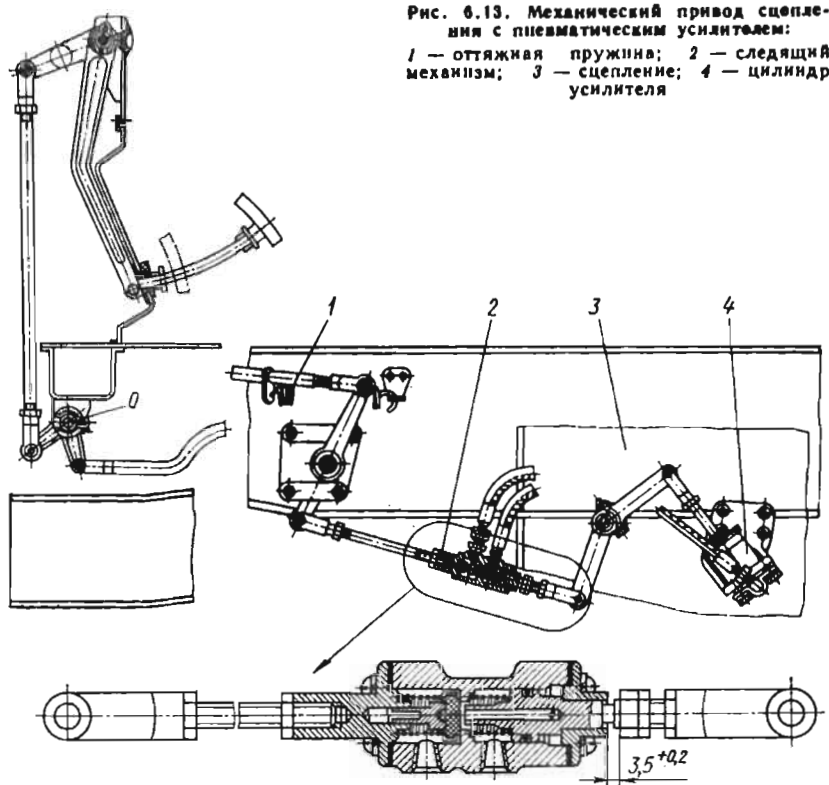


Рис. 6.13. Механический привод сцепления с пневматическим усилителем:

1 — оттяжная пружина; 2 — следящий механизм; 3 — сцепление; 4 — цилиндр усилителя

Для гидравлического привода

$$u_{\text{пр}} = l_{\text{гл}}/l_{\text{исп}} = S_{\text{исп}}/S_{\text{гл}} = D_{\text{исп}}^2/D_{\text{гл}}^2,$$

где $l_{\text{исп}}(\text{гл})$, $S_{\text{исп}}(\text{гл})$, $D_{\text{исп}}(\text{гл})$ — соответственно перемещение, площадь и диаметр исполнительного (главного) цилиндра.

Диаметры поршней цилиндров принимаются обычно равными, т. е. $u_{\text{пр}} = 1,0$ (табл. 6.8). Полный ход поршня главного цилиндра на 20—25 % больше хода поршня исполнительного цилиндра, что необходимо для обеспечения перекрытия отверстия, соединяющего цилиндр с расширительным бачком (и для подачи части жидкости к цилиндру следящей системы).

Величина максимального усилия на педали

$$P_{\text{пед}} = P_{\text{н}}/(u\eta) + P_{\text{от}}/(u_{\text{от}}\eta_{\text{от}}),$$

где η — КПД привода ($\eta \approx 0,85$); $u_{\text{от}}$ и $\eta_{\text{от}}$ — соответственно передаточное число и КПД части привода от оттяжной пружины с усилием $P_{\text{от}}$ до педали.

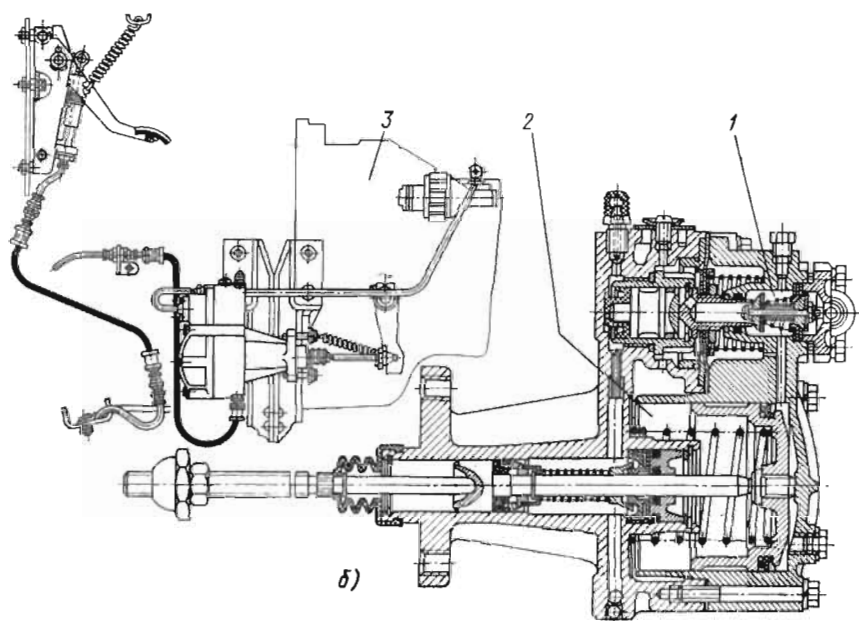
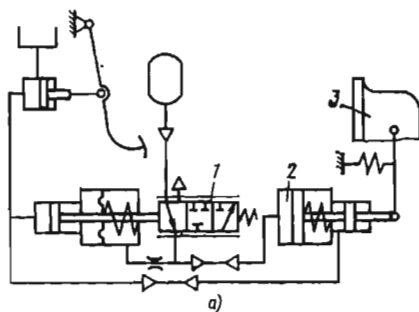
6.8. Некоторые параметры привода сцеплений автомобилей, мм

Автомобиль	$D_{\text{гл}}$	$D_{\text{исп}}$	$D_{\text{ус}}$	$l_{\text{мах}}$	$l_{\text{св}}$
МАЗ-5335	—	—	52	160—170	34—43
КамАЗ-5320	28	28	90	190	30—42
ВАЗ-2101	19	19	—	140	20—30
ГАЗ-53А	22	22	—	190	35—45
ГАЗ-24	22	25	—	145—160	12—28

Примечание. $l_{\text{мах}}$ — полный ход педали сцепления; $l_{\text{св}}$ — свободный ход педали сцепления.

Рис. 6.14. Гидравлический привод сцепления с пневматическим усилителем:

а — схема; б — общий вид; 1 — следящий механизм; 2 — цилиндр; 3 — сцепление



Если $P_{\text{пед}} > P_{\text{доп}}$, то необходима установка усилителя, причем

$$P_{\text{ус}} = (P_{\text{пед}} - P_{\text{доп}}) u_{\text{ус}} \eta_{\text{ус}},$$

где $u_{\text{ус}}$ и $\eta_{\text{ус}}$ — соответственно передаточное число и КПД части привода от педали до места установки цилиндра усилителя.

Диаметр цилиндра усилителя

$$D_{\text{ус}} = 2\sqrt{P_{\text{ус}}/(\pi p_{\text{ш}})},$$

где $p_{\text{ш}}$ — давление воздуха в реснвере (для пневмосистем $p_{\text{ш}} = 0,65 \div \div 0,75$ МПа).

Динамические свойства сцепления и его привода, определяющие закон нарастания момента трения сцепления при его включении, оценивают по следующим показателям:

темпу включения сцепления, определяемому временем $t_{\text{с}}$ нарастания до максимальной величины осевого усилия $P_{\text{с max}}$ сжатия фрикционных накладок; коэффициенту динамичности $k_{\text{д}}$ $P_{\text{с max}}/P_{\text{н}}$; характеру нарастания осевого усилия $P_{\text{с}}$ в процессе включения.

Для расчета этих показателей используют эквивалентную динамиче-

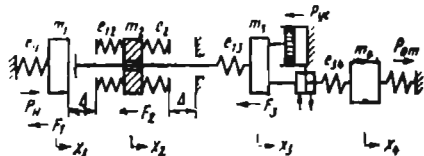


Рис. 6.15. Динамическая система сцепления с пневмоусилителем

скую систему, в которой детали сцепления и привода заменены эквивалентными массами и упругими звеньями. На рис. 6.15 показана такая система для сцепления с пневмоусилителем.

Сцепление моделируется массами m_1 и m_2 , соответствующими массам ведущего и ведомого дисков, а податливость ведомого диска — упругими звеньями e_{12} и e_2 . На массу m_1 действует сила $P_H = x_1/e_H$, создаваемая нажимными пружинами. Величина Δ соответствует зазорам между маховиком и ведомым диском, ведущим и ведомым дисками в полностью выключенном сцеплении. Эквивалентная модель привода включает массу рычагов и тяг m_3 и приведенную массу педали сцепления m_4 , а податливость привода моделируют упругие звенья e_{13} и e_{34} . Модель включает следящий механизм, встроенный в упругое звено e_{34} , и цилиндр усилителя, поршень которого связан с массой m_3 . К педали сцепле-

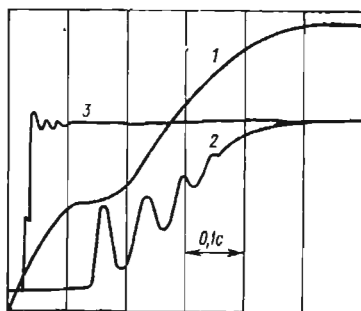


Рис. 6.16. Осциллограмма процесса резкого включения сцепления грузового автомобиля с пневмоусилителем:

1 — изменение усилия $P_{ус}$, развиваемого цилиндром усилителя; 2 и 3 — изменение осевого усилия P_c сжатия фрикционных накладок соответственно при работающем и отключенном усилителе

ния присоединена оттяжная пружина, имеющая усилие $P_{от}$.

Уравнения движения для адиабатного процесса имеют вид

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} P_H - \frac{1}{m_1} P_{12} - \frac{1}{m_1} P_{13} - \frac{1}{m_1} F_1 \operatorname{sgn} \dot{x}_1;$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} P_{12} - \frac{1}{m_2} P_2 - \frac{1}{m_2} \times \times F_2 \operatorname{sgn} \dot{x}_2;$$

$$\ddot{x}_3 = \frac{1}{m_3} P_{13} - \frac{1}{m_3} P_{34} - \frac{1}{m_3} P_{ус} - \frac{1}{m_3} F_3 \operatorname{sgn} \dot{x}_3;$$

$$\ddot{x}_4 = \frac{1}{m_4} P_{34} + \frac{1}{m_4} P_{от};$$

$$P_{12} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_1 - x_2 \leq \Delta; \\ (x_1 - x_2 - \Delta)/e_{12} & \text{при } x_1 - x_2 > \Delta; \end{cases}$$

$$P_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } x_3 \leq \Delta; \\ (x_2 - \Delta)/e_2 & \text{при } x_2 > \Delta; \end{cases}$$

$$P_{13} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_1 - x_3 \leq 0; \\ (x_1 - x_3)/e_{13} & \text{при } x_1 - x_3 > 0; \end{cases}$$

$$P_{34} = \begin{cases} 0 & \text{при } |x_3 - x_4| \leq e_0; \\ [x_3 - x_4 - e_0 \operatorname{sgn}(x_3 - x_4)]/e_{34} & \text{при } |x_3 - x_4| > e_0; \end{cases}$$

$$P_{ус} = (p - p_a) S_{ус};$$

$$p = p_w + p x_3 / x_H -$$

$$- \left(287,1 T \int_0^T G_w dt \right) / (x_H S_{ус});$$

$$F_2 = \mu \mu_1 r_m (P_{12} + P_2) / r_{шм};$$

$$\begin{cases} 0,04 \kappa \epsilon p / (e_0 \sqrt{T}) \\ \text{при } \epsilon > 0, \theta \geq 1,89; \\ 0,156 \kappa \epsilon \times \\ \times \sqrt{(p^{0,672} - p^{0,286}) / T} / \epsilon_0 \end{cases}$$

$$G_w = \begin{cases} \text{при } \varepsilon > 0, \quad \theta < 1,89; \\ 0,04\mu/\varepsilon p_w / (\varepsilon_0 \sqrt{T}) \text{ при } \varepsilon < 0, \\ \theta \geq 1,89; \\ 0,156\mu/\varepsilon \times \\ \times \sqrt{[(p/p_w)^{1,43} - \dots] \dots} \\ \rightarrow \dots - (p/p_w)^{1,71} / T / \varepsilon_0 \\ \text{при } \varepsilon < 0, \quad \theta < 1,89; \end{cases}$$

$$\varepsilon = x_3 - x_4; \quad \varepsilon \leq \varepsilon_0,$$

где ε_0 — полный ход штока клапана; p — давление воздуха в цилиндре усилителя; p_a — атмосферное давление; x_H — полный объем пневмосистемы, отнесенный к площади S_{yc} цилиндра усилителя; T — начальная термодинамическая температура воздуха в цилиндре усилителя; μ и μ_1 — коэффициенты трения соответственно для фрикционных поверхностей и для стали по стали; $r_{шт}$ — средний радиус шлицев ведомого диска; κ — коэффициент расхода, определяемый характеристиками усилителя; f — площадь выпускного отверстия следящего механизма.

Секундный расход воздуха G_w при опорожнении ($\varepsilon > 0$) и наполнении ($\varepsilon < 0$) цилиндра определяют по формулам газовой динамики с учетом воз-

можности надкритического ($\theta \geq 1,89$) и подкритического ($\theta < 1,89$) режимов истечения, определяемых отношением θ давлений воздуха на входе и выходе следящего механизма.

Расчеты показывают, что время нарастания усилия P_c до максимального определяется временем истечения воздуха из цилиндра и составляет $t_c = 0,1 \div 0,6$ с, а коэффициент динамичности k_f близок к единице. При отсутствии усилителя $t_c \approx 0,03$ с, $k_f \leq 1,5$. В качестве примера на рис. 6.16 показана записанная с АВМ осциллограмма решения уравнений движения. Кривая 1 изменения усилия пневмоусилителя имеет характерный перегиб, который соответствует равенству усилий цилиндра и пружин сцепления. Анализ показывает, что избыточное усилие P_{yc} уменьшается при практически неподвижных массах до тех пор, пока P_{yc} не сравняется с P_H . После этого нажимной диск и педаль сцепления перемещаются при практически неизменном P_{yc} , пока не будет устранен зазор Δ . Отсюда следует, что максимальное значение P_{yc} не должно превышать P_H . Из расчетных и экспериментальных данных следует, что при времени опорожнения цилиндра 0,4—0,5 с динамические нагрузки в трансмиссии снижаются примерно в 1,5 раза.

7

Коробки передач механических трансмиссий

7.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ. ПОСТРОЕНИЕ РЯДА ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ

Коробка передач является агрегатом трансмиссии, преобразующим крутящий момент и частоту вращения по величине и направлению. В механи-

ческой трансмиссии это преобразование осуществляется, как правило, с помощью зубчатых колес и является ступенчатым.

Различают два основных вида ступенчатых коробок передач: с неподвижными осями валов; планетарные. Первые кратко называют *вальными*.

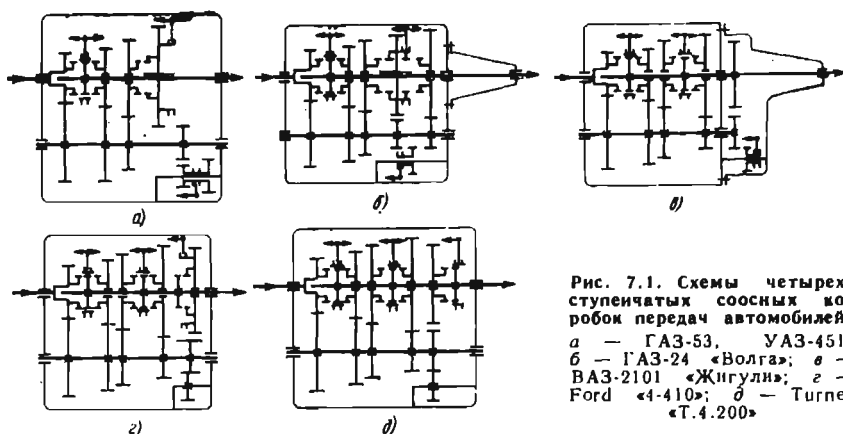


Рис. 7.1. Схемы четырех-ступенчатых соосных коробок передач автомобилей: а — ГАЗ-53, УАЗ-451; б — ГАЗ-24 «Волга»; в — ВАЗ-2101 «Жигули»; г — Ford «4-410»; д — Turner «Т.4.200»

Вальные коробки широко применяют как в механических трансмиссиях, так и в гидромеханических. Планетарные используют в основном в гидромеханических трансмиссиях. В дальнейшем будем рассматривать ступенчатые вальные коробки передач механических трансмиссий.

Коробки передач классифицируют по следующим признакам: числу ступеней (передач прямого хода); взаимному расположению ведущего и ведомого валов; числу элементов управ-

ления, которые должны быть включены для получения определенной передачи; числу ветвей в передаваемом силовом потоке.

На автомобилях с механической трансмиссией применяют коробки с числом передач 3—16 (очень редко больше 16). По взаимному расположению ведущего и ведомого валов коробки передач разделяют на *соосные* и *не-соосные*. Число элементов управления, включаемых на одной передаче, на единицу меньше числа степеней сво-

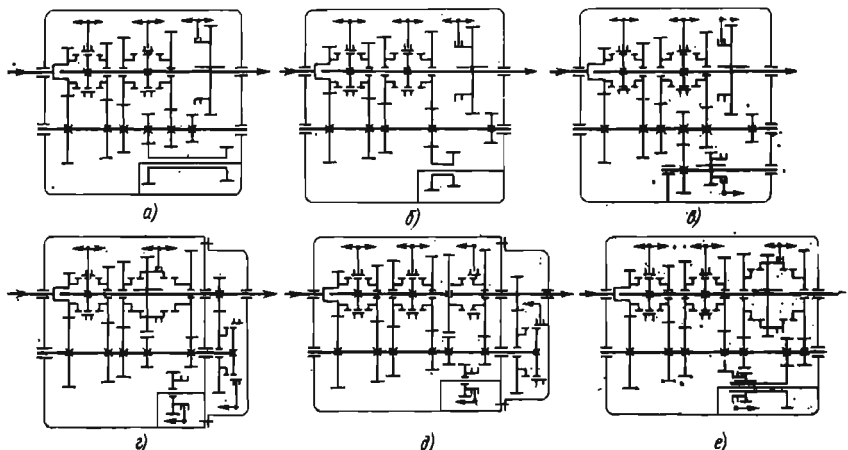


Рис. 7.2. Схемы пяти- и шестиступенчатых соосных коробок передач с передвижным зубчатым колесом:

а — автомобиля ЗИЛ-130; б — Clark «280 V»; в — New process «NP 541»; г — Spicer «8000»; д — Leyland «GB 241»; е — Spicer «5000»

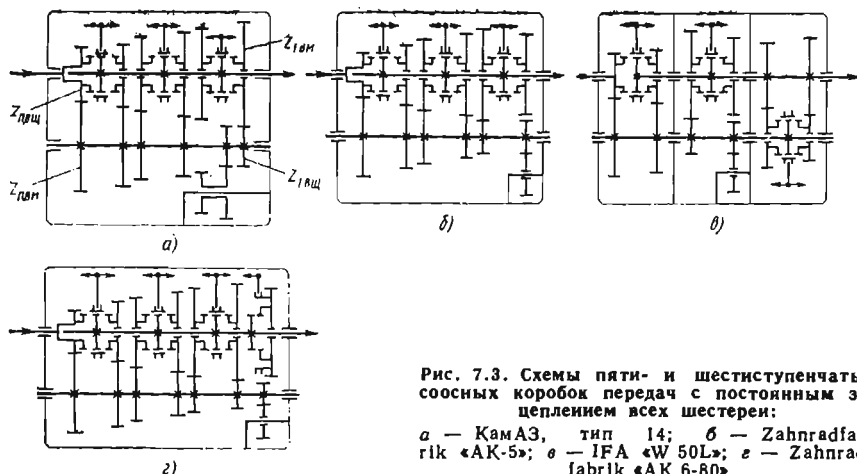


Рис. 7.3. Схемы пяти- и шестиступенчатых соосных коробок передач с постоянным зацеплением всех шестерен:

а — КамАЗ, тип 14; б — Zahnradfabrik «AK-5»; в — IFA «W 50L»; г — Zahnradfabrik «AK 6-80»

боды коробки передач. Наиболее распространены коробки с двумя степенями свободы, в которых для получения определенной передачи включается одна зубчатая муфта или передвигное зубчатое колесо. На автопоездах устанавливают коробки передач с тремя, иногда четырьмя степенями свободы. Такие коробки имеют, как правило, число передач восемь и более. Поэтому их называют *многоступенчатыми*.

Подавляющее большинство коробок передач механических трансмиссий вы-

полнены с неразветвленным силовым потоком, так что через каждое зубчатое зацепление включенной передачи проходит весь силовой поток. Известны, однако, коробки с разветвленным потоком, включающим две или три ветви.

Коробки передач с двумя степенями свободы имеют обычно не более шести передач. В механических трансмиссиях их выполняют или по трехвальной соосной схеме (рис. 7.1—7.3), или двухвальной несоосной (рис. 7.4).

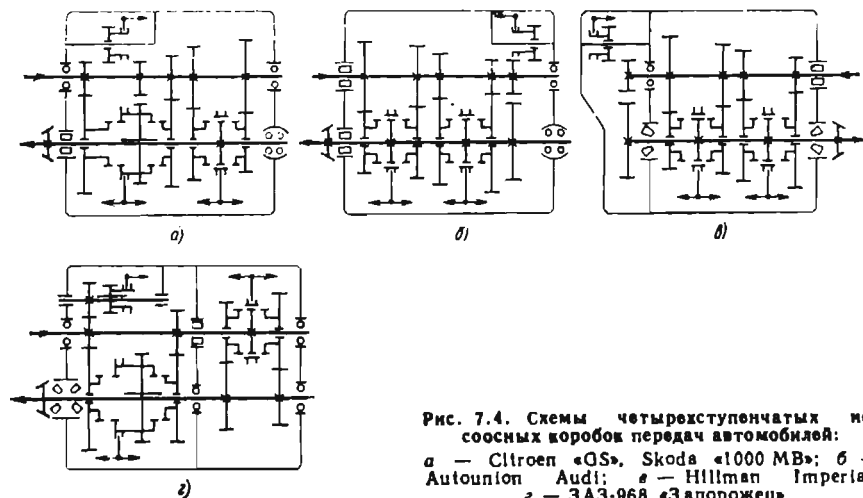


Рис. 7.4. Схемы четырехступенчатых несоосных коробок передач автомобилей:

а — Citroen «QS», Skoda «1000 MB»; б — Autounion Audi; в — Hillman Imperial; г — ЗАЗ-968 «Зaporожец»

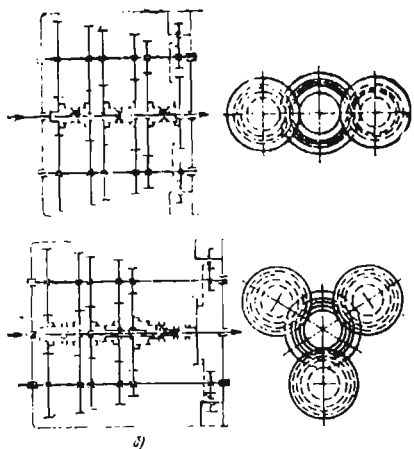


Рис. 7.5. Схемы коробок передач с разветвленным силовым потоком:

а — Fuller «RT-915» с двумя промежуточными валами (показана основная часть без дополнительного редуктора); б — Mack «TRL-107» с тремя промежуточными валами

В трехвальной коробке одна из передач образуется в результате непосредственного соединения соосных ведущего (первичного) и ведомого (вторичного) валов; эта передача является прямой. При движении на прямой передаче зубчатые колеса и подшипники коробки разгружены, вследствие чего снижаются износ, потери мощности и шум. На других передачах переднего хода в трехвальной коробке силовой поток проходит через два зубчатых зацепления. Это позволяет получить достаточно большое передаточное число ($u_i = 7 \div 9$), что часто требуется для первой передачи. На автомобилях с механической трансмиссией преобладают соосные трехвальные коробки передач. Несосоные двухвальные применяют в тех случаях, когда соосное расположение ведущего и ведомого валов обуславливает усложнение трансмиссии, и при этом заданное передаточное число первой передачи невелико ($u_1 < 4$).

В современных конструкциях коробок передач большинство зубчатых колес находятся в постоянном зацеплении. Для включения передач исполь-

зуют зубчатые муфты и синхронизаторы. Зубчатые колеса первой передачи и заднего хода часто не имеют постоянного зацепления. В этих случаях одно из зубчатых колес пары выполняют подвижным и используют его для включения передачи.

Схемы трехвальных соосных коробок передач с двумя степенями свободы, распространенные в настоящее время, имеют принципиальные различия только в схеме включения первой передачи и передачи заднего хода. Можно выделить следующие варианты схем: все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении (рис. 7.1, г, д и рис. 7.3); не имеют постоянного зацепления только зубчатые колеса заднего хода (рис. 7.1, б, в и 7.2, г—е); не имеют постоянного зацепления зубчатые колеса первой передачи и заднего хода (рис. 7.1, а и 7.2, а—в). Отличительной особенностью последних схем является отсутствие отдельного зубчатого колеса заднего хода на ведомом валу. Для включения заднего хода используется то же подвижное зубчатое колесо, которое образует первую передачу.

Схемы с постоянным зацеплением всех зубчатых колес применяют для коробок передач с относительно большой продолжительностью работы на первой передаче и заднем ходу. Преимуществами таких схем являются отсутствие изнашивания торцов зубчатых венцов и сокращение хода вилок переключения передач; недостатком — необходимость свободной установки на ведомом валу отдельного зубчатого колеса большего размера для передачи заднего хода. В результате установки такого колеса увеличивается не только общее число зубчатых колес, но и суммарный момент инерции согласованно вращающихся деталей коробки, в результате чего повышаются нагрузки на синхронизаторы.

Схемы соосных коробок передач с разветвленным силовым потоком показаны на рис. 7.5. В таких коробках больше зубчатых колес. Однако они имеют меньшие размеры, а следовательно, меньшие моменты инерции и окружные скорости. Применение подобных схем позволяет повысить срок службы коробок передач при боль-

ших значениях передаваемой мощности.

Несоосные двухвальные коробки передач (схемы на рис. 7.4) устанавливают в основном на легковые и спортивные автомобили, у которых двигатель размещен рядом с ведущим мостом. Ведомый вал таких коробок выполняют вместе с шестерней главной передачи: конической или гипонидной — при продольном расположении двигателя, цилиндрической — при поперечном. На рис. 7.4, а—г показаны типичные схемы передачи заднего хода, а также варианты расположения передач переднего хода и синхронизаторов. Синхронизатор первой-второй передач обычно устанавливают на ведомом валу, так как его размещение на ведущем валу затруднено вследствие малого диаметра шестерни первой передачи. Синхронизатор высших передач иногда устанавливают на ведущем валу, чтобы уменьшить приведенный момент инерции.

Применяя для коробок передач с двумя степенями свободы соосную трехвальную схему, можно получить диапазон передаточных чисел, близкий к $D_{к.п} \approx 9$. Высшей передачей при этом может быть прямая ($u_v = 1$) или ускоряющая ($u_v \approx 0,6 \div 0,8$). Большинство трехвальных коробок передач в качестве высшей, наиболее часто используемой, имеют прямую передачу. При этом преобладающая часть общего пробега автомобиля характеризуется минимальными потерями мощности и износами в коробке передач. Получили распространение также и коробки с высшей ускоряющей передачей. Появление коробок с ускоряющей передачей было вызвано стремлением уменьшить частоту вращения вала двигателя при движении автомобиля без груза. Такие коробки предназначались для автомобилей с технологически неизбежными холостыми пробегами. В последующем рост удельных мощностей позволил использовать ускоряющую передачу как при холостых пробегах, так и в случае пробегов с грузом. Вследствие передачи мощности через два зубчатых зацепления на ускоряющей передаче, при преимущественном ее использовании, повышаются требования к на-

дежности конструкции и увеличиваются потери мощности. Поэтому в настоящее время наблюдается тенденция уменьшения числа коробок с ускоряющей передачей. Ускоряющую передачу используют для расширения диапазона коробки передач без увеличения передаточного числа первой передачи или сохранения диапазона при уменьшении этого числа. В последнем случае преследуется цель сохранения уровня нагрузок на элементы коробки передач и карданной передачи при увеличении крутящего момента двигателя. Специализированные заводы почти для каждого типоразмера выпускаемых коробок имеют модификации с высшей прямой и ускоряющей передачами. При этом для последней модификации указывается несколько больший входной крутящий момент.

Схемы коробок передач с двумя степенями свободы не накладывают каких-либо ограничений на закономерности построения ряда передаточных чисел. При выборе числа передач и передаточных чисел руководствуются основным требованием, предъявляемым к коробке передач: обеспечить заданные тягово-скоростные качества и высокую топливную экономичность автомобиля.

Многоступенчатые коробки передач с тремя степенями свободы образуют на базе основной четырех-, пяти- или шестиступенчатой коробки, имеющей соосную трехвальную схему, путем присоединения к последней дополнительного редуктора (рис. 7.6). Обычно этот редуктор имеет две ступени (прямую и редукторную) и обеспечивает получение удвоенного числа передач. Применение трехступенчатого дополнительного редуктора позволяет утроить число передач по отношению к числу передач базовой коробки. Для получения определенной передачи в коробке с тремя степенями свободы необходимо включить два элемента управления: один в базовой коробке и один в дополнительном редукторе.

Многоступенчатые коробки передач с четырьмя степенями свободы образуют присоединением к базовой коробке двух дополнительных редукторов — переднего и заднего.

вают дополнительный редуктор, диапазон которого выбран из условия $D_{д.р} \approx \approx q_{6.в}^0$ (где $q_{6.в}$ — отношение передаточных чисел двух соседних высших передач базовой коробки). Соблюдение указанного условия обеспечивает получение плотного геометрического ряда передаточных чисел ($q \approx 1,2 \div 1,3$) в области высших передач многоступенчатой коробки. При этом передаточные числа базовой коробки чередуются в общем ряду с передаточными числами, получаемыми на редукторной ступени делителя (рис. 7.7, а, б). Делитель незначительно расширяет общий диапазон. При его установке базовую коробку выполняют с достаточно широким собственным диапазоном, и она имеет обычно ряд, отличный от геометрического, с несколькими уплотненными высшими передачами. Широкий диапазон базовой коробки позволяет использовать ее на некоторых автомобилях без делителя и тем самым обеспечить высокую степень унификации.

Делитель, устанавливаемый впереди, имеет наиболее простую конструкцию и минимальное число зубчатых колес (два). КПД коробки с передним делителем не отличается от КПД базовой коробки, так как сохраняется число зубчатых зацеплений, передающих силовой поток. Недостатком коробки с делителем является больший крутящий момент на ведомом валу базовой коробки, что обуславливает применение для нее относительно большого межосевого расстояния.

Многоступенчатые коробки с задним дополнительным двухступенчатым редуктором. Задний двухступенчатый редуктор выполняют валным с двумя парами зубчатых колес (см. рис. 7.6, б) или планетарным (см. рис. 7.6, в). Его редукторная ступень является понижающей. При заднем расположении редуктора расширяется общий диапазон без увеличения нагрузок в базовой коробке. Диапазон редуктора, как правило, ограничивают ($D_{д.р} \leq 4$), так как с его увеличением усложняется переключение ступеней редуктора. Возможность иметь большой диапазон редуктора используют как для расширения общего диапазона

многоступенчатой коробки, так и для одновременного сокращения диапазона базовой коробки. Последнее приводит к уменьшению степени унификации базовой коробки, так как такой диапазон не позволяет использовать ее отдельно без дополнительного редуктора. Однако при этом уменьшается крутящий момент на ведомом валу базовой коробки, и она может быть выполнена более компактной с меньшим межосевым расстоянием. Кроме того, сокращение диапазона базовой коробки и связанное с этим значительное уплотнение ее ряда передаточных чисел уменьшают разность угловых скоростей и приведенный момент инерции в синхронизируемой системе при переключениях. Тем самым существенно снижаются нагрузки на синхронизаторы и появляется возможность синхронизировать все передачи. Вместе с тем при работе на нижней ступени заднего редуктора КПД многоступенчатой коробки передач снижается на 3—4 %.

На рис. 7.7, в, г показано построение ряда передаточных чисел восьмиступенчатых коробок, в которых базовая коробка имеет уплотненный геометрический ряд со знаменателем $q_{6.к} \approx 1,35 \div 1,40$. Диапазон редуктора перекрывает диапазон базовой коробки и выбирается из условия $D_{д.р} \approx \approx q_{6.к}^n$ (где n — число передач базовой коробки). Ряд многоступенчатой коробки в этом случае получается геометрическим во всем диапазоне со знаменателем $q_{к.п} = q_{6.к}$ (коробки передач ЯМЗ-238А, Volvo «R61»). Так же строится ряд и десятиступенчатой коробки передач. Плотность ряда при этом может быть повышена до $q \approx 1,25 \div 1,35$ (коробка передач Fuller «RT-910»).

На рис. 7.7, д показано построение ряда девятиступенчатой коробки передач. Ее пятиступенчатая базовая коробка имеет уплотненный геометрический ряд со знаменателем q_5 в сокращенном диапазоне, образованном второй—пятой передачами. Диапазон заднего редуктора перекрывает сокращенный диапазон базовой коробки и равен $D_{д.р} = q_5^{n-1} = q_5^4$. Блокировкой в механизме переключений исклю-

чается возможность включения первой передачи базовой коробки, когда в редукторе включена высшая (прямая) ступень. В результате коробка имеет девять передач вместо десяти потенциально возможных. В диапазоне передач $II—IX$ имеется геометрический ряд со знаменателем $q = q_c$. Между передачами $I—2$ шаг увеличен, т. е. $q_{1-2} = q_{I-II} > q_c$. В результате этого общий диапазон коробки может быть достаточно большим ($D_{к.п} = 12 \div 13$). Описанный вариант построения ряда многоступенчатой коробки с двухступенчатым редуктором и нечетным числом передач позволяет уменьшить необходимый диапазон редуктора и нагрузки на его синхронизаторы при достаточно большом общем диапазоне коробки. Так как первая передача базовой коробки исключается из числа включаемых на высшей ступени редуктора, то она может быть выполнена без синхронизатора.

На рис. 7.7, *е* показано построение ряда десятиступенчатой двухдиапазонной коробки передач. На высшем диапазоне (передачи $IV—5B$), являющемся собственным диапазоном базовой коробки, обеспечивается работа автомобиля в легких и средних условиях. На низшем диапазоне (передачи $1H—5H$), получаемом при включении понижающей ступени диапазона редуктора, обеспечивается работа автомобиля в средних и тяжелых условиях. Диапазон редуктора при этом перекрывает не весь диапазон базовой коробки, а лишь его некоторую часть. Многоступенчатая коробка передач с двумя самостоятельными диапазонами не имеет высокой плотности ряда передаточных чисел в области высших передач. В общем ее ряду коробки имеются почти повторяющиеся передаточные числа.

На рис. 7.7, *ж* показан вариант построения ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки передач с задним трехступенчатым редуктором.

7.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ

Редукторная часть большинства коробок передач механических трансмиссий имеет типовую компоновку. Это относится в основном к соосным трех-

вальным коробкам. Признаки типовой компоновки следующие: цельный литой картер; двухопорные валы; передняя опора ведущего вала расположена в расточке маховика или коленчатого вала; ведущий вал выполнен заодно с консольно расположенной шестерней привода промежуточного вала; передний подшипник ведомого вала установлен в расточке консольной части ведущего вала; зубчатые колеса жестко крепятся на промежуточном валу, в некоторых случаях вал выполняют заодно с частью зубчатых колес или вместе со всеми в виде блока; зубчатые муфты и синхронизаторы установлены на ведомом валу; зубчатые колеса высших передач расположены ближе к передней недостаточно жесткой опоре ведомого вала, а низших — ближе к задней.

Соосность ведущего и ведомого валов трехвальной коробки обеспечивается соосностью таких элементов, как отверстия под подшипники в картере, опорные шейки ведомого вала, шейки ведущего вала и гнездо в нем под передний подшипник ведомого вала. Коробка передач крепится к картеру сцепления, образуя вместе со сцеплением и двигателем силовой агрегат. В зависимости от принятой схемы подвески силового агрегата коробка передач может иметь поддерживающую упругую опору или не иметь ее. Относительно картера сцепления коробка передач центрируется с помощью выступающей части наружного кольца заднего подшипника ведущего вала или концентрично обработанного пояса на фланце крышки этого подшипника.

Конструктивно обеспечивается, как правило, следующая схема сборки коробки. Промежуточный вал в сборе, а затем и ведомый, без опорных подшипников вводят через достаточно широкое окно, выполненное в картере сверху (реже сбоку или снизу). После этого монтируют подшипники. Ведущий вал в сборе устанавливают через отверстие в картере под подшипник, для чего зубчатый венец вала выполняют меньшего размера, чем отверстие.

Требуемая общая жесткость конструкции обеспечивается главным об-

разом жесткостью картера и валов. По условию жесткости длина двух-опорных валов ограничивается. Поэтому между опорами размещают не более шести пар зубчатых колес.

Применяют также некоторые варианты компоновки трехвальных коробок передач. Коробки передач легковых автомобилей часто выполняют с удлинителем и с трехопорным ведомым валом (см. рис. 7.1, б, в). Основное назначение удлинителя — сокращение длины карданной передачи. В конструкции некоторых коробок одна из передач вынесена за заднюю стенку картера. Так, в коробке, схема которой показана на рис. 7.1, в, вынесена передача заднего хода, что позволило выполнить более компактной и жесткой основную часть коробки. В коробках, схемы которых показаны на рис. 7.2, г и д вынесена ускоряющая передача. Это позволяет унифицировать модификации коробок передач, например, шестиступенчатую с пятиступенчатой. В коробках, схемы которых показаны на рис. 7.2, в и д, число вилок переключения может быть сокращено на одну. В первом случае дополнительная вилка установлена для сокращения длины коробки, во втором — для уменьшения приведенного момента инерции согласованно вращающихся деталей коробки и уменьшения нагрузок на синхронизаторы. В коробке, схема которой дана на рис. 7.3, в, применены многоопорные валы и картер с разъемом в плоскости валов. Обеспечивая высокую жесткость, такое решение усложняет конструкцию. В этой коробке для уменьшения приведенного момента инерции и нагрузок синхронизатор второй-третьей передач размещен на промежуточном валу.

На рис. 7.8, а показана конструкция пятиступенчатой коробки передач автомобилей семейства КамАЗ. Коробка имеет типовую компоновку редукторной части. Все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. Синхронизаторы установлены для пятой-четвертой и третьей-второй передач. Зубчатые колеса первой передачи и заднего хода прямозубые, остальные — косозубые. Поддача масла в продольный канал ведомого вала 3

производится маслonaгнетающим кольцом 2, установленным на ведущем валу 1. Для установки коробки отбора мощности у картера коробки передач справа и слева имеются люки, закрытые крышками. Привод коробки отбора мощности осуществляется от прямозубой шестерни заднего хода с модулем 4,25 мм.

Пятиступенчатая коробка передач автомобилей семейства КамАЗ используется также в качестве базовой для десятиступенчатой модели и имеет с последней высокую степень унификации. За исключением ведущего вала 1 в десятиступенчатой модели используются все детали базовой пятиступенчатой коробки. С целью унификации передний конец промежуточного вала 4 последней имеет шлицы, обеспечивающие соединение с промежуточным валом делителя. Делитель установлен впереди базовой коробки (рис. 7.8, б). В случае его установки вал 1 базовой коробки заменяется валом 5. Переключение делителя производят с помощью синхронизатора. При соединении вала 7 с валом 5 получают прямую ступень делителя, а вала 7 с шестерней 6 — ускоряющую. Картер 8 делителя выполнен отдельно от картера базовой коробки, но объединен с картером сцепления.

На рис. 7.9 показана конструкция восьмиступенчатой коробки передач. Задний редуктор двухступенчатый, имеет прямую и пониженную ступени. Главными особенностями конструкции коробки являются следующие: общий картер 1 для четырехступенчатой базовой части и заднего редуктора; оригинальное размещение зубчатых колес заднего хода. От зубчатого колеса 2 первой передачи ведомого вала базовой части коробки приводится по вращению зубчатое колесо 8 вала 7 заднего хода, который проходит в отсек заднего редуктора и с помощью свободно установленной шестерни 6 соединяется с колесом 4 первой пары редуктора. Включение заднего хода производится муфтой 5. При таком размещении зубчатых колес заднего хода сокращается длина коробки. Промежуточные валы 9 и 3 выполнены заодно с зубчатыми колесами низших ступеней соответственно

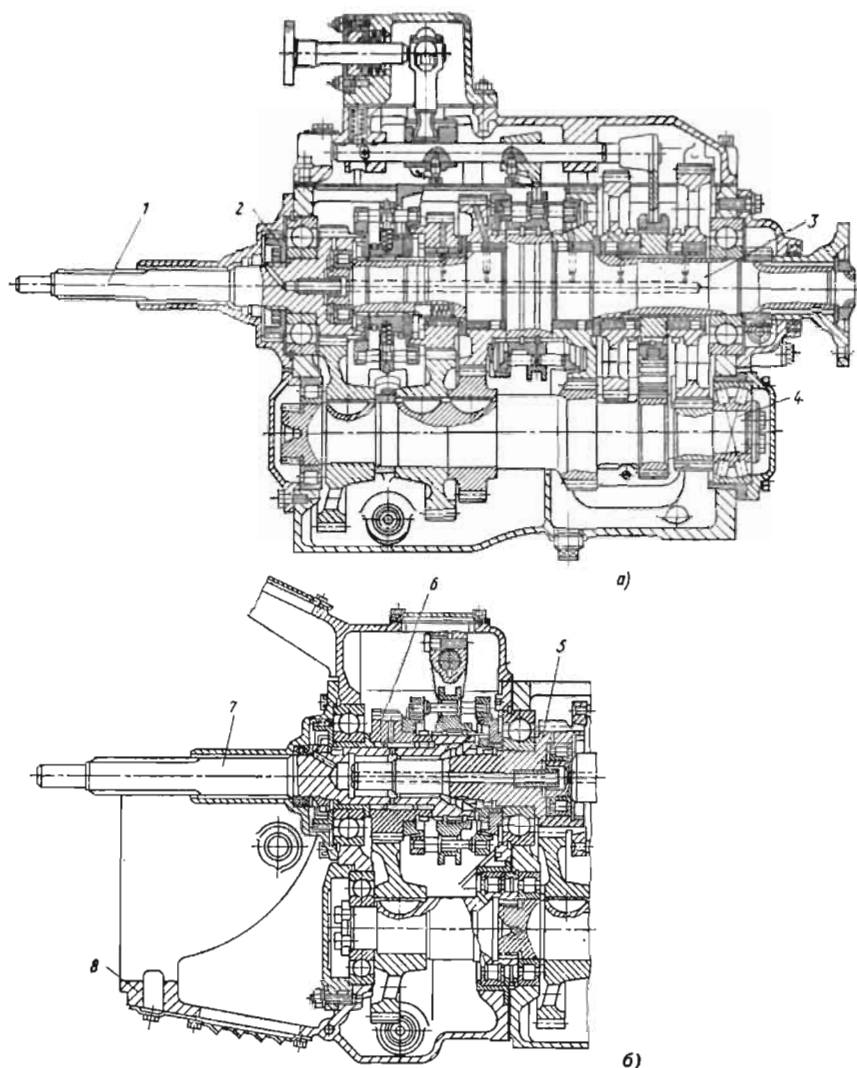


Рис. 7.8. Унифицированные коробки передач автомобилей семейства КамАЗ:
 а — пятиступенчатая; б — десятиступенчатая (показан передний редуктор)

базовой части и заднего редуктора. Остальные зубчатые колеса промежуточных валов зафиксированы на их шейках с помощью мелкошлицевых соединений. Шлицевые участки на шейках вала занимают не более $\frac{1}{5}$ длины шейки, что облегчает сборку.

На рис. 7.10 показана конструкция девятиступенчатой коробки передач. Коробка выполнена на базе пятиступенчатой и имеет задний двухступенчатый планетарный редуктор. Шестерни первой передачи и заднего хода выполнены заодно с промежуточным

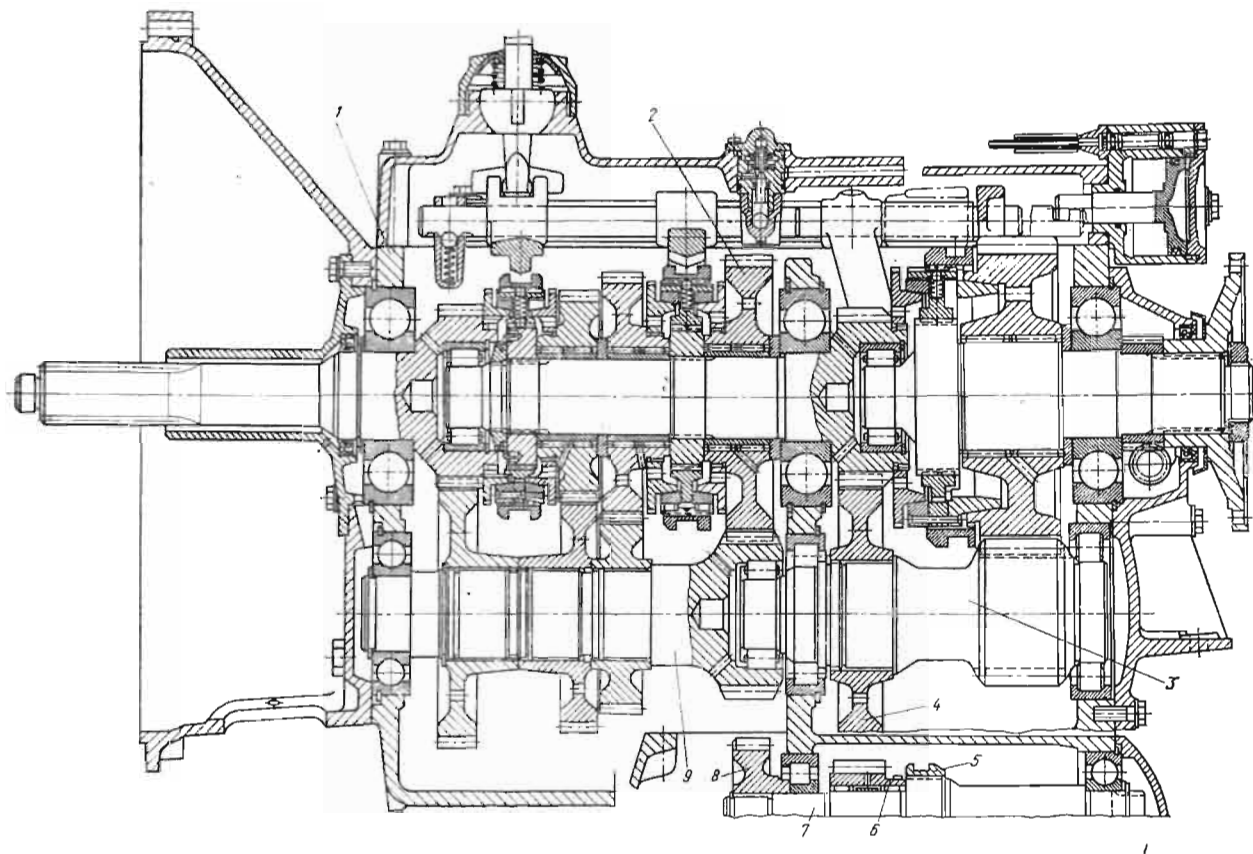
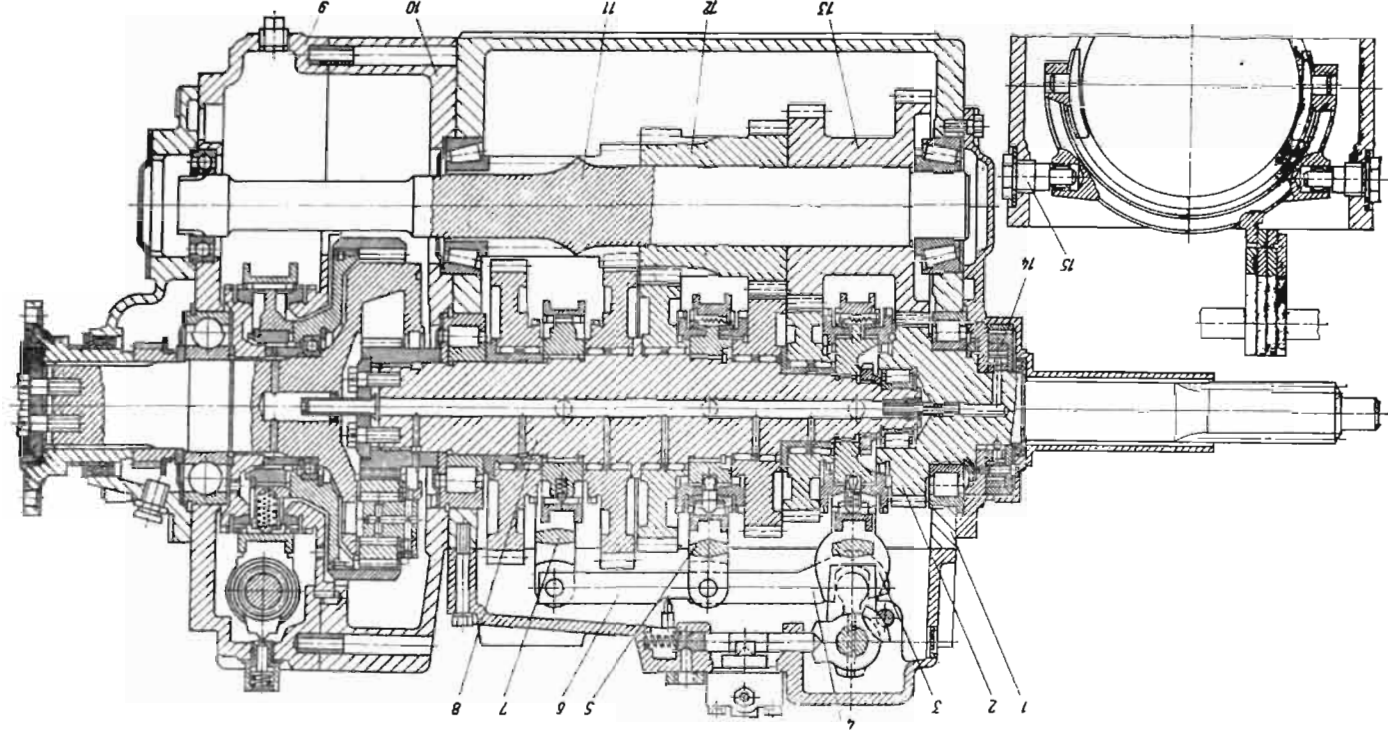


Рис. 7.9. Восьмиступенчатая коробка передач



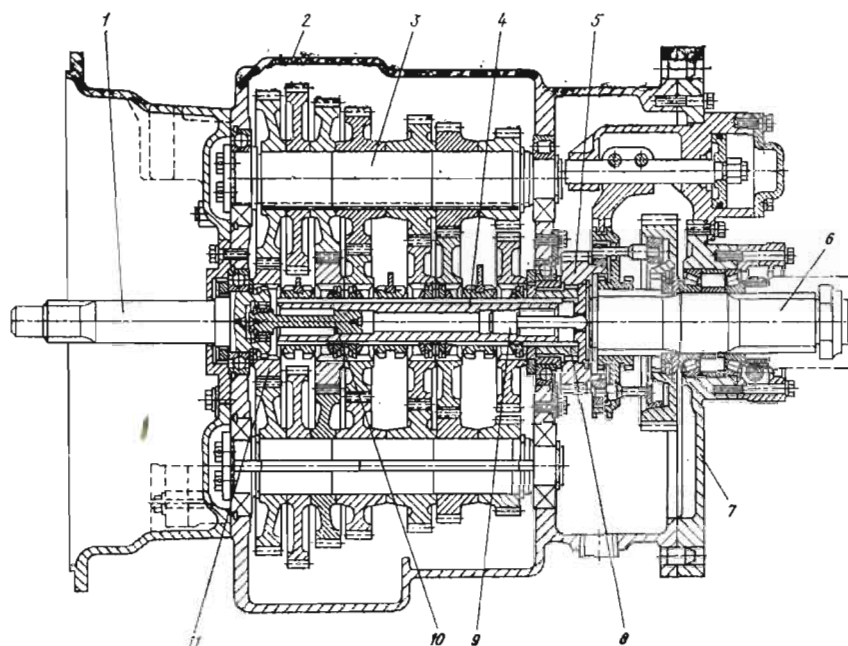


Рис. 7.11. Десятиступенчатая коробка передач

валом 11. Остальные зубчатые колеса промежуточного вала выполнены парно в виде блоков 12, 13 и напрессованы на вал. Картер планетарного редуктора состоит из двух половин 9 и 10. Для смазывания подшипников зубчатых колес ведомого вала 8 и элементов планетарного редуктора установлен насос 14. Отбор мощности может производиться с торца заднего конца удлиненного промежуточного вала 11, для чего последний выведен через картер редуктора и имеет на выходе поддерживающий шариковый подшипник.

На рис. 7.11 показана конструкция десятиступенчатой коробки передач. Коробка имеет пятиступенчатую базовую коробку и вальный двухступенчатый редуктор. Все зубчатые колеса прямозубые с постоянным зацеплением. Синхронизаторы установлены только в редукторе. Базовая коробка имеет ряд передаточных чисел с высокой плотностью ($q = 1,27$), при которой возможно переключение передач

без синхронизаторов. Зубчатые муфты базовой коробки имеют небольшой диаметр и выполнены со скосами на зубцах, что облегчает включение передач. Главной особенностью этой коробки передач является разделение силового потока на две ветви как в базовой коробке, так и в редукторе. Два промежуточных вала 3 установлены на подшипниках. Выравнивание нагрузок в параллельных ветвях обеспечивается применением в базовой коробке самоустанавливающейся ведомого вала 4. Концы этого вала поддерживаются небольшими круглыми торсионами 9 и 10, а соединение редуктора с шестерней 5 выполнено с помощью самоустанавливающейся зубчатой муфты 8. Условие сборки обеспечивается применением на ведомых валах 4 и 6 базовой коробки и редуктора, а также на ведущем валу 1 зубчатых колес с четным числом зубьев. Для базовой коробки и редуктора применен общий картер 2 со съемной задней стенкой 7. Шестер-

ня // выполнена отдельно и установлена на ведущем валу / с помощью шлицевого соединения, обеспечивающего некоторую степень самоустановки.

7.3. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Межосевое расстояние. Для соосных трехвалных коробок передач с двумя степенями свободы и неразветвленным силовым потоком межосевое расстояние a_w (в мм) может быть определено по величине крутящего момента на ведомом валу:

$$a_w \approx k_a \sqrt[3]{M_{\text{вых}}}, \quad (7.1)$$

где $k_a = 8,9 \div 9,3$ для коробок передач легковых автомобилей, $k_a = 8,6 \div 9,6$

$M_{\text{е max}}$, Н·м	170	260	340—420	700—850	900—1150
a_w , мм	85	105	125	140	160
Число передач	4	5		5	10

Межосевые расстояния коробок передач легковых автомобилей находятся в пределах 65—80 мм.

Осевой размер коробки передач. Осевой размер l по картеру определяется шириной b венцов зубчатых колес, шириной B подшипников и осевыми

для грузовых автомобилей (большие значения относятся к коробкам с ускоряющей передачей, а также коробкам автомобилей с дизелем); $M_{\text{вых}} = M_{\text{е max}} \eta_1$.

Значения a_w и k_a для выполненных конструкций приведены в табл. 7.1. Межосевое расстояние многоступенчатой коробки определяется как межосевое расстояние входящей в ее состав базовой коробки. В формулу (7.1) при этом следует подставить максимальное значение крутящего момента на ведомом валу базовой коробки, а коэффициент выбрать в пределах 9,5÷11.

Для коробок передач грузовых автомобилей ниже приведен рекомендуемый рациональный ряд межосевых расстояний.

размерами H зубчатых муфт и синхронизаторов. В табл. 7.1 приведены значения l , b , B , H , определенные по базовому размеру коробки, которым является межосевое расстояние a_w .

Рабочая ширина венцов зубчатых колес $b \approx (0,19 \div 0,23) a_w$. Большие

7.1. Геометрические характеристики коробок передач механических трансмиссий

Модель коробки передач	$M_{\text{к max}}$ на валу, Н·м	a_w	k_a	b/a_w	B/a_w	H/a_w	l/a_w
ЗАЗ-968	74/280	72,822	11,1	0,21	0,23	0,68	3,4
ВАЗ-2101	106/386	68	9,4	0,23	0,28	0,76	3,24 (3,5)*
«Москвич-2140»	112/380	65	9,0	0,20	0,27	0,78	2,9
«Волга» ГАЗ-24	186/632	77	8,9	0,22	0,245	0,79	3,02
ГАЗ-53	285/1800	110,625	9,1	0,19	0,19	0,58	2,22
ЗИЛ-130	402/2900	123,25	8,6	0,22	0,20	0,48	3,0
ЯМЗ-236Н	882/4500	165,75	10,0	0,20	0,21	0,47	2,86
КамАЗ, тип 14	637/4830	160	9,5	0,20	0,22	0,54	3,04
ЯМЗ-238А **	1100/2100	165,75	12,9	0,21	0,22	0,54	2,78
Volvo «R61»	1250/3280	160	10,8	0,21	0,25	0,39	2,08
Fuller «RT-915»	1200/2530	148	10,8	0,17	0,16	—	2,38
ZF «5S-110GP» **	1160/3160	154	10,5	0,19	0,20	0,36	2,63

Примечание. В числителе приведены моменты $M_{\text{к max}}$ на ведущем валу, а в знаменателе — на ведомом.

* В скобках даны значения с учетом ширины консольно расположенных зубчатых колес заднего хода.

** Все данные указаны для базовой коробки.

значения относятся к более нагруженным зубчатым колесам. Для выходной пары зубчатых колес заднего вального редуктора многоступенчатой коробки $b \approx (0,3 \div 0,4) a_w$.

Подшипники, устанавливаемые в коробках передач механических трансмиссий, имеют ширину $B \approx (0,25 \div 0,28) a_w$ для легковых автомобилей и $B \approx (0,20 \div 0,25) a_w$ для грузовых.

Осевые размеры зубчатых муфт и синхронизаторов зависят от конструктивных особенностей. Двусторонняя зубчатая муфта с синхронизаторами обычно имеет $H \approx (0,68 \div 0,78) a_w$ у легковых автомобилей и $H \approx (0,40 \div 0,55) a_w$ — у грузовых.

Ниже приведены осевые размеры l картеров коробок передач грузовых автомобилей.

Четырехступенчатой	$(2,2 - 2,7) a_w$
Пятиступенчатой	$(2,7 - 3,0) a_w$
Шестиступенчатой	$(3,2 - 3,5) a_w$

Для четырехступенчатой коробки легкового автомобиля $l \approx (3,0 \div 3,4) a_w$.

Диаметры валов. Размеры валов коробок передач выбирают исходя из условий обеспечения достаточной жесткости. Для трехвальных соосных коробок диаметр ведомого и промежуточного валов в средней их части (валы ступенчатые) $d \approx 0,45 a_w$; соотношение между наибольшим диаметром d вала и расстоянием l между его опорами $d/l \approx 0,16 \div 0,18$ для промежуточного вала и $0,18 - 0,21$ для ведомого.

Диаметр ведущего вала в шлицевой части

$$d = k_d \sqrt[3]{M_{e \max}}$$

где d — в мм; k_d — эмпирический коэффициент, $k_d = 4 \div 4,6$; $M_{e \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Размеры и типы подшипников. В трехвальных коробках применяют,

7.2. Типы и основные размеры подшипников качения, применяемых в коробках передач механических трансмиссий

Модель коробки передач	Задняя опора ведущего вала	Опора промежуточного вала		Опора ведомого вала	
		передняя	задняя	передняя	задняя
ЗАЗ-968	ШР1 25×62×17	РР1 30×62×17	ШР1 25×62×17	РК2 30×72×47	ШР1 25×62×17
ВАЗ-2101	ШР1 30×75×19	ШРУ2 20×50×20,6	РР1 25×55×18	РС 19,3×25,3× ×19,8	ШР1 30×72×19
«Москвич-2140»	ШР1 30×62×16	Р0 2,5×20—23	Р0 2,5×20—23	Р0 4,5×13—13	ШР1 30×72×19
ГАЗ-24	ШР1 30×75×19	РР1 3,5×30—21	Р0 3,5×30—21	Р0 5,5×15,8—14	ШР1 30×75×19
ГАЗ-53	ШР1 45×85×19	РР1 35×72×17	ШР1 35×80×21	Р0 7×17—14	ШР1 35×80×21
ЗИЛ-130	ШР1 60×110×22	РРН 42×72×19	ШР1 40×90×23	РС 29,96× ×43,96×33	ШР1 60×110×27
ЯМЗ-236Н	ШР1 70×150×35	РР1 40×90×23	ШР1 45×120×29	РРН 40×77,5×23	ШР1 55×140×33
ZF «5S-110GP»	РР1 85×150×28	РК1 50,8×100×35	РК1 50,8×100×35	РРН 30×60×26	РР1 69,8×150×35
Volvo «R61»	ШР1 65×160×37	ШР1 55×120×29	РРН 52×80×22	РРН 46×80×31	ШР1 85×160×37

Обозначения. ШР1 — шариковый радиальный однорядный; ШРУ2 — шариковый радиально-упорный двухрядный; РР1 — роликовый радиальный однорядный; РРУ2 — роликовый радиально-упорный двухрядный; РРН — роликовый радиальный без внешнего или внутреннего кольца; РС — роликовый с длинными цилиндрическими роликами, без колец; Р0 — комплект отдельных роликов или иголок; РК1 — роликовый конический однорядный; РК2 — то же двухрядный.

Основные размеры (в мм): для подшипников с сепаратором $d \times D \times B$, где d — диаметр шейки вала, D — внешний диаметр подшипника, B — ширина подшипника; для комплекта отдельных роликов или иголок $d_p \times l \div z$, где d_p — диаметр ролика (иглы); l — длина ролика, z — число роликов.

как правило, однорядные радиальные шарико- и роликоподшипники легкой и средней серии. Ниже приведены основные размеры таких подшипников, выраженные в долях межосевого расстояния a_w .

Размеры	d	D	B
Заднего вала:			
ведущего	0,15	0,90	0,22
ведомого	0,10	0,90	0,22
промежуточного	0,30	0,72	0,20
Переднего, промежуточного вала	0,30	0,61	0,20

Передняя шейка ведомого вала имеет диаметр $0,23a_w$. Более сложные и имеющие большую стоимость подшипники используют для одной из опор в двухвалных коробках передач легковых и спортивных автомобилей. В коробках, схемы которых показаны на рис. 7.4, одна из опор имеет двухрядный радиально-упорный подшипник. Наиболее часто такую конструкцию применяют для ведомых валов, имеющих на одном из концов коническую шестерню главной передачи. Аналогичные подшипники иногда устанавливают для одной из опор промежуточного вала трехвалных коробок. В коробке передач, представленной на рис. 7.10, для ведущего 2 и ведомого 8 валов применены цилиндрические роликоподшипники, способные воспринимать значительные осевые силы. Для промежуточного вала 11 в этой же коробке использованы конические роликоподшипники. Типы и основные размеры подшипников, устанавливаемых в коробках передач механических трансмиссий, приведены в табл. 7.2.

7.4. ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Нормальный модуль m_n . Ниже приведены значения m_n (в мм) коробок передач механических трансмиссий различных автомобилей.

Легковой автомобиль класса:	
особо малого и малого	2,25—2,75
среднего	2,75—3,0
Грузовые автомобили грузоподъемностью:	
малой и средней	3,5—4,25
большой	4,25—5,0

Зубчатые колеса с модулем, равным 5 или иногда 6 мм, применяют для

первой передачи в коробках передач грузовых автомобилей большой грузоподъемности при малом числе зубьев шестерни ($z = 12$), а также для выходной пары заднего вального редуктора многоступенчатых коробок.

Размерный ряд применяемых модулей и исходный контур для зубчатых колес трансмиссии должны удовлетворять требованиям ОСТ 37.001.222—80 и ОСТ 37.001.223—80.

Угол наклона β линии зуба. Большинство зубчатых колес в коробках передач автомобилей выполняют косо-зубыми для уменьшения шума при работе и повышения прочности. Угол наклона линии зуба косо-зубых колес имеет следующие значения (в $^\circ$).

Коробки легковых автомобилей:	
трехвалльные	22—34
двухвалльные	20—25
Коробки грузовых автомобилей	18—26

При выборе угла наклона учитывают: необходимость обеспечения достаточного осевого перекрытия; ограничение осевой силы, действующей на подшипники валов; необходимость выдерживать заданное межосевое расстояние; условие уравнивания осевых сил на промежуточном валу (для трехвалных коробок).

Для относительно узких зубчатых колес коробок передач достаточным является осевое перекрытие, при котором коэффициент $e_\beta = 1$. Угол наклона β , удовлетворяющий условию $e_\beta = 1$, определяют из равенства

$$\beta = \arcsin (\pi m_n / b). \quad (7.2)$$

Практически для уменьшения осевой силы часто применяют зубчатые колеса с несколько меньшими углами наклона линии зуба. В этих случаях необходимо проверять величину геометрического показателя плавности k_ϵ , равного отношению минимальной суммарной длины контактных линий в зацеплении к номинальной. Чтобы в результате уменьшения угла β по отношению к значению, удовлетворяющему равенству (7.2), снижение плавности работы не стало значительным, следует иметь $k_\epsilon \geq 0,94$. Проверку значения k_ϵ производят, используя ГОСТ 16532—70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии» (приложение 5).

Во всех случаях значение угла β должно быть уточнено на основе зависимостей между межосевым расстоянием и принятыми параметрами зубчатых колес. Перед уточнением угла решается вопрос о применении смещений.

Коэффициент смещения x исходного контура. Главное назначение смещения — повышение прочности зубьев. Передача, в которой число зубьев шестерни $z_{ш} \geq 23$ и передаточное число $u \geq 1,5$, может выполняться без смещения ($x_{ш} = x_k = 0$). При $z_{ш} < 23$ и $u \geq 2$ передачу выполняют обычно равносмещенной ($x_{ш} > 0$, $x_k = -x_{ш}$) или смещенной ($x_{ш} > x_k$, $x_{\Sigma} > 0$).

В первом случае прочность зубьев шестерни и колеса приблизительно одинакова в результате некоторого повышения прочности зубьев шестерни и допустимого снижения прочности зубьев колеса. Во втором случае можно повысить прочность зубьев шестерни, практически не снижая (иногда повысив) прочность зубьев колеса. При $z_{ш} < 23$ и $u < 2$ передачу, как правило, выполняют смещенной. Выбирая коэффициенты смещения, руководствуются специальной справочной литературой и приложениями 2, 3 ГОСТ 16532—70. На выбор смещений могут влиять геометрические условия. Например, если при заданном модуле и одинаковых углах β требуется выполнить соседние пары зубчатых колес с различным суммарным числом зубьев z_{Σ} , то это достигается введением смещений.

Суммарное число зубьев z_{Σ} кинематической пары. После выбора межосевого расстояния a_w и модуля m_n выбирают сначала предварительное значение угла $\beta_{пр}$, например, удовлетворяющее равенству (7.2) или несколько меньшее. Затем определяют суммарное число зубьев $z_{\Sigma пр}$

$2a_w \cos \beta_{пр} / m_n$. Величину $z_{\Sigma пр}$ округляют до целого значения z_{Σ} и находят уточненное значение угла наклона

$$\beta = \arccos(0,5m_n z_{\Sigma} / a_w). \quad (7.3)$$

Если при подборе чисел зубьев меняют z_{Σ} , сохранив $x_{\Sigma} = 0$, то угол β

также изменится в соответствии с равенством (7.3).

Смещенная положительная передача имеет $x_{\Sigma} > 0$. Если предварительно выбраны значения a_w , m_n , z_{Σ} и при этом желательно получить коэффициент x_{Σ} , близкий к некоторому предварительно выбранному значению, следует задаться вспомогательной величиной y , несколько меньшей желательной величины x_{Σ} , и определить необходимое значение угла β и уточненное значение x_{Σ} :

$$a = a_w - ym_n;$$

$$\beta = \arccos(0,5m_n z_{\Sigma} / a);$$

$$\alpha_l = \arctg(\tg \alpha / \cos \beta); \quad (7.4)$$

$$\alpha_{l_w} = \arccos(a \cos \alpha_l / a_w); \quad (7.5)$$

$$x_{\Sigma} = z_{\Sigma} (\operatorname{inv} \alpha_{l_w} - \operatorname{inv} \alpha_l) / (2 \tg \alpha), \quad (7.6)$$

где α — угол профиля исходного контура.

Если смещения в передаче применяют для компенсации уменьшения z_{Σ} , что иногда делается при подборе чисел зубьев, или уменьшения угла β с целью уменьшения осевой силы, то необходимое значение x_{Σ} определяют, используя зависимости (7.4)—(7.6). Предварительно находят межосевое расстояние условной несмещенной передачи: $a = 0,5m_n z_{\Sigma} / \cos \beta$ (где z_{Σ} и β — скорректированные величины).

Осевые силы на косозубых колесах промежуточного вала трехвальной коробки передач уравновешены при условии $\lg \beta_n / d_n = \lg \beta_i / d_i$ (где β_n и d_n — соответственно угол наклона линии зубьев и делительный диаметр ведомого зубчатого колеса привода промежуточного вала; β_i и d_i — то же для ведущего зубчатого колеса включенной передачи). Практически допускается небольшая избыточная сила, действующая в одном направлении на всех передачах. Осевая сила не уравновешена на первой передаче и заднем ходу, если зубчатые колеса этих передач примозубые.

7.3. Параметры зубчатых колес коробок передач механических трансмиссий

Передача	$z_{вц}$	$z_{вм}$	$b_{ш},$ мм	$m_n,$ мм	β	$x_{вц}$	$x_{вм}$
ЗАЗ-968							
Первая	10	38	13	2,75	25°	+0,303	-0,303
Вторая	17	36	14	2,5	24°	+0,206	-0,082
Третья	22	31	14	2,5	24°	+0,062	+0,062
Четвертая	27	26	15	2,5	24°	+0,062	+0,062
Заднего хода	10	19	11	2,75	25°	+0,303	+0,3
То же	16	35	10	3	0	+0,780	+0,387
ВАЗ-2101							
Привода промежуточного вала	17	29	16	2,5	31°	+0,354	+0,04
Первая	15	33	15,5	2,5	27°	+0,391	-0,119
Вторая	20	27	15	2,5	29°	+0,313	+0,04
Третья	24	21	16	2,5	31°	+0,538	+0,578
Заднего хода	15	19	12	2,5	0	+0,648	+0,152
То же	19	34	11	2,5	0	+0,152	-0,008
«Москвич-2140»							
Привода промежуточного вала	17	27	12	2,5	32° 12' 15"	+0,2	-0,2
Первая	15	33	13	2,5	21° 18' 8"	+0,24	0
Вторая	21	27	12	2,5	22° 11' 33"	+0,08	0
Третья	25	21	14	2,5	27° 47' 45"	-0,04	+0,04
Заднего хода	15	21	13	2,5	0	+0,5	+0,296
То же	21	32	12	2,5	0	+0,296	-0,012
ГАЗ-24							
Привода промежуточного вала	16	29	15,5	2,75	34° 22' 31"	+0,487	+0,327
Первая	15	29	17,5	3	29° 8' 42"	+0,502	0
Вторая	20	25	16,5	3	29° 8' 42"	0	-0,094
Третья	25	20	16,5	2,75	34° 22' 31"	+0,327	+0,487
Заднего хода	16	19	15	3	0	+0,06	+0,4
То же	19	31	15	3	0	+0,4	+0,55
ГАЗ-53А							
Привода промежуточного вала	17	41	20	3,5	23° 26' 5"	+0,171	-0,171
Первая	14	38	24	4,25	0	+0,147	-0,1175
Вторая	25	32	20	3,5	23° 26' 5"	+0,314	+0,231
Третья	34	24	22	3,5	23° 26' 5"	0	0
Заднего хода	14	19	20	4,25	0	+0,147	+0,127
То же	16	38	20,5	4,25	0	+0,03	-0,1175
ЗИЛ-130							
Привода промежуточного вала	20	43	25	3,5	24° 40' 15"	+0,138	-0,138
Первая	13	45	30	4,25	0	+0,518	-0,518
Вторая	22	42	29	3,5	24° 40' 15"	+0,314	-0,314
Третья	31	33	28	3,5	24° 40' 15"	0	0
Четвертая	38	26	26	3,5	24° 40' 15"	0	0
Заднего хода	20	22	25	4,25	0	+0,306	-0,306
То же	15	45	26	4,25	0	+0,518	-0,518
ЯМЗ-238А							
Привода промежуточного вала	28	38	35	4,5	26° 22' 20"	0	0
Первая	27	39	37	4,5	24°	+0,438	+0,314
Вторая	33	34	32	4,5	23°	+0,239	+0,217
Четвертая	44	23	32	4,5	23° 30'	-0,164	+0,475
Заднего хода	20	31	35	4,25	0	+0,335	+0,2
То же	31	44	35	4,25	0	+0,2	+0,146
Дополнительного редуктора	25	42	38	4,5	23°	+0,353	+0,109
То же	20	47	46	4,5	22° 30'	+0,433	+0,168

Продолжение табл. 7.3

Передача	$z_{вц}$	$z_{вм}$	b_{ω} мм	m_n мм	β	$x_{вц}$	$x_{вм}$
ЯМЗ-236Н							
Привода промежуточного вала	28	38	35	4,5	26° 22' 20"	0	0
Первая	16	62	32	4,25	0	+0,4	-0,4
Вторая	22	47	32	4,25	26°	+0,653	0
Третья	33	37	32	4,25	24°	+0,408	+0,328
Пятая	47	23	32	4,25	24°	0	+0,7
Заднего хода	16	25	28	4,25	0	+0,4	+0,14
То же	24	62	28	4,25	0	+0,4	-0,4
КамАЗ, тип 15							
Привода промежуточного вала	25	46	31,5	4,25	18°	+0,695	-0,366
Первая	12	51	38	5	0	+0,7	-0,172
Вторая	21	46	33,5	4,5	17°	+0,766	-0,216
Третья	28	38	31	4,5	19° 31"	+0,363	+0,212
Четвертая	36	30	30	4,5	21°	+0,212	0
Заднего хода	19	27	32	4,25	0	+0,572	0
То же	17	49	30	5	0	+0,628	-0,1
Дополнительного редуктора	28	42	30	4,5	19°	+0,423	+0,242

Для несмещенной или равносменной прямозубой передачи суммарное число зубьев определяют из равенства $z_{\Sigma пр} = 2a_{\omega}/m_n$. При $x_{\Sigma} = 0$ значение $z_{\Sigma пр}$ может быть целым числом только в том случае, если межосевое расстояние кратно модулю. В противном случае $z_{\Sigma пр}$ округляют до целого меньшего числа z_{Σ} , и передача при заданных значениях a_{ω} и m может быть выполнена только смещенной с $x_{\Sigma} > 0$. Необходимое значение x_{Σ} при этом рассчитывают в следующем порядке:

$$a = 0,5mz_{\Sigma};$$

$$\alpha_{\omega} = \arccos(a \cos \alpha / a_{\omega});$$

$$x_{\Sigma} = z_{\Sigma} (\operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) / (2 \operatorname{tg} \alpha).$$

Для увеличения x_{Σ} с целью повышения прочности зубьев можно дополнительно уменьшить z_{Σ} на один-два зуба.

Для прямозубых передач заднего хода может быть определено межосевое расстояние при выбранных значениях z_{Σ} , m , $x_{ш}$, x_k (x_{Σ}):

$$\operatorname{inv} \alpha_{\omega} = (x_{\Sigma} 2 \operatorname{tg} \alpha / z_{\Sigma}) + \operatorname{inv} \alpha;$$

$$a_{\omega} = 0,5mz_{\Sigma} \cos \alpha / \cos \alpha_{\omega}.$$

Значения параметров зубчатых колес коробок передач механических трансмиссий приведены в табл. 7.3.

Число зубьев зубчатых колес. Для определения чисел зубьев ведущего ($z_{вц}$) и ведомого ($z_{вм}$) зубчатых колес пары используют систему двух уравнений

$$\left. \begin{aligned} z_{вц} + z_{вм} &= z_{\Sigma}; \\ z_{вм}/z_{вц} &= u_p, \end{aligned} \right\} (7.7)$$

где u_p — передаточное число от ведущего зубчатого колеса к ведомому.

Определение z_{Σ} рассмотрено выше.

Для решения системы (7.7) необходимо определить также величину u_p . Для передач переднего хода двухвалных коробок (см. рис. 7.4) $u_p = u_i$ (где u_i — передаточное число коробки). Для передач заднего хода трехвальной коробки с двумя степенями свободы (см. рис. 7.3, а) $u_i = u_n u_{pi}$ (где u_n — передаточное число пары привода промежуточного вала; u_{pi} — то же пары данной i -й передачи). Величину u_n целесообразно определять исходя из заданного передаточного числа u_i первой передачи. При этом учитывают следующие ограничения: шестерня первой передачи должна иметь размеры, позволяющие выполнить промежуточный вал до-

статочно жестким; число зубьев этой шестерни по условию качества зацепления не должно быть менее 12; шестерня ведущего вала должна иметь размеры, позволяющие выполнить гнездо под передний подшипник ведомого вала; для обеспечения сборки желательно, чтобы внешний диаметр этой шестерни не превышал размер отверстия в картере под подшипник ведущего вала; для уменьшения нагрузок большая часть общего передаточного числа первой передачи должна приходиться на пару первой передачи.

Распределение передаточного числа u_1 оказывается рациональным, если число зубьев $z_{1вщ}$ шестерни первой передачи будет находиться в следующих пределах: $z_{1вщ} = 17 \div 15$ для коробок передач легковых автомобилей ($u_1 = 3,5 \div 3,8$) и $z_{1вщ} = 16 \div 12$ для коробок передач грузовых автомобилей ($u_1 = 6 \div 8$). Меньшие значения $z_{1вщ}$ относятся к коробкам передач с большими значениями u_1 и большим модулем зубчатых колес первой передачи.

Передаточные числа отдельных пар первой передачи $u_{p1} = (z_{1с} - z_{1вщ})/z_{1вщ}$; пары привода промежуточного вала $u_p = u_1/u_{p1}$; других пар передачи переднего хода $u_{pi} = u_i/u_p$. Аналогично определяют передаточные числа отдельных пар зубчатых колес базовой коробки многоступенчатых коробок передач с тремя степенями свободы. Исходными при этом являются передаточные числа базовой коробки.

Для дополнительного редуктора многоступенчатой коробки передач передаточные числа отдельных пар зубчатых колес определяют исходя из схемы редуктора и его диапазона $D_{д.р.}$ Для переднего делителя, имеющего прямую и одну редукторную (повышающую или понижающую) ступени (см. рис. 7.6, а), передаточное число $u_d = z_{д.вм}/z_{д.вщ} = u_{р.н} u_p$ (где $u_{р.н} = D_{д.р}$ для понижающего делителя; $u_{р.н} = 1/D_{д.р}$ — для повышающего).

Для заднего дополнительного редуктора, имеющего прямую и понижающую ступени (см. рис. 7.6, б), передаточные числа отдельных пар зубчатых колес следующие: $u_{р.н} =$

$= D_{д.р.}$; $u_t = (z_{с.т} - z_{т.вщ})/z_{т.вщ}$, $u_c = z_{с.вм}/z_{с.вщ} = u_{р.н}/u_t$, где u_t и u_c — передаточные числа соответственно тихоходной и быстроходной пар редуктора; $z_{с.т}$ и $z_{т.вщ}$ — соответственно суммарное число зубьев и число зубьев шестерни тихоходной пары редуктора. Величины $z_{с.т}$ и $z_{т.вщ}$ предварительно выбирают.

Зубчатые колеса заднего планетарного редуктора (рис. 7.6, в). Ведущим звеном в редукторе является солнечная шестерня (z_s), ведомым — водило (h), а тормозным — эпициклическое зубчатое колесо (z_b). Высшая ступень (прямая) получается при блокировке механизма путем соединения эпициклического колеса с водилом, низшая — остановкой колеса. Передаточное число низшей ступени $u_{р.н} = 1 - (z_b/z_s)$. Число сателлитов $l_p = 3 \div 5$, чаще применяют $l_p = 5$. Межосевое расстояние заднего планетарного редуктора $a_{wp} \approx (0,5 \div 0,55) a_{об}$ (где $a_{об}$ — межосевое расстояние базовой коробки).

Предпочтение отдается прямозубым передачам. Модуль зубчатых колес в выполненных конструкциях находится в пределах 2,75—3,5. Число зубьев z_b и z_s и число сателлитов подбирают так, чтобы удовлетворялись условия сборки, соосности и размещения. Если заданное передаточное число и условие сборки обеспечиваются при $z_a + z_g = z_b - z_g$ (где z_g — число зубьев сателлита), то коэффициенты смещений зубчатых колес редуктора должны удовлетворять равенству $x_{с.аг} = x_{с.бг}$, т. е. $x_a + x_g = x_b - x_g$. Если передаточное число и условие сборки обеспечиваются при $z_a + z_g \neq z_b - z_g$, то для соблюдения условия соосности, заключающегося в равенстве межосевых расстояний сателлита во внешнем зацеплении $a_{с.аг}$ и внутреннем $a_{с.бг}$, необходимо применить компенсирующие смещения. Значения $x_{с.аг}$ и $x_{с.бг}$ при этом рассчитывают:

$$a_{аг} = 0,5m(z_a + z_g);$$

$$a_{бг} = 0,5m(z_b - z_g);$$

$$\alpha_{аг} = \arccos(a_{аг} \cos \alpha / a_{wp});$$

$$\alpha_{бг} = \arccos(a_{бг} \cos \alpha / a_{wp});$$

$$x_{\Sigma ag} = (z_a + z_g)(\operatorname{inv} \alpha_{wag} - \operatorname{inv} \alpha)/(2 \operatorname{tg} \alpha);$$

$$x_{\Sigma bg} = (z_b + z_g)(\operatorname{inv} \alpha_{wbg} - \operatorname{inv} \alpha)/(2 \operatorname{tg} \alpha).$$

Чтобы избежать неблагоприятных значений x , разница между величинами $(z_a + z_g)$ и $(z_b + z_g)$ должна быть небольшой. В выполненных конструкциях эта разница не превышает трех.

7.5. ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ

Для коробок передач с двумя степенями свободы наибольшее распространение получило управление с механическим приводом переключения передач. При достаточно близком расположении коробки передач и рабочего места водителя рычаг и механизм переключения размещают в крышке коробки. Привод в этом случае — непосредственный. В коробках передач легковых автомобилей рычаг переключения иногда устанавливают на картере удлинителя или в специально выполненном кронштейне крышки коробки передач для наиболее удобного размещения рычага у рабочего места водителя. При удаленном расположении силового агрегата, в том числе при компоновке кабины над двигателем, применяют дистанционное управление. Дистанционное управление с механическим приводом иногда заменяют полуавтоматическим или автоматическим.

Перемещение зубчатых муфт или передвигание зубчатого колеса при переключениях передач производится с помощью вилок. Последние имеют или поступательное перемещение, или качательное. Наиболее распространен привод с поступательным перемещением вилок (см. рис. 7.8, а и 7.9). Привод с качательным движением вилок применяют, например, для коробки передач, показанной на рис. 7.10. Вилки 3, 5, 7 установлены на игольчатых подшипниках на осях 15, закрепленных в боковых стенках картера 1. Привод к вилкам 5 и 7 осуществляется продольными штангами 4 и 6.

Механизм переключения передач, кроме его основных элементов, включает устройства для фиксации ней-

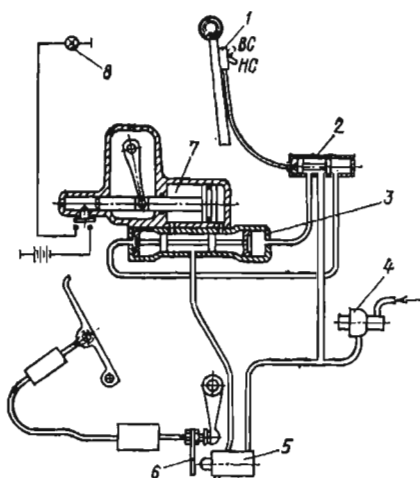


Рис. 7.12. Схема управления передним дополнительным редуктором-делителем десятиступенчатой коробки передач КамАЗ, тип 15:

1 — переключатель крана управления делителем; 2 — кран управления делителем; 3 — воздушный распределитель; 4 и 5 — клапаны, соответственно редукционный и включения ступеней делителя; 6 — упор; 7 — пневмоцилиндр; 8 — сигнальная лампа; ВС и НС — соответственно высшая и низшая ступени в делителе

трального положения и включенной передачи (фиксаторы) и предотвращения одновременного перемещения двух вилок (замок), а также предохранитель, затрудняющий перевод рычага переключения в положение, при котором может быть включен задний ход (иногда и первая передача).

Удобство управления при механическом приводе обеспечивается рациональным расположением рычага переключения и ограничениями расчетного усилия, прикладываемого к рукоятке рычага, хода рычага, числа его положений (числа штоков).

Для многоступенчатых коробок передач с тремя степенями свободы применяют комбинированную систему управления. Базовая коробка имеет управление с механическим приводом, а дополнительный редуктор, как правило, — преселекторное, в котором используется пневматический или электропневматический привод. На рис. 7.12 показана принципиальная

схема управления делителем много-ступенчатой коробки передач. В этой схеме используется пневматический привод. Выбор ступени делителя производится водителем с помощью переключателя 1, установленного на рычаге переключения передач базовой коробки. Чтобы после установки переключателя 1 в положение включения требуемой ступени делителя произошло переключение передач базовой коробки и включение требуемой, необходимо выключить сцепление. При этом упор 6, перемещаясь вместе со штоком привода сцепления, воздействует на клапан 5 включения ступеней делителя.

Зубчатые муфты. В коробках передач зубчатые муфты выполняют с прямыми зубьями, имеющими наиболее технологичный эвольвентный профиль. Для муфт коробок передач легковых автомобилей модуль $m = 2,0 \div 2,5$ мм; грузовых автомобилей $m = 2,5 \div 5,0$ мм.

Величину делительного диаметра d зубчатого венца муфты и параметры зубьев выбирают. Необходимая длина зуба l (в мм) предварительно может быть определена:

$$l \approx 2M_M / (dzh\sigma_{см}),$$

где M_M — момент, передаваемый муфтой на режиме максимального момента

7.4. Статистические уровни номинального напряжения смятия в зубчатых муфтах коробок передач механических трансмиссий

Коробка передач	Передача	$\sigma_{см}$, МПа
Легкового автомобиля	Высшая	10—20
	Низшая	20—45
	Промежуточная	15—35
Грузового автомобиля	Высшая	20—40
	Низшая	40—100
	Промежуточная	30—60
Многоступенчатая (задние дополнительные редукторы)	Низшая ¹	80—200
С разветвленным силовым потоком	Низшая базовой коробки	60—140
	Низшая ¹ дополнительного редуктора	120—300

¹ Ступень.

двигателя, Н·м; z — число зубьев; h — активная высота зуба, мм; $\sigma_{см}$ — номинальное напряжение смятия, МПа.

Значения $\sigma_{см}$ для выполненных конструкций зубчатых муфт приведены в табл. 7.4. Большие значения $\sigma_{см}$ относятся к зубчатым муфтам с меньшим временем работы под нагрузкой. Зубчатые муфты коробок передач с разветвленным силовым потоком передают только крутящий момент, и в их соединении отсутствует поперечная сила. Поэтому для них принимают повышенные значения $\sigma_{см}$.

Для уменьшения хода вилки переключения и осевого размера коробки передач стремятся уменьшить длину зубьев за счет увеличения диаметра. Параметры зубчатых муфт некоторых коробок передач приведены в табл. 7.5 (где D и d — наружный и внутренний диаметры соответственно охватываемой и охватывающей деталей; l — рабочая длина зуба; z — число зубьев муфты).

Кроме достаточной прочности и компактности зубчатые муфты должны обеспечить невозможность самовыключения под нагрузкой. Самовыключение может явиться следствием ряда дефектов: неполного (не на всю длину зубьев) включения муфты вследствие погрешностей в исходных положениях соединяемых элементов; неисправности или чрезмерного износа фиксаторов положений вилки; неравномерного изнашивания зубьев муфты по длине. Отсутствие погрешностей в исходном положении элементов обеспечивается при проектировании разрабаткой допусковой схемы.

На рис. 7.13 показаны основные виды муфт и варианты выполнения их зубьев. Для уменьшения вероятности самовыключения зубья муфт выполняют или с небольшой конусностью по длине (рис. 7.13, а), или с выступом по длине (рис. 7.13, б). Зубья с конусностью имеют у торца большую толщину. Осевая сила, возникающая под действием нагрузки, препятствует выходу их из зацепления. Под нагрузкой в сопряженных зубьях создается замок, препятствующий самовыключению. В конструкции, показанной на рис. 7.13, б, зубчатые венцы двусторонней муфты выполнены

7.5. Параметры зубчатых муфт коробов передач механических трансмиссий

Передача	Параметр					Передача	Параметр				
	D, мм	d, мм	l, мм	m, мм	z		D, мм	d, мм	l, мм	m, мм	z
Высшая Низшая	ЗАЗ-968					Высшая Средняя Низшая Дополнительный редуктор	КамАЗ, тип. 15				
	82	79	3	2	42		94	86	6,5	4,5	20
Высшая Низшая	ВАЗ-2101					Дополнительный редуктор	122,5	115,5	6,5	4	30
	62	56,5	12	2	30		124	115,5	9	5	24
Высшая Низшая	«Москвич-2140»					Дополнительный редуктор	94	86	6,5	4,5	20
	62	56,5	12	2	30		ЯМЗ-238А				
Высшая Низшая	ГАЗ-24					Дополнительный редуктор	79,4	71,4	9	4,25	18
	62	57	4	2	30		131,5	123,5	9	4,25	30
Высшая Низшая	ГАЗ-53А					Дополнительный редуктор	131,5	123,5	9	4,25	30
	70,5	65	4,5	2	33		94	86	13,5	5	18
Высшая Низшая	ЗИЛ-130					Дополнительный редуктор	Volvo «R61»				
	76,5	70	4,5	2	36		158,25	153,74	5	3,25	48/33
Высшая Низшая	ЯМЗ-236Н					Дополнительный редуктор	170,25	165,7	4,1	3,5	48/36
	81	75	5,5	2,6	30		191,6	186,1	5,2	4	44/36
Высшая Средняя	ЯМЗ-236Н					Дополнительный редуктор	ZF «5S-110GP»				
	67,5	60	8	3,75	16		157,4	151,5	5	3,5	45/33
Высшая Средняя	ЯМЗ-236Н					Дополнительный редуктор	157,4	151,5	5	3,5	45/33
	64,3	57	7	3,5	18		143	135	5	5	27
Высшая Средняя	ЯМЗ-236Н					Дополнительный редуктор	191,5	186,1	5	3	63/51
	84,3	77	7	3,5	23						
Высшая Средняя	ЯМЗ-236Н					Дополнительный редуктор					
	79,4	71,4	9	4,25	18						
Высшая Средняя	ЯМЗ-236Н					Дополнительный редуктор					
	131,5	123,5	9	4,25	30						

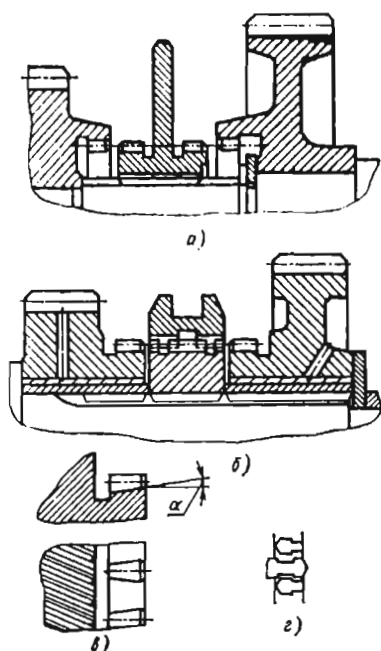


Рис. 7.13. Виды зубчатых муфт и их зубьев:

а и б — передвигные муфты соответственно с охватываемыми и охватывающими зубьями; а и б — зубья муфт соответственно с конусностью и со ступенькой по длине зуба; α — угол установки инструмента, $\alpha = 1^\circ 30'$

трехрядными с более тонкими зубьями в среднем ряду. Утоньшение зуба составляет (0,12—0,15) *т*. Вследствие этого под нагрузкой во включенной муфте создается замок, препятствующий самовыключению.

Синхронизаторы. В ступенчатых коробках передач устанавливают главным образом инерционные синхронизаторы с конусными поверхностями трения. Незначительное применение имеют инерционные дисковые синхронизаторы. Конструкции инерционных синхронизаторов разнообразны. Однако любая из них в качестве обязательных имеет элементы трения и блокировки. Вспомогательными являются элементы упругой связи между деталями. В устройстве, показанном на рис. 7.14, а, элементами трения являются конусное кольцо 2 и конус-

ный выступ на зубчатом колесе 3. В качестве элементов блокировки используются конический пояс в отверстиях диска передвигной муфты 1 и пальцы 4, входящие в эти отверстия. Пальцы жестко связаны с кольцом 2. С помощью подпружиненных шариков 5 и пальцев 6 упруго связаны муфта 1 и кольцо 2. В устройстве, показанном на рис. 7.14, б, элементы трения выполнены на передвигной муфте 1 и блокирующем кольце 2. В качестве элементов блокировки используются внутренние зубцы блокирующего кольца 2 и торцовые участки зубьев полу-муфты, нарезанной на зубчатом колесе 3. С помощью пружины 4 упруго связаны зубчатое колесо 3 и блокирующее кольцо 2.

Элементы упругой связи способствуют установке деталей системы в нейтральное положение и одновременно не препятствуют блокировке системы, разблокировке и включению передачи.

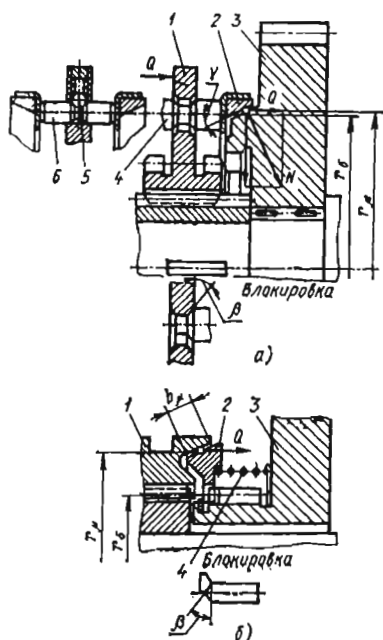


Рис. 7.14. Конструктивные схемы инерционных синхронизаторов:

а — с блокирующими пальцами; б — с блокирующими кольцами

Эффективность синхронизатора оценивается временем t_c синхронизации при условии, что соблюдены ограничения по усилию на рычаге переключения и давлению на поверхностях трения. При предварительном выборе основных размеров синхронизатора время t_c для коробок передач легковых автомобилей принимают в пределах 0,15—0,3 с — для высшей передачи и 0,5—0,8 с — для низшей; для коробок передач грузовых автомобилей: 0,3—0,8 с — для высшей передачи и 1—1,5 с — для низшей. Для ступеней заднего редуктора многоступенчатой коробки принимают $t_c = 1 \div 2$ с.

Необходимый момент трения синхронизатора

$$M_\mu = J_\Sigma u^2 \Delta\omega_{\text{нач}}/t_c, \quad (7.8)$$

где M_μ в Н·м; J_Σ — суммарный приведенный момент инерции для той части системы, угловая скорость которой изменяется под действием момента M_μ , кг·м²; u — передаточное число от вала, к которому приводится момент инерции, к включаемому зубчатому колесу; $\Delta\omega_{\text{нач}}$ — начальная разность угловых скоростей вала и установленного на нем включаемого зубчатого колеса, рад/с.

При определении величин J_Σ , u и $\Delta\omega_{\text{нач}}$ целесообразно руководствоваться данными табл. 7.6 и 7.7. В табл. 7.7 ω_N и ω_H — угловые скорости соответственно при максимальной мощности двигателя и крутящем моменте.

Расчетный средний радиус поверхности трения синхронизатора (рис. 7.14)

$$r_\mu = M_\mu \sin \gamma / (\mu Q),$$

где γ — половина угла конуса; μ — коэффициент трения; Q — осевая сила на передвижной муфте, Н.

Для пары сталь—бронза принимают $\gamma = 6 \div 7^\circ$, $\mu \approx 0,06$.

Осевая сила

$$Q = P_p u_{p.m} \eta,$$

где P_p — нормативное усилие на рукоятке рычага переключения, Н; для легковых автомобилей и автобусов

$P_p = 60$ Н, для грузовых $P_p = 100$ Н; $u_{p.m}$ — передаточное число от рукоятки рычага к муфте (отношение хода рукоятки к ходу муфты); η — КПД привода переключения.

Расчетное значение r_μ корректируют для достижения соответствия размерам зубчатых муфт и колес.

Необходимая ширина кольца по образующей конуса

$$b_\mu = M_\mu / (2\pi p_N r_\mu^2),$$

где b_μ — в м; p_N — условное допустимое давление, отнесенное ко всей поверхности трения, в предположении отсутствия на ней канавок; для пары сталь — бронза $p_N = (1 \div 1,5)$ МПа.

Основные размеры некоторых синхронизаторов даны в табл. 7.8. Иногда все синхронизаторы коробки передач выполняют с одинаковыми размерами. В этих случаях, чтобы не было чрезмерной недогрузки синхронизаторов высших передач, допускают несколько повышенную нагруженность синхронизатора более низкой передачи.

Равенство (7.8) является приближенным и используется для предварительного выбора размеров синхронизатора. Последующий проверочный расчет выполняют с учетом уменьшения скорости автомобиля за время синхронизации. Влиянием сопротивления масляной ванны и сил трения в подшипниках и зубчатых зацеплениях пренебрегают. Для сухих сцеплений пренебрегают также моментом ведения диска. При проверочном расчете определяют время синхронизации и удельную работу трения за одно включение.

Время синхронизации

$$t_c = J_\Sigma u^2 \Delta\omega_{\text{нач}} / (M_\mu \mp J_\Sigma u^2 e_c), \quad (7.9)$$

где t_c — в с; M_μ — момент трения синхронизатора, рассчитанный при реально принятом радиусе r_μ , Н·м; e_c — угловое замедление вала, на котором расположен синхронизатор, рад/с².

Знак минус в выражении (7.9) относится к переключению на соседнюю высшую передачу, плюс — на соседнюю низшую.

7.6. Формулы для определения J_{Σ} , u и $\Delta\omega_{нач}$

Переключаемый объект. Условия переключения	J_{Σ} (Вал, к которому приводится момент)	$\Delta\omega_{нач}$	
Трехвальная коробка передач, базовая коробка многоступенчатой коробки передач с задним дополнительным редуктором (см. рис. 7.6, б, в). Последовательное при включенной ступени редуктора	$J_{\Sigma} = J_c + J_p + J_{пр}u_p^{-2} + \sum J_i u_i^{-2} + J_{б.з} u_{п.б.з}^{-2}$ (Ведущий)	$\omega_d \left \frac{1}{u_k} - \frac{1}{u_{k \pm 1}} \right $	u_k
Базовая коробка многоступенчатой коробки передач с передним делителем (см. рис. 7.6, а). Прямая ступень в делителе	$J_{\Sigma} = J_c + J_p + J_{пр}u_p^{-2} + \sum J_i u_i^{-2} + J_{б.з} u_{п.б.з.з.}^{-2} + J_d u_{п.д}^{-2}$ (Ведущий)	$\omega_d \left \frac{1}{u_k} - \frac{1}{u_{k \pm 1}} \right $	u_k
То же. Редукторная повышающая или понижающая ступень в делителе	$J_{\Sigma} = J_c + J_d + J_{пр}u_d^{-2} + \sum J_i u_i^{-2} + J_{б.з} u_{д.б.з.з.}^{-2} + J_{п.д} u_{д.п}^{-2}$ (Ведущий делителя)	$\omega_d \left \frac{1}{u_{рк}} - \frac{1}{u_{рк \pm 1}} \right $	$u_{рк}$
Передний делитель многоступенчатой коробки передач (см. рис. 7.6, а). С прямой ступени на редукторную при включенной передаче в базовой коробке	$J_{\Sigma} = J_c$	$\omega_d \left 1 - \frac{u_d}{u_p} \right $	1
То же. С редукторной ступени на прямую	$J_{\Sigma} = J_c$	$\omega_d \left 1 - \frac{u_p}{u_d} \right $	1
Задний вальный дополнительный редуктор (см. рис. 7.6, б). С понижающей ступени на прямую при включенной передаче в базовой коробке	$J_{\Sigma} = J_a + J_{б.р} u_c^{-2} + J_{т.р.н} u_{р.н}^{-2}$ (Ведомый базовой коробки)	$\frac{\omega_d}{u_{б.в}} \left 1 - \frac{1}{u_{р.н}} \right $	1
То же. С прямой ступени на понижающую	$J_{\Sigma} = J_a + J_{б.р} u_c^{-2} + J_{т.р.н} u_{р.н}^{-2}$	$\frac{\omega_d}{u_{б.н}} \left 1 - \frac{1}{u_{р.н}} \right $	$u_{р.н}$
Задний планетарный редуктор (см. рис. 7.6, в). С понижающей ступени на прямую при включенной передаче в базовой коробке	$J_{\Sigma} = J_b + J_a (z_b/z_a)^2 + n_p J_g (z_b/z_g)^2$ (Эпнциклическое зубчатое колесо планетарного редуктора)	$\omega_d / u_{б.н} u_{р.н}$	1
То же. С понижающей ступени на прямую	$J_{\Sigma} = J_b + J_a (z_b/z_a)^2 + n_p J_g (z_b/z_g)^2$	$\omega_d / u_{б.н}$	1
Базовая коробка многоступенчатой коробки передач с задним дополнительным редуктором (см. рис. 7.6, б, в). С высшей передачи на низшую после включения прямой ступени в редукторе	$J_{\Sigma} = J_c + J_p + J_{пр}u_p^{-2} + \sum J_i u_i^{-2} + J_{б.з} u_{п.б.з}^{-2}$ (Ведущий базовой коробки)	$\omega_d \left \frac{1}{u_{б.н}} - \frac{1}{u_{б.в} u_{р.н}} \right $	$u_{б.н}$

Продолжение табл. 7.6

Переключаемый объект. Условия переключения	J_{Σ} (Вал, к которому приводится момент)	$\Delta\omega_{\text{нач}}$	
Базовая коробка многоступенчатой коробки передач с задним дополнительным редуктором (см. рис. 7.6, б, в). С низшей на высшую передачу после включения понижающей ступени в редукторе	$J_{\Sigma} = J_{\text{с}} + J_{\text{п}} + J_{\text{пр}}\mu_{\text{п}}^{-2} + \sum J_i \mu_i^{-2} + J_{\text{б.з}} \mu_{\text{п.б.з}}^{-2}$	$\omega_{\text{д}} \left \frac{1}{\mu_{\text{б.в}}} - \frac{\mu_{\text{р.н}}}{\mu_{\text{б.н}}} \right $	$\mu_{\text{б.в}}$

Примечание. Моменты инерции: $J_{\text{с}}$ — ведомого диска (дисков) сцепления; $J_{\text{п}}$ — ведущего вала; $J_{\text{пр}}$ — промежуточного вала в сборе; J_i — зубчатого колеса с постоянным зацеплением i -й передачи ведомого вала; $J_{\text{б.з}}$ — промежуточной шестерни или блока заднего хода с постоянным зацеплением; $J_{\text{д}}$ — шестерни пары делителя; $\mu_{\text{а}}$ — ведомого вала базовой коробки в сборе с ведущим колесом заднего редуктора; $J_{\text{б.р}}$ — промежуточного вала в сборе заднего вального редуктора; $J_{\text{т}}$ — ведомого колеса заднего вального редуктора; $J_{\text{б}}$ — эпициклического колеса в сборе; $J_{\text{г}}$ — сателлита. Передаточные числа: μ_i — коробки передач; $\mu_{\text{к}}$ и $\mu_{\text{к}\pm 1}$ — соответственно включаемой и выключаемой передач (при рассмотрении многоступенчатых коробок обозначения μ_i , $\mu_{\text{к}}$, $\mu_{\text{к}\pm 1}$ относятся только к собственным передаточным числам базовой коробки); $\mu_{\text{р}i}$ — коробки передач с передним делителем на редукторной (непрямой) ступени последнего; $\mu_{\text{рк}}$ и $\mu_{\text{рк}\pm 1}$ — соответственно включаемой и выключаемой передач коробки с передним делителем на редукторной ступени последнего; $\mu_{\text{п}}$ — пары привода промежуточного вала; $\mu_{\text{д}}$ — пары переднего делителя; $\mu_{\text{с}}$ — первой пары заднего вального редуктора; $\mu_{\text{б.в}}$ и $\mu_{\text{б.н}}$ — соответственно высшей и низшей передач базовой коробки (из числа включаемых на ходу); $\mu_{\text{р.н}}$ — низшей ступени заднего редуктора; $\mu_{\text{п.б.з}}$ — к промежуточному колесу (блоку) заднего хода от ведущего вала; $\mu_{\text{д.б.з}}$ — то же от шестерни делителя; $\mu_{\text{п.д}}$ — от ведущего вала к шестерне делителя; $\mu_{\text{д.п}}$ — от шестерни делителя к ведущему валу. Число сателлитов p ; угловая скорость коленчатого вала двигателя при переключении $\omega_{\text{д}}$.

7.7. Ориентировочные значения расчетной угловой скорости $\omega_{\text{д}}$ (рад/с) коленчатого вала двигателя при переключении передач в ступенчатой коробке передач

Направление переключения передач	Карбюраторные двигатели автомобиля		Дизель грузового автомобиля
	легкового	грузового	
С низшей на высшую	$(0,6-0,7) \omega_{\text{Н}}$	$(0,7-0,8) \omega_{\text{Н}}$, не менее $\omega_{\text{М}}$	$(0,75-0,85) \omega_{\text{Н}}$
С высшей на низшую	$(0,4-0,5) \omega_{\text{Н}}$	$(0,5-0,6) \omega_{\text{Н}}$, не менее $\omega_{\text{М}}$	$(0,9-1,0) \omega_{\text{М}}$

Момент трения $M_{\mu} = \mu Q r_{\mu} / \sin \gamma$ и угловое замедление $\varepsilon_{\sigma} = g \psi \mu_{\text{с.н}} / (\delta r_{\text{н}} \eta_{\text{с.н}})$ (где $\mu_{\text{с.н}}$ и $\eta_{\text{с.н}}$ —

соответственно передаточное число и КПД на участке трансмиссии от элемента синхронизатора, соединенного

7.8. Основные размеры и показатели напряженности инерционных синхронизаторов коробок передач механических трансмиссий

Модель коробки передач	Передача, ступень	r_{μ} , мм	b_{μ} , мм	r_b , мм	β , °	M_{μ}^* , Н·м	t_c , с	σ_{μ} , Дж/см ²
ВАЗ-2101	Первая	37	7	29	42	4,97	0,98	11,2
	Вторая	37	7	29	42	4,97	0,64	10,0
	Третья	37	7	29	42	4,97	0,57	9,82
	Четвертая	37	7	29	42	4,97	0,31	6,57
«Москвич-2140»	Первая	23	10	29,5	40	2,8	1,13	8,9
	Вторая	23	10	29,5	40	2,8	0,92	8,61
	Третья	23	10	29,5	40	2,8	0,38	6,13
	Четвертая	23	10	29,5	40	2,8	0,22	3,14
ГАЗ-24	Первая	30,5	9,5	37	35	4,61	0,94	7,9
	Вторая	30,5	9,5	37	35	7,61	0,83	8,15
	Третья	27,5	9,5	33	35	3,81	0,50	6,30
	Четвертая	27,5	9,5	33	35	3,81	0,28	4,87
ГАЗ-53	Третья	31	10	39	35	5,08	1,70	21,1
	Четвертая	31	10	39	35	5,08	0,92	18,6
ЗИЛ-130	Вторая	45,8	11	57	30	12,2	2,26	17,34
	Третья	45,8	11	57	30	12,2	0,88	8,42
	Четвертая	40	11	49	30	9,27	0,57	5,65
	Пятая	40	11	49	30	9,27	0,34	4,28
ЯМЗ-236Н	Вторая	75	16	80	26	47,2	1,59	19,42
	Третья	75	16	80	26	47,2	0,57	9,03
	Четвертая	59	16	65	26	29,2	0,61	11,65
	Пятая	59	16	65	26	29,2	0,26	4,82
КамАЗ, тип 15	Вторая	92	17	82	30	75,7	1,18	19,48
	Третья	92	15	82	30	67,0	1,02	11,17
	Четвертая	65	15	75	30	33,4	0,84	12,18
	Пятая	57	15	75	30	25,7	0,61	9,70
	Ступень: низшая	63	17	70	30	35,6	0,77	13,73
	Ступень: высшая	63	17	70	30	35,6	0,31	9,05
	Вторая	65	11	78	35	24,6	2,05	35,9
	Третья	65	11	78	35	24,6	1,00	21,7
	Четвертая	65	11	78	35	24,6	0,72	14,9
ZF «5S-110GP»	Пятая	65	11	78	35	24,6	0,60	14,4
	Ступень: низшая	82,5	13,5	94	35	48,5	1,4	39,4
	Ступень: высшая	82,5	13,5	94	35	48,5	1,1	25,4
	Первая	70	13	65	40	33,5	1,39	6,05
	Вторая	70	13	65	40	33,5	1,30	19,86
Volvo «R61»	Третья	64,5	11	60	40	24,1	1,02	16,57
	Четвертая	64,5	11	60	40	24,1	0,53	7,8
	Ступень: низшая	83,5	27,5	72	36	100	0,64	8,9
	Ступень: высшая	75	17	72	36	50,4	0,33	14,1

* Значения M_{μ} определены исходя из среднего давления $p_N = 1,4$ МПа и коэффициента трения $\mu = 0,06$.

с массой автомобиля, к ведущим колесам автомобиля; ψ — коэффициент сопротивления движению).

Работа трения (в Дж) $W_{\mu} = 0,5M_{\mu}t_c(\Delta\omega_{\text{нач}} \pm \epsilon_c t_c)$. Знак плюс относится к переключению на соседнюю высшую передачу, минус — на соседнюю низшую. Удельная работа трения (в Дж/см²) $w_{\mu} = W_{\mu}/(2\pi r_{\mu} b_{\mu})$ (где r_{μ} и b_{μ} — в см).

Значения t_c и w_{μ} , полученные при проверочном расчете для ряда выполненных конструкций, приведены в табл. 7.8. Они определены исходя из следующих условий: для синхронизатора высшей передачи $\psi = 0,02$, для остальных синхронизаторов $\psi = 0,05$; значения w_{μ} относятся ко всей поверхности трения.

Поверхности блокирующих элементов выполняют под углом β (рис. 7.14), удовлетворяющим условию

$$\operatorname{tg} \beta \leq (\mu r_{\mu} / r_0 \sin \gamma) + \mu_0. \quad (7.10)$$

где r_0 — средний радиус, на котором расположены блокирующие поверхности; $\mu_0 \approx \mu \approx 0,06$.

Удовлетворяя условию (7.10), угол β , однако, должен быть больше угла, при котором становится невозможной разблокировка передвижной муфты. Практически целесообразно принимать β лишь на 2—3° меньше максимального значения, удовлетворяющего условию (7.10). Значения угла β для некоторых конструкций указаны в табл. 7.8.

В соответствии с ОСТ 37.001.007—70 синхронизаторы коробок передач грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности в условиях стендовых испытаний должны обеспечивать время переключения $t_{\text{пер}} \leq 1$ с при усилии на рукоятке рычага переключения $P_p \leq 150$ Н. В процессе испытаний ведомый вал неподвижен, переключение вверх производится при максимальной частоте вращения вала двигателя, а вниз — при частоте, равной 1/3 максимальной. Момент, создаваемый на ведущем валу при установленном сцеплении, в этом случае не должен превышать 1,5 Н·м.

8

Гидромеханические передачи

8.1. ТИПЫ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Гидромеханические передачи (ГМП) состоят из гидромуфты или гидротрансформатора, многоступенчатого механического редуктора и системы управления. Дополнительным элементом ГМП может быть тормоз-замедлитель.

Наибольшее распространение получили ГМП, построенные по полнопоточной схеме: вся мощность двигателя поступает на насосное колесо гидротрансформатора, а турбинное колесо связано с ведущим валом механиче-

ского редуктора. Ограниченное применение имеют дифференциальные ГМП, в которых на некоторых режимах мощность передается параллельно через гидравлический и механический элементы. Некоторые европейские фирмы выпускают передачи, в которых низший диапазон обеспечивается в результате принудительного вращения в обратном направлении реактора гидротрансформатора.

Для эффективной работы ГМП необходимо, чтобы ее КПД в основной рабочей зоне составлял не менее 80 %. Стремясь расширить зону высоких

КПД, нередко допускают снижение максимального коэффициента трансформации до 1,8—2,8 и для обеспечения необходимого силового диапазона увеличивают число передач в механическом редукторе до четырех на легковых автомобилях и городских автобусах и до пяти—восьми на грузовых автомобилях и междугородных автобусах.

Для работы в составе полнопоточной ГМП наибольшее распространение получили одноступенчатые гидротрансформаторы с центростремительным турбинным колесом, центробежным насосным колесом и осевым реактором, установленным на муфте свободного хода, — комплексные гидротрансформаторы (см. разд. 1).

На легковых автомобилях получили распространение гидротрансформаторы со штампованными лопатками насосного и турбинного колес и литым колесом реактора, имеющие, как правило, небольшой коэффициент трансформации в стоповом режиме (1,8—2,5) и значительную прямую прозрачность (2—2,5). На грузовых автомобилях, автобусах, карьерных самосвалах, а также автомобилях большой грузоподъемности и повышенной проходимости применяют комплексные гидротрансформаторы с прямой прозрачностью (1,6—1,8), с литыми лопаточными колесами, часто с двумя реакторами, отключаемыми поочередно механизмами свободного хода.

Однако в связи с наметившейся тенденцией снижения максимального коэффициента трансформации многие изготовители гидропередач отказались от применения четырехколесных гидротрансформаторов. Отчасти это решение объясняется внедрением новой технологии производства лопаточных колес, позволяющей существенно повысить качество обработки поверхностей колес.

В двухпоточных передачах типа SRM применяют более сложные гидротрансформаторы, имеющие два центростремительных турбинных колеса с расположенным между ними реактором.

Для устранения кавитации и обеспечения циркуляции рабочей жидкости в связи с необходимостью отвода

теплоты на входе гидротрансформатора поддерживается давление подпитки, для чего на выходе устанавливают жиклер или редукционный клапан, ограничивающий снижение давления в полости гидротрансформатора. Давление подпитки поддерживают на уровне 200—400 кПа для гидротрансформаторов трансмиссий легковых автомобилей и 400—800 кПа для гидротрансформаторов грузовых автомобилей большой грузоподъемности. В ГМП легковых автомобилей с двигателями мощностью свыше 110 кВт, автобусов и грузовых автомобилей для охлаждения рабочей жидкости применяют масляные радиаторы или водомасляные теплообменники. На автомобилях с двигателями меньшей мощности потери теплоты в гидропередаче сравнительно невелики. В этом случае охлаждение рабочей жидкости гидротрансформатора обеспечивается установкой на поверхности насосного колеса лопаток для обдувки.

На подъемно-транспортных машинах, работающих в режиме разгон—торможение (вилочные, фронтальные погрузчики), применяют гидротрансформаторы с высокими преобразующими свойствами и сравнительно высоким КПД в зоне малых передаточных отношений, некомплексные и неблокируемые.

8.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ

Основные соотношения планетарных механизмов. Планетарным механизмом называется механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного колеса подвижна. Зубчатое колесо с подвижной геометрической осью называется *сателлитом* (g — см. эскизы к табл. 8.1). Сателлит может иметь один или несколько зубчатых венцов (g, f) либо состоять из находящихся в зацеплении зубчатых колес. Звено, в котором установлены оси сателлитов, называется *водителем* (h). Зубчатое колесо, геометрическая ось которого совпадает с основной осью механизма, называется *центральной* (k , а также a, b). Основным звеном планетарного механизма называется

звено, воспринимающее в нагруженной передаче внешний момент и являющееся центральным.

Планетарные механизмы обозначают в соответствии с обозначениями их основных звеньев. Планетарные механизмы, в которых основными звеньями являются два центральных колеса и водило, обозначаются $2k-h$.

Планетарный редуктор может состоять из одного планетарного механизма или нескольких, соединенных друг с другом. Планетарный механизм, у которого вращаются все три основных звена, называется дифференциальной передачей или дифференциалом. Классификация трехзвенных планетарных механизмов типа $2k-h$ приведена в табл. 8.1. Наибольшее

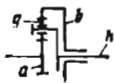
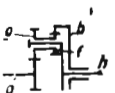
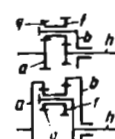
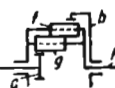
распространение в планетарных редукторах автомобильных ГМП имеют трехзвенные механизмы типа A и D . Значительно реже используют механизмы типа B , C , E .

Кинематические и силовые характеристики трехзвенного планетарного механизма определяются его кинематическим параметром P , равным передаточному числу от звена a к звену b при остановленном водиле h :

$$P = u_{ab}^h = (\omega_a - \omega_h) / (\omega_b - \omega_h) = (n_a - n_h) / (n_b - n_h), \quad (8.1)$$

где ω и n — соответственно угловая скорость и частота вращения элемента звена. Здесь и далее верхний индекс относится к остановленному звену

8.1. Классификация трехзвенных планетарных механизмов

Тип	Схема	Сателлиты	Зацепления	Значение параметра P
A		Одновенцовые	Разноименные	$-\frac{z_b}{z_a}$
B		Двухвенцовые (блочные)		$-\frac{z_b}{z_a} \frac{z_g}{z_f}$
C		Двухвенцовые	Одноименные — два внешних или два внутренних	$+\frac{z_b}{z_a} \frac{z_g}{z_f}$
D		Одновенцовые парные	Разноименное центральных колес	$+\frac{z_b}{z_a}$
		То же	Одноименное центральных колес	$-\frac{z_b}{z_a}$
E			Конические зубчатые колеса	$-\frac{z_b}{z_a}$

Выражения для определения параметра P (с учетом знака) указаны в табл. 8.1. Уравнение (8.1) известно как формула Виллиса и может быть непосредственно использовано для расчетов при анализе и синтезе планетарных редукторов. Однако удобнее использовать его в преобразованном виде

$$n_a - P n_b = (1 - P) n_h. \quad (8.2)$$

Написанное в таком виде уравнение часто называют основным уравнением кинематики трехзвенного механизма. В ряде случаев используют параметр $K = -P$. При этом основное уравнение кинематики принимает вид

$$n_a + K n_b = (1 + K) n_h. \quad (8.3)$$

Параметры зубчатых колес, составляющих планетарные механизмы, должны удовлетворять нескольким условиям.

Условие соседства. В планетарных механизмах для обеспечения зазора между сателлитами сумма радиусов окружностей выступов соседних сателлитов должна быть меньше расстояния между их осями.

Условие сборки. При установке в планетарном механизме нескольких сателлитов числа зубьев центральных колес должны быть связаны с числом сателлитов n_p и их расположением на водиле. Сателлиты обычно равномерно распределяют по окружности. Для механизма типа A условие сборки состоит в том, что сумма чисел зубьев центральных колес a и b должна быть кратна числу сателлитов.

Условие соосности. Оси центральных колес планетарных механизмов должны совпадать с основной. В этом случае в механизме с цилиндрическими передачами зацепления центральных колес с сателлитами имеют одинаковое межосевое расстояние. Исключение составляют механизмы, в которых сателлит состоит из двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении.

Числа зубьев колес зацепления быстросходных планетарных механизмов не должны иметь общих множителей. Не рекомендуется, чтобы числа зубьев центральных колес были кратными числу сателлитов.

Планетарный редуктор состоит из комплекта трехзвенных планетарных механизмов и элементов управления — блокировочных тормозов и вращающихся блокировочных фрикционов. Число степеней свободы планетарного редуктора на единицу больше числа элементов управления, которые необходимо заблокировать одновременно для включения передачи.

В планетарных редукторах с двумя степенями свободы необходим только один вращающийся фрикцион для получения прямой передачи, остальные фрикционы являются тормозными.

Основные показатели, учитываемые при выборе схемы планетарного редуктора. Исходными данными при выборе схемы являются число передач переднего и заднего хода и значения передаточных чисел. Выбрать конкретную схему можно или путем синтеза возможных схем, или в результате анализа известных выполненных схем. Задачей синтеза является отбор из множества возможных схем нескольких, имеющих наиболее благоприятные оценочные показатели.

Оценку схем планетарных редукторов производят по следующим показателям:

окружной скорости скольжения по периферии дисков разомкнутых фрикционов. Следует стремиться к тому, чтобы эта скорость была не более 30—35 м/с на режиме длительной работы и не более 60—65 м/с кратковременно;

угловой скорости скольжения дисков разомкнутых фрикционов малого диаметра. Не рекомендуется, чтобы эта скорость превышала удвоенную угловую скорость ведущего вала редуктора;

абсолютными значениями кинематического параметра P трехзвенных механизмов. Не рекомендуется иметь $|P| < 1,4$ и $|P| > 4$; желательно, чтобы значение параметра находилось в пределах $1,7 < |P| < 3$;

числу одновременно выключенных фрикционов: чем их меньше, тем меньше дисковые потери на трение;

числу одновременно переключаемых фрикционов при переходе с одной передачи на другую: чем их меньше, тем проще система управления;

отсутствию элементов, надежность которых трудно обеспечить (спутников с слишком малым диаметром, сложных уплотнений и т. п.);

относительной простоте, в том числе количеству планетарных механизмов и фрикционных, технологической простоты;

возможности варьировать передаточные числа без существенных конструктивных изменений;

перспективности с точки зрения возможности разработки на базе данной схемы различных модификаций;

степени унификации;

компактности конструкции;

простоте изготовления и обслуживания.

Кинематический анализ планетарных редукторов. При кинематическом анализе решают следующие задачи.

1. Определяют передаточные числа при заданной кинематической схеме, известных числах зубьев планетарных механизмов или их кинематических параметрах P , порядке включения фрикционных. Может быть решена и обратная задача — определены необходимые значения параметра P и числа зубьев при заданных передаточных числах. Для этого используют основное уравнение кинематики (8.2), которое записывают для каждого из нагруженных планетарных рядов, обращая особое внимание на знак параметра P .

2. Определяют относительные частоты вращения $\bar{n}_f$ дисков разомкнутых фрикционных на всех передачах как разность алгебраических значений частот вращения разноименных дисков:

$$\bar{n}_f = n_{\text{вщ}} - n_{\text{вм}}. \quad (8.4)$$

где $n_{\text{вщ}}$ и $n_{\text{вм}}$ — частоты вращения соответственно ведущего и ведомого дисков.

3. Определяют относительные частоты вращения спутников как нагруженных, так и свободно вращающихся по частоте вращения любого центрального колеса, находящегося в зацеплении с данным спутником:

$$\bar{n}_g = \bar{n}_a (z_a/z_g) = \bar{n}_b (z_b/z_g);$$

$$\bar{n}_f = \bar{n}_b (z_b/z_f),$$

$$\text{где } \bar{n}_a = n_a - n_h; \quad \bar{n}_b = n_b - n_h.$$

7*

Силовой анализ планетарных редукторов. При силовом анализе планетарных редукторов используют следующие зависимости (предполагают, что силами трения можно пренебречь):

$$M_a + M_b + M_h = 0; \quad M_b = -PM_a;$$

$$M_h = (1 - P) M_a. \quad (8.5)$$

На основании силового анализа решают следующие задачи.

1. Определяют моменты, передаваемые тормозными фрикционными. Рекомендуются сначала определять действующие моменты в долях момента на ведущем валу редуктора, а затем переходить к абсолютным единицам.

2. Находят моменты, нагружающие блокировочный фрикцион. Значение момента может быть получено в результате решения системы уравнений, отражающих:

а) условие равновесия спутника, относительноному вращению которого препятствует блокировочный фрикцион;

б) зависимости между моментами на звеньях заблокированного планетарного механизма;

в) равенство моментов на ведущем и ведомом валах заблокированного механизма;

г) равенство суммарного момента двух включенных фрикционных, расположенных на ведущем валу редуктора, моменту на этом валу.

Выбор необходимых уравнений определяется расположением фрикциона в схеме редуктора.

Существует универсальная зависимость, позволяющая решать задачу на основании следующих соображений. Блокировкой обеспечивается передача от ведущего вала редуктора мощности $N_{\text{вщ}} = \omega_{\text{вщ}} M_{\text{вщ}}$. Эта мощность может быть представлена как произведение момента $M_{\text{ф.б}}$ нагружающего блокировочный фрикцион, и относительной угловой скорости дисков $\omega_{\text{ф.б}}$ разомкнутого блокировочного фрикциона при мысленно остановленном ведомом валу редуктора ($\omega_{\text{вм}} = 0$). Тогда

$$M_{\text{ф.б}} = \bar{M}_{\text{вщ}} \omega_{\text{вщ}} / \bar{\omega}_{\text{ф.б}} = M_{\text{вщ}} n_{\text{вщ}} / \bar{n}_{\text{ф.б}}$$

Величину $\bar{n}_{\phi,6}$ определяют по формуле (8.4) при мысленно остановленном ведомом валу ($n_{\text{вм}} = 0$) с использованием уравнения кинематики (8.2) для планетарного механизма.

3. Рассчитывают номинальное значение окружной силы, действующей в зацеплении:

$$F_a = M_a / (0,5 m z_a n_p);$$

$$F_b = M_b / (0,5 m z_b n_p),$$

где M_a , M_b — моменты, действующие соответственно на валах звена a или b ; n_p — число сателлитов, находящихся в зацеплении с центральным звеном; m — модуль зацепления.

4. Определяют номинальное значение силы F_h , действующей на подшипник сателлита. Для планетарного механизма типа A (см. табл. 8.1)

$$F_h = 2F_a = 2F_b.$$

Для механизма типа D силы определяют с учетом взаимного расположения зубчатых колес и сил (окружных и радиальных), действующих в зацеплениях (рис. 8.1). В быстроходных редукторах дополнительно следует учесть центробежные силы, действующие на сателлиты.

5. Определяют КПД редуктора (без учета дисковых потерь в разомкнутых фрикционах) как отношение крутящих моментов на ведущем и ведомом валах, рассчитанных с учетом потерь на трение в редукторе $M_{\text{вм}\eta} = M_{\text{вх}}\eta$ и без учета $M_{\text{вм}} = M_{\text{вх}}\eta$. Тогда

$$\eta = M_{\text{вм}}\eta / M_{\text{вм}};$$

$$\eta_{a\text{и}}^b = (1 - u_{ab}^h \eta_{ab}^h) / (1 - u_{ab}^h).$$

При определении потерь в зубчатых зацеплениях механизма можно приближенно принять $\eta = 0,98$ для внешнего зацепления и $\eta = 0,99$ для внутреннего.

Дифференциальные гидромеханические передачи. В дифференциальных ГМП мощность на всех или некоторых режимах передается параллельно через механический и гидравлический элементы. В случае если через гидравлический элемент передается не вся мощность двигателя, КПД передачи выше, чем КПД полнопоточной ГМП.

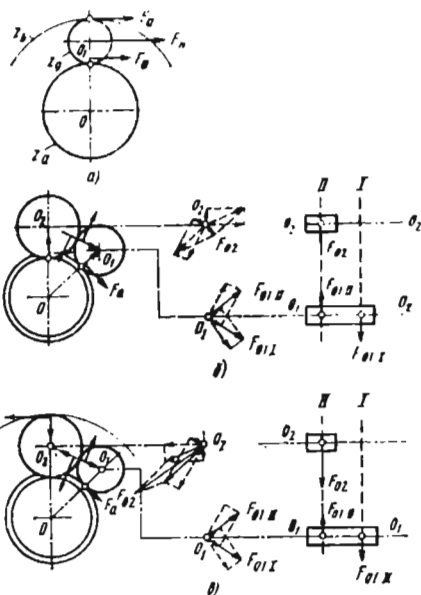


Рис. 8.1. Схемы для определения сил, действующих на оси сателлитов планетарных механизмов:

a — типа A ; b и c — типа D

Дифференциальная ГМП имеет выходную характеристику, существенно отличающуюся от характеристики входящего в ее состав гидротрансформатора.

В общем случае дифференциальная ГМП имеет ведущий вал, связанный с двигателем, ведомый вал, связанный с потребителем энергии, вал насосного колеса гидротрансформатора и вал турбинного колеса гидротрансформатора. Механический элемент дифференциальной ГМП при всех включенных органах управления имеет две степени свободы.

Уравнения, определяющие частоты вращения разных валов механического элемента,

$$n_n = e_1 n_d + e_2 n_{\text{н}};$$

$$n_{\text{т}} = e_3 n_d + e_4 n_{\text{н}},$$

где e_1 , e_2 , e_3 и e_4 — передаточные отношения между валами соответственно двигателя и насосного колеса при остановленном ведомом валу ($n_{\text{н}} = 0$), потребителя энергии и насосного колеса

при остановленном вале двигателя ($n_d = 0$), двигателя и турбинного колеса при остановленном ведомом вале ($n_n = 0$), потребителя энергии и турбинного колеса при остановленном вале двигателя ($n_d = 0$).

Если обозначить $\bar{e}_2 = e_2/e_1$; $\bar{e}_3 = e_3/e_1$; $\bar{e}_4 = e_4/e_1$, то передаточное отношение гидравлического элемента

$$i_{н.т} = (\bar{e}_3 + \bar{e}_3 i_{д.п}) / (1 + \bar{e}_2 i_{д.п}) = n_t / n_n,$$

а передаточное отношение дифференциальной ГМП

$$i_{д.п} = (\bar{e}_3 - i_{н.т}) / (\bar{e}_3 i_{н.т} - \bar{e}_4) = n_{п.д}.$$

Если пренебречь КПД механического элемента редуктора, то моменты на основных валах

$$M_d = -e_1 M_n - e_3 M_t;$$

$$M_n = -e_2 M_n - e_4 M_t.$$

В этих выражениях моменты взяты с учетом знака. Момент двигателя считается положительным, если совпадают направления вращения его вала и действия развиваемого им момента.

Если принять, что коэффициент трансформации равен отношению момента на ведомом валу к моменту на ведущем валу, взятому с противоположным знаком, то коэффициент трансформации K ГМП и коэффициент трансформации $K_{гт}$ гидротрансформатора, являющегося ее гидравлическим элементом, будут связаны следующими зависимостями:

$$K = (\bar{e}_4 K_{гт} - \bar{e}_2) / (1 - \bar{e}_3 K_{гт});$$

$$K_{гт} = (K + \bar{e}_2) / (\bar{e}_3 K + \bar{e}_4).$$

Насосное колесо гидравлического элемента нагружает вал моментом $M_n = -\lambda_n \pi_n^2$, а турбинное колесо нагружает вал моментом $M_t = -\lambda_t \pi_n^2$. Тогда коэффициент трансформации гидравлического элемента $K_{гт} = -M_t / M_n = -\lambda_t / \lambda_n$. Моменты на ведущем и ведомом валах дифференциальной ГМП

$$M_d = \lambda_d \pi_d^2; \quad M_n = \lambda_n \pi_n^2,$$

где

$$\lambda_d = e_1^3 \lambda_n (1 - \bar{e}_3 K_{гт}) (1 + \bar{e}_2 i_{д.п});$$

$$\lambda_n = e_1^3 \lambda_n (\bar{e}_2 - e_4 K_{гт}) (1 + \bar{e}_2 i_{д.п})$$

или

$$\lambda_n = -K \lambda_d.$$

Приведенные зависимости позволяют по безразмерной характеристике гидравлического элемента и параметрам e_1, e_2, e_3, e_4 построить характеристику дифференциальной ГМП как зависимость коэффициента λ_d и коэффициента трансформации K от передаточного отношения $i_{д.п}$.

Расчет фрикционных муфт и тормозов механических редукторов. Наибольшее распространение в ГМП имеют многодисковые фрикционные муфты и тормоза. Конструкции многодисковых муфт могут иметь различные варианты, так как изменением числа поверхностей трения можно менять момент трения. Дисковые муфты и тормоза не требуют регулировки зазоров между трущимися поверхностями, одинаково хорошо работают при разном направлении вращения ведущих поверхностей относительно ведомых, не нагружают валы и их опоры радиальными усилиями.

В ГМП легковых автомобилей получили распространение также ленточные тормоза. Они отличаются сравнительной простотой конструкции и небольшими осевыми размерами.

В многодисковых фрикционных тормозах и муфтах один комплект дисков, как правило, изготавливают из высокоуглеродистой пружинной стали (например, стали 65Г), а сопряженный элемент — из такой же стали, облицованной фрикционным материалом.

В ГМП наиболее часто применяют фрикционные накладки на основе медного порошка, а также бумажные композиции, графитизированные бумажные композиции, графитизированные пластические материалы.

Бумажные композиции, состоящие из волокон целлюлозы, асбеста на основе фенольных смол, имеют пористую структуру, высокую податливость, что способствует повышению плавности включения ГМП. Добавление в эту композицию чешуйчатого

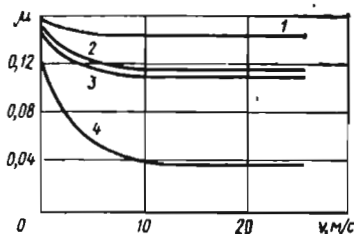


Рис. 8.2. Зависимости коэффициента трения от скорости скольжения для различных фрикционных материалов:

1 — бумажной композиции; 2 — графитизированной бумажной композиции; 3 — графитизированного пластического материала; 4 — порошкового материала на медной основе

графита повышает теплопроводность материала и его энергоемкость.

Графитопластические материалы формируют из графитового порошка на основе фенолформальдегидной или эпоксидной смолы. Этот пористый материал обладает большей энергоемкостью, чем бумажная композиция. Наибольшей энергоемкостью обладают порошковые материалы. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения для разных фрикционных материалов показана на рис. 8.2.

Основными расчетными показателями дисковых фрикционных муфт и тормозов являются передаваемый момент и работа буксования. Осевое усилие P сжимает пакет дисков (рис. 8.3), и момент трения, возникающий между ними, обеспечивает связь ведущих деталей с ведомыми. Для смешанных пар трения, в которых один элемент изготовлен из стали, а другой из неметаллического материала, считают, что давление в любой точке поверхности постоянно, а для металлических пар трения принимают $qv = \text{const}$ (где q — давление, v — скорость скольжения дисков).

Момент трения муфты

$$M_j = \sum_{i=1}^z k_i \mu P R_c,$$

где k_i — коэффициент, учитывающий ослабление осевого усилия в результате осевых сил трения; μ — коэффи-

циент трения; R_c — средний радиус; z — число пар трения.

Для смешанных пар трения рекомендуется средний радиус определять по формуле

$$R_c = (2/3) (R_n^3 - R_b^3) / (R_n^2 - R_b^2),$$

для металлических пар трения

$$R_c = 0,5 (R_n + R_b),$$

где R_n и R_b — радиусы поверхности трения соответственно наружный и внутренний.

Коэффициент

$$k_j = \frac{(1 + A) [1 - (AB)^{0,5z_2}]}{(1 + \mu_1 R_c / R_n)(1 - AB)z},$$

где μ_1 — коэффициент трения между рабочими поверхностями шлицевых соединений дисков, $\mu_1 = 0,15 \div 0,20$;

$$A = (1 - \mu_1 R_c / R_b) / (1 + \mu_1 R_c / R_b);$$

$$B = (1 - \mu_1 R_c / R_n) / (1 + \mu_1 R_c / R_n);$$

z_2 — четный номер пары трения.

При увеличении числа дисков, а также разницы между их наружным и внутренним радиусами давление на последних дисках существенно уменьшается. Поэтому нецелесообразно применять муфты с числом пар трения больше 10—15. Отношение $\alpha = R_b / R_n$ для дисков из порошковых материалов принимают в пределах $\alpha = 0,68 \div 0,82$, а для упругих дисков $\alpha = 0,55 \div 0,62$.

Для ориентировочного выбора толщины δ стальных дисков, работающих в паре с дисками из порошковых материалов, можно рекомендовать эмпирическую формулу $\delta = 0,8 + 0,005 D$, где D — наружный диаметр диска, мм.

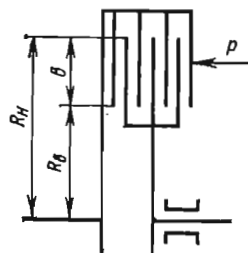


Рис. 8.3. Расчетная схема многодисковой муфты

Для улучшения условий трения и охлаждения на поверхности дисков из порошковых материалов выполняют каналы, которые уменьшают рабочую поверхность дисков на 20—50 %. Это необходимо учитывать при расчете давления. Для пары трения сталь — порошковый материал МК-5 допустимое давление составляет 4 МПа.

При расчете ленточных тормозов принимают следующие допущения: тормозной барабан является абсолютно жестким; поперечное сечение тормозной ленты абсолютно жесткое и не искажается при деформировании; на всем протяжении ленты обеспечивается ее плотный контакт с барабаном; не учитывается масса ленты и смещение силы трения относительно линии приложения сил натяжения ленты.

Если один конец ленты закреплен, а другой натянут с силой S_0 , то натяжение S_{II} ленты на закрепленном конце определяют по формуле Эйлера

$$S_{II} = S_0 e^{\mu \alpha},$$

где α — угол охвата барабана лентой.

Тормозной момент при указанном на рис. 8.4 направлении вращения

$$M_T = S_0 (e^{\mu \alpha} - 1) R,$$

где R — радиус барабана.

При заданном усилии натяжения ленты S_0 тормозной момент зависит от способа крепления ее концов. При неподвижном креплении второго конца ленты тормозной момент зависит от направления вращения барабана (тормоз с самоусилением). При вращении в направлении, противоположном указанному (см. рис. 8.4), тормозной момент

$$M_T = S_0 (e^{\mu \alpha} - 1) R / e^{\mu \alpha}.$$

Схема закрепления концов ленты, показанная на рис. 8.5, а, обеспечивает одинаковое самоусиление при вращении барабана в любом направлении («плавающий» тормоз).

В этом случае

$$S_0 = Pl/d;$$

$$M_T = PlR(e^{\mu \alpha} - 1)/d.$$

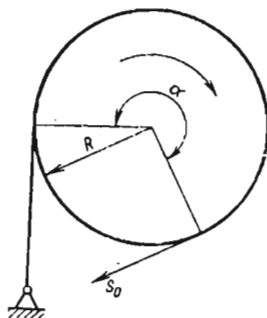


Рис. 8.4. Расчетная схема тормоза

Особенностью схемы, показанной на рис. 8.5, б, является отсутствие самоусиления независимо от направления вращения.

При $d_1 = d_2 = d$

$$M_T = (PlR/d) (e^{\mu \alpha} - 1) / (e^{\mu \alpha} + 1).$$

Перемещение подвижного конца ленты при включенном тормозе $h = 2\pi b \alpha$, где b — зазор между лентой и барабаном в начале затяжки. Ширину ленты выбирают, используя формулу

$$b = M_T e^{\mu \alpha} / [q R^2 (e^{\mu \alpha} - 1)].$$

Степень неуравновешенности тормоза, определяемая как отношение радиального усилия на ось барабана к тангенциальному тормозному усилию, для рассмотренных типов тормозов равна единице.

Максимальный момент трения фрикционной муфты или тормоза должен

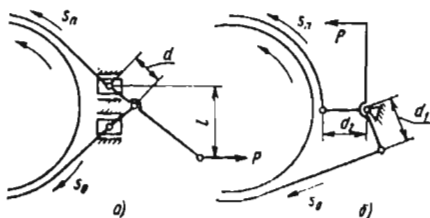


Рис. 8.5. Схемы закрепления ленточных тормозов:

а — с самоусилением; б — без усиления

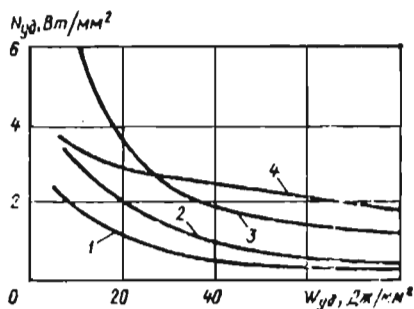


Рис. 8.6. Зависимости допустимой удельной мощности буксования от удельной работы буксования для различных фрикционных материалов:

1 — бумажной композиции; 2 — графитизированной бумажной композиции; 3 — графитизированного пластического материала; 4 — порошкового материала на медной основе

превышать подводимый крутящий момент, т. е.

$$M_{\phi} = \beta M_K,$$

где M_K — подводимый крутящий момент; β — коэффициент запаса сцепления.

Для фрикционных муфт и тормозов, расположенных за турбиной гидротрансформатора, обычно принимают $\beta = 1,1 \div 1,3$. Для муфты блокировки гидротрансформатора $\beta = 1,4 \div 1,8$.

Поскольку коэффициент трения покоя, как правило, превышает коэффициент трения скольжения, то после включения муфты запас ее момента трения обычно превышает требуемое значение.

При трогании автомобиля с места, а также при переключении передач во фрикционных муфтах и тормозах механическая энергия преобразуется в тепловую. Количество преобразованной энергии за период одного включения принято называть работой буксования

$$W = \int_0^{\tau} M_{\phi} (\omega_1 - \omega_2) dt,$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости соответственно ведущего и ведомого элементов муфты; M_{ϕ} — момент трения муфты, меняющийся в соответствии

с законом включения от нуля до максимального значения за время буксования τ .

В первом приближении можно считать закон изменения W линейным или экспоненциальным.

Мощность буксования $N = M_{\phi} (\omega_1 - \omega_2)$ характеризует интенсивность выделения теплоты на трущихся поверхностях, удельная работа буксования $W_{уд} = W/(zS)$ (где z — число пар трения; S — площадь поверхности трения диска) — степень изнашивания фрикционных поверхностей, средняя удельная мощность буксования $N_{уд} = W/(zSt)$ — среднюю интенсивность тепловыделения на трущихся поверхностях.

На рис. 8.6 показаны зависимости допустимой удельной мощности буксования от удельной работы буксования для различных фрикционных материалов.

8.3. КОНСТРУКЦИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В связи с применением ГМП на автомобилях различного назначения расширяется круг требований к ним. Поскольку одна модель не может удовлетворять всем требованиям, целесообразно создание семейств ГМП определенного интервала мощностей.

При создании семейства ГМП обычно используют модульный принцип конструирования. Это позволяет снизить стоимость трансмиссии в результате организации массового производства унифицированных узлов, применяемых в различных моделях передач. При этом обеспечиваются высокая надежность и ремонтопригодность изделий. При разработке семейства планетарных редукторов необходимо иметь несколько кинематических схем. Одна из схем должна быть базовой и удовлетворять условию максимальной унификации.

Остальные кинематические схемы семейства должны получаться путем добавления к базовой схеме однорядных трехзвенных планетарных механизмов. В качестве дополнительно ис-

пользуемых однорядных трехзвенных механизмов желательно применять механизмы базовой кинематической схемы.

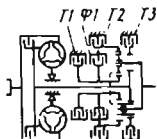
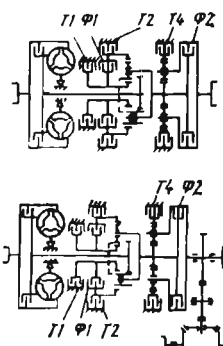
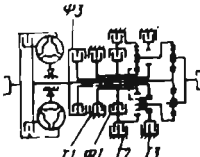
Кинематические схемы всех модификаций должны обеспечивать заданные число ступеней и передаточные числа.

Ниже приводится описание некоторых наиболее характерных семейств ГМП грузовых автомобилей, принципы построения которых могут быть использованы при проектировании трансмиссий.

Семейство ГМП Минского автомобильного завода (табл. 8.2), имеющих

базовую модель с числом ступеней $3 + 1$ с раздачей мощности назад, состоит из следующих моделей: а) с числом ступеней $4 + 2$ и двусторонней дифференциальной раздачей мощности; б) с числом ступеней $4 + 2$ однопоточная; в) с числом ступеней $4 + 1$ двухпоточная. Эти ГМП предназначены для установки на автомобили большой грузоподъемности и высокой проходимости с двигателями мощностью 350—500 кВт. Порядок включения элементов управления и передаточные числа передач приведены в табл. 8.2.

8.2. Кинематические схемы ГМП Минского автомобильного завода

Схема	Передача	Включаемый элемент							Передаточное число
		Ф1	Ф2	Ф3	T1	T2	T3	T4	
	Первая						×		3,2
	Вторая				×				1,8
	Третья	×							1,0
	Заднего хода					×			—1,6
	Первая				×			×	6,23
	Вторая	×						×	3,46
	Третья		×		×				1,8
	Четвертая	×	×						1,0
	Заднего хода					×		×	—5,52
	То же		×			×			—1,6
	Первая					×	×		4,4
	Вторая			×			×		2,14
	Третья			×	×				1,52
	Четвертая	×		×					1,0
	Заднего хода			×		×			—3,91

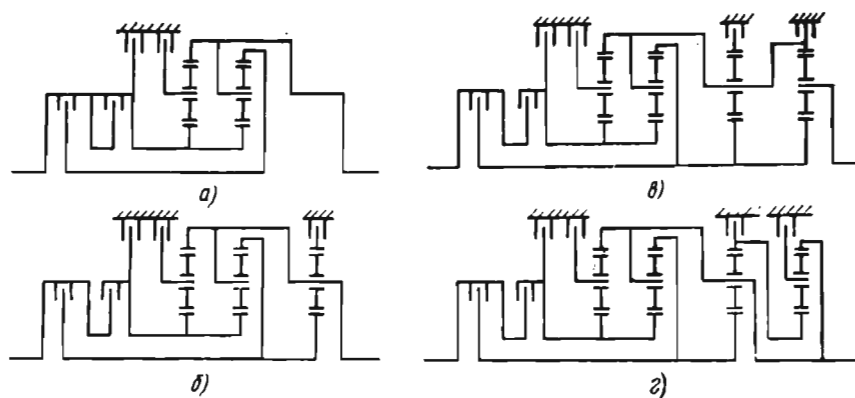


Рис. 8.7. Кинематические схемы ГМП фирмы Detroit Diesel Allison: а — базовая трехступенчатая; б — четырехступенчатая; в и г — пятиступенчатые соответственно с узким диапазоном и расширенным диапазоном передаточных чисел

Семейство ГМП фирмы Detroit Diesel Allison состоит из трех автоматических ГМП серий АТ, МТ, НТ (табл. 8.3).

8.3. Параметры ГМП фирмы Detroit Diesel Allison

Модель	Передаточные числа передач переднего хода	Масса, кг	Габаритная длина, мм
АТ 540	3,45; 2,25; 1,41; 1,0	125	631
МТ 643	3,58; 2,09; 1,39; 1,0	231	780
МТ 653DR	8,04; 3,58; 2,09; 1,39; 1,0	245	920
МТ 654CR	4,17; 2,21; 1,66; 1,27; 1,0	285	920
НТ 740D	3,69; 2,07; 1,40; 1,0	350	950
НТ 750CRD	3,19; 1,89; 1,55; 1,24; 1,0	420	1041
НТ 750DRD	(3,69; 2,00; 1,60; 1,26; 1,0)	420	1041
V 730	7,49; 3,19; 2,07; 1,40; 1,0; 1,81; 1,23; 0,875	420	1179

Примечание. В скобках указаны передаточные числа второго варианта передачи.

ГМП серии АТ предназначены для работы с карбюраторными двигателями и дизелями мощностью 175 кВт (грузовые автомобили) и 120 кВт (автобусы). Эти ГМП устанавливают на фургонах и грузовых автомобилях для доставки товаров внутри города, мусоровозах, малых городских автобусах. Они состоят из гидротрансформатора и четырехступенчатого механического редуктора.

ГМП серии МТ рассчитаны на совместную работу с двигателями мощностью 185—200 кВт на грузовых автомобилях или 150—175 кВт на автобусах. Их устанавливают на самосвалы, мусоровозы, пожарные автомобили, магистральные грузовые автомобили, городские и междугородные автобусы. ГМП этой серии имеют блокируемый гидротрансформатор и механический редуктор с четырьмя или пятью передачами переднего хода и одной — заднего хода.

ГМП серии НТ спроектированы для работы с дизелями мощностью 320 кВт или газовыми турбинами до 300 кВт. Эти ГМП имеют также четырех- и пятиступенчатые модификации. Используют передачи на магистральных грузовых автомобилях, пожарных автомобилях и междугородных автобусах.

Кроме этих серий в семейство входит специальная ГМП V 730, используемая на автобусах, имеющая три пере-

дачи переднего хода и повышающую коническую передачу на входе в гидротрансформатор. Она рассчитана на работу с двигателями мощностью до 195 кВт. В конструкции этих передач широко использован модульный принцип. Отдельные конструктивные блоки: гидротрансформатор, блоки фрикционов, блок гидравлического управления, корпусные детали, планетарные механизмы являются составными элементами многих модификаций.

Два передних планетарных механизма (рис. 8.7, а) используются во всех модификациях для получения трех высших передач (V 730). Дополнительную низшую передачу получают путем добавления еще одного планетарного механизма с тормозом, связанным с коронным зубчатым колесом (рис. 8.7, б).

Дальнейшая модификация этой схемы шла по двум направлениям: была создана пятиступенчатая передача с узким диапазоном передаточных чисел для тягачей (рис. 8.7, в), а затем пятиступенчатая передача расширенного диапазона для применения на самосвалах, бетоновозах и т. д. (рис. 8.7, г).

Семейство ГМП фирмы Mercedes-Benz предназначено для грузовых автомобилей и автобусов полной массой 14—38 т, оснащенных двигателями мощностью 123—235 кВт и имеющих удельную мощность 4,4—15 кВт/т. Семейство включает ГМП с тремя, четырьмя, шестью и семью ступенями для движения вперед.

Эти ГМП компонуют из стандартного набора блоков (рис. 8.8): гидротрансформатора в сборе с фрикционом блокировки, гидрозамедлителя, переднего редуктора, заднего редуктора, трехступенчатого редуктора. Каждый блок имеет свой корпус. Четырех- и шестиступенчатые передачи имеют одинаковые кинематические схемы (табл. 8.4) и состоят из трех планетарных механизмов, четырех многодисковых тормозов и двух многодисковых муфт. В семиступенчатой передаче — четыре планетарных механизма. Все типы гидротрансформаторов могут быть изготовлены и без тормоза-замедлителя.

Семейство гидромеханических передач ZF HP 500 имеет модификации

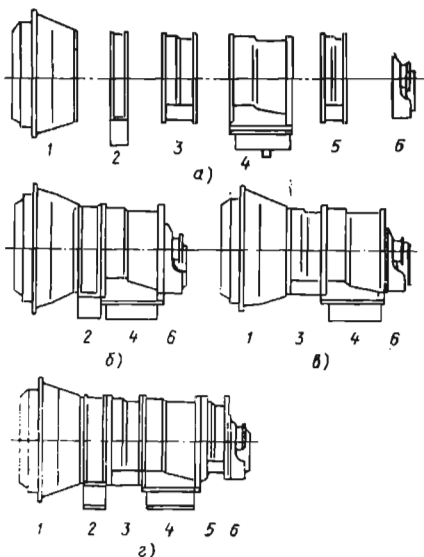


Рис. 8.8. Модульный принцип компоновки ГМП для грузовых автомобилей семейства Mercedes-Benz:

а — набор блоков; б и в — соответственно трех- и шестиступенчатая ГМП с гидрозамедлителем; 6 — четырехступенчатая ГМП; 1 — гидротрансформатор; 2 — гидрозамедлитель; 3 — входной делитель; 4 — трехступенчатый редуктор; 5 — задний редуктор; 6 — задний корпус

с четырех-, пяти- и шестиступенчатым редуктором (рис. 8.9). Редукторы имеют следующие диапазоны: четырехступенчатый 2,81—1,0; пятиступенчатый 3,48—0,83 или 5,78—1,0; шестиступенчатый 5,78—0,83.

Расчетные параметры на ведущем валу следующие: мощность 220 кВт, момент 950 Н·м. На рис. 8.10 приведен разрез ГМП ZF 6HP 500.

В последние десятилетия получают распространение *полнотоматические (диапазонные)* ГМП, состоящие из гидротрансформатора с системой блокировки, сухого сцепления и многоступенчатой синхронизированной коробки передач (передачи типа ГСК). Такие передачи имеют следующие преимущества: невысокую по сравнению с автоматическими планетарными передачами стоимость; позволяют использовать коробку с большим числом передач (шесть, восемь и более); применимы

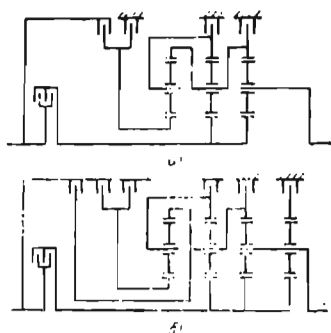


Рис. 8.9. Кинематические схемы ГМП семейства ZF HP 500:

а — четырехступенчатой; б — шестиступенчатой

для любых условий эксплуатации. Особенно целесообразно использовать такие передачи на автомобилях, ра-

ботающих как в условиях бездорожья, так и на дорогах с различным покрытием. Основными недостатками являются относительно большая масса и разрыв потока мощности при переключении.

ГСК ZF Transmatic состоят из комплексного гидротрансформатора, имеющего максимальный коэффициент трансформации 2 или 2,5, однодискового сухого сцепления и вальной коробки передач. Механический редуктор имеет четыре, шесть или восемь передач. Возможна установка гидрозамедлителя. Диапазон шестиступенчатой механической коробки передач 6,4. Гидропередача рассчитана на совместную работу с двигателями мощностью 175—270 кВт.

Составными элементами ГСК Fiat Hydrotrans являются двухступенчатый гидротрансформатор с системами

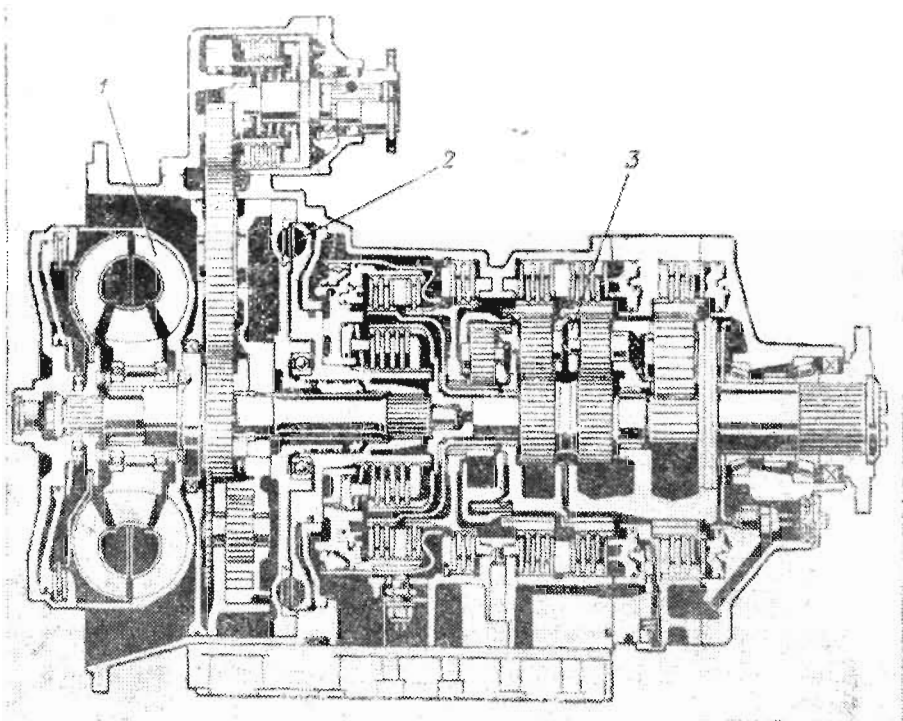
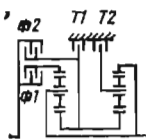
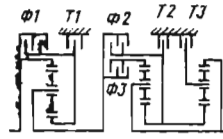


Рис. 8.10. Шестиступенчатая ГМП ZF 6HP 500:

1 — гидротрансформатор; 2 — гидрозамедлитель; 3 — планетарный редуктор

8.4. Кинематические схемы ГМП для грузовых автомобилей фирмы Mercedes-Benz

Схема	Передача	Включаемый элемент						Передаточное число
		$\Phi 1$	$\Phi 2$	$\Phi 3$	T1	T2	T3	
	Нейтральное положение	×						
	Первая	×				×		2,123
	Вторая	×			×			1,35
	Третья	×	×					1,0
	Заднего хода	×	×			×		-2,23
	Нейтральное положение				×			
	Первая			×	×		×	3,61
	Вторая	×		×			×	2,18
	Третья	×		×		×		1,35
	Четвертая		×	×				1,0
	Заднего хода		×		×		×	-3,97
	Первая	×		×	×		×	4,37
	Вторая			×			×	3,27
	Третья			×	×	×		2,22
	Четвертая	×		×		×		1,66
	Пятая		×	×	×			1,34
	Шестая	×		×				1,0
	Заднего хода		×		×		×	-3,24

блокировки и автоматического управления, однодисковое сухое сцепление, механическая синхронизированная коробка передач, имеющая восемь передач для движения вперед и две для движения назад.

Максимальный коэффициент трансформации $K = 3$. ГСК имеет четыре рабочих режима:

- 1) трансформации крутящего момента при заторможенном реакторе, выключенной муфте блокировки;
- 2) механической передачи крутящего момента — муфта реактора разомкнута, муфта блокировки замкнута, момент передается непосредственно от двигателя на вал турбины через муфту блокировки;
- 3) гидродинамического торможения — реактор остановлен, муфта блокировки замкнута;
- 4) нейтрального положения — муфта сцепления выключена, турбина гидротрансформатора и ведущий вал коробки передач не связаны между собой. Этот режим используется при переключении передач.

Блокировка трансформатора осуществляется при достижении турбиной 56 % максимальной частоты вращения при условии, что педаль подачи топлива не нажата до упора (рис. 8.11). Сигнал на разблокировку:

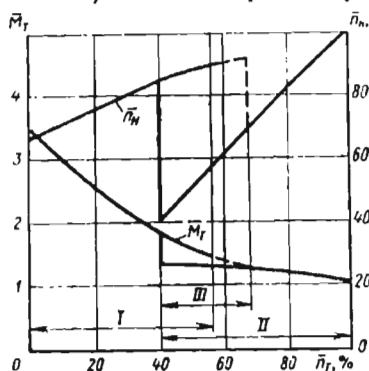


Рис. 8.11. Выходная характеристика ГСК Fiat Hydrotrans:

I и II — привод соответственно механический и гидромеханический; III — зона разблокировки от нажатия до упора педали подачи топлива

поступает при уменьшении скорости турбины до 40 % максимальной или при нажатии либо педали подачи топлива (до упора), либо педали сцепления. На рис. 8.11 показаны зависимости относительных момента на валу турбинного колеса $\bar{M}_T = M_T/M_{ном}$ (где $M_{ном}$ — номинальный момент двигателя) и частоты вращения вала насосного колеса $\bar{n}_H = n_H/n_{ном}$ (где $n_{ном}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя) от относительной частоты вращения вала турбинного колеса $\bar{n}_T = n_T/n_{ном}$.

Режим торможения включается водителем. Его интенсивность зависит от включенной передачи. Диапазоны передаточных чисел механической коробки передач, переключаемые делителем на входе, приведены ниже.

Передачи	Первая	Вторая	Третья	Четвертая	Заднего хода
Диапазон:					
нижний	8,62	4,67	2,46	1,38	7,45
высший	6,22	3,37	1,78	1	5,38
Передача	Первая	Вторая	Третья	Заднего хода	
Передаточное число	2,43	1,44	0,98	1,97	

8.4. КОНСТРУКЦИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ АВТОБУСОВ

В настоящее время распространены две принципиальные схемы автобусных ГМП:

комплексный блокируемый гидротрансформатор в сочетании с переключаемыми фрикционами, вальным или планетарным редуктором с двумя-пятью ступенями (ЛАЗ-НАМИ, Mercedes-Benz W3D080, Praga 2M-70); многоступенчатый гидротрансформатор, с одно- или двухступенчатым редуктором, выполненным по однопоточной или дифференциальной схеме (Fiat, SRM, Renk Doromat 874, Voith D851).

Автоматическая двух- и трехступенчатая ГМП ЛАЗ-НАМИ является примером ГМП первой схемы. Характерная особенность трехступенчатой вальной ГМП — фрикционы с периферийными клапанами, переключаемые пневматическим исполнительным механизмом. Два гидротрансфор-

матора, имеющих одинаковый активный диаметр 370 мм, но различные углы наклона лопаток насосного колеса, отличаются характером кривой коэффициента момента.

Механический редуктор (рис. 8.12) имеет ведущий вал, два промежуточных вала, на которых установлены сдвоенные фрикционные муфты, и ведомый вал. С зубчатыми колесами ведущего вала постоянно находятся в зацеплении соответствующие колеса первого и второго промежуточных валов. Ниже приведены передаточные числа редуктора.

Гидродинамический замедлитель, состоящий из статора, ротора и крышки, является отдельным элементом, что позволяет выпускать модификации передачи как с замедлителем, так и без него.

Автоматическая ГМП фирмы SRM является примером передач с внутренним разделением потока мощности двигателя и гидротрансформатора. ГМП SRM DS состоит из двухступенчатого гидротрансформатора; планетарного механизма, солнечное зубчатое колесо которого связано с реактором гидротрансформатора, а коренное — с ведомым валом передачи; двух тормозов $T1$ и $T2$ блокировочного фрикциона Φ (рис. 8.13).

Передача обеспечивает четыре рабочих режима. Первый режим (вклю-

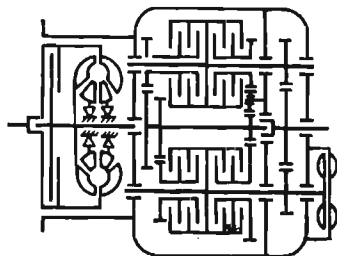


Рис. 8.12. Кинематическая схема трехступенчатой ГМП ЛАЗ-НАМИ

чен тормоз T_2) — мощность двигателя и крутящий момент передаются двумя потоками: первый поток через двухступенчатую турбину непосредственно на ведомый вал, второй — через вращающийся реактор и зубчатую передачу. Оба потока суммируются на ведомом валу. Суммарный крутящий момент

$$M_2 = M_T + M_P \eta = \\ = M_{дв} [K + (K - 1) \eta],$$

где M_T — крутящий момент, передаваемый турбиной на ведомый вал; $M_T = M_{дв} K$; M_P — крутящий момент реактора, $M_P = M_{дв} (K - 1)$; η и η — передаточное число и КПД зубчатой передачи; K — коэффициент трансформации гидротрансформатора.

Силовое передаточное число на этом режиме

$$K_{гм} = M_2 / M_{дв} = K + (K - 1) \eta,$$

кинематическое

$$u_{гм} = n_{дв} / n_2 = \\ = [1 + (1 - i_{гт}) \eta] / i_{гт},$$

где n_2 и $n_{дв}$ — частоты вращения ведомого вала и двигателя; $i_{гт}$ — передаточное отношение гидротрансформатора.

КПД передачи на первом режиме

$$\eta_{гм} = K_{гм} / u_{гм} = i_{гт} [K + \\ (K - 1) \eta] / [1 + (1 - i_{гт}) \eta].$$

Максимальное значение силового передаточного числа при максимальном коэффициенте трансформации $K = 4, 2$, передаточном числе зубчатого ряда $u = 1,8$ и $\eta = 0,97$ составляет 9,6.

Мощность, передаваемая реактором,

$$N_P = N_{дв} u (K - 1) i_{гт} \eta / [1 + u(1 - i_{гт})].$$

При скорости движения автомобиля $0,35 v_{max}$ система автоматизации переводит передачу в второй режим работы; реактор останавливается тормозом T_1 , планетарный механизм вращается вхолостую. Переход на третий режим работы осуществляется при скорости движения автомобиля $0,78 v_{max}$: трансформатор блокируется фрикционом Φ , а тормоз T_1 освобождается — получается механическая прямая передача.

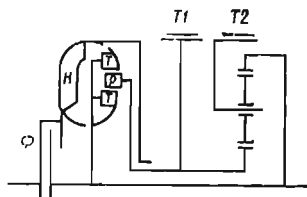


Рис. 8.13. Кинематическая схема ГМП SRM DS

Четвертый режим работы передачи является тормозным. При одновременном включении фрикциона блокировки и тормоза T_2 реактор вращается в направлении, противоположном вращению насосного и турбинного колес. Гидротрансформатор работает в режиме замедлителя.

На рис. 8.14 показаны зависимости относительного момента M_T на валу турбинного колеса, относительной частоты вращения $\bar{n}_H$ вала насосного колеса и КПД η ГМП в зависимости от относительной частоты вращения $\bar{n}_T$ вала турбинного колеса.

КПД этой передачи в диапазоне скоростей 20—100 % v_{max} выше 80 %. Мощность, передаваемая реактором, не превышает 38 % мощности двигателя при $i_{гм} = 0,19$.

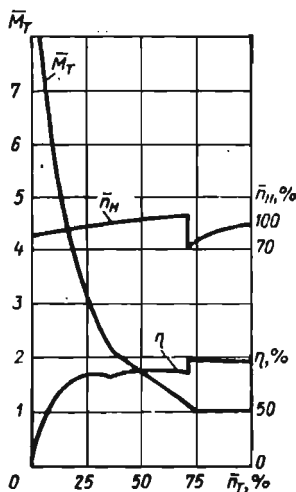
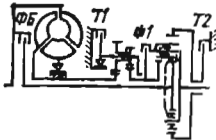
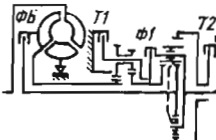
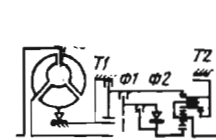
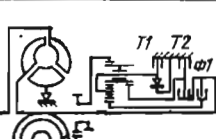


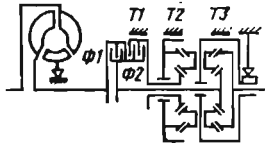
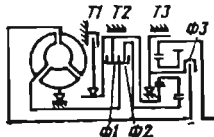
Рис. 8.14. Выходная характеристика ГМП SRM DS

8.5. Кинематические схемы ГМП легковых автомобилей

№ схемы	Фирма	Схема	Передача	Включаемый элемент							Переда- точное число
				ФБ	Ф1	Ф2	Ф3	T1	T2	T3	
1	УВВН-ЧЗМ-НАМИ		Первая Вторая Третья Заднего хода	 x x	 x x			 o x	 x		 2,17 1,40 1,0 -2,41
2	УВВМ-ЧЗМ-НАМИ		Первая Вторая Третья Четвертая Заднего хода	 x x x	 x x			 x x	 x		 3,37 2,17 1,40 1,0 -2,41
3	GM3-OHV		Первая Вторая Третья Заднего хода		 x x	 x x		 o x x	 x		 2,39 1,45 1,0 -2,0
4	Renault		Первая Вторая Третья Заднего хода		 x x x	 o x x		 x	 x		 2,40 1,48 1,0 -1,92

№ схемы	Фирма	Схема	Передача	Включаемый элемент							Переда- точное число
				ФБ	Ф1	Ф2	Ф3	T1	T2	T3	
5	Ford (модель G3)		Первая Вторая Третья Заднего хода								2,47 1,47 1,0 -2,11
6	Volkswagen, Audi		Первая Вторая Третья Заднего хода								2,55 1,45 1,0 -2,46
7	Toyota		Первая Вторая Третья Заднего хода								2,40 1,48 1,0 -1,92
8	Mercedes-Benz		Первая Вторая Третья Четвертая Заднего хода								4,01 2,39 1,46 1,0 -5,49

Продолжение табл. 8.5

№ схемы	Фирма	Схема	Передача	Включаемый элемент							Переда- точное число
				ФБ	Ф1	Ф2	Ф3	T1	T2	T3	
9	Automotive Products		Первая Вторая Третья Четвертая Заднего хода		×				×	○	2,69 1,85 1,46 1,0 -2,69
10	Borg-Warner (мо- дель 45)		Первая Вторая Третья Четвертая Заднего хода		×			×	×	○	3,0 1,94 1,35 1,0 -4,70
11	Ford		Первая Вторая Третья Четвертая Заднего хода		×	×	×	×	○	○	— — — — —

Примечание. ○ — включение элемента управления муфтой свободного хода.

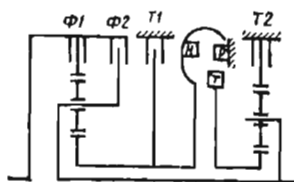


Рис. 8.15. Кинематическая схема дифференциальной ГМП Voith Diwa D 851

Двухпоточная ГМП Voith Diwa D 851 имеет входной дифференциал, в котором мощность разделяется на два потока (рис. 8.15). На первой передаче включены фрикцион $\Phi 1$ и тормоз $T2$. Водило первого планетарного механизма связано с ведомым валом, а солнечная шестерня — с насосным колесом гидротрансформатора. Насосное и турбинное колеса гидротрансформатора имеют противоположное вращение.

Это схема дифференциальной передачи с разветвлением на ведомом валу, в которой

$$e_1 = -K_1; e_2 = 1 + K_1;$$

$$e_3 = 0; e_4 = 1 + K_2,$$

где K_1 и K_2 — параметры переднего и заднего планетарных механизмов.

После разгона блокируется тормоз $T1$ и освобождается тормоз $T2$. Мощность передается только через механический редуктор. Включение фрикциона $\Phi 2$ и освобождение остальных элементов управления обеспечивают прямую механическую передачу.

8.8. КОНСТРУКЦИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В настоящее время на легковых автомобилях, оснащенных двигателями рабочим объемом 1,2 л и выше, приме-

няют трех- и четырехступенчатые передачи. Большинство ГМП — полнопоточные, с простым комплексным гидротрансформатором, имеющим коэффициент трансформации в стоповом режиме 1,8—2,3, и механическим редуктором, в большинстве случаев планетарным. Кинематические схемы ГМП легковых автомобилей приведены в табл. 8.5.

Схему 1 имеют ГМП, предназначенные для легковых автомобилей с рабочим объемом двигателя 1,2—2,0 л. Первая передача этой ГМП — гидромеханическая полнопоточная, вторая — дифференциальная двухпоточная и третья — прямая механическая. Имеется также четырехступенчатая модификация этой ГМП (схема 2).

В трехступенчатых ГМП, как правило, используют редукторы типа Ravigneaux (схемы 3 и 4) и Simpson (схемы 5 и 6).

Редуктор Ravigneaux сделан на базе планетарного механизма типа D с парными сателлитами. Как планетарный, этот механизм используется только на второй передаче, при этом его водило свободно.

Редуктор Simpson имеет два одинаковых планетарных механизма типа A. Его солнечные шестерни закреплены на общем пустотелом валу, а иногда их выполняют в виде сплошной длинной шестерни. Нагрузки на зубчатые колеса при прочих равных условиях в этом редукторе ниже, чем в редукторе Ravigneaux.

Особенностью схемы 7 является применение трехвенцового сателлита, что позволило отказаться от использования коронной шестерни, имеющей высокую стоимость.

Четырехступенчатый планетарный редуктор, показанный на схеме 8, состоит из трех планетарных механизмов, трех тормозов, двух фрикционов и имеет три степени свободы.

Раздаточные коробки

9.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

Раздаточная коробка является механизмом трансмиссии, распределяющим крутящий момент между ведущими мостами автомобиля. Устанавливают раздаточную коробку за коробкой передач, отдельно или в одном блоке с ней. Во многих случаях раздаточную коробку одновременно используют в качестве двухступенчатой дополнительной коробки передач.

Классифицируют раздаточные коробки по следующим признакам: характеру деления силового потока; числу ступеней передаточного числа; количеству ведомых валов; взаимному расположению ведомых валов; периодичности включения привода переднего моста.

По характеру деления силового потока различают раздаточные коробки с дифференциальным, блокированным и смешанным приводом ведомых валов. Смешанный привод можно применить при наличии трех ведомых валов.

Число ступеней в раздаточной коробке — одна или две. Двухступенчатые коробки используют для расширения диапазона передаточных чисел трансмиссии. Необходимость в этом возникает в тех случаях, когда диапазон передаточных чисел устанавливаемой коробки передач недостаточен для полноприводного автомобиля.

Ведомых валов в раздаточной коробке, как правило, два. Три ведомых вала имеют раздаточные коробки автомобилей с колесной формулой 6×6 с раздельным приводом мостов тележки. В раздаточных коробках с двумя ведомыми валами последние имеют или соосное расположение, или несоосное. При несоосном расположении один из ведомых валов может устанавливаться соосно ведущему валу. Это поз-

воляет осуществить прямую передачу мощности с ведущего вала на соосный ведомый.

По периодичности включения привода вспомогательного ведущего моста, которым обычно является передний мост, различают раздаточные коробки с постоянно включенным и с периодически включаемым передним мостом.

К типовым можно отнести три основные группы схем раздаточных коробок. Коробки первой группы (рис. 9.1) имеют следующие особенности: два соосных ведомых вала с дифференциальным приводом и постоянно включенный передний мост. Для раздаточных коробок второй группы (рис. 9.2) характерны два несоосных ведомых вала с блокированным приводом, один из которых соосен ведущему валу, и периодически включаемый передний мост. Коробки третьей группы (рис. 9.3) имеют два соосных ведомых вала с блокированным приводом и периодически включаемый передний мост. Раздаточные коробки первой группы — двухступенчатые и одноступенчатые, второй и третьей групп — обычно двухступенчатые.

Главной особенностью раздаточных коробок первой группы является отсутствие в приводе ведущих мостов циркуляции мощности. Это позволяет иметь постоянно включенный привод всех ведущих мостов и, следовательно, обеспечить более равномерную их загрузку. Для улучшения проходимости автомобиля в сложных дорожных условиях в раздаточных коробках первой группы устанавливают муфту принудительной блокировки межосевого дифференциала. Дифференциальный привод необходим для автомобилей, предназначенных для постоянной работы в качестве полноприводных.

Основным преимуществом раздаточных коробок второй группы является наличие прямой передачи с ведущего вала на соосный с ним ведомый. При движении на прямой передаче в раздаточной коробке автомобиль работает как неполноприводной с отключенным передним мостом. При этом нагрузки на подшипники и зубчатые колеса раздаточной коробки отсутствуют. Для работы автомобиля в качестве полноприводного в раздаточной коробке второй группы включается привод переднего моста. Движение с включенным передним мостом при малом сопротивлении движению сопровождается циркуляцией мощности. В контур циркуляции входят зубчатые колеса раздаточной коробки, соединяющие ее ведомые валы, карданные и главные передачи, полуоси и шины. Раздаточные коробки, имеющие схемы второй группы, рекомендуются для автомобилей, работающих в полноприводном режиме лишь периодически, если при этом на высшей ступени в раздаточной коробке допускается передаточное число, равное единице.

Раздаточные коробки третьей группы отличаются от коробок второй группы отсутствием прямой передачи, поэтому их зубчатые колеса и подшипники нагружены на всех режимах работы. Вследствие соосного расположения ведомых валов зубчатые колеса раздаточной коробки третьей группы не входят в контур циркуляции мощности.

В каждой группе типовых схем имеется несколько вариантов, отличающихся общим числом валов, способом переключения ступеней, расположением элементов переключения. Многие схемы характеризуются наличием промежуточного вала. В коробках, выполненных по этим схемам, большее количество зубчатых колес и подшипников, но они имеют более широкие компоновочные возможности. Наличие промежуточного вала позволяет распределить передаточное число низшей ступени между двумя парами зубчатых колес и тем самым уменьшить диаметр ведомого колеса. Кроме того, при соосном расположении ведомых валов в коробках с промежуточным валом меньше реактивный момент, действующий на детали крепления раз-

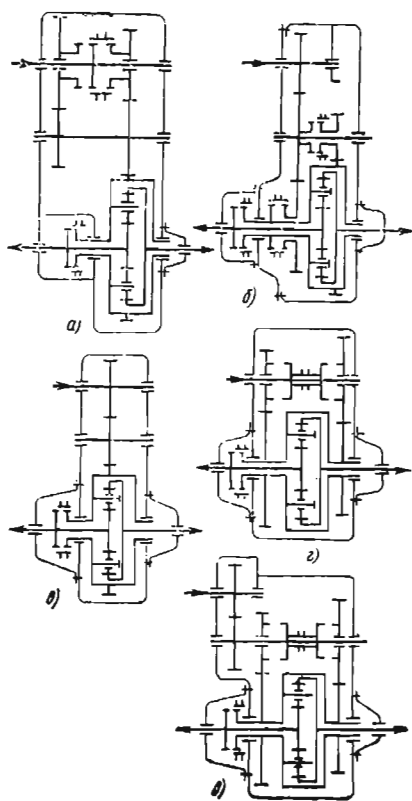


Рис. 9.1. Схемы раздаточных коробок с дифференциальным приводом:

а и б — автомобилей соответственно «Урал-375Д» и КамАЗ-4310; в — ЗФ4РВ; г — ЗФ «VG-800-4V»; д — ЗФ «VG-275»

даточной коробки. В этом случае реактивный момент равен разности моментов на ведомом и ведущем валах. При соосных ведомых валах и отсутствии промежуточного вала реактивный момент равен сумме моментов на ведомом и ведущем валах.

Переключение ступеней и включение вспомогательного моста осуществляют, как правило, при помощи зубчатых муфт. Расположение муфт переключения ступеней оказывает влияние на передаваемый ими момент и на условия смазывания подшипников свободно установленных зубчатых колес. Муфты, установленные на ведущем валу, передают обычно меньший крутя-

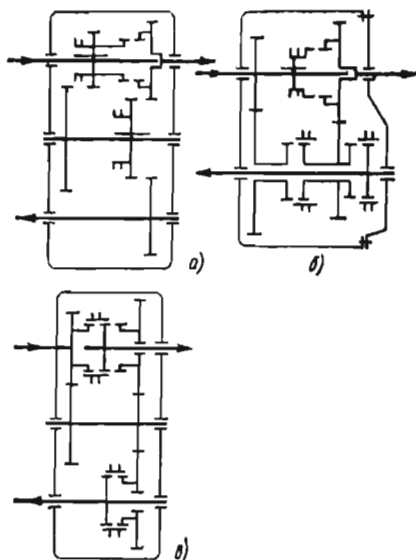


Рис. 9.2. Схемы раздаточных коробок с блокированным приводом и несоосными ведомыми валами автомобилей:

а — ГАЗ-66, УАЗ-452; б — ЗИЛ-131; в — Austin Gipsy

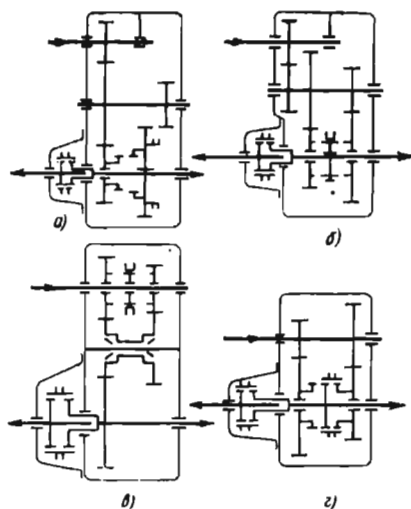


Рис. 9.3. Схемы раздаточных коробок с блокированным приводом и соосными ведомыми валами автомобилей:

а — УАЗ-450; б — Tatra-111; в — Tatra-138; г — Henschel

щий момент, но при этом подшипники зубчатых колес ведущего вала, как наиболее удаленного от масляной ванны, имеют неблагоприятные условия смазывания. Передвижные зубчатые колеса в качестве элементов включения применяются редко. К раздаточным коробкам, в которых используются такие колеса, относятся двухступенчатые раздаточные коробки с блокированным приводом, устанавливаемые на автомобилях ГАЗ-66 и УАЗ-452. В этих коробках (см. рис. 9.2, а) одновременно включаются низшая ступень и привод переднего моста. Возможность включения низшей ступени при выключенном приводе переднего моста исключена.

Особенностью схем, показанных на рис. 9.4, а и б, является наличие трех ведомых валов. Коробки, выполненные по первой схеме, имеют дифференциальный привод к промежуточному и заднему мостам и блокированный — к переднему; вторая — блокированный привод ко всем трем мостам. Отличие схем, представленных на рис. 9.4, в

и г, — разделение потока мощности, проходящего через зубчатые зацепления. Первая из схем имеет дифференциальный привод; поток мощности на ведущем валу делится между двумя одинаковыми зубчатыми передачами, а суммируется на корпусе дифференциала. При такой схеме для равномерной загрузки параллельных редукторов требуется высокая точность и полная идентичность выполнения последних. Вторая схема (рис. 9.4, г) имеет два одинаковых двухступенчатых редуктора, расположенных за межосевым дифференциалом. Вследствие усложнения конструкции обеспечивается равномерная загрузка параллельных редукторов.

Особенностью схемы, показанной на рис. 9.4, д, является наличие трех ведомых валов — вала блокированного привода заднего моста и двух валов дифференциального привода бортовых передач передних колес. Принятое расположение муфт переключения обеспечивает на высшей ступени прямую передачу всей мощности на

задний мост. Схема, представленная на рис. 9.4, *е*, характеризуется наличием муфты свободного хода в приводе переднего моста и дополнительной зубчатой передачи (ДП), осуществляющей кинематическое рассогласование в приводе.

На рис. 9.5 показана схема двухступенчатой раздаточной коробки с планетарным редуктором. Планетарный трехзвенный механизм используется в качестве редуктора на высшей ступени, при этом вся мощность передается на задний мост. На нижней ступени включены оба моста, и указанный планетарный механизм используется в качестве несимметричного межосевого дифференциала, который при необходимости может быть блокирован.

Во многих раздаточных коробках грузовых полноприводных автомобилей предусматривают установку механизма отбора мощности. Отбор мощности, как правило, производится с ведущего вала. В зависимости от принятой схемы при работе механизма отбора мощности зубчатые колеса раздаточной коробки могут или вращаться без нагрузки (см. рис. 9.1, *б*; 9.3, *б*, *г*), или быть неподвижными (см. рис. 9.1, *а*, *г*; 9.3, *в*). В первом случае смазывание элементов раздаточной коробки и механизма отбора мощности может быть обеспечено достаточно длительное время в результате разбрызгивания масла; во втором — смазывание элементов механизма отбора мощности, а также подшипников ведущего вала и установленных на нем зубчатых колес возможно лишь кратковременно маслом, попавшим вследствие разбрызгивания при движении автомобиля. Если необходима более длительная работа механизма отбора мощности, то устанавливается масляный насос с приводом от ведущего вала или вала механизма отбора.

При выборе схемы раздаточной коробки учитывают также направление вращения карданных валов и условия их размещения. Так, например, при размещении карданного вала привода переднего моста иногда целесообразна установка дополнительной зубчатой передачи между соответствующим ведомым валом раздаточной коробки и валом привода переднего моста.

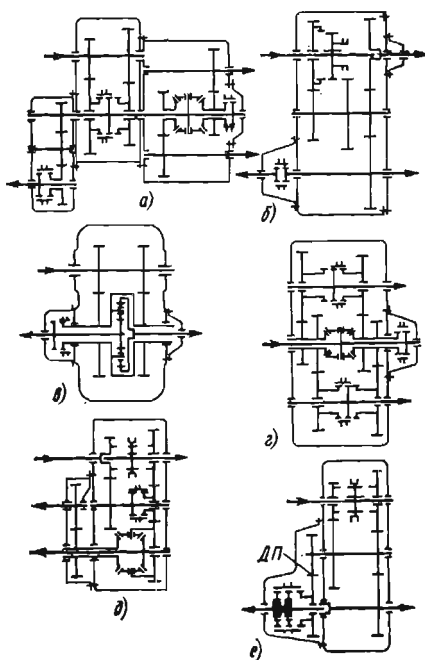


Рис. 9.4. Схемы комбинированных раздаточных коробок автомобилей:

а — КрАЗ-255Б1; *б* — ЗИЛ-157КД; *в* — Magirus Deutz; *г* — Т-70; *д* — Berliet; *е* — Timken

Такую передачу имеют раздаточные коробки автомобилей МАЗ-509А и КрАЗ-255Б1 (см. рис. 9.4, *а*). Установка дополнительной передачи позволяет унифицировать раздаточные коробки различных модификаций авто-

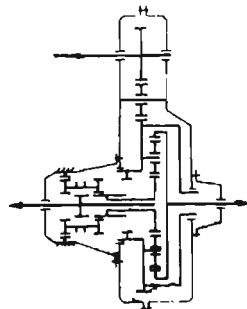


Рис. 9.5. Схема раздаточной коробки с планетарным редуктором автомобиля Magirus L15, D22

мобилей, отличающихся расположением карданного вала привода переднего моста.

9.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ

На рис. 9.6 показана конструкция двухступенчатой раздаточной коробки трехосного полноприводного автомобиля КамАЗ-4310. Раздаточная коробка имеет несимметричный межосевой цилиндрический дифференциал и постоянно включенный привод переднего моста. На ведущем валу 1 закреплено колесо 2, входящее в зацепление с колесом 5, установленным неподвижно на промежуточном валу 8. Шестерни низшей ступени 7 и высшей 14 свободно установлены соответственно на про-

межуточном валу 8 и пустотелом валу 15 корпуса дифференциала. Включение низшей ступени производится перемещением муфты 6, а высшей — муфты 16. Ведомый вал 10 привода мостов тележки соединен с эпициклическим колесом 11 дифференциала. Вал 13 привода переднего моста соединен с центральной шестерней 12 дифференциала. Отношение моментов на валах 10 и 13 равно отношению чисел зубьев эпициклического колеса 11 (z_b) и центральной шестерни 12 (z_a) и выбрано равным двум, что приближенно соответствует распределению массы автомобиля между тележкой и передним мостом. Для блокировки дифференциала установлена муфта 17. Блокировка происходит при соедине-

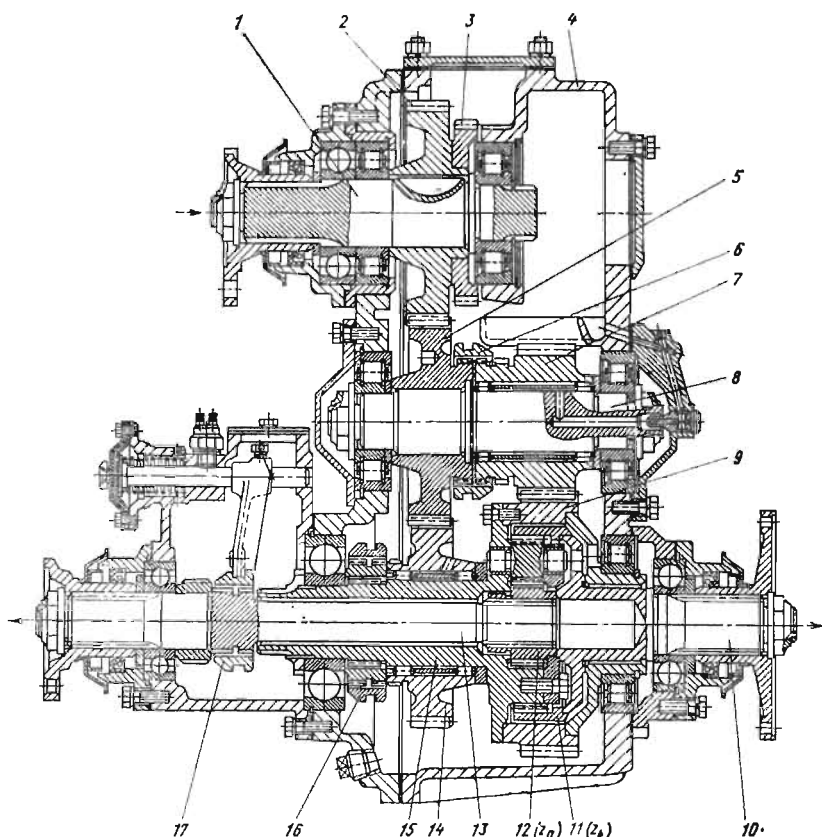


Рис. 9.6. Раздаточная коробка с несимметричным межосевым цилиндрическим дифференциалом автомобиля КамАЗ-4310

нии этой муфты валов 13 и 15. Предусмотрены отбор мощности от шестерни 3, а также от заднего конца ведущего вала 1. Картер раздаточной коробки имеет разъем в плоскости, перпендикулярной осям валов. На его основной части 4 справа и слева выполнены приливы — площадки для крепления раздаточной коробки к раме.

На рис. 9.7 представлена конструкция двухступенчатой раздаточной коробки полноприводного легкового автомобиля ВАЗ-2121 «Нива». Раздаточная коробка имеет симметричный межосевой конический дифференциал и постоянно включенный привод переднего моста. На ведущем валу 1 свободно установлены шестерни высшей ступени 2 и низшей 4. Включение ступеней производится с помощью двусторонней муфты 3. Промежуточный вал 5 выполнен совместно с двумя зубчатыми колесами в виде блока. На корпусе дифференциала закреплено колесо 8. Ведомые валы 6 и 9 соединены с помощью шлицев с коническими колесами 7 дифференциала. Для блокировки дифференциала установлена муфта 10. Картер раздаточной коробки имеет разъем в плоскости, перпендикулярной осям валов. Раздаточную коробку устанавливают отдельно от коробки передач и с помощью двух кронштейнов подвешивают к лонжеронам кузова.

Картер с разъемом в раздаточных коробках применяется в тех случаях, когда это необходимо по условиям технологии сборки. Разъем обычно выполняют в плоскости, перпендикулярной осям валов. В коробках без промежуточного вала разъем иногда делают в плоскости валов. В этом случае максимально упрощается сборка. В раздаточной коробке автомобиля КраЗ-255Б1 (см. рис. 9.4, а) двухступенчатый редуктор и симметричный межосевой дифференциал выполнены в отдельных картерах, собираемых в общий блок. При такой конструкции упрощается сборка, однако увеличивается число обрабатываемых поверхностей и винтовых соединений.

В двухступенчатых раздаточных коробках с постоянным зацеплением зубчатых колес два колеса устанавливают на валу свободно, применяя подшип-

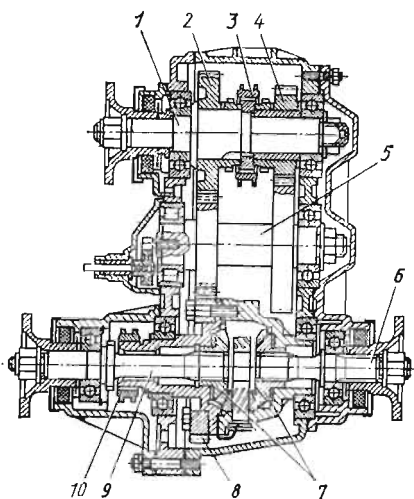


Рис. 9.7. Раздаточная коробка с симметричным межосевым дифференциалом автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»

ники качения или скольжения. В некоторых конструкциях (рис. 9.7) установку производят непосредственно на шейку вала, которая в этом случае имеет канавки, способствующие смазыванию поверхностей трения. Для зубчатых колес, неподвижных относительно вала, используют шлицевые и шпоночные соединения. Иногда такие колеса выполняют совместно с валом, как это сделано в конструкции, показанной на рис. 9.7, или в виде пустотелого блока. Блок устанавливают на ось, неподвижно закрепленную в картере. Ось одновременно является элементом, повышающим жесткость картера.

В раздаточных коробках с дифференциальным приводом используют цилиндрические и конические межосевые дифференциалы. Несимметричные дифференциалы в основном цилиндрические, а симметричные — конические. Сателлиты конических дифференциалов выполняют с отверстием и устанавливают на осях. В цилиндрических дифференциалах сателлиты имеют шипы, которые устанавливаются в отверстия корпуса (води́ла). Корпус дифференциала, как правило, состоит из двух частей, соединяемых винтами.

Приводное колесо крепится к корпусу винтами или заклепками. В некоторых конструкциях (см. рис. 9.6) приводное колесо 9 является средней частью корпуса дифференциала.

Если за раздаточной коробкой отсутствуют узлы с переменным передаточным числом, то на одном из ее валов, имеющих постоянное передаточное число к ведущим колесам, размещается привод спидометра.

Коробки передач, устанавливаемые на полноприводных и неполноприводных автомобилях, обычно унифицированы. Поэтому раздаточные коробки чаще выполняют как отдельный механизм. При их установке на раме используются опоры с упругими элементами.

9.3. ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ

Картер. Размеры картера в поперечной плоскости определяются межосевым расстоянием и заданными передаточными числами, а его конфигурация в поперечном направлении — относительным расположением осей. Послед-

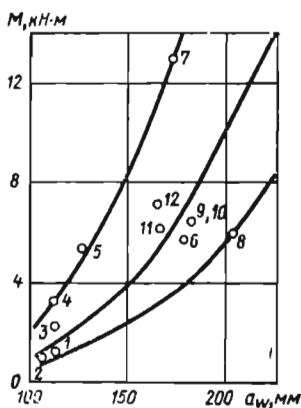


Рис. 9.8. Зависимость между межосевым расстоянием и максимальным моментом (по двигателю) для раздаточных коробок автомобилей:

1 — УАЗ-450; 2 — УАЗ-452; 3 — ГАЗ-63; 4 — ГАЗ-66; 5 — ЗИЛ-157КД; 6 — ЗИЛ-131; 7 — Тайра-138; 8 — «Урал-375Д»; 9 — МАЗ-502; 10 — МАЗ-509А; 11 — КраЗ-257Б1; 12 — КраЗ-255Б1

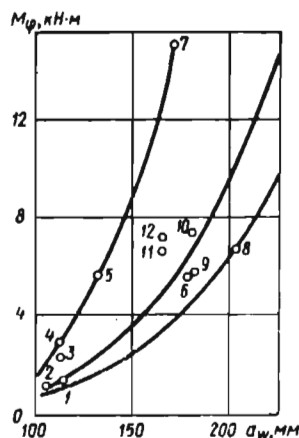


Рис. 9.9. Зависимость между межосевым расстоянием и моментом, ограничиваемым сцеплением ведущих колес при $\phi = 0,7$, для раздаточных коробок автомобилей:

1—12 — то же, что на рис. 9.8

нее выбирают с учетом необходимого просвета под картером и возможности размещения карданных валов. На рис. 9.8 и 9.9 представлены зависимости между межосевым расстоянием a_w и максимальным крутящим моментом. Межосевое расстояние относится к наиболее нагруженной паре зубчатых колес раздаточной коробки, а крутящий момент — к ведомому колесу этой пары. Определение момента производят по двигателю и по сцеплению ведущих колес. При определении момента по двигателю принимают, что в коробке передач включена первая передача, а в раздаточной коробке — низшая ступень. Наблюдаемый значительный разброс значений межосевых расстояний при близких значениях крутящего момента объясняется различиями в планируемой длительности работы на низшей ступени и в условиях работы полноприводного автомобиля. Некоторое влияние оказывают условия размещения карданных валов и принятая схема раздаточной коробки. В раздаточных коробках с дифференциальным приводом, например, учитываются условия размещения межосевого дифференциала.

Зубчатые колеса. В раздаточных коробках применяют преимущественно косозубые передачи. При использовании прямозубых передач принимают меры для уменьшения шумности их работы. Например, в раздаточной коробке автомобиля ГАЗ-66 для улучшения плавности работы прямозубые колеса выполнены с увеличенной высотой зубьев. С этой же целью не применяют зубчатые колеса с четным числом зубьев. Исходный контур и модуль зубчатых колес вновь проектируемых конструкций должны удовлетворять требованиям ОСТ.

На рис. 9.10 дана зависимость между окружным модулем и максимальным крутящим моментом на ведущем валу раздаточной коробки. Значения модулей в раздаточных коробках в среднем на 15—25 % выше, чем в коробках передач тех же автомобилей. Суммарное число зубьев z_{Σ} в каждой паре и угол наклона зуба β находятся в тех же пределах, которые характерны для коробок передач механических трансмиссий. Коэффициент рабочей ширины венца зубчатых колес ($\psi_a = b/a_w$) принимают в пределах $\psi_a = 0,18 \div 0,22$ — для автомобилей малой грузоподъемности и $\psi_a = 0,22 \div 0,38$ — для остальных. Направление линии зуба выбирают из условия наиболее рационального нагружения подшипниковых узлов. Данные по некоторым параметрам зубчатых колес раздаточных коробок приведены в табл. 9.1.

Валы. На рис. 9.11 представлены зависимости между диаметрами ведущего и ведомого валов в зоне опоры и максимальным передаваемым моментом. Максимальный крутящий момент для ведомых валов раздаточных коробок с дифференциальным приводом определен исходя из максимального момента двигателя, а коробок с блокированным приводом — с учетом сцепления ведущих колес при $\varphi = 0,7$. Вал должен иметь достаточную жесткость.

При выборе его диаметра учитывают условия унификации подшипников и приводных фланцев. Размеры и геометрические соотношения валов приведены в табл. 9.2.

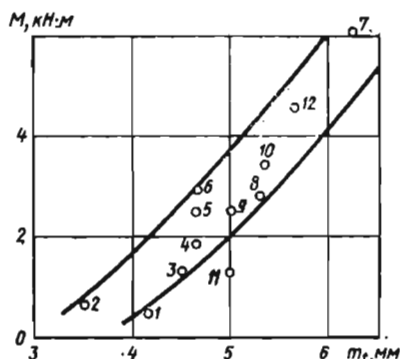


Рис. 9.10. Зависимость между окружным модулем зубчатых колес и максимальным моментом (по двигателю) на ведущем валу для раздаточных коробок автомобилей: 1—12 — то же, что на рис. 9.8

Подшипники. В раздаточных коробках используют в основном шариковые радиальные подшипники, так как они более просты и имеют меньшую стоимость. В некоторых конструкциях

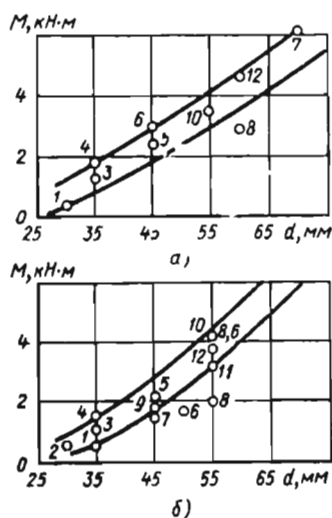


Рис. 9.11. Зависимости между диаметрами валов (большого из двух) раздаточной коробки и максимальным передаваемым моментом:

а — ведущего; б — ведомого; 1—12 — то же, что на рис. 9.8

9.1. Основные параметры и размеры зубчатых колес раздаточных коробок

Автомобиль	Наименование пары зубчатых колес	$\frac{z_{ш}}{z_{к}}$	$m_{л},$ мм	β	Направление линии зуба	$a_{ш},$ мм	$\frac{b_{ш}}{b_{к}},$ мм	$\frac{b}{a_{ш}} =$ ψ_a	$\frac{t_{ш/г}}{t_{ш}} =$ ψ_{β}
УАЗ-452	Низшая ступень	$\frac{24}{37}$	3,5	0	—	106,75	$\frac{18}{18}$	0,17	5,2
	Привод ведомого вала	$\frac{27}{34}$	3,5	0	—	106,75	$\frac{18}{25}$	0,17	5,2
ГАЗ-66	Низшая ступень	$\frac{17}{31}$	4,65	0	—	112,5	$\frac{37}{28}$	0,25	6,0
	Привод ведомого вала	$\frac{23}{25}$	4,65	0	—	112,5	$\frac{28}{36}$	0,25	6,0
ЗИЛ-131	Низшая ступень	$\frac{25}{52}$	4,25	23° 33' 40"	Левое Правое	178,51	$\frac{39}{39}$	0,22	8,4
	Привод ведомого вала	$\frac{38}{38}$	4,25	23° 33' 40"	Правое Левое	178,51	$\frac{42}{42}$	0,235	9,0
МАЗ-509А	Низшая ступень	$\frac{28}{34}$	5	20° 03'	Правое Левое	165	$\frac{41}{38}$	0,23	7,1
	Высшая ступень	$\frac{29}{33}$	5	20° 03'	Левое Правое	165	$\frac{48}{42}$	0,25	7,9
	Привод корпуса дифференциала	$\frac{29}{39}$	5	20° 03'	Левое Правое	180,98	$\frac{48}{44}$	0,24	8,3
	Привод переднего моста	$\frac{24}{25}$	5	20° 03'	Левое Правое	130,27	$\frac{38}{42}$	0,32	7,1
«Урал-375Д»	Низшая ступень	$\frac{20}{33}$	5	19° 28' 47"	Правое Левое	143,2	$\frac{50}{48}$	0,335	9,0
	Высшая ступень	$\frac{27}{27}$	5	19° 28' 47"	Правое Левое	143,2	$\frac{52}{50}$	0,35	9,4

Автомобиль	Наименование пары зубчатых колес	$\frac{z_{ш}}{z_{к}}$	m_n , мм	β	Направление линии зуба	$a_{ш}$, мм	$\frac{b_{ш}}{b_{к}}$, мм	$\frac{b/a_{ш}}{\psi_a}$	$\frac{b/m}{\psi_b}$
«Урал-375-Д»	Привод корпуса дифференциала	$\frac{33}{43}$	5	19° 28' 47"	Левое	202,5	$\frac{48}{50}$	0,25	9,4
					Правое				
КрАЗ-257Б1	Низшая ступень	$\frac{24}{35}$	5	27° 08' 24"	Левое	165,75	$\frac{62}{60}$	0,36	10,7
					Правое				
	Высшая ступень	$\frac{25}{34}$	5	27° 08' 24"	Правое	165,75	$\frac{66}{60}$	0,36	10,7
					Левое				
КрАЗ-255Б1	Привод ведомого вала	$\frac{24}{35}$	5	27° 08' 24"	Правое	165,75	$\frac{50}{45}$	0,27	8,0
					Левое				
	Низшая ступень	$\frac{23}{36}$	5	27° 08' 24"	Левое	165,75	$\frac{62}{58}$	0,35	10,3
					Правое				
	Высшая ступень	$\frac{28}{31}$	5	27° 08' 24"	Правое	165,75	$\frac{60}{58}$	0,35	10,3
					Левое				
	Привод мостов тележки	$\frac{24}{35}$	5	27° 08' 24"	Правое	165,75	$\frac{50}{45}$	0,27	8,0
					Левое				
Tatra-138 S1	Привод переднего моста	$\frac{21}{32}$	4	26° 10'	Левое	118,1	$\frac{42}{42}$	0,355	9,4
					Правое				
	Низшая ступень	$\frac{20}{35}$	6	14°	—	170	$\frac{58}{59}$	0,34	9,4
	Высшая ступень	$\frac{24}{31}$	6	14°	—	170	$\frac{65}{70}$	0,38	10,5
	Привод ведомого вала	$\frac{31}{39}$	6	14°	—	170	$\frac{70}{70}$	0,38	11,3

Примечание. В числителе указаны значения для шестерни, в знаменателе — для колеса.

9.2. Основные размеры и геометрические соотношения валов раздаточных коробок

Автомобиль	Вал	Диаметр вала d , мм			Пролет l , мм	a_{ω} , мм	$M_{\kappa \max}$, Н·м	$d_{\max}/l$	$d_{\max}/a_{\omega}$
		на передней опоре	на задней опоре	наибольший					
УАЗ-452	Ведущий	—	—	35	—	—	680/760	—	—
	Промежуточный	25	30	44	98	106,75	—	0,45	0,41
	Ведомый привода моста:								
ГАЗ-66	переднего	30	30	38	108	106,75	—/680	0,35	0,36
	заднего	35	30	30	60	106,75	—/750	0,50	0,28
	Ведущий	35	25	40	118	112,5	1820/1640	0,34	0,35
	Промежуточный	35	35	45	146	112,5	—	0,31	0,40
	Ведомый привода моста:								
ЗИЛ-157КД	переднего	35	35	42	148	112,5	—/1470	0,28	0,37
	заднего	45	40	40	75	112,5	—/1660	0,53	0,35
	Ведущий	45	40	56	180	127,5	2480/2640	0,31	0,44
	Промежуточный	40	40	50	203	127,5	—	0,25	0,39
	Ведомый:								
ЗИЛ-131	нижний	45	40	50	207	127,5	—/2040	0,24	0,39
	верхний	45	40	44	75	127,5	—/2040	0,59	0,35
	Ведущий	45	35	60	128	178,5	2960/2780	0,47	0,34
	Ведомый привода моста:								
	переднего	45	50	50	202	178,5	—/1570	0,25	0,28
МАЗ-509А	заднего	55	50	50	74	178,5	—/4040	0,67	0,28
	Ведущий	55	55	62	262	165	3460/4500	0,24	0,375
	Промежуточный	55	55	70	264	181	—	0,265	0,385
	Ведомый привода моста:								
	переднего	—	—	55	—	181	1850/2480	—	—
«Урал-375Д»	заднего	—	55	55	—	181	3700/4760	—	—
	Ведущий	60	60	64	235	143,2	2840/3180	0,27	0,445
	Промежуточный	50	50	64	228	202,5	—	0,28	0,318
	Ведомый привода:								
	мостов тележки	—	55	50	—	202,5	3960/4600	—	—
КрАЗ-255В1	переднего моста	55	—	60	—	202,5	1960/2000	—	—
	Ведущий	60	50	70	270	165,75	4660/4800	0,26	0,42
	Промежуточный	55	100	70	296	165,75	—	0,24	0,42
	Ведомый привода моста:								
	переднего	55	55	56	140	144,8	—/3140	0,10	0,34
	заднего (промежуточного)	50	55	70	260	165,75	5150/3750	0,27	0,42

Продолжение табл. 9.2

Автомобиль	Вал	Диаметр вала d , мм			Продолет l , мм	$a_{ш}$, мм	$M_{к\max}$, Н·м	$d_{\max}/l$	$d_{\max}/a_{ш}$
		на передней опоре	на задней опоре	на обоих опорах					
Tatra-138 S1	Ведущий	65	70	80	282	170	6050/10 000	0,284	0,47
	Промежуточная ось	65	65	65	360	170		0,182	0,38
	Ведомый	90	95	90	365	170	12 900/18 000	0,246	0,53

Примечание. В числителе указан момент по двигателю, в знаменателе — момент по сцеплению ведущих колес на высшей ступени, при $\eta = 0,7$.

с косозубыми передачами на опоре вала, имеющей меньшую радиальную нагрузку, устанавливая радиальный шариковый подшипник, а на другой опоре — радиальный роликовый. Первый воспринимает комбинированную нагрузку, а второй — только радиальную. Если осевая нагрузка такова, что установка шарикового подшипника, способного ее воспринимать, затруднена или экономически нецелесообразна, то устанавливают конические подшипники и обеспечивают возможность их регулировки. Сложные подшипниковые узлы, имеющие большую стоимость, в раздаточных коробках применяют только при особо тяжелых условиях работы и ограниченных размерах. В табл. 9.3 приведены основные размеры и типы подшипников раздаточных коробок.

Межосевой дифференциал. Межосевые дифференциалы выполняют в виде зубчатого трехзвенного механизма с одиночными сателлитами. Крутящий момент распределяется между центральными зубчатыми колесами механизма, каждое из которых соединено с соответствующим ведомым валом. Соотношение между моментами на центральных колесах дифференциала (или на ведомых валах) равно соотношению чисел зубьев центральных колес z_b/z_d (см. рис. 9.6) или диаметров. Влияние внутренних сил трения на распределение моментов незначительно, и им можно пренебречь. Дифференциал, имеющий $z_b = z_d$, называют симметричным. При $z_b \neq z_d$ дифференциал является несимметричным. Необходимое значение отношения z_b/z_d определяют из условия наилучшего использования сцепной массы автомобиля. Исходя из этого условия, отношение моментов на ведомых валах должно равняться отношению сцепных масс, приходящихся на соответствующие ведущие мосты. Практически указанное равенство соблюдается приближенно. Межосевой дифференциал раздаточной коробки должен быть достаточно компактным, чтобы на его корпусе можно было разместить приводное зубчатое колесо. Ниже приведены основные параметры межосевых дифференциалов, установленных в раздаточных коробках.

Автомобиль	КрАЗ-257Б1	МАЗ-509А	«Урал-375Д»	КамАЗ-4310	ВАЗ-2121 «Нива»
Кинематический параметр	1	2	2	2	1
a_w , мм	—	63,75	56,54	56,54	—
Внешнее конусное расстояние R_e , мм	73,15	—	—	—	37,5
Максимальный суммарный момент на ведомых валах M , Н·м	10 000	5700	6000	6000	820
Модуль m , мм	—	4,25	3,75	3,75	—
Внешний модуль m_e , мм	5,5	—	—	—	3,5
Рабочая ширина венца b_w , мм	25	40	40	45	15
Число зубьев: эпициклического колеса z_b	22	40	40	40	18
солнечной шестерни z_a	22	20	20	20	18
сателлита z_g	11	10	10	10	12
Число сателлитов n_p	4	4	4	4	—
Диаметр оси шипа сателлита d , мм	30	25	24	24	16
Диаметр отверстия под подшипник сателлита D , мм	30	35	28	28	16

9.3. Подшипники, применяемые в раздаточных коробках различных автомобилей

Вал	Подшипник	Тип	Серия	Внешний диаметр D , мм	D/a_w
УАЗ-452					
Ведущий	Передний	Шариковый радиально-упорный двухрядный	—	72	0,675
Промежуточный	Передний	Роликовый радиальный	—	62	0,58
	Задний	Шариковый радиальный	Средняя	72	0,675
Привода заднего моста	Передний и задний	То же		80	0,75
Ведомый привода переднего моста	Передний и задний			72	0,675
ГАЗ-66					
Ведущий	Передний	Шариковый радиальный	Средняя	80	0,71
	Задний	Роликовый радиальный	»	52	0,46
Привода заднего моста	Передний	Шариковый радиальный	—	100	0,89
	Задний	То же	Средняя	80	0,71
Промежуточный и привода переднего моста	Передний	»	»	80	0,71
	Задний	»	»	80	0,71
ЗИЛ-157КД					
Ведущий	Передний и задний	Роликовый конический	—	100	0,785
Промежуточный	Передний	То же	Средняя	90	0,705
	Задний	»	Широкая	90	0,705
Привода переднего моста	Передний и задний	»	Средняя	90	0,705
Привода промежуточного и заднего мостов	Передний			100	0,785
	Задний			90	0,705

Продолжение табл. 9.3

Вал	Подшипник	Тип		Серия	Внешний диаметр D, мм	D/a _ш
ЗИЛ-131						
Ведущий	Передний	Шариковый	радиальный	Тяжелая	120	0,67
	Задний	Роликовый	радиальный	—	80	0,45
Привода заднего моста	Передний	То же	радиальный	Средняя	120	0,67
	Задний	Шариковый			100	0,56
Привода переднего моста	Передний	То же	радиальный		100	0,56
	Задний	Роликовый			110	0,62
«Урал-375Д»						
Ведущий	Передний и задний	Роликовый	конический	Средняя	130	0,91
Промежуточный	Передний и задний	То же		»	110	0,56
Корпуса дифференциала	Передний	Шариковый	радиальный	Легкая	160	0,79
Привода заднего моста	Задний	То же		Средняя	180	0,89
	Задний	»			120	0,60
Привода переднего моста	Передний				120	0,60
МАЗ-509А						
Ведущий	Передний и задний	Роликовый	конический	Средняя	120	0,73
Промежуточный	Передний и задний	То же		»	120	0,66
Корпуса дифференциала	Передний и задний	Шариковый	радиальный	Легкая	180	1,0
Привода заднего моста	Задний	То же		Средняя	120	0,66
Промежуточной шестерни и привода переднего моста	Передний и задний			Легкая	125	0,96
КрАЗ-255Б1						
Ведущий	Передний	Шариковый	радиальный	Тяжелая	150	0,91
	Задний	Роликовый	радиальный	Средняя	110	0,67
Промежуточный	Передний	Шариковый	радиальный	Тяжелая	140	0,85
	Средний	Роликовый	радиальный	—	180	1,09
Привода промежуточного и заднего мостов	Задний	То же	радиальный	Средняя	110	0,67
	Передний	»		»	110	0,67
Привода переднего моста	Задний	Шариковый	радиальный	Тяжелая	140	0,85
	Передний	То же		Средняя	120	0,83
Промежуточной шестерни	—	Роликовый	конический	»	80	0,68
Tatra-138 S1						
Ведущий	Передний	Шариковый	радиальный	—	190	1,11
	Задний	Роликовый	радиально-упорный двухрядный	—	82	0,48
Промежуточного блока	Передний и задний	Роликовый	конический	—	140	0,82
Привода заднего моста	Передний	То же		—	160	0,94
	Задний	»		—	170	1,0

9.4. ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ

Для управления раздаточной коробкой используют зубчатые муфты и реже передвижные зубчатые колеса. Перемещение зубчатых муфт и передвижных колес производится с помощью вилок, устанавливаемых на штоках. Переключение ступеней предусматривается, как правило, при остановленном автомобиле, и синхронизаторы для облегчения включения муфт, за редким исключением, не применяются. Привод к штокам вилок выполняют механическим, пневматическим или электропневматическим. Его выбор производят с учетом расстояния от рабочего места водителя до раздаточной коробки, типа кабины, требований с точки зрения комфортабельности, наличия в автомобиле постоянно действующего источника сжатого воздуха. Конструктивная схема одного из вариантов механического привода показана на рис. 9.12. Штоки вилок имеют фиксаторы положений, аналогичные применяемым в коробках передач.

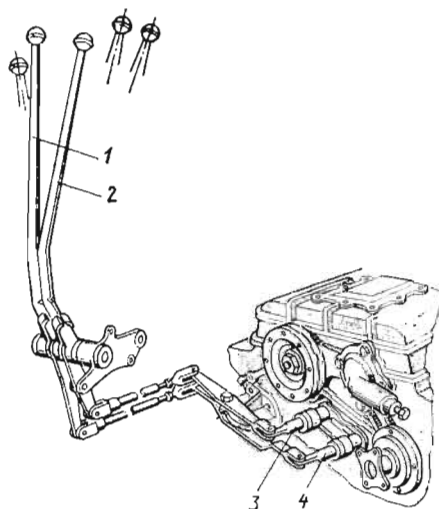


Рис. 9.12. Механический привод переключения ступеней и блокировки дифференциала раздаточной коробки автомобиля «Урал-375Д»:

1 — рычаг блокировки дифференциала; 2 — рычаг переключения ступеней; 3 — шток вилки переключения ступеней; 4 — шток вилки блокировки дифференциала

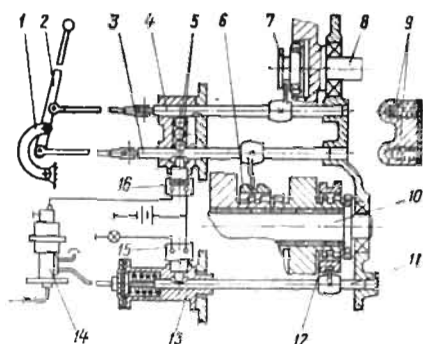


Рис. 9.13. Схема управления раздаточной коробкой автомобиля ЗИЛ-131 с электропневматическим включением переднего моста:

1 — серьга рычага; 2 — рычаг переключения ступеней; 3 и 4 — штоки включения соответственно низшей и высшей ступеней; 5 — шарики блокировочного механизма; 6 и 7 — муфты включения соответственно низшей и высшей ступеней; 8 — вал-шестерня привода мостов тележки; 9 — шарики фиксаторов; 10 — вал привода переднего моста; 11 — шток включения привода переднего моста; 12 — муфта включения привода переднего моста; 13 — пневматическая диафрагменная камера; 14 — электропневматический клапан; 15 и 16 — микровыключатели соответственно сигнальной лампы и привода переднего моста

В раздаточных коробках с блокированным приводом и периодически включаемым передним мостом привод переключений должен обеспечивать обязательное включение переднего моста при включении низшей ступени. Последнее достигается различными способами: блокировкой в приводе переключений соответствующих штоков; выбором соответствующей схемы (см. рис. 9.2, а); применением автоматической системы, использующей в качестве сигнала перемещение штока вилки включения низшей ступени. На рис. 9.13 показана схема управления раздаточной коробкой автомобиля ЗИЛ-131. Привод штоков 3 и 4 вилки переключения ступеней является механическим, а штока 11 вилки включения переднего моста — электропневматическим. При включении низшей ступени перемещением штока 3 одновременно замыкается цепь питания обмотки электропневматического клапана 14, клапан открывается, и

сжатый воздух поступает в пневматическую диафрагменную камеру 13, воздействующую на шток 11 вилки включения привода переднего моста. Включение последнего происходит под действием сжатого воздуха, а выключение — под действием возвратной пружины пневмокамеры. Для того чтобы передний мост можно было включать также и на высшей ступени, в кабине установлен соответствующий электровключатель, замыкающий при необходимости цепь питания электропневматического клапана 14.

Схема пневматического привода в управлении раздаточной коробкой автомобиля МАЗ-509А показана на рис. 9.14. Для переключения ступеней используется пневматический цилиндр 4, обеспечивающий три фиксированных положения муфты 7 включения ступеней — нейтральное, высшей ступени и низшей. Включение блокировки межосевого дифференциала производится с помощью пневматического цилиндра 10. При подаче в цилиндр сжатого воздуха дифференциал блокируется. Разблокировка дифференциала происходит под действием пружины штока цилиндра. Управление цилиндрами 4 и 10 осуществляется с помощью многопозиционного крана.

На некоторых автомобилях устанавливают раздаточные коробки с автоматическим включением переднего моста при помощи роликовой муфты свободного хода (см. рис. 9.4, е). Конструкция такой муфты показана на рис. 9.15. Ведомая обойма 1 муфты закреплена на валу привода переднего моста. Муфта двухрядная: ряд с ведущей обоймой 3 обеспечивает блокировку муфты на переднем ходу, ряд с обоймой 2 — на заднем ходу. С помощью передвижной зубчатой муфты 4 колесо 5 дополнительной передачи соединяется с обоймой 3 (или 2). При одинаковой частоте вращения передних и задних колес автомобиля колесо 5 дополнительной передачи, а с ней и ведущая обойма 3 (или 2) вращаются медленнее, чем вал привода переднего моста с ведомой обоймой 1, поэтому муфта разблокирована и передний мост отключен. Кинематическое рассогласование обеспечивается соответствующим выбором передаточного

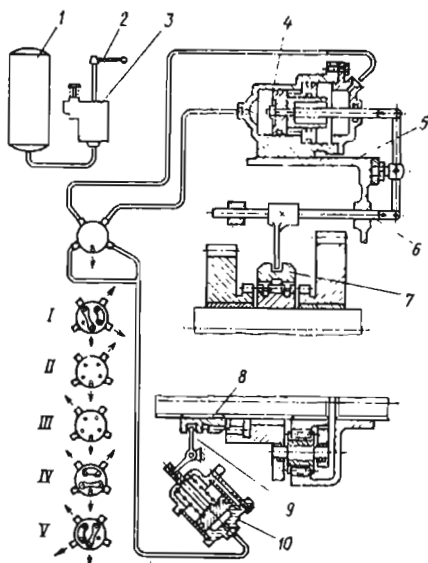


Рис. 9.14. Пневматический привод переключения ступеней и блокировки дифференциала раздаточной коробки МАЗ-509А:

1 — ресивер; 2 — рукоятка крана управления; 3 — кран управления; 4 — цилиндр переключения ступеней; 5 — картер раздаточной коробки; 6 и 7 — шток вилки и муфта включения ступеней; 8 — муфта включения блокировки дифференциала; 9 — рычаг; 10 — цилиндр включения блокировки дифференциала; I—V — положения крана управления; включены: I — высшая ступень (дифференциал заблокирован); II — высшая ступень (дифференциал разблокирован); III — низшая ступень (дифференциал разблокирован); IV — нейтральное положение; V — низшая ступень (дифференциал заблокирован)

числа дополнительной передачи. Рассогласование $[100(p_1 - p_2)/p_3] \%$ принимают в пределах 3—5 %. Блокировка муфты свободного хода и включение привода переднего моста происходят автоматически, когда частота вращения ведущих колес заднего моста вследствие их проскальзывания на 3—5 % превысит частоту вращения передних колес. Включение может происходить как на высшей ступени, так и на низшей. Поэтому в случае разблокированной муфты на низшей ступени задний мост может оказываться под действием значительного

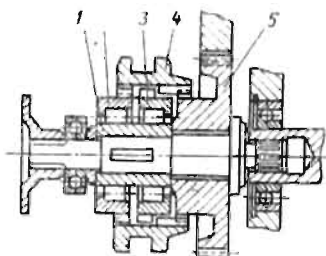


Рис. 9.15. Роликовая муфта свободного хода для автоматического включения переднего моста

крутящего момента, что следует учитывать при проектировании трансмиссии.

Кинематическое рассогласование роликовой муфты иногда обеспечивают в результате соответствующего увеличения передаточного числа главной передачи переднего моста. В этом случае дополнительная передача не требуется, и зубчатая муфта 4 может быть соединена непосредственно с валом привода заднего моста.

Система автоматического включения привода переднего моста, основанная на использовании роликовой муфты свободного хода, не получила широкого распространения вследствие функциональных недостатков такого привода и небольшой долговечности муфты.

10

Карданые передачи

10.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ

Карданная передача автомобиля — это механизм трансмиссии, состоящий из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров, предназначенный для передачи крутящего момента между агрегатами, оси валов которых не совпадают или могут изменять свое относительное положение (рис. 10.1).

Основными элементами карданной передачи являются шарниры, которые подразделяют по кинематическим свойствам на карданные шарниры неравных и равных угловых скоростей, а по наличию фиксированных осей качания — на полные и полукарданные шарниры.

Полным карданным шарниром называют шарнир, имеющий фиксированные оси качания, полукарданным шарниром — шарнир, не имеющий фиксированных осей качания. Упрощенно

полукарданные шарниры допускают угловые отклонения осей валов до 5° , а жесткие — до 2° и некоторое их продольное перемещение.

В трансмиссиях современных автомобилей преобладают полные карданные шарниры, осевая компенсация в которых обеспечивается установкой на шлицах карданного вала скользящей вилки.

На рис. 10.2, а показана схема карданной передачи, получившей распространение на двухосных автомобилях с одним задним ведущим мостом. Мощность от коробки передач 1 передается к заднему ведущему мосту 5 через два карданных вала 2 и 4 и три шарнира. Последний вал имеет промежуточную опору 3.

Двухосные полноприводные автомобили имеют три двухшарнирные карданные передачи (рис. 10.2, б). В этом случае между карданными передачами устанавливают раздаточную коробку 6. На рис. 10.2, в показана схема трансмиссии автомобиля с индивидуаль-

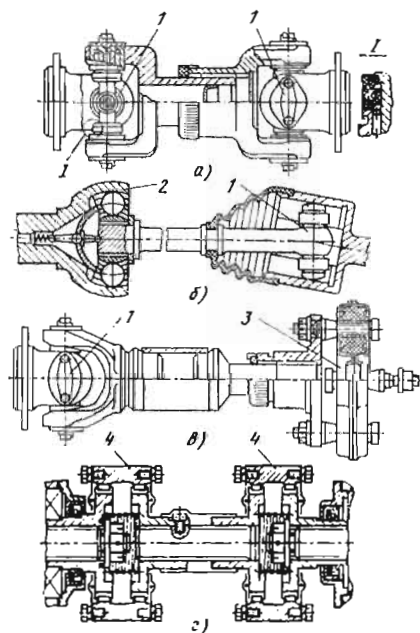


Рис. 10.1. Карданные передачи

а — с шарнирами, имеющими крестовину; б — двухшарнирная привода ведущего управляемого колеса с независимой подвеской; в — с шарниром, имеющим крестовину, и с упругим полукарданным шарниром; г — с жесткими полукарданными шарнирами; 1 и 2 — полные карданные шарниры соответственно неравных и равных угловых скоростей; 3 и 4 — соответственно упругий и жесткий полукарданные шарниры неравных угловых скоростей

ным приводом мостов. Карданная передача заднего моста 5 имеет два карданных вала 4 и 7, четыре шарнира и промежуточную опору 3. Карданные валы 2, 9 и 10 обеспечивают привод соответственно к раздаточной коробке 6, промежуточному 8 и переднему 11 мостам.

В современных полноприводных автомобилях применяют схему с промежуточным проходным мостом (рис. 10.2, г). В этом случае карданный вал 4 обеспечивает привод дополнительного редуктора 12, от которого мощность раздается непосредственно к промежуточному 8, а через карданный вал 7 к заднему мостам.

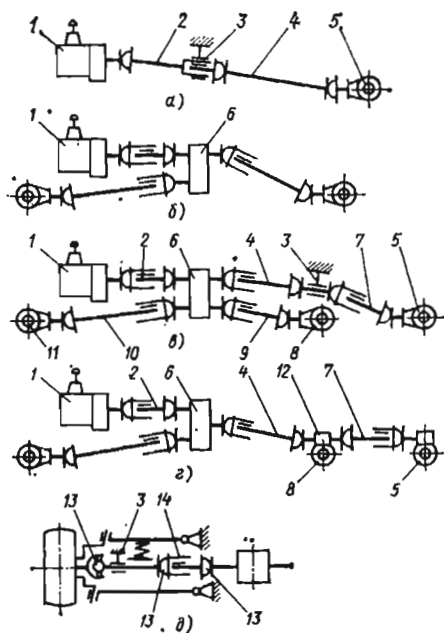


Рис. 10.2. Схемы карданных передач

Для привода ведущего управляемого колеса используют конструкцию (рис. 10.2, д), в которой имеется несколько шарниров 13 с промежуточной опорой 3 и шлицевым соединением 14.

Наибольшее распространение в карданных передачах получила промежуточная опора (рис. 10.3, а) с одним радиальным шарикоподшипником 1, внутренняя обойма которого установлена на карданном валу 2, а внешняя — в резиновой втулке 3. Втулка с помощью кронштейна 4 крепится к раме (несущему кузову) автомобиля.

Промежуточную опору с двумя подшипниками (рис. 10.3, б) устанавливают при значительных относительных перемещениях агрегатов трансмиссии, соединенных карданным валом, или при невозможности соединить агрегаты одним валом (например, для привода заднего моста трехосного автомобиля). Вопрос о необходимости промежуточной опоры в карданной передаче решается при определении допустимой длины карданного вала.

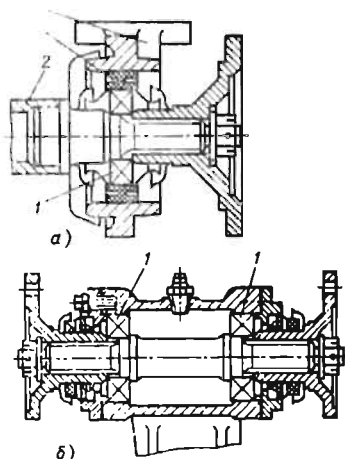


Рис. 10.3. Промежуточные опоры:
а — с одним подшипником; б — с двумя подшипниками

10.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Под длиной L_K карданного вала понимают расстояние между центрами шпилек крестовин карданных шарниров, установленных на концах данного вала. Допустимую длину $L_{K \max}$ карданного вала определяют исходя из критической частоты вращения последнего. Под критической частотой вращения понимают частоту, при которой происходит потеря устойчивости прямолинейной формы оси вращающегося вала. Критическая частота вращения карданного вала (об/мин)

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2/L_K^2}, \quad (10.1)$$

где D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры карданного вала, см.

В соответствии с ОСТ 37.001.053—74 «Валы карданные. Технические требования к установке. Нормы дисбаланса» допустимой является длина, при которой максимальная частота вращения карданного вала, соответствующая максимальной скорости движения автомобиля, не превышает 70 % расчетной критической частоты вращения вала. Исходя из этого, допустимую длину

вала рассчитывают в следующем порядке.

1) Определяют максимальную частоту вращения карданного вала

$$n_{K \max} = 2,65 u_{\max} i_{в-к} i_{ко}, \quad (10.2)$$

где $i_{в-к}$ — передаточное число от карданного вала к ведущим колесам; $u_{\max}$ — максимальная скорость движения автомобиля, км/ч.

2) Находят расчетный крутящий момент на карданном валу на низшей передаче в коробке передач

$$M = M_1 i_1, \quad (10.3)$$

где M_1 — крутящий момент на ведущем валу коробки передач, Н·м, для механических трансмиссий $M_1 = M_{д \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя, для гидромеханических трансмиссий M_1 — максимальный крутящий момент на валу турбины гидротрансформатора при коэффициенте трансформации, соответствующем КПД трансформатора, равном 0,7; i_1 — передаточное число коробки передач на низшей передаче.

3) Выбирают размеры наружного и внутреннего диаметров карданного вала. Для этого используют данные табл. 10.1, в которой приведены размеры сечений труб по ГОСТ 5005—82 и значения крутящих моментов, соответствующие статистическим уровням напряжений кручения в карданных валах грузовых ($\tau_K = 100 \div 120$ МПа) и легковых ($\tau_K = 25 \div 55$ МПа) автомобилей, или данные табл. 10.2, в которой указаны основные размеры элементов карданных передач.

4) Определяют допустимую длину карданного вала (в см)

$$L_{K \max} = \sqrt{0,83 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2/n_{K \max}^2}}. \quad (10.4)$$

Значения D и d в формулу (10.4) подставляют в сантиметрах.

Углы установки карданных валов влияют на напряженность работы карданной передачи, а следовательно, и на срок ее службы. Углы установки валов, соединяемых шарниром неравных угловых скоростей, не должны

10.1. Размеры сечений труб карданных валов и их нагрузочная способность

Размеры сечения		Момент сопротивления кручению W_T , см ³	Полярный момент инерции сечения J_T , см ⁴	M_K (Н·м) при τ		L_K max, см		
Внутренний диаметр d , мм	Толщина стенки δ , мм			100—120 МПа	25—55 МПа	при n_K max, об/мин		
						3000	4000	5000
45	2,5	8,44	21,10	844—1 000	211—464	134	116	104
46	2,5	8,81	22,46	881—1 050	220—484	137	119	106
55	2,0	9,87	29,13	977—1 180	247—543	149	129	115
55	2,5	12,47	37,40	1 247—1 500	312—686	150	130	116
55	3,5	17,82	55,23	1 782—2 140	445—979	151	131	117
63	3,5	23,16	81,06	2 316—2 780	579—1273	161	139	125
66	2,0	14,12	49,43	1 412—1 700	353—776	162	140	126
71	1,6	12,97	48,11	1 297—1 560	324—712	168	145	130
71	1,8	14,63	54,57	1 463—1 750	366—805	168	146	130
71	2,0	16,30	61,14	1 630—1 950	407—895	168	146	130
71	2,1	17,15	64,48	1 715—2 060	429—943	169	146	131
71	2,2	17,99	67,83	1 799—2 180	450—990	169	147	131
71	2,5	20,54	78,05	2 054—2 460	513—1128	169	147	131
71	3,0	24,84	95,63	2 484—2 980	621—1366	170	147	132
82	2,5	27,26	118,6	2 726—3 280	621—1366	181	157	140
82	3,0	32,93	144,9	3 293—3 950	621—1366	182	158	141
82	3,5	38,67	172,1	3 867—4 640	621—1366	182	158	141
82	4,0	44,51	200,3	4 451—5 340	621—1366	183	159	142
94	3,5	50,51	255,1	5 051—6 050	621—1366	195	169	151
94	4,0	58,08	296,2	5 808—6 950	621—1366	195	169	151
100,5	6,0	101,50	571,0	10 150—12 200	621—1366	202	175	157
104	4,0	70,76	396,3	7 076—8 500	621—1366	205	178	159
104	4,5	80,03	452,2	8 003—9 600	621—1366	206	178	159
104	5,0	89,40	509,6	8 940—10 700	621—1366	206	178	160

быть меньше 1° из-за опасности би-неллирования и при номинальной нагрузке в статическом состоянии автомобиля не должны быть более 3° — для легковых автомобилей, 4° — для грузовых автомобилей и автобусов, 8° — для автомобилей высокой проходимости. Указанные ограничения приняты для обеспечения высоких значений КПД карданной передачи, большего срока службы шарниров, и уменьшения степени неравномерности вращения карданного вала.

Синхронное вращение ведущего и ведомого валов карданной передачи достигается при следующих условиях:

в двухшарнирной карданной передаче (рис. 10.4, а, б) углы γ_{12} и γ_{23} между карданным валом 2 и соединяемыми им валами 1 и 3 должны быть равными, а вилки шарниров на концах карданного вала при сборке необходимо устанавливать в одной плоскости;

в трехшарнирной карданной передаче с промежуточной опорой (рис. 10.4, в) синхронное вращение

ведущего 1 и ведомого 4 валов в зависимости от расположения вилок на концах карданных валов 2 и 3 обеспечивается при соблюдении условий, указанных в табл. 10.3. Так как во время движения автомобиля углы γ_{23} и γ_{34} в трехшарнирной передаче могут меняться при постоянном угле γ_{12} .

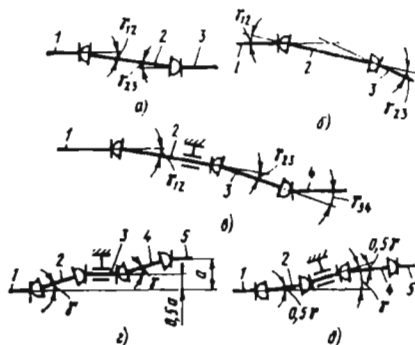


Рис. 10.4. Схема расположения валов карданной передачи

10.2. Основные размеры элементов карданных передач

Автомобиль	Соединяемые агрегаты	М, Н·м			L_k , мм	Типоразмер шар-нира по ОСТ 37.001.068—76
			d , мм	d_1 , мм		
ВАЗ-2101 «Жигули»	КП—ПО	324	66	2,0	606	I
	ПО—ЗМ	324	66	2,0	785	I
«Москвич-2140»	КП—ЗМ	386	71	1,8	1164	III
ГАЗ-24	КП—ЗМ	540	69	2,5	1208	III
УАЗ-451М	КП—ЗМ	680	45	2,5	864	III
УАЗ-452	РК—ЗМ	680	45	2,5	718	III
	РК—ПМ	550	45	2,5	685	III
ГАЗ-53А	КП—ПО	1842	71	2,1	1240	IV
	ПО—ЗМ	1842	71	2,1	1295	IV
ГАЗ-66-01	КП—РК	1842	71	2,1	589	IV
	РК—ЗМ	1666	71	2,1	1086	IV
	РК—ПМ	1262	71	2,1	1062	IV
ЗИЛ-130	КП—ПО	2960	71	3,0	711	V
	ПО—ЗМ	2960	71	3,0	1425	V
«Урал-375Н»	КП—РК	2843	—	—	308	VI
	РК—ПрМ	3972	82	3,5	1123	VI
	ПрМ—ЗМ	2186	71	2,5	765	V
	РК—ПМ	1930	71	2,5	1080	V
КамАЗ-5320	КП—ПрМ	4930	82	3,5	862	VI
	ПрМ—ЗМ	2465	71	3,0	517	V
МАЗ-5335	КП—ЗМ	3740	82	3,5	1704	VI
КрАЗ-255Б1	РК—ПО	3064	82	3,5	1168	VII
	ПО—ЗМ	3064	82	3,5	863	VII
	РК—ПМ	2348	82	3,5	1083	VII
БелАЗ-540А	Д—СР	1350	—	—	241	VII
	КП—ЗМ	6750	101,5	6,0	856	VIII
БелАЗ-548А	Д—СР	1800	—	—	241	VII
	КП—ЗМ	8520	101,5	6,0	872	VIII

Примечание. КП — коробка передач; ПО — промежуточная опора; РК — раздаточная коробка; ПрМ — промежуточный мост; ЗМ — задний мост; ПМ — передний мост; Д — двигатель; СР — согласующий редуктор.

то полной синхронизации вращения валов 1 и 4 достичь нельзя. Однако синхронизация тем ближе к полной, чем меньше угол γ_{12} , поэтому рекомен-

дуется угол γ_{12} выбирать в пределах $1-2^\circ$;

в четырехшарнирной карданной передаче с промежуточной опорой

10.3. Условия синхронного вращения ведущего и ведомого валов трехшарнирной карданной передачи

Взаимное расположение вилок на концах карданных валов (см. рис. 10.4, а)		Условие синхронного вращения
2	3	
Под углом 90°	В одной плоскости	$\cos \gamma_{12} \cos \gamma_{34} = \cos \gamma_{34}$
В одной плоскости	Под углом 90°	$\cos \gamma_{12} \cos \gamma_{34} = \cos \gamma_{12}$
То же	В одной плоскости	$\cos \gamma_{12} \cos \gamma_{34} = \cos \gamma_{12}$

10.4. Основные размеры и показатели шарниров неравных угловых скоростей (рис. 10.5)

Наименование	Типоразмер								
	I	II	III	III	IV	V	VI	VII	VIII
Размеры, мм:									
H	57,170	74,20	80,0	80,0	90,0	108,0	127,0	147,0	165,0
d	14,725	15,23	16,3	16,3	22,0	25,0	33,65	33,65	45,0
H_1	64,260	55,00	60,0	—	—	—	—	—	—
H_2	—	—	—	—	98,0	118,0	135,0	155,0	173,0
B	36,000	45,00	40,0	40,0	50,0	65,0	74,0	86,0	85,0
D	23,823	28,00	30,0	30,0	35,0	39,0	50,0	50,0	62,0
Подшипник	904902	704902	704702K2	T04702KY2	804704	804805	804907	804707	804709
Число игл	22		29	20	26	29	38	38	50
Диаметр иглы, мм	2,4	2,5	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Длина иглы, мм	10,0	12,5	13,8	13,5	18,0	18,1	18,0	24,0	24,0
Грузоподъемность подшипника:									
динамическая, C^* кН	$\frac{8,0}{8,5}$	$\frac{7,2}{8,0}$	$\frac{7,7}{8,5}$	$\frac{7,7}{8,5}$	$\frac{13,7}{15,0}$	$\frac{14,5}{16,0}$	$\frac{16,5}{18,0}$	$\frac{21,0}{23,0}$	$\frac{31,5}{35,0}$
статическая C_0^{**} , кН	$\frac{4,5}{11,2}$	$\frac{5,0}{12,5}$	$\frac{6,0}{15,0}$	$\frac{6,85}{17,1}$	$\frac{11,0}{28,0}$	$\frac{13,0}{32,0}$	$\frac{17,0}{43,0}$	$\frac{20,0}{50,0}$	$\frac{27,0}{67,0}$

* В знаменателе указаны значения для исполнения высшей категории качества; ** значения в знаменателе — для подшипника, работающего в режиме качательного движения.

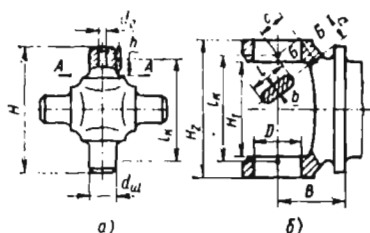


Рис. 10.5. Основные размеры карданного шарнира

(рис. 10.4, г, д) синхронное вращение не только конечных валов 1 и 5, но также и вала 3 промежуточной опоры возможно при соблюдении указанных выше условий для каждой из двух двухшарнирных передач, составляющих четырехшарнирную, в отдельности.

Если углы установки карданного вала указаны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, то $\gamma =$

$$= \sqrt{\gamma_{\text{гор}}^2 + \gamma_{\text{вер}}^2}.$$

Основные размеры крестовин (рис. 10.5, а) и вилки (рис. 10.5, б) карданного шарнира стандартизованы и должны выбираться из числа указанных в отраслевом стандарте ОСТ 37.001.068—76 «Шарниры карданные неравных угловых скоростей. Основные размеры и технические требования» (табл. 10.4).

В качестве определяющего размера карданного шарнира можно принять размер H между торцами крестовин (рис. 10.5, а). Значение H должно быть равно или больше меньшей из величин

$$1,57 \sqrt[3]{M} \text{ или } 1,57 \sqrt[3]{85 G_{\text{сц}} \gamma_{\text{но}} \Phi / \omega_0},$$

10.5. Параметры крестовин карданных шарниров

Параметры	ГВБ (ФРГ)	ФС (ПНР)	МАЗ (СССР)		ГВБ (ФРГ)	ФС (ПНР)	НС (Великобритания)
Передаваемый момент M , кН·м	4,2	4,3	4,4	5,2	5,2	5,6	6,6
Высота по шипам H , мм	117,8	126,0	127,0	127,0	123,0	140,0	146,8
Диаметр шипа $d_{\text{ш}}$, мм	27,83	35,25	29,46	33,65	30,55	35,25	33,50
Контактное напряжение по линии касания иглы с шипом σ_H , МПа	2876,8	2418,6	2868,1	2876,8	3076,1	2733,4	3008,7
Нагрузка на подшипник P , кН	42,86	42,07	41,04	50,39	52,00	48,19	56,35
Грузоподъемность подшипника: статическая C_0 , кН	38,20	58,0	40,21	55,10	50,75	58,0	55,24
динамическая C , кН	20,65	30,84	21,39	29,79	28,20	30,84	30,41
Параметры	МАЗ (СССР)	ГВБ (ФРГ)	НС (Великобритания)	МАЗ (СССР)	ФС (ПНР)	МАЗ (СССР)	ГВБ (ФРГ)
Передаваемый момент M , кН·м	6,8	7,5	9,45	9,5	10,5	12,5	12,5
Высота по шипам H , мм	147,0	143,8	169,5	165,0	165,0	175,0	196,0
Диаметр шипа $d_{\text{ш}}$, мм	33,65	32,44	42,70	45,00	40,019	46,80	37,90
Контактное напряжение по линии касания иглы с шипом σ_H , МПа	2757,7	3075,7	2829,7	2710,0	3016,7	2613,5	2810,8
Нагрузка на подшипник P , кН	56,10	62,50	69,23	67,28	74,63	82,64	75,21
Грузоподъемность подшипника: статическая C_0 , кН	59,69	53,65	69,05	72,60	65,25	69,67	90,84
динамическая C , кН	32,27	29,26	35,30	35,79	33,35	49,41	49,55

где M — момент, определяемый по формуле (10.3); $G_{\text{сц}}$ — вес, приходящийся на мост, к которому подводится момент через рассчитываемую карданную передачу, при полной нагрузке автомобиля, кН; φ — коэффициент сцепления шин с дорогой, $\varphi = 0,85$; i_0 — передаточное число главной передачи.

Определенный таким образом размер H соответствует карданным шарнирам автомобилей с карбюраторными двигателями. Если же крутящий момент передается от дизеля, то необходимо величину M умножить на коэффициент, равный 1,2. Зная размер H , по табл. 10.4 выбирают соответствующий типоразмер карданного шарнира. Предварительный выбор типоразмера шарнира можно также производить, ориентируясь на уже имеющиеся конструкции (см. табл. 10.2). Основные параметры крестовин некоторых карданных шарниров приведены в табл. 10.5.

Предварительный выбор вида шлицевого соединения вилки карданного шарнира с валом и его параметров производят, ориентируясь на данные существующих конструкций. Выбранные параметры должны соответствовать ГОСТ 6033—80, ГОСТ 1139—80 или отраслевой нормали автомобилестроения ОН 025 333—69. После выбора размеров деталей карданной передачи выполняют проверочные расчеты.

10.3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ

При расчете крестовины карданного шарнира определяют следующие параметры.

1. Расчетный крутящий момент M на карданном валу. При расчете карданных передач автомобилей с колесной формулой 4×2 , а также карданных передач, расположенных между коробкой передач и раздаточной коробкой или проходным мостом тележки, в качестве расчетного принимают меньший из двух моментов на карданном валу: определенного по двигателю $M_{\text{д}}$ и по сцеплению ведущих колес $M_{\text{сц}}$. При расчете карданных передач многоприводных автомобилей, расположенных за раздаточной коробкой, в ка-

честве расчетного момента карданной передачи принимают $M_{\text{сц}}$.

2. Условно сосредоточенную нормальную силу, действующую в середине шипа,

$$P_{\text{ш}} = 10^3 M / (l_{\text{к}} \cos \gamma), \quad (10.5)$$

где M — в Н·м; $l_{\text{к}}$ — расстояние между серединами игольчатых роликов противоположно расположенных карданных подшипников, мм (рис. 10.5, а); γ — угол установки карданного вала.

3. Напряжение изгиба шипа в сечении А—А (рис. 10.5, а)

$$\sigma_{\text{ш}} = P_{\text{ш}} h / W_{\sigma},$$

где h — плечо силы $P_{\text{ш}}$, мм (определяется исходя из того, что сила приложена в середине игольчатого ролика карданного подшипника); W_{σ} — момент сопротивления сечения шипа, мм³, для шипа без отверстия для смазывания $W_{\sigma} = 0,1 d_{\text{ш}}^3$, для шипа с отверстием d_0 для смазывания

$$W_{\sigma} = 0,1 d_{\text{ш}}^3 [1 - (d_0/d_{\text{ш}})^4].$$

Оценку напряженного состояния шипа при изгибе производят, сопоставляя значения $\sigma_{\text{ш}}$ со средним статистическим уровнем напряжений изгиба в выполненных конструкциях ($\sigma_{\text{ш}} = 200 \div 300$ МПа).

4. Напряжение среза шипа в сечении А—А (рис. 10.5, а)

$$\tau_1 = 4 P_{\text{ш}} / (\pi d_{\text{ш}}^2) \quad \text{или}$$

$$\tau_1 = 4 P_{\text{ш}} / [\pi (d_{\text{ш}}^2 - d_0^2)].$$

Напряжения среза шипа в выполненных конструкциях находятся в пределах $\tau_1 = 60 \div 100$ МПа.

В вилке шарнира возникают напряжения изгиба и кручения. Под действием силы $P_{\text{ш}}$, приложенной на плечо a , напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{ш}} = P_{\text{ш}} a / W_{\sigma}.$$

Напряжение кручения в опасном сечении Б—Б (рис. 10.5, б), возникающее под действием силы $P_{\text{ш}}$, приложенной на плечо c ,

$$\tau_{\text{ш}} = P_{\text{ш}} c / W_{\tau}.$$

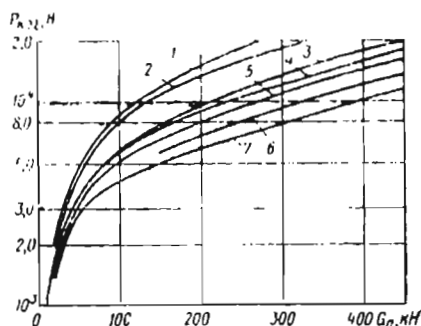


Рис. 10.6. Зависимости суммарной эквивалентной тяговой силы от полного веса автомобиля

Моменты сопротивления зависят от формы опасного сечения $B-B$. Во многих случаях оно может быть заменено прямоугольником с размерами b и l (рис. 10.5, б). В этом случае

$$W_{\sigma} = l h^2 / 6 \text{ и } W_{\tau} = k l b^2.$$

Для отношений l/b , равных 1; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 4; 10, значения коэффициента k соответственно равны 0,208; 0,231; 0,239; 0,246; 0,258; 0,267; 0,292; 0,312.

Напряжения в выполненных конструкциях находятся в следующих пределах: $\sigma_{\Sigma} = 50 + 80$ МПа; $\tau_{\Sigma} = 80 + 160$ МПа.

При расчете *игольчатых подшипников карданного шарнира* определяют следующие параметры.

1. Эквивалентный крутящий момент на карданном валу

$$M_{\Sigma} = P_{\Sigma} \cdot r_{\Sigma} / \omega_{\Sigma} \quad (10.6)$$

где P_{Σ} — эквивалентное тяговое усилие на колесах автомобиля, мощность ω_{Σ} которым подводится через рассматриваемый вал, Н.

Эквивалентное тяговое усилие

$$P_{\Sigma} = P_{\Sigma} G_{\phi} / G_{\Sigma},$$

где G_{ϕ} — вес, приходящийся на колеса автомобиля, к которым мощность передается через рассматриваемый карданный вал; G_{Σ} — вес, приходящийся на все ведущие колеса автомобиля;

P_{Σ} — суммарное эквивалентное тяговое усилие на всех ведущих колесах автомобиля, определяемое в зависимости от полного веса автомобиля (автопоезда) G_{Σ} (рис. 10.6).

Приведенные на рис. 10.6 зависимости 2, 3, 5, 7 относятся к грузовым автомобилям (4×2) и автобусам, эксплуатируемым в следующих условиях: по асфальтированным дорогам равнинной местности (кривая 7); по асфальтированным дорогам пересеченной местности, а также по дорогам с булыжными, щебеночным гравийным покрытием и улучшенным грунтовым (кривая 5); в городских условиях (кривая 3); по грунтовым дорогам неудовлетворительного состояния (кривая 2). Кривая 4 относится к грузовым автомобилям (автопоездам) в случае их работы на дорогах различного вида при следующем распределении последних: 20 % — асфальтированные равнинной местности; 20 % — те же пересеченной местности; 25 % — булыжные, щебеночные, гравийные, улучшенные грунтовые; 25 % — естественные грунтовые; 10 % — городские. Кривая 6 — для магистральных грузовых автомобилей (автопоездов) общим весом свыше 160 кН при работе только на асфальтированных дорогах; кривая 1 — для автомобилей повышенной проходимости. Для легковых автомобилей с колесной формулой 4×2 рекомендуется пользоваться кривой 4, а для автомобилей-самосвалов — кривой 3.

2. Радвальную нагрузку на подшипник (в Н)

$$P_{\Gamma} = 10^3 M_{\Sigma} / (l_{\Sigma} \cos \gamma). \quad (10.7)$$

3. Фактор качательного движения в подшипнике

$$n = \gamma / \alpha,$$

где α — центральный угол между игольчатыми роликами, $\alpha = 360/z$; z — количество игольчатых роликов в подшипнике (см. табл. 10.4).

Если $n > 1$ и является дробным числом, то его значение округляют до меньшего целого числа. Если $0,9 < n < 1$, то принимают $n = 1$.

4. Поправочный коэффициент K_{α} . При $n = 0,2 + 0,9$ $K_{\alpha} = 0,83 (n +$

+ 1); при $n \geq 1$ K_α рассчитывают по формуле

$$K_\alpha = 1 + \sum_{j=1}^m \cos^{3,7} j\alpha,$$

где $j = 1, 2, 3, \dots, m$.

При $n < 0,2$ производят проверку подшипника только по статической грузоподъемности.

5. Коэффициент K_k , учитывающий влияние качательного движения на срок службы подшипника,

$$K_k = 0,1z/K_\alpha.$$

6. Усталостный износ подшипника (в условных единицах), накопленный за 1 км пробега автомобиля,

$$R_{1\text{ш}} = 10^3 u_{\text{в-к}} (R_{\text{г}} K_{\text{т}} K_6)^{3,33} / (2\pi f_{\text{кш}}),$$

где $K_{\text{т}}$ — температурный коэффициент, при рабочей температуре до 100°C $K_{\text{т}} = 1$, при 125°C $K_{\text{т}} = 1,05$, при 150°C $K_{\text{т}} = 1,10$; K_6 — коэффициент безопасности, $K_6 = 1,1 \div 1,2$.

7. Расчетный срок службы игольчатого подшипника шарнира (в километрах пробега автомобиля)

$$S_{\text{ш}} = 10^5 K_{\text{к}} C^{3,33} / R_{1\text{ш}},$$

где C — динамическая грузоподъемность подшипника, Н.

При отсутствии данных C можно определить по формуле

$$C = A z^{2/3} d_p l_p \cdot \text{вф.}$$

где d_p и $l_p \cdot \text{вф.}$ — соответственно диаметр и эффективная длина (длина контакта) игольчатого ролика, мм; A — постоянный коэффициент, $A = 40$ для игольчатых роликоподшипников без сепаратора и $A = 60$ для подшипников с сепаратором.

Срок службы карданного подшипника не должен быть меньше половины планируемого срока службы автомобиля до капитального ремонта.

Игольчатый подшипник проверяют по статической грузоподъемности. Для этого определяют максимальную динамическую нагрузку на подшипник

$$P_{\text{г}} = P_{\text{г}} M_{\text{к}} / M_{\text{к.з}},$$

где $M_{\text{к.з}}$ и $P_{\text{г}}$ определяют по формулам соответственно (10.6) и (10.7); $M_{\text{к}}$ — максимальный динамический момент на карданном валу.

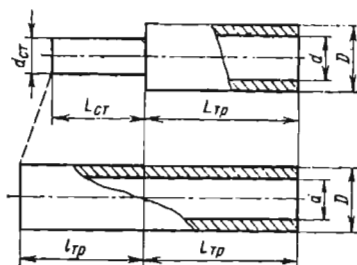


Рис. 10.7. Схема и расчеты критической частоты вращения карданного вала

Для автомобилей с механической трансмиссией: легковых (4×2) $M_{\text{к}} = 1,5 M_{\text{е max}} u_1$; грузовых (4×2) при $G_a \leq 150 \text{ кН}$ $M_{\text{к}} = 1,3 M_{\text{е max}} u_1$ (где β — коэффициент запаса колеса); грузовых (4×2 и 6×4) при $G_a > 150 \text{ кН}$ и полноприводных $M_{\text{к}} = 1,6 M_{\text{кф}}$. Для автомобилей с гидромеханической трансмиссией, имеющих колесную формулу 4×2 , $M_{\text{к}} = M_{\text{н}} K_{\text{т max}} u_1$ (где $M_{\text{н}}$ — максимальный крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора; $K_{\text{т max}}$ — максимальный коэффициент трансформации).

Должно соблюдаться следующее условие: $P_{\text{г}} < C_0$. Для некоторых подшипников значения C_0 указаны в табл. 10.4. При оценке статической грузоподъемности используют значения C_0 стоящие в числителе. При отсутствии данных C_0 можно определить по формуле

$$C_0 = 22 z d_p l_p \cdot \text{вф.}$$

При расчете трубы карданного вала определяют следующие параметры.

1. Критическую частоту вращения карданного вала по формуле (10.1). Для карданного вала, имеющего трубчатую часть и стержень (рис. 10.7), $l_{\text{пр}}$ следует рассчитывать по формуле (10.1), подставляя вместо $L_{\text{к}}$ приведенную длину вала

$$L_{\text{пр}} = L_{\text{тр}} + l_{\text{тр}},$$

где $L_{\text{тр}}$ — длина трубчатой части вала, м; $l_{\text{тр}}$ — длина трубы, заменяющей стержень, м,

$$l_{\text{тр}} = L_{\text{ст}} \sqrt{D^3 + d^3} / d_{\text{ст}};$$

$L_{ст}$, $d_{ст}$ — соответственно условная длина и диаметр стержня, м.

2. Напряжения кручения трубы под действием расчетного момента M и максимального динамического момента $M_{кД}$

$$\tau_k = M/W_\tau \text{ и } \tau_{кД} = M_{кД}/W_\tau.$$

Моменты сопротивления стандартных труб указаны в табл. 10.1. Для нестандартной трубы W_τ рассчитывают по формуле $W_\tau = \pi (D^4 - d^4)/(16D)$.

Напряжения кручения не должны превышать 300 МПа.

3. Угол закручивания трубы карданного вала под действием расчетного момента M

$$Q_k = 180ML_{тр}/(J_\tau G\pi),$$

где J_τ — полярный момент инерции сечения, m^4 , для стандартных труб значения J_τ приведены в табл. 10.1, при расчете нестандартной трубы J_τ рассчитывают по формуле $J_\tau = \pi (D^4 - d^4)/32$; G — модуль упругости при кручении, для стали $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа.

Условие жесткости вала при кручении: $\theta_k \leq 3 \div 9^\circ$ на 1 м длины вала.

При расчете шлицевого соединения скользящей вилки определяют номинальное напряжение смятия $\sigma_{см}$ боковых поверхностей шлицев. Условие прочности при смятии $\sigma_{см} = 15 + 25$ МПа.

10.4. ШАРНИРЫ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

Карданные шарниры равных угловых скоростей применяют для привода управляемых ведущих колес, где они обеспечивают равномерное вращение колес при углах γ между валами до 40° .

Сдвоенные карданные шарниры (рис. 10.8) представляют собой карданную передачу с двумя шарнирами неравных угловых скоростей, у которой отсутствует карданный вал, вилки соединены и расположены в одной плоскости и углы наклона равны, т. е. $\gamma_1 = \gamma_2$. Для обеспечения последнего служит центрирующее устройство. Оно состоит из сферической обоймы 6, вставленной в уширение вала 1, сферического сухаря 7, установленного на конце вала 4, и резинового защитного чехла 5. Валы 1 и 4 имеют проушины. Втулки 2 соединяют валы с составными крестовинами 3. Крестовины установлены в корпусе шарнира 8.

Недостатками сдвоенного шарнира являются конструктивная сложность и неполная синхронность работы. Кроме того, эти шарниры не могут передавать больших крутящих моментов вследствие ограничения по давлению на иголки.

Кулачковый шарнир (рис. 10.9, а) имеет две вилки 2 и 6, насаживаемые на валы 1 и 7 или откованные с ними

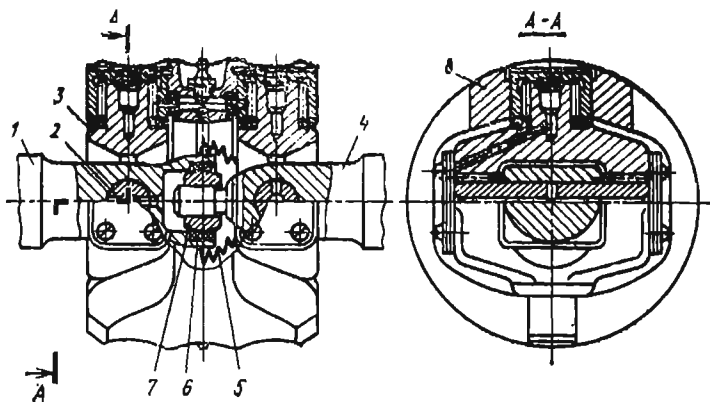


Рис. 10.8. Сдвоенный карданный шарнир

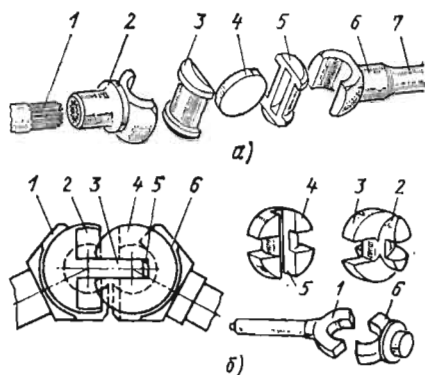


Рис. 10.9. Кулачковые шарниры

как одно целое, два полуцилиндрических кулачка 3 и 5, охватываемых вилками, диск 4, входящий в цилиндрические пазы кулачков. Такой шарнир действует аналогично двоянному, в котором первый шарнир создает неравномерность вращения, а второй устраняет эту неравномерность, в результате чего приводной вал вращается равномерно. На рис. 10.9, б показана другая конструкция кулачкового карданного шарнира. В вилках 1 и 6 этого шарнира установлены два кулачка 2 и 4, которые соединены между собой с помощью шипа 3, входящего в паз 5.

Кулачковые шарниры отличаются простотой конструкции и способностью передавать крутящий момент до 30 кН·м в результате наличия передающих поверхностей большой площади. Однако КПД этих шарниров ниже, чем КПД двоянных шарниров. Поэтому их устанавливают в картерах или снабжают специальными защитными кожухами и смазывают.

Шариковые шарниры обеспечивают равенство угловых скоростей соединяемых валов в результате того, что их рабочие шарикі всегда расположены в биссекторной плоскости.

Валы 1 и 3 шарикового шарнира с делительными канавками (рис. 10.10) имеют вилки, в которых имеются по четыре канавки I и II. В собранном виде вилки расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях, а между ними установлены шарики 2. Для

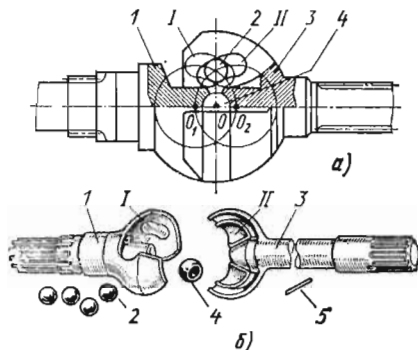


Рис. 10.10. Шариковый шарнир с делительными канавками:

а — продольный разрез; б — детали

центрирования вилок в одной из них на штифте 5 размещен центрирующий шарик 4 с лыской, которая нужна для обеспечения установки рабочих шариков 2 при сборке. Применяют также шариковые шарниры, у которых шарик 4 устанавливают без штифта 5. Средние линии канавок (рис. 10.10, а) представляют собой окружности равного радиуса с центрами O_1 и O_2 , которые находятся на одинаковом расстоянии от центра O карданного шарнира. В результате при любом угле между валами рабочие шарики удерживаются в плоскости, проходящей через точки пересечения средних линий канавок и делящей пополам угол между осями валов.

В зависимости от размеров шарниры этого типа рассчитаны на передачу крутящего момента 1,34 — 7,6 кН·м. Шариковые шарниры собирают с предварительным натягом, величина которого зависит от размера шарнира. Сборка шарнира — селективная.

Разновидностью рассмотренного шарнира является шариковый шарнир с прямоугольными канавками, который допускает угловые и осевые перемещения соединяемых валов.

На рис. 10.11 показана конструкция шарикового шарнира, который состоит из внутренней обоймы 1, сепаратора 2, шести шариков 3 и чашки 4. Центры кривизны канавок O_1 и O_2 расположены на одинаковом

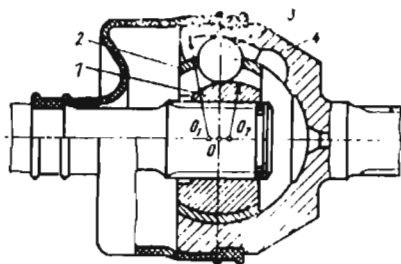


Рис. 10.11. Шариковый шарнир с канавками переменного сечения

расстоянии от центра O шарнира. Поэтому угловые перемещения валов вызывают подъем или опускание канавок, что изменяет положение шариков. В этой конструкции шарники удерживаются в бисекторной плоскости сепаратором 2.

Разновидностью последнего шарнира является шарнир, поперечное сечение канавок которого не окружность, как в первом случае, а эллипс. Конфигурация эллипса такова, что линия действия сил в точках контакта шариков шарнира с поверхностью канавок расположена при этом на определенном расстоянии от наружных кромок канавок чашки и обоймы, что предохраняет последние от смятия и позволяет выдерживать длительные динамические нагрузки. Шарниры этого типа могут передавать крутящий момент до 50 кН·м.

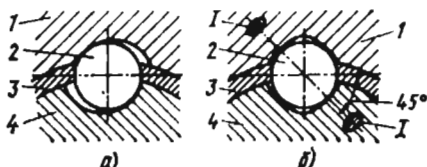


Рис. 10.12. Схема расположения шарика в канавке с поперечным сечением в форме:

а — окружности; б — эллипса; 1 — чашка; 2 — шарик; 3 — сепаратор; 4 — обойма; I — проекции пятна контакта

Расчет двойных карданных шарниров с крестовинными аналогичен расчету карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей.

В кулачковых шарнирах напряжения смятия на контактирующих поверхностях относительно невысокие вследствие значительной площади последних. Вилки рассчитывают так же, как и в шарнирах неравных угловых скоростей.

Основные размеры и передаваемые расчетные крутящие моменты для шарниров равных угловых скоростей, применяемых на отечественных полноприводных автомобилях, приведены в отраслевой нормали ОН 025 315—68 «Шарниры постоянной угловой скорости. Типы и основные размеры». В соответствии с п. 4 данной нормы основные параметры шарниров равных угловых скоростей должны соответствовать показателям, указанным в табл. 10.6.

10.6. Типоразмерный ряд шарниров равных угловых скоростей

Параметр	Тип шарнира					
	шариковый				кулачковый (дисковый)	
Расчетный крутящий момент, кН·м	1,37	2,20	4,50	7,75	8,20	30,70
Диаметр шарика (диска), мм	25,32 (26,50)	29,50	40,0	42,86	98,0	108,0
Максимальный диаметр вращения шарнира, мм	98	109	142	156	122	140
Расстояние между наружными торцами, мм	96	109	134	144	166	192
Наружный диаметр вала, мм	32,0	35,0	44,5	50,0	55,0	62,0
Нагрузка на передний мост кН, не более	10,0	15,0	27,5	35,0	40,0	55,0

Главные передачи и привод к ведущим колесам

11.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ

Главная передача — механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами автомобиля (ГОСТ 18667—73*).

Главные передачи по числу, виду и расположению зубчатых колес подразделяют на одинарные, двойные, конические, гипоидные, цилиндрические, червячные, центральные двойные, разнесенные двойные, двухступенчатые.

Кинематическая схема главной передачи определяет конструкцию ведущего моста автомобиля, и поэтому выбор схемы является одним из важных этапов проектирования главных передач.

Одинарная главная передача (рис. 11.1) компактна, имеет минимальные размеры и массу, невысокую стоимость, проста в производстве и эксплуатации. Применение ее ограничено величиной передаточного числа ($u_0 \leq 7$) и несущей способностью зубчатого зацепления: при передаче большого крутящего момента необходимо увеличивать модуль зуба, а следовательно, и размеры зубчатых колес, что приводит к уменьшению дорожного просвета.

Одинарную коническую главную передачу (рис. 11.1, а) применяют на легковых автомобилях и грузовых малой грузоподъемности. Более широкое распространение получила гипоидная главная передача (рис. 11.1, б), обладающая рядом преимуществ по сравнению с конической: повышенной несущей способностью по контактным напряжениям, большей плавностью работы и бесшумностью. Иногда применение гипоидной передачи обусловлено наличием гипоидного смещения F как фактора, расширяю-

щего компоновочные возможности. В отечественном автомобилестроении эти передачи устанавливают на автомобилях семейства ВАЗ, «Москвич», «Волга», ГАЗ-53А и др.

Одинарную цилиндрическую главную передачу используют на легковых автомобилях при поперечном расположении двигателя.

Некоторые зарубежные фирмы (например, Foden, Albion и Tatra) применяют *одинарную червячную* главную передачу (рис. 11.1, в). В этом случае можно получить главную передачу с передаточным числом $u_0 > 7$. Однако более низкий по сравнению с конической и гипоидной передачами КПД червячной передачи, меньшая нагрузочная способность при тех же размерах и несколько большая стоимость производства ограничивают область применения таких передач.

Центральная двойная главная передача обладает большей нагрузочной способностью по сравнению с одинарной при тех же размерах колес и позволяет получить большие передаточные числа ($u_0 \leq 12$) без уменьшения дорожного просвета под характером главной передачи.

Центральные двойные главные передачи выполняют по следующим схемам: а) первая ступень коническая

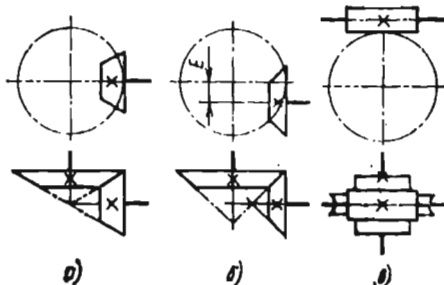


Рис. 11.1. Схемы одинарных главных передач

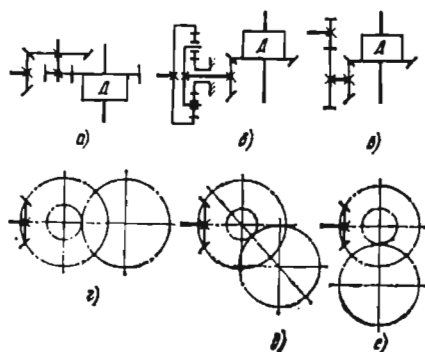


Рис. 11.2. Схемы центральных двойных главных передач

(гипоидная), вторая — цилиндрическая (рис. 11.2, а); б) первая ступень коническая (гипоидная, червячная), вторая — планетарная; в) первая ступень планетарная, вторая — коническая (гипоидная) (рис. 11.2, б); г) первая ступень цилиндрическая, вторая — коническая (гипоидная) (рис. 11.2, в).

В отечественном автомобилестроении наибольшее распространение получили передачи по схеме, представленной на рис. 11.2, а. Эти передачи могут быть «плоскими»: все валы расположены в горизонтальной плоскости (автомобиль ЗИЛ-130) (рис. 11.2, г); «пистолетного» типа: валы расположены в двух перпендикулярных плоскостях (автомобиль КраЗ-257В1) (рис. 11.2, д); Г-образными: валы расположены в двух взаимно перпендикулярных плоскостях — горизонтальной и вертикальной (автомобили «Урал-375Н», ЗИЛ-131, КамАЗ-5320, рис. 11.2, е). Последний тип главной передачи позволяет получить наиболее компактный промежуточный проходной мост тележки трехосного автомобиля.

При «плоской» главной передаче сокращается расстояние между фланцами крепления карданного вала, что при небольшой базе автомобиля может привести к большим углам наклона этого вала.

В случае Г-образной главной передачи пара конических зубчатых колес размещена над балкой моста,

вследствие чего необходимо увеличение высоты пола кузова и соответственно погрузочной высоты платформы.

С точки зрения нагруженности опор промежуточного вала преимущество имеет «плоская» схема, где радиальные усилия, действующие на промежуточный вал со стороны конического колеса и цилиндрической шестерни, направлены в противоположные стороны и лежат в одной плоскости. Это обуславливает уменьшение результирующей этих усилий.

Условия смазывания опор вала, шестерни и промежуточного вала хуже в схемах «пистолетного» типа и Г-образной. В этих передачах необходимо предусматривать принудительную подачу масла с помощью насоса либо устанавливать специальные ловушки, масляные каналы со стоком масла к опорным подшипникам указанных валов.

Зубчатые колеса главной передачи, выполненной по схеме, изображенной на рис. 11.2, а, могут передавать большой крутящий момент. Передаточное число конической пары обычно находится в пределах 1,5—2,7. Следовательно, основная редукция момента происходит в цилиндрической паре.

Центральные двойные главные передачи, выполненные по схемам, представленным на рис. 11.2, б, обеспечивают лучшие условия компоновки автомобиля по сравнению с передачами, имеющими пару зубчатых колес внешнего зацепления (рис. 11.2, а и в). К недостаткам этого типа передач относится повышенная трудоемкость их изготовления, а также несколько большие потери на перемешивание масла в центральном ре-

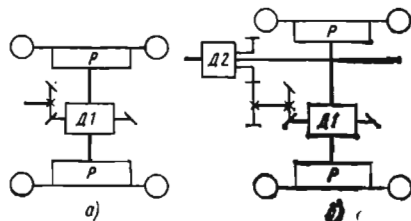


Рис. 11.3. Схемы разнесенных двойных главных передач

дукторе. Применение такой передачи в тележке трехосного автомобиля вызывает необходимость установки обходных передач.

Двойная главная передача, выполненная по схеме, изображенной на рис. 11.2, в, обладает существенными преимуществами в отношении обеспечения требуемой жесткости конструкции и простоты осуществления привода заднего моста тележки. Недостатком схемы является несколько меньшая компактность конструкции, так как при одинаковой ширине венца и одинаковом диаметре колес нагрузочная способность цилиндрической передачи несколько ниже, чем конической или гипоидной.

Разнесенная двойная главная передача состоит из центрального редуктора с одинарной конической или гипоидной передачей и межколесным дифференциалом $D1$, за которым расположены два колесных редуктора P (рис. 11.3, а). На рис. 11.3, б представлена схема разнесенной двойной главной передачи проходного моста ($D2$ — межосевой дифференциал).

Разнесенные двойные главные передачи сложнее по конструкции, чем центральные, имеют большее число зубчатых колес и подшипников. Несмотря на это, они получили широкое распространение на автомобилях средней и большой грузоподъемности вследствие ряда преимуществ, основными из которых являются возможность уменьшения размеров межколесного дифференциала и диаметра полуосей вследствие малой степени редукции момента, подводимого к межколесному дифференциалу, получения компактной центральной части ведущего моста и достаточно большого дорожного просвета под центральной частью балки ведущего моста, осуществления вариации передаточного числа без изменения конструкции центрального редуктора и центральной части балки ведущего моста.

В практике конструирования привода ведущих колес редукторы разнесенной двойной главной передачи разделяют на бортовые, расположенные перед ведущими колесами или непосредственно за межколесным дифференциалом, и колесные, распо-

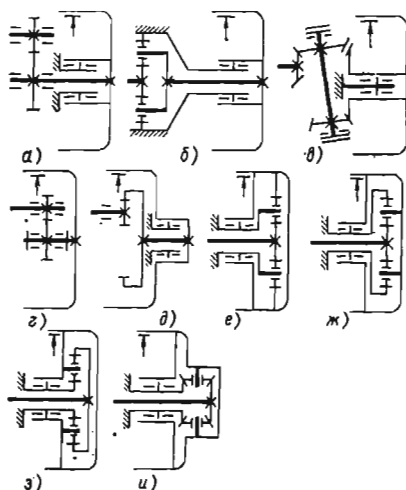


Рис. 11.4. Схемы редукторов привода ведущих колес

ложенные в ступице ведущего колеса или его тормозного барабана. Применяют следующие виды редукторов: с цилиндрической передачей внешнего зацепления (рис. 11.4, а, г); с конической передачей внешнего зацепления (рис. 11.4, в); с цилиндрической передачей внутреннего зацепления (рис. 11.4, д, е); с цилиндрической планетарной передачей с заторможенными эпициклическим (рис. 11.4, б, ж) или солнечным (рис. 11.4, з) колесами; с конической планетарной передачей (рис. 11.4, и).

Разнесенные главные передачи, имеющие бортовой редуктор с цилиндрической передачей внешнего зацепления, обеспечивают существенное повышение нагрузочной способности по сравнению с центральными двойными передачами. По сложности конструкции они занимают промежуточное место между центральными двойными передачами и передачами с колесными планетарными редукторами. Одним из их недостатков является сложность получения относительно большого передаточного числа.

Этого недостатка лишены редукторы с цилиндрической передачей внутреннего зацепления, которые обладают большей компактностью. К недостат-

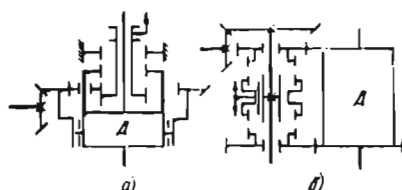


Рис. 11.5. Схемы двухступенчатых главных передач

кам таких редукторов следует отнести некоторую сложность размещения тормозов и установки ступицы колеса.

Разнесенные главные передачи с многосателлитными планетарными и непланетарными цилиндрическими передачами (МАЗ-500А, БелАЗ-540А, Раба-018, Škoda MT-24 и др.) вследствие повышенной нагрузочной способности и компактности конструкции получили наиболее широкое применение. Некоторая сложность конструкции ограничивает их применение в мостах с допустимой нагрузкой на ось менее 60 кН.

Редукторы с многосателлитными непланетарными передачами (с заторможенным водилом) обеспечивают передаточные числа в пределах 2—5. Преимуществом таких конструкций является несколько меньшая относительная скорость вращения подшипников сателлитов. Редукторы с заторможенным эпициклическим колесом благодаря возможности получения больших передаточных чисел ($u_{н.р} = 3 \div 6$) имеют широкое распространение в ведущих мостах автомобилей. В редукторах с заторможенным солнечным колесом передаточные числа находятся в пределах $u_{н.р} = 1,2 \div 1,5$, что ограничивает применение таких редукторов.

Цилиндрические планетарные колесные редукторы обычно имеют три сателлита. Находят применение конструкции с четырьмя и пятью сателлитами. Однако увеличение числа сателлитов обуславливает повышение стоимости конструкции, а также применение дополнительных конструктивных мероприятий по выравниванию нагрузки между ними.

Разнесенные двойные главные передачи с планетарной конической передачей отличаются особой компактностью. Однако сложность получения передаточных чисел более трех ограничивает использование этой конструкции.

Некоторые зарубежные фирмы устанавливают на отдельных моделях автомобилей разнесенные главные передачи, представляющие собой сочетание двойного (коническая и цилиндрическая пары) центрального редуктора и колесного: планетарного или цилиндрического.

Двухступенчатая главная передача позволяет подобрать передаточное число трансмиссии, наиболее соответствующее условиям эксплуатации автомобиля. Низшую ступень такой передачи используют при движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях (например, в горной местности) для преодоления повышенного сопротивления движению, а также для более редкого применения промежуточных передач в коробке. При использовании высшей ступени с меньшим передаточным числом в хороших дорожных условиях или при неполной загрузке автомобиля улучшается топливная экономичность, увеличивается средняя скорость движения и уменьшается нагрузка на трансмиссию автомобиля.

Двухступенчатая главная передача может быть образована в результате установки дополнительной пары цилиндрических зубчатых колес (рис. 11.5, а) или введения блокируемого планетарного механизма между дифференциалом и коническим колесом (рис. 11.5, б). Первую схему применяют при создании двухступенчатой главной передачи на базе центральной двойной. На промежуточном валу и корпусе дифференциала расположены две пары цилиндрических зубчатых колес. Шестерни на промежуточном валу устанавливают на подшипниках скольжения и соединяют с валами через зубчатую муфту. Вторую схему используют для одинарных и двойных главных передач.

К недостаткам двухступенчатых главных передач следует отнести некоторую сложность конструкции и невозможность осуществления переключе-

чения ступеней при движении автомобиля. Эти недостатки, наряду с широким распространением многоступенчатых коробок передач, обусловили ограниченное применение двухступенчатых главных передач.

11.2. КОНСТРУКЦИИ ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ И ИХ ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Наибольшее распространение в главных передачах получили конические и гипоидные передачи с зубчатыми колесами, имеющими криволинейные зубья, т. е. с круговой, эвольвентной и циклоидальной линией зубьев. Абсолютное большинство зубчатых колес конических и гипоидных передач, устанавливаемых в автомобилях (около 95 %), имеют круговую линию зубьев. Учитывая, что ни эвольвентная, ни циклоидальная линии зубьев не обеспечивают существенных преимуществ в отношении нагрузочной способности передач и технологии их изготовления, при проектировании новых конструкций главных передач следует ограничиваться применением зубчатых колес с круговой линией зубьев.

Для соприкосновения зубьев конических зубчатых колес по всей длине необходимо, чтобы их образующие сходились к вершине конуса и чтобы радиусы кривизны сопряженных поверхностей зубьев были одинаковыми. Однако в эксплуатации, особенно при больших нагрузках, вследствие деформирования валов, подшипников и картера зубчатые колеса смещаются, что вызывает концентрацию напряжений на широком конце зуба. Для устранения этого радиус кривизны выпуклой стороны зуба делают меньшим, чем радиус кривизны вогнутой стороны. В этом случае линейный контакт зубьев происходит не по всей длине зуба, а только на некотором участке по обе стороны от контактной точки, и действительная длина контактной линии увеличивается с ростом нагрузки. Чем больше жесткость опор, тем меньше должна быть разность радиусов кривизны сопряженных

поверхностей зубьев и тем более равномерно распределяется нагрузка на зубья колес.

Направление винтовой линии зуба конических зубчатых колес выбирают из условия, чтобы при эксплуатации осевое усилие шестерни было направлено от вершины конуса и отжимало шестерню от колеса, не давая ему защемляться. При вращении конической шестерни по часовой стрелке (движение автомобиля вперед) это условие выполняется в случае левого направления винтовой линии зуба. При движении автомобиля назад направление осевого усилия изменится, но величина его будет меньше.

В гипоидных передачах направление винтовой линии зуба зубчатых колес определяется направлением смещения оси шестерни. При смещении оси вниз направление винтовой линии зубьев шестерни должно быть левое, чтобы осевое усилие шестерни было направлено от вершины конуса. При смещении оси вверх направление винтовой линии зуба по тем же соображениям должно быть правое. Смещение E (см. рис. 11.1, б) в гипоидных передачах легковых автомобилей не должно превышать $0,2 d_{e2}$ (где d_{e2} — внешний делительный диаметр шестерни), а в грузовых автомобилях $0,125 d_{e2}$.

В двойных главных передачах для разгрузки подшипников промежуточного вала от осевых усилий направление винтовой линии зуба цилиндрической шестерни выбирают так, чтобы осевое усилие от этой шестерни было направлено противоположно осевому усилию от конического колеса.

В центральных двойных главных передачах наибольшее распространение получили косозубые цилиндрические зубчатые колеса. К недостаткам косозубой цилиндрической передачи следует отнести возникновение суммарных осевых нагрузок на подшипники промежуточного вала при движении автомобиля назад, а также наличие осевого усилия на валу цилиндрического колеса. Этот недостаток отсутствует в шевронной цилиндрической передаче, которая, однако, вследствие повышенной слож-

ности изготовления не получила широкого применения в главных передачах.

В центральных двойных главных передачах передаточное число цилиндрической пары $u_{\text{ц}} = (0,45 \div 0,75) u_0$, причем большие значения числового коэффициента выбирают при меньших значениях u_0 ($u_0 = 5 \div 9$).

В разнесенных двойных главных передачах передаточные числа колесного редуктора $u_{\text{к.р}}$ и главной передачи u_0 связаны зависимостью $u_{\text{к.р}} (0,3 \div 0,6) u_0$.

Планетарные передачи двойных главных передач выполняют прямыми зубыми. Соотношение между диаметрами ступиц колеса $D_{\text{ст}}$ и эпициклической шестерни $d_{\text{шз}} = (1,2 \div 1,5) d_{\text{шз}}$. Большие значения числового коэффициента выбирают в случае неподвижной эпициклической шестерни.

Примеры характерных конструкций главных передач изображены на рис. 11.6—11.9. Геометрические параметры конических и гипоидных зубчатых колес главных передач приведены в табл. 11.1, а цилиндрических зубчатых колес — в табл. 11.2 и 11.3.

Картер главной передачи изготовляют как одно целое с балкой ведущего моста (автомобиль ГАЗ-24 «Волга») или отдельно от балки с разъемными гнездами под подшипники корпуса дифференциала (автомобили ГАЗ-53А, ЗИЛ-130). Наибольшее распространение имеет последняя конструкция, облегчающая монтажно-демонтажные и регулировочные работы. Для облегчения сборки часто горловину картера, в которой размещены ведущий вал и его подшипники, делают разъемной. В картере, выполненном

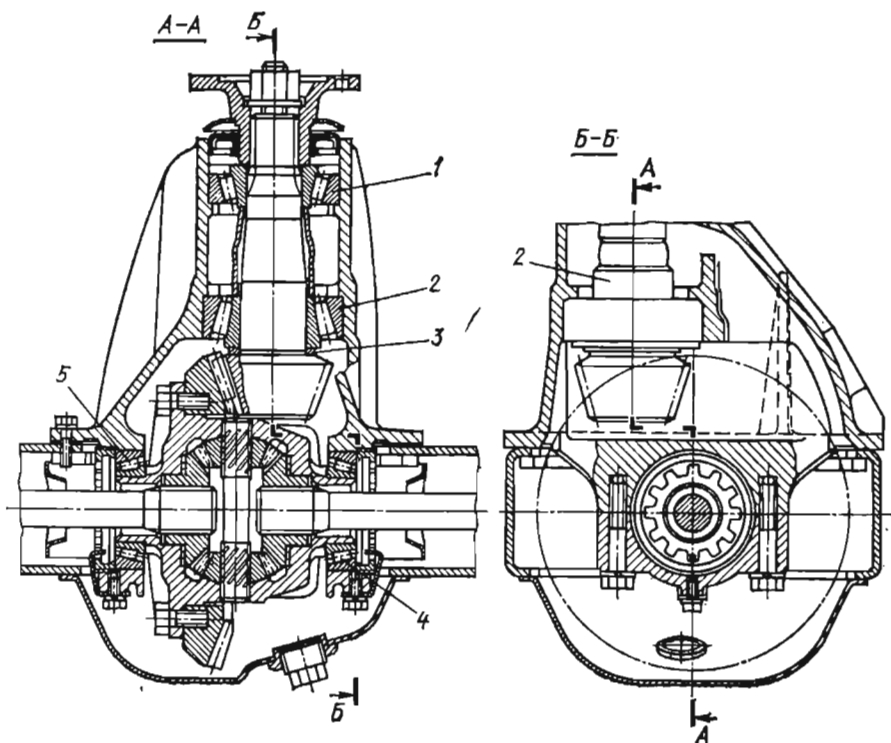


Рис. 11.6. Одинарная гипоидная главная передача автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули»

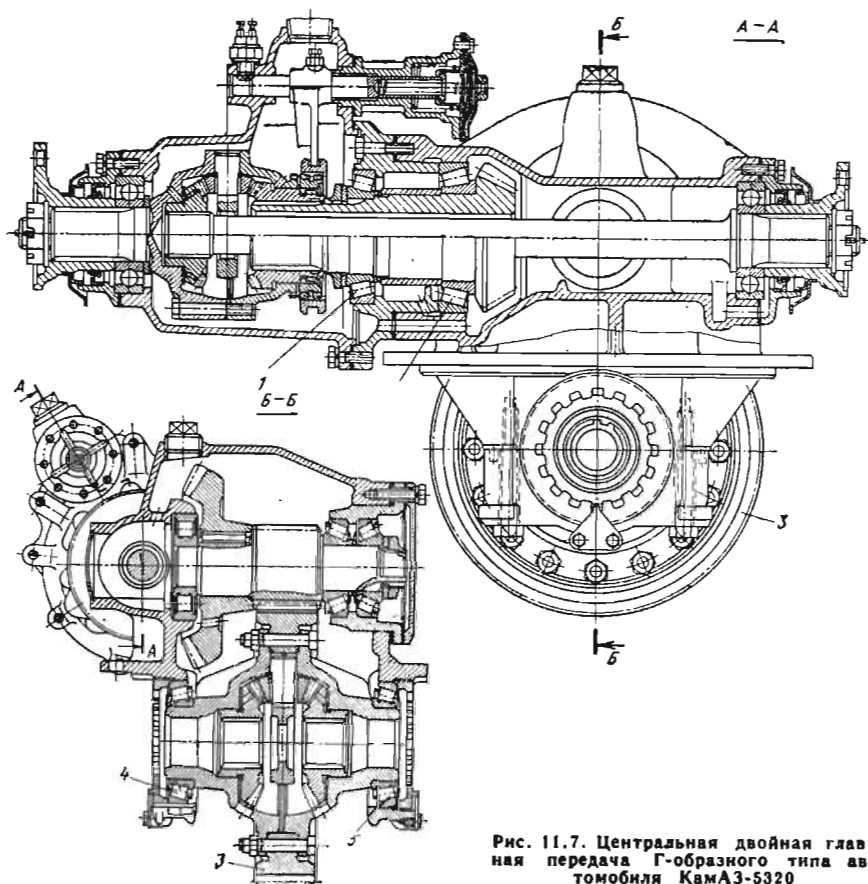


Рис. 11.7. Центральная двойная главная передача Г-образного типа автомобиля КамАЗ-5320

отдельно, предусматривают фланец для крепления главной передачи к балке моста. Правильность установки картера относительно балки обеспечивается центрирующими штифтами.

Основное требование, предъявляемое к картеру главной передачи, — жесткость конструкции. Она определяет точность зацепления зубчатых колес главных передач. Для увеличения жесткости на картере главной передачи делают наружные и внутренние ребра (рис. 11.6). Повышение жесткости опор колеса достигается вследствие расположения гнезд этих опор непосредственно в корпусе картера.

В современных конструкциях вал конической шестерни устанавливают, как правило, по двум типовым схемам: с креплением вала на подшипниках 1 и 2 консольно (рис. 11.6 и 11.7) и на подшипниках 6 и 7 по обе стороны шестерни (рис. 11.8).

Схема с креплением вала на подшипниках, расположенных по обе стороны шестерни, лучше с точки зрения жесткости, чем первая. Однако она конструктивно сложнее и используется в основном в одинарных главных передачах.

Схему с консольным креплением вала на двух подшипниках применяют в основном в двойных главных передачах.

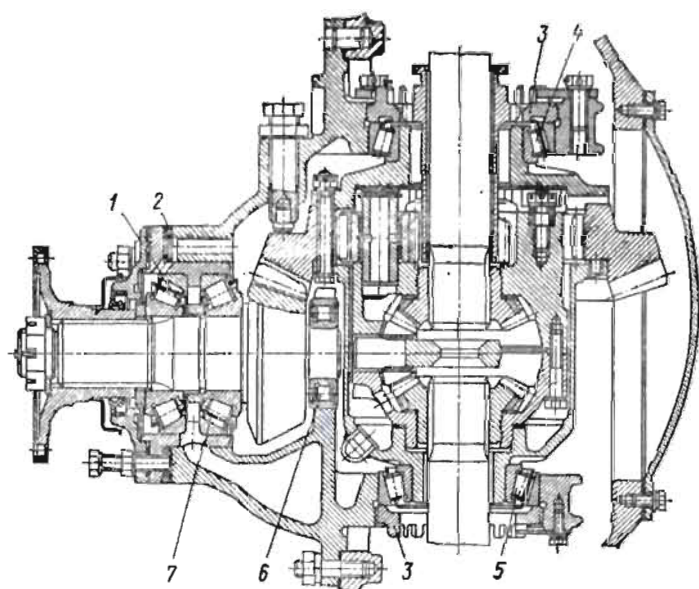


Рис. 11.8. Двухступенчатая главная передача автомобиля МАЗ-500А

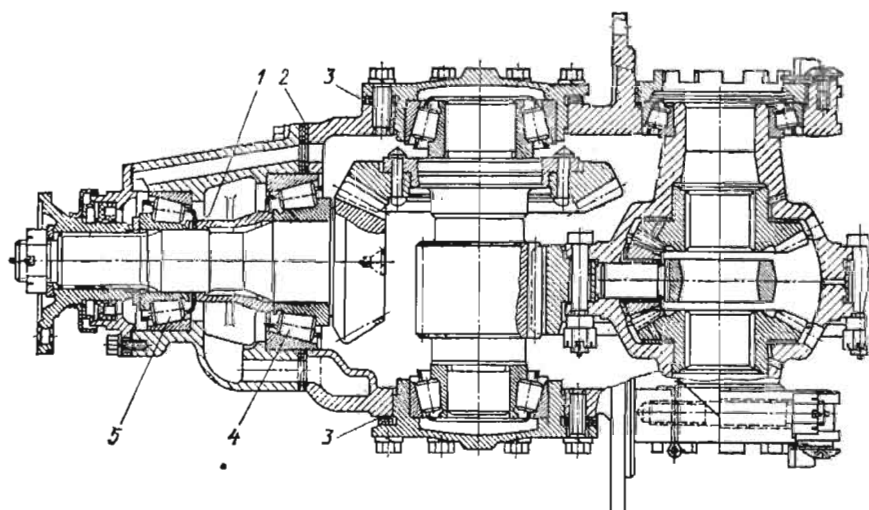


Рис. 11.9. Центральная двойная главная передача автомобиля ЗИЛ-130

11.1. Геометрические параметры конических и гиплоидных зубчатых колес главных передач

Параметр	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	ЗИЛ-133ГЯ	«Урал-375Н»	КамАЗ-5320	КамАЗ-5410	КрАЗ-257Б1	МАЗ-5335
Число зубьев колеса	$\frac{6}{41}$	$\frac{13}{25}$	$\frac{11}{19}$	$\frac{6}{41}$	$\frac{11}{24}$	$\frac{15}{25}$	$\frac{15}{28}$	$\frac{12}{23}$	$\frac{12}{32}$
Торцовый модуль, мм	8,3	9,0	9,0	10,38	9,5	8,775	8,5	10,5	11,0
Конусное расстояние, мм	172,586	126,8	98,79	216,35	125,4	131,695	135,0	136,216	187,97
Длина зуба по образующей конуса, мм	$\frac{47,64}{43,00}$	$\frac{47,4}{40,0}$	$\frac{33,0}{33,0}$	$\frac{67,7}{62,0}$	$\frac{42,0}{42,0}$	$\frac{37,0}{37,0}$	$\frac{38,0}{37,0}$	$\frac{56,2}{55,0}$	$\frac{52}{50}$
Угол профиля	22° 30'	30°	20°	22° 30'	20°	30°	20°	17° 30'	20°
Угол наклона винтовой линии зуба	$\frac{46° 18'}{34° 03' 58"}$	35°	41° 44'	$\frac{45° 04'}{33° 49' 37"}$	38° 02'	37° 39' 42"	37° 00' 21"	35° 46'	36° 50'
Коэффициент: высоты головки зуба	0,95	0,85	0,848	0,95	0,75	0,85	0,85	0,75	0,85
смещения шестерни	$\frac{0,5172}{-0,6291}$	$\frac{0,354}{-0,354}$	$\frac{0,480}{-0,480}$	$\frac{0,5172}{-0,6291}$	$\frac{0,350}{-0,350}$	$\frac{0,329}{-0,329}$	$\frac{0,342}{-0,342}$	$\frac{0,315}{-0,316}$	$\frac{0,485}{-0,425}$
тангенциальной хоррекции	—	$\frac{0,045}{-0,045}$	$\frac{0,251}{-0,0251}$	—	$\frac{0,096}{-0,096}$	$\frac{0,010}{-0,010}$	$\frac{0,015}{-0,015}$	$\frac{0,040}{-0,113}$	$\frac{0,113}{-0,113}$
Гиплоидное смещение, мм	32	—	—	36	—	—	—	—	—

Примечание. В числителе указано значение параметра шестерни, в знаменателе — колеса.

11.2. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес центральных главных передач

Параметр	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	«Урал-875Н»	КамАЗ-5320	КамАЗ-5511	КамАЗ-5410	КрАЗ-257Б1
Число зубьев	$\frac{14}{16}$	$\frac{12}{51}$	$\frac{12}{49}$	$\frac{12}{50}$	$\frac{14}{48}$	$\frac{13}{49}$	$\frac{14}{60}$
Модуль, мм	6,0	5,5	6,0	6,0	6,0	6,5	6,25
Межцентровое расстояние, мм	190,487	180,46	197,02	196,746	196,745	211,87	231,25
Длина зуба, мм	$\frac{70,0}{75,0}$	$\frac{70,0}{65,0}$	$\frac{76,0}{70,0}$	$\frac{76,0}{70,0}$	$\frac{76,0}{70,0}$	$\frac{75,0}{70,0}$	$\frac{96,0}{76,0}$
Угол наклона линии винтового зуба	16° 07' 05"	16° 14' 53"	20°	19°	19°	18°	—
Угол зацепления исходного контура	20°	20°	20°	20°	20°	20°	25°
Коэффициент: высоты головки зуба	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	1,0
радиального зазора	0,30	0,25	0,30	0,20	0,20	0,20	0,20
смещения исходного контура	0,500	0,218	0,301	0,255	0,250	0,231	0,440
	0,049	-0,218	-0,093	-0,250	-0,250	-0,231	-0,330

Примечание. В числителе указано значение параметра шестерни, в знаменателе — колеса.

11.3. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес колесных редукторов

Параметр	МАЗ (СССР)			Leyland (Великобритания)			Raba (БНР)		
	Ц	С	К	Ц	С	К	Ц	С	К
Число зубьев	21	18	57	26	19	64	18	15	48
Модуль, мм		4,5			3,331			4,5	
Угол зацепления исходного контура		20°			21° 31'			20°	
Коэффициент: высоты головки зуба		1,0			1,0			0,8	
радиального зазора	0,25	0,25	0,30		0,33			0,25	
смещения исходного контура	0,21	0,19	0,61	0,156	0,090	0,336	0,4823	0,4878	1,4578
Диаметр делительной окружности, мм	90,0	85,5	261,0	86,61	63,29	213,184	81,0	67,5	216,0
Высота: головки зуба, мм	5,24	5,33	1,87	3,58	3,36	3,478	4,02	4,33	4,73
зуба полная, мм	10,01	10,01	10,23		7,49			8,325	
Межцентровое расстояние, мм		89,44			75,5			78,0	
Длина зуба, мм	55	49	60	72,5	66,0	80,0	60	58	70
Число сателлитов		3			5			3	

Примечание. К — коронное эписциклическое зубчатое колесо; С — сателлит; Ц — центральное (солнечное) зубчатое колесо.

Основные мероприятия, направленные на повышение жесткости узла шестерни, следующие: увеличение расстояния между опорами 4 и 5, расположенными с одной стороны шестерни, и уменьшение длины консоли (рис. 11.9); уменьшение расстояния между опорами 6 и 7, расположенными по обе стороны шестерни (рис. 11.8).

Валы главной передачи рассчитывают на прочность и жесткость. Жесткость должна обеспечивать постоянство условий зацепления зубчатых колес при передаче больших нагрузок.

Допустимые прогибы и перемещения (в мм) валов главной передачи под нагрузкой в трех направлениях указаны на схеме рис. 11.10.

Тип и расположение подшипников во многом определяют жесткость главной передачи. Угловое смещение оси шестерни зависит в основном от типа подшипника 2, установленного у основания конической шестерни (рис. 11.6), диаметра внутреннего кольца подшипника, расстояния между опорами 4 и 5 (рис. 11.9) и длины консоли.

Тип подшипника 1 хвостовика шестерни (рис. 11.6) влияет на жесткость конструкции незначительно. При установке роликоподшипника (конического или цилиндрического) у основания шестерни жесткость конструкции значительно больше, чем при установке шарикоподшипника. При использовании конических роликоподшипников для уменьшения длины консоли и увеличения расстояния между опорами подшипники следует располагать так, чтобы вершины их конусов были обращены внутрь вала, навстречу один другому (рис. 11.6 и 11.9). При размещении подшипников по обе стороны конической шестерни (рис. 11.8) наибольшую жесткость получают при установке цилиндрического роликоподшипника без внутреннего кольца.

От типа подшипников, расстояния между ними и от распределения нагрузки по подшипникам зависит также жесткость колеса главной передачи. Для повышения жесткости расстояние между подшипниками 4 и 5 (рис. 11.6 и 11.8) должно быть по возможности небольшим, для чего ко-

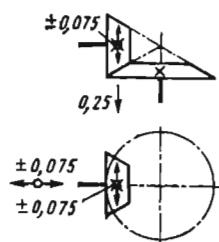


Рис. 11.10. Допустимые прогибы и перемещения вала и шестерен главной передачи

нические роликоподшипники располагают так, чтобы вершины их конусов были обращены наружу по отношению к корпусу дифференциала. Чтобы воспрепятствовать смещению колеса под действием осевой нагрузки, целесообразно устанавливать подшипники с предварительным натягом. Подшипники 4 и 5 колеса 3 (рис. 11.7) устанавливают на корпусе дифференциала, поэтому они имеют большие размеры для обеспечения необходимой жесткости.

Для разгрузки конических подшипников главной передачи от осевых сил и повышения ее жесткости при сборке производят предварительный натяг подшипников, который контролируют измерением момента, необходимого для проворачивания вала. Предварительный натяг подшипников конических зубчатых колес главной передачи составляет 0,03—0,05 мм. Момент, необходимый для проворачивания вала, 1—3 Н·м.

В качестве опор конического колеса могут применяться сферические роликоподшипники. Грузоподъемность и жесткость этих подшипников меньше, чем конических роликоподшипников, однако они являются самоустанавливающимися, а следовательно, менее чувствительны к перекосам, что имеет большое значение при значительных размерах подшипников колеса главной передачи. Шарикоподшипники, для которых не требуется регулировка, используют в настоящее время только в главных передачах малолитражных легковых автомобилей. Цилиндрическое колесо двойной главной пе-

редачи устанавливают на шарикоподшипниках только при прямозубых или шевронных цилиндрических зубчатых колесах.

Регулировка зубчатых колес и подшипников главной передачи требуется в некоторых случаях, когда необходим натяг подшипников качения и правильное взаимное расположение зубчатых колес не обеспечиваются допусками на линейные размеры сопряженных деталей.

Подшипники вала шестерни главной передачи обычно регулируют при помощи регулировочных прокладок 1 (рис. 11.8 и 11.9). Для регулировки подшипников колеса главной передачи применяют регулировочные гайки 3 (рис. 11.8), упирающиеся в наружные кольца подшипников, или регулировочные прокладки 3 (рис. 11.9). В некоторых легковых автомобилях подшипники колеса не регулируют.

После подшипников регулируют зацепление конических зубчатых колес главной передачи, для чего устанавливают их правильное относительное положение при необходимом боковом зазоре между зубьями. Регулировку бокового зазора между зубьями проверяют при помощи индикатора. Боковой зазор в широкой части зубьев должен быть в пределах 0,10—0,35 мм (для новых зубчатых колес).

Регулировку правильного относительного положения зубчатых колес проверяют с помощью краски. При этом шестерню перемещают при помощи регулировочных прокладок 2, расположенных между картером главной передачи и фланцем стакана (см. рис. 11.8 и 11.9). Если подшипники шестерни главной передачи установлены непосредственно в картере, перемещение вала шестерни осуществляют изменением толщины кольца 3 (см. рис. 11.6).

Для регулировки зазора в конических колесах отвертывают на определенный угол гайку 3 (рис. 11.8), упирающуюся в одну сторону в наружное кольцо подшипника колеса, и заворачивают на такой же угол гайку с противоположной стороны. Регулировку можно осуществлять

также перестановкой необходимого числа прокладок 3 (рис. 11.9) с одной стороны на другую, не изменяя общего числа прокладок, чтобы не нарушить регулировку подшипников.

11.3. ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ

Дифференциал — механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и позволяющий им вращаться с неодинаковыми скоростями (ГОСТ 18667—73*). Дифференциалы устанавливают в узлах деления мощности, когда требуется, чтобы на участке трансмиссии за этим узлом отсутствовала циркуляция мощности, в частности — между ведущими колесами (межколесные дифференциалы) и между мостами (межосевые дифференциалы).

В зависимости от характера распределения крутящего момента дифференциалы делят на *симметричные*, *несимметричные* и *блокируемые* (с принудительной блокировкой или самоблокирующиеся).

По конструкции передач различают дифференциалы *шестеренчатые*, *кулачковые*, *червячные* и с *механизмом свободного хода*.

Межосевые дифференциалы могут быть симметричными и несимметричными. Межколесный дифференциал всегда симметричный (числа зубьев полуосевых зубчатых колес равны между собой) и в случае небольшого внутреннего трения распределяет крутящий момент поровну между полуосями. Кинематические схемы шестеренчатых дифференциалов представлены на рис. 11.11.

Шестеренчатый дифференциал представляет собой планетарный механизм (рис. 11.11 и 11.12), который состоит из ведущего звена 1 (водила), полуосевых зубчатых колес 2 и 4 и сателлитов 3. Из условия равенства моментов, приложенных к дифференциалу, можно записать $M_1 = M_2 + M_4$.

Если дифференциал симметричный (рис. 11.11 а), т. е. числа зубьев

полуосевых зубчатых колес z_2 и z_3 равны, то моменты на полуосях

$$M_2 = -0,5M_1(1 + M_{\text{тр}}/M_1) =$$

$$= -0,5M_1(1 + K_6);$$

$$M_3 = -0,5M_1(1 - M_{\text{тр}}/M_1) =$$

$$= -0,5M_1(1 - K_6),$$

где K_6 — коэффициент блокировки дифференциала, $K_6 = M_{\text{тр}}/M_1$; $M_{\text{тр}}$ — момент трения в дифференциале.

В обычных шестеренчатых дифференциалах момент трения $M_{\text{тр}}$ мал по сравнению с подводимым моментом M_1 и почти не влияет на распределение крутящего момента. В этом случае для симметричного дифференциала

$$M_2 = M_3 = 0,5M_1,$$

для несимметричного дифференциала

$$M_2 = z_2(M_1 - M_{\text{тр}})/(z_2 + z_3) =$$

$$= z_2M_1(1 - K_6)/(z_2 + z_3);$$

$$M_3 = z_3(M_1 + M_{\text{тр}})/(z_2 + z_3) =$$

$$= z_3M_1(1 + K_6)/(z_2 + z_3),$$

где M_2 , z_2 и M_3 , z_3 — крутящий момент и число зубьев соответственно на обгоняющем и отстающем полуосевых зубчатых колесах.

В некоторых случаях используют коэффициент блокировки $K'_6 = M_3/M_2$.

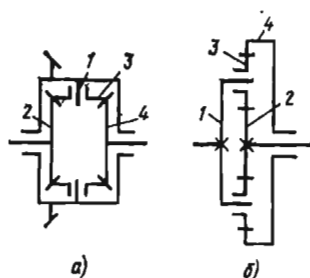


Рис. 11.11. Схемы дифференциалов: а — симметричного; б — несимметричного

Тогда

$$K_6 = (K'_6 - 1)/(K'_6 + 1).$$

Зубчатые колеса шестеренчатых дифференциалов рассчитывают на прочность при приложении максимального динамического момента к корпусу (водилу) дифференциала. Методика расчета зубчатых колес на прочность изложена в разд. 3. Зубья зубчатых колес дифференциалов на циклическую усталость не рассчитывают.

При выборе основных размеров зубчатых колес конических дифференциалов могут быть использованы данные табл. 11.4.

Шип крестовины рассчитывают на смятие и срез. Напряжение смятия

11.4. Геометрические параметры зубчатых колес конических дифференциалов

Автомобиль	Число зубьев		Внешний окружной модуль, мм	Конусное расстояние, мм	Угол профиля	Шипа венца, мм	Число сателлитов
	сателлитов	шестерен					
ЗАЗ-968	10	20	3,5	39,13	20° 30'	11	2
«Москвич-2140»	10	14	4,13	35,53	22° 30'	12,6	2
ВАЗ-2101 «Жигули»	10	16	4,0	37,77	22° 30'	12	2
ГАЗ-24 «Волга»	10	16	5,0	47,2	23° 30'		2
УАЗ-469	10	16	4,75	44,9	22° 30'	35	4
ГАЗ-53А	11	22	5,75	62,62	22° 30'	21	4
ЗИЛ-130	11	22	6,35	78,09	22° 30'	27	4
«Урал-375Н»	11	22	6,35	78,09	20°	27	4
КамАЗ-5320	11	22	6,35	78,09	22° 30'	27	4
МАЗ-5335	11	20	5,5	62,77	20°	22,5	4
КрАЗ-287Б1	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4
БелАЗ-540А	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4
БелАЗ-548А	11	22	9,0	110,68	20°	37	4

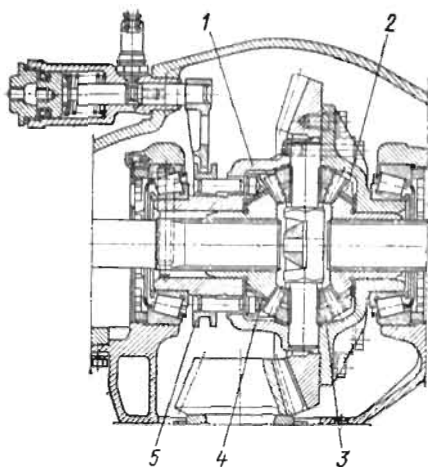


Рис. 11.12. Блокируемый конический дифференциал:

1 — чашка дифференциала; 2 — полуосевое зубчатое колесо; 3 — сателлит; 4 — штифт; 5 — муфта

не должно превышать 100 МПа, а среза 120 МПа.

Диаметр шипа крестовины

$$d_{ш} \geq \sqrt{M_1 / (K_{нв} n_p r_{ср.с} P_{с.д})},$$

где $K_{нв}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами; n_p — число сателлитов; $r_{ср.с}$ — расстояние от центра крестовины до середины сателлита (полуосевой шестерни); $P_{с.д}$ — допустимое давление между шипами и сателлитами, $P_{с.д} = 80$ МПа для легковых автомобилей, $P_{с.д} = 100$ МПа для грузовых автомобилей.

Давление между торцом сателлита и корпусом дифференциала

$$P_{т.с} = 4M_1 \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 / [K_{нв} n_p r_{ср.с} \times (d_{н.т}^2 - d_{ш}^2)],$$

где $d_{н.т}$ — наружный диаметр опорной поверхности торца сателлита; α — угол зацепления; δ_1 — угол делительного конуса сателлита.

Значение $P_{т.с}$ не должно превышать 200 МПа.

Коэффициент блокировки шесте-

ренчатых дифференциалов $K_b \leq 0,15$. С точки зрения повышения проходности таких значений K_b не всегда достаточно. Наиболее простым способом полной блокировки является блокировка с помощью зубчатой или штифтовой муфты 5 (рис. 11.12). Управление блокирующей муфтой может быть механическое, пневматическое, гидравлическое или электрическое. Постоянное движение с включенной муфтой может привести к поломке полуосей при повороте автомобиля или при наезде на неровность дороги. Поэтому для увеличения силы тяги на буксующем ведущем колесе применяют самоблокирующиеся дифференциалы с повышенным трением. Эти дифференциалы (рис. 11.13) отличаются от обычных конических тем, что в них крестовина заменена двумя

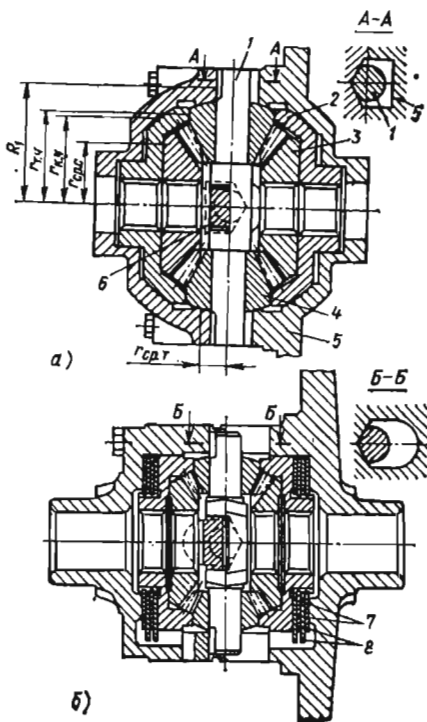


Рис. 11.13. Дифференциалы повышенного трения:

а — с фрикционными конусными чашками; б — с фрикционными дисками

осями 1 и 6, соединенными между собой и с водилом 5 дифференциала через V-образные кулаки, а также тем, что на торцах полуосевых зубчатых колес 3 этих дифференциалов устанавливают фрикционные конусные чашки 2 (рис. 11.13, а) или диски 7 и 8 (рис. 11.13, б).

Момент трения с учетом нормального давления, возникающего в зубчатом зацеплении, и давления со стороны V-образных кулаков (скосов) на осях сателлитов 4 для дифференциала с конусными чашками

$$M_{\text{тр}} = M_1 \frac{\mu \operatorname{tg} \alpha}{r_{\text{ср. с}}} \left(\frac{r_{\text{к. ч}} \cos \delta_1}{\sin \gamma} + r_{\text{ср. т}} \frac{z_3}{z_2} \sin \delta_1 \right) + M_1 \frac{\mu}{R_1 \operatorname{tg} \beta} \times \left(r_{\text{т. ч}} + \frac{r_{\text{к. ч}}}{\sin \gamma} \right),$$

где $r_{\text{к. ч}}$, $r_{\text{т. ч}}$ и $r_{\text{ср. т}}$ — средние радиусы соответственно конусной и торцевой поверхностей чашек и опорных поверхностей торцов сателлитов; γ — половина угла при вершине конуса чашки; β — угол скоса на осях сателлитов; μ — коэффициент трения; R_1 — плечо окружной силы на скосах корпуса дифференциала.

В этом случае коэффициент блокировки

$$K_6 = \frac{\mu \operatorname{tg} \alpha}{r_{\text{ср. с}}} \left(\frac{r_{\text{к. ч}} \cos \delta_1}{\sin \gamma} + r_{\text{ср. т}} \frac{z_3}{z_2} \sin \delta_1 \right) + \frac{\mu}{R_1 \operatorname{tg} \beta} \times \left(r_{\text{т. ч}} + \frac{r_{\text{к. ч}}}{\sin \gamma} \right).$$

Кулачковый дифференциал с повышенным трением и радиально расположенными кулачками показан на рис. 11.14. Момент от колеса главной передачи подводится к сепаратору 1, в пазах которого расположены плунжеры 2. Наружные торцы плунжеров соприкасаются с внутренней поверхностью обоймы 3, связанной шлицевым соединением с правой полуосью. Внутренние торцы плунжеров соприкасаются со звездочкой 4, насаженной на шлицах на левую полуось. Внутренняя поверхность обоймы 3 и наружная поверхность звездочки 4 имеют кулачки, очерченные по определенному профилю. При повороте автомобиля плунжеры перемещаются в радиальном направлении в сепараторе 1 и, скользя по кулачкам обоймы 3 и звездочки 4, обеспечивают разную частоту вращения полуосей.

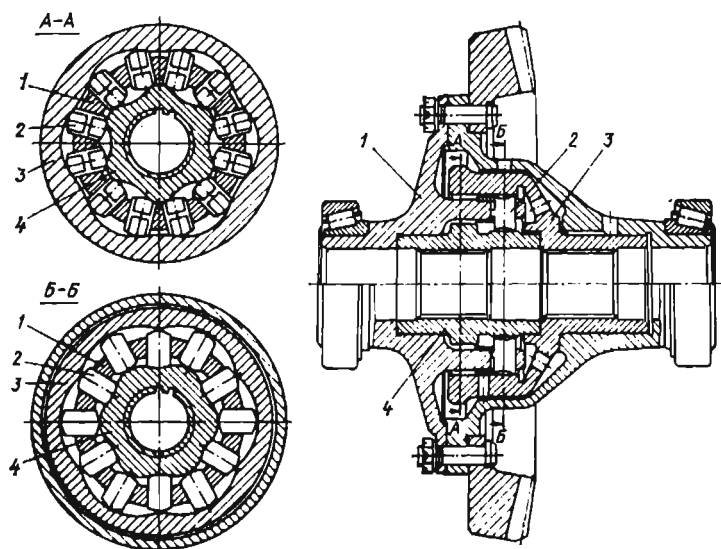


Рис. 11.14. Кулачковый дифференциал с радиальным расположением кулачков

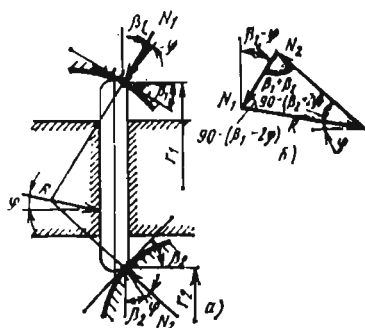


Рис. 11.15. Силы, действующие на плунжер кулачкового дифференциала:
а — схема; б — треугольник сил; φ — угол трения

На плунжер действуют со стороны обоймы 3 сила N_1 (рис. 11.15), со стороны звездочки 4 — сила N_2 и со стороны сепаратора 1 (водила) — сила R .

Силы N_1 и N_2 связаны следующей зависимостью:

$$N_2 = N_1 \cos(\beta_1 - 2\varphi) / \cos(\beta_2 + 2\varphi).$$

Момент на обойме, если она соединена с забегавшим колесом,

$$M_2 = N_1 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2.$$

Момент на звездочке, если она соединена с отстающим колесом

$$M_3 = N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2.$$

Коэффициент блокировки

$$K_6 = \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - \cos(\beta_2 + 2\varphi) \sin(\beta_1 - \varphi) r_1}{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + \cos(\beta_2 + 2\varphi) \sin(\beta_1 - \varphi) r_1}.$$

Как правило, $K_6 = 0,4 \div 0,5$. Плунжеры, кулачки обоймы и звездочки рассчитывают на смятие для случая прямолинейного движения $\underline{j}$ автомобиля

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \sqrt{(N_{1(2)} E / l) (1/\rho_1 \pm 1/\rho_2)},$$

где l — длина контакта плунжера и кулачка вдоль образующей кулачка;

ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны контактирующих поверхностей плунжера и кулачка, для которых определена величина $N_{1(2)}$; E — модуль упругости первого рода, $E = 200$ ГПа.

В выражении для определения $\sigma_{\text{см}}$ знак плюс соответствует контакту выпуклых поверхностей соприкасающихся деталей, а знак минус — выпуклой поверхности с вогнутой. Напряжения $\sigma_{\text{см}}$ не должны превышать 2500 МПа.

К дифференциалам с повышенным трением относится также червячный дифференциал (рис. 11.16). В этом дифференциале на концах полуосей на шлицах расположены полуосевые и червячные зубчатые колеса 1 и 5, находящиеся в зацеплении с червяками 2 и 4. Червяки 2 и 4 сцеплены с сателлитами 3. При определенной разности моментов на шестернях начинают вращаться относительно корпуса дифференциала (водила) сателлиты 3 и червяки 2 и 4; если моменты равны, то весь механизм вращается как одно целое.

Коэффициент блокировки червячного дифференциала определяется КПД всех последовательно включенных червячных пар. У дифференциала, представленного на рис. 11.16, момент от одной полуосевой шестерни на другую передается через четыре червячные пары. В этом случае коэффициент блокировки

$$K_6 = (1 - \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4) / (1 + \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4).$$

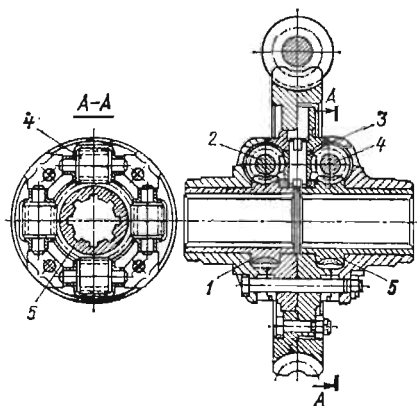


Рис. 11.16. Червячный дифференциал

где $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ — КПД при передаче мощности соответственно от червячной шестерни 1 к червяку 2, от червяка 2 к сателлиту 3, от сателлита 3 к червяку 4, от червяка 4 к червячной шестерне 5.

Коэффициенты блокировки червячных дифференциалов достигают 0,7—0,8. Применение таких дифференциалов ограничено вследствие сложности их конструкции и высоких требований к точности изготовления. Некоторое применение находят дифференциалы, представляющие собой кулачковые или роликовые муфты свободного хода.

11.4. ПРИВОД К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ

Крутящий момент от межколесного дифференциала к каждому из ведущих колес может передаваться с помощью: 1) вала и шарниров, размещенных в приводе ведущих управляемых колес; 2) редуктора привода ведущих колес; 3) вала, соединяющего непосредственно ведущее колесо с дифференциалом.

В зависимости от схемы подшипникового узла вал ведущего колеса (полуось) может быть или нагружен изгибающим моментом от сил взаимодействия колес с дорогой, или разгружен от таких моментов.

На рис. 11.17 приведены схемы подшипниковых узлов ведущего колеса. Первая схема (рис. 11.17, а) используется в грузовых автомобилях. Благодаря тому, что подшипники несколько разнесены, изгибающие моменты от сил взаимодействия колес с дорогой воспринимаются картером, не нагружая полуось. Вторая схема (рис. 11.17, б) отличается от первой тем, что вместо двух подшипников имеется только один. В этом случае изгибающие моменты от сил взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются совместно полуосью и картером ведущего моста. Эта схема применяется редко.

В третьей схеме (рис. 11.17, в) полуось у внешнего конца имеет шейку, на которую установлен подшипник, расположенный во внутренней расточке картера ведущего моста.

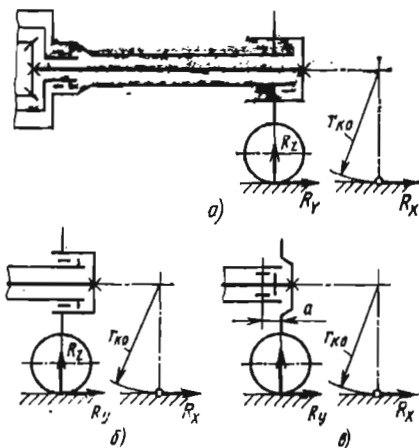


Рис. 11.17. Схемы подшипниковых узлов с полуосями:

а — разгруженной; б — разгруженной на три четверти; в — полуразгруженной

На внешнем конце полуоси крепится ступица колеса. Если она отсутствует, то полуось выполняют с фланцем, к которому крепят тормозной барабан и диск колеса. Изгибающие моменты от сил взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются полуосью. Моменты от вертикальной R_z и продольной R_x сил незначительны, так как плечо a выполняют возможно меньшим, момент от поперечной силы R_y может достигнуть большой величины.

По такой схеме (рис. 11.17, в), являющейся наиболее простой, выполняют подшипниковый узел колеса в легковых автомобилях.

Расчет полуосей производят на статическую прочность и усталость. При расчете на прочность разгруженной полуоси определяют напряжение кручения τ и деформацию при кручении θ :

$$\tau_{\max} = R_x r_{ko} / W_{\tau} = M_{j\max} / W_{\tau};$$

$$\theta_{\max} = 180 M_{j\max} l / (\pi G J_{\tau}),$$

где R_x — продольная сила; $M_{j\max}$ — максимальный динамический момент на полуоси; W_{τ} — момент сопротивления сечения полуоси; J_{τ} — полярный момент инерции сечения; G — модуль упругости при кручении; для стали $G = 85$ ГПа; l — длина полуоси.

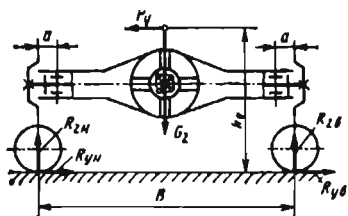


Рис. 11.18. Схема для расчета на прочность полуразгруженной полуоси

Ориентировочно можно принимать $M_{j\max} = 1,5 M_\phi$. Полученные значения не должны превышать указанных значений: $\tau_{\max} = 500 \div 700$ МПа; $\theta_{\max} = 6 \div 15^\circ$ на 1 м длины полуоси.

При расчете на прочность полуразгруженной полуоси (рис. 11.18) рассматривают следующие три характерных режима нагружения.

1. Интенсивное торможение или разгон. Возможны три случая: а) вертикальная сила R_z имеет наибольшее значение $R_{z\max}$. При отсутствии данных для определения $R_{z\max}$ можно принимать $R_{z\max} = 1,2 R_{z\text{ст}}$ (где $R_{z\text{ст}}$ — статическая нагрузка на колесо); б) продольная сила R_x имеет предельное значение $R_{x\max} = R_{z\max} \times \Phi_{\max}$ (где $\Phi_{\max} = 0,8$); в) поперечная сила R_y отсутствует.

Для этого режима определяют эквивалентное напряжение

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

$$\text{где } \sigma = a \sqrt{R_{x\max}^2 + R_{z\max}^2} / W_\sigma$$

$$\text{и } \tau = R_{x\max} r_{k0} / W_\tau.$$

2. Занос автомобиля на повороте. Возможны следующие случаи: а) вертикальная сила R_z имеет значение, соответствующее повороту автомобиля или заносу ведущего моста. При этом к центру тяжести массы, относя-

щейся к ведущему мосту, приложена сила $P_y = G_2 \Phi_{\max}$ (рис. 11.18). Силу R_z определяют отдельно для наружного и внутреннего колес:

$$R_{zH} = G_2 [0,5 + h_{\text{д}} \Phi_{\max} B];$$

$$R_{zB} = G_2 - R_{zH},$$

где G_2 — вес, приходящийся на ведущий мост автомобиля; $\Phi_{\max} = 1$; б) поперечная сила R_y имеет предельное значение: $R_{yH} = R_{zH} \Phi_{\max}$ и $R_{yB} = R_{zB} \Phi_{\max}$; в) продольная сила R_x отсутствует.

Для этого режима напряжения изгиба определяют отдельно для полуосей наружного и внутреннего колес:

$$\sigma_H = (R_{yH} r_{k0} - R_{zH} a) / W_\sigma \text{ и}$$

$$\sigma_B = (R_{yB} r_{k0} + R_{zB} a) / W_\sigma.$$

3. Переезд через препятствие. Возможны следующие случаи: а) при ударе колеса о дорожное препятствие возникает вертикальная сила

$$R_{zd} = R_{z\text{ст}} K_d,$$

где K_d — коэффициент динамичности, $K_d = 1,75$ — для легковых автомобилей; $K_d = 2$ — для грузовых автомобилей и $K_d = 2,5$ — для автомобилей высокой проходимости;

б) продольная R_x и поперечная R_y силы отсутствуют.

Для этого режима определяют напряжение изгиба

$$\sigma_{\max} = R_{zd} a / W_\sigma.$$

В выполненных конструкциях полуразгруженных полуосей напряжения находятся в пределах $\sigma' = 600 \div 750$ МПа

Расчет полуосей на усталость выполняют в соответствии с методикой, приведенной в разд. 5.5. Ниже приведены значения минимального диаметра $d_{\min}$ полуосей некоторых отечественных автомобилей.

Автомобиль	БелАЗ-540А	КрАЗ-257Б1	ЗИЛ-130	«Урал-375Н»	МАЗ-500А
$d_{\min}$, мм	58	58	48	48	42
Автомобиль	ГАЗ-53А	ГАЗ-24	«Москвич-2140»	ВАЗ-2101	«Жигули»
$d_{\min}$, мм	42	27,5	24	21,6	21,6

ПРИЛОЖЕНИЕ

1. Обозначение материалов

Условные обозначения и номера ГОСТ для металлов и сплавов приведены в табл. прил. 1.

При маркировке углеродистых, качественных и легированных сталей, латуней, бронз, алюминиевых и цинковых сплавов используют буквенно-цифровые обозначения, в которых буквы указывают легирующие добавки (табл. прил. 2), а следующие за ними цифры — содержание в % этих добавок. Отсутствие цифры означает, что в марке содержится до 1,5 % этого легирующего элемента. Это не относится к легирующим добавкам, оказывающим сильное влияние на свойства сталей (Mo, Ti, V, B). Их содержание в стали обычно ограничивается 0,6 % Mo и 0,2 % V, Ti, а B содержится в тысячных долях процента. Две первые цифры в обозначениях конструкционных легированных сталей указывают содержание углерода в сотых долях процента.

В зависимости от химического состава и свойств конструкционных легированных сталей делят на качественные, высококачественные и особо высококачественные. В конце обозначения марок сталей последних двух типов добавляются соответственно буквы А и Ш. В этих сталях ограничивается допустимое содержание фосфора (соответственно 0,035, 0,025 и 0,025 %), серы (0,035, 0,025 и 0,015 %), меди (0,3, 0,3 и 0,25 %), никеля и хрома (0,3, 0,3 и 0,3 %). Например, высококачественная сталь 15ХГН2ТА содержит в среднем 0,15 % углерода (0,13—0,18 %), 0,7—1,0 % хрома и марганца, 1,4—1,8 % никеля, 0,03—0,09 % титана.

Буква Л в конце марки стали означает, что она предназначена для отливки. Цифры в обозначениях серого чугуна означают округленный десятикратный предел прочности σ_B (МПа) при растяжении. Для высокопрочных и ковких чугунов — округленное десятикратное временное сопротивление разрыву σ_B (МПа) и относительное удлинение δ (%) после разрыва. При обозначениях цветных сплавов сначала указывают легирующие элементы, а затем их процентное содержание. Например, БрОЦС4-4-4 означает оловянную бронзу с содержанием олова, цинка и свинца приблизительно по 4 % (соответственно 3—5, 3—5, 3,5—4,5 %), остальное — медь.

2. Общая характеристика материалов

Материалы, применяемые в автомобилестроении, должны в первую очередь обеспечивать статическую и динамическую прочность деталей, а также их долговечность при длительно действующих нагрузках. Важное значение имеет стоимость детали, определяемая сто-

имостью материала, способом получения заготовки, видом механической и термической обработки.

В зависимости от формы и назначения детали в качестве заготовок используют поковки, штамповки, отливки. Наиболее дешевыми, но и наименее прочными являются отливки из серого чугуна с пластинчатым графитом. Механические свойства чугуна в значительной степени определяются формой содержащегося в нем углерода (2,2—3,8 %). Наилучшую прочность и пластичность имеют ковкие чугуны с округлыми (глобулярными) включениями графита. Ближе к ним высокопрочные чугуны, модифицированные магнием. Менее прочны чугуны, получаемые с помощью других модификаторов. Наихудшими качествами обладают серые чугуны с пластинчатым графитом. Механические свойства чугуна могут быть повышены добавкой легирующих элементов и термической обработкой.

Поковки и штамповки имеют более равномерную и мелкозернистую структуру с ориентированным расположением волокон металла, что приводит к более высоким механическим свойствам. Однако прокат, используемый для получения поковок и штамповок, примерно в 3 раза дороже черного литья.

На свойства углеродистой стали в первую очередь влияет количество содержащегося в ней углерода. Для деталей трансмиссии применяют обычно мало- и среднеуглеродистые качественные и высококачественные стали, содержащие до 0,5 % углерода. При изготовлении пружин используют высокоуглеродистые (до 0,7 % С) стали. Повышение содержания углерода увеличивает механическую прочность стали и ее твердость после закалки. При этом одновременно снижаются относительное удлинение δ , ударная вязкость a_K и свариваемость.

В наибольшей степени требованиям прочности и долговечности отвечают легированные стали, имеющие после химико-термической обработки с последующей закалкой и низкотемпературным отпускком высокую прочность, твердость и износостойкость поверхности. При соответствующем подборе легирующих элементов достигается ряд других качеств (упругость, коррозионная стойкость и др.).

Добавка к стали никеля увеличивает ее прокаливаемость и обеспечивает высокие σ_T и a_K , а в сочетании с хромом — высокое σ_B . Действие марганца подобно никелю. Его содержание ограничивается обычно 2 %, так как увеличение приводит к снижению a_K . Кремний повышает σ_B и σ_T при сохранении δ , облегчает термообработку. Хром увеличивает σ_B ,

1. Условные обозначения металлов и сплавов

Материал	ГОСТ	Обозначение
<i>Черные металлы</i>		
Стали:		
углеродистая обыкновенного качества	380—71*	Ст, БСт, ВСт
качественная конструкционная	1050—74**	
легированная	4543—71*	Сталь
низколегированная	19282—73	
пружинно-рессорная	14959—79	
Чугуны:		
серый	1412—79*	СЧ
высокопрочный	7239—77	ВЧ
ковкий	1215—79	КЧ
<i>Цветные сплавы*</i>		
На основе Al	2685—75* (4784—74*)	АЛ, АК (АК, Д, АМг и др.)
На основе Mg	2856—79 (14957—76)	МЛ (МА)
Латуни	1020—77Е (15527—70*)	ЛС, ЛК, ЛМцС и др. (Л, ЛА, ЛВОС и др.)
Бронзы оловянные	614—73, 613—79 (5017—74*)	То же
Бронзы безоловянные	493—79 (18175—78*)	Бр

Примечание. В скобках приведены данные для деформируемых сплавов, а без скобок — литейных.

2. Обозначение некоторых химических элементов, используемых в качестве легирующих добавок в сталях и цветных сплавах

Элемент	Сталь	Сплав	Элемент	Сталь	Сплав
Алюминий	Ю	А	Молибден	М	—
Бериллий	Л	Б	Мышьяк	—	Мш
Бор	Р	—	Никель	Н	Н
Ванадий	Ф	Вам	Олово	—	О
Вольфрам	В	В	Свинец	—	С
Железо	—	Ж	Серебро	—	Ср
Кремний	С	К	Титан	Т	Тя
Магний	Ш	Мг	Хром	Х	Х, Хр
Марганец	Г	Мц	Цинк	—	Ц
Медь	Д	М	Фосфор	П	Ф

3. Материалы основных деталей трансмиссий автомобилей

Детали	Легковых	Грузовых
<i>Сцепление</i>		
Картер	МЛБ, АК12М2, АЛ4, АЛ9В	АЛ4, СЧ 18, СЧ 21
Нажимной диск	СЧ 21, СЧ 24, СЧ 26	СЧ 18, СЧ 21, СЧ 22, СЧ 24
Нажимные пружины	65Г, 60С2А	65Г, 50ХФА

Продолжение табл. 3

Детали	Легковых	Грузовых
<i>Коробка передач</i>		
Картер	МЛ5, АК12М2, СЧ 18	СЧ 18, СЧ 21, СЧ 24
Крышка картера	АК12М2, СЧ 18	СЧ 15, СЧ 18
Ведущий вал	40Х, 19ХГН, 20ХГНМ	40Х, 25ХГМ, 15ХГН2ТА
Промежуточный вал	45, 30Х, 35Х, 19ХГН, 20ХГНМ	25ХГМ, 15ХГН2ТА
Зубчатые колеса	30Х, 35Х, 19ХГН, 20ХГНМ	35Х, 40Х, 15ХГН2ТА, 25ХГМ, 25ХГТ
Вал зубчатых колес заднего хода	45, 40Х, 19ХГН	45, 25ХГМ, 15ХГН2ТА
Каретка синхронизатора	30Х, 38Х, 19ХГН	40Х, 15ХГН2ТА, 25ХГТ
Конусное кольцо синхронизатора	ЛМцСКА 58—2—2—1—1, ЛМцАЖН	ЛМцСКА 58—2—2—1—1
<i>Карданная передача</i>		
Трубы	08, 10, 20	15, 20, 35
Крестовины	20Х	20Х, 55ПП, 15ХГН2ТА, 18ХГТ, 20ХГНТР, 20ХГТР, 15ХГН2ТА
Привариваемые вилки	40	35, 40
Скользящие вилки	35, 30Х	40, 45, 35Х
Фланцы-вилки	35	35, 40, 45
<i>Задний мост</i>		
Картер главной передачи	МЛ5, специальный ковкий чугун (ВАЗ)	КЧ 35-10, ВЧ 50-2, 40Л
Конические зубчатые колеса главной передачи	20ХГНР, 19ХГН, 20ХН2М	55ПП, 20ХН2М, 30ХГТ, 20ХГНМ, 12ХН4А, 20ХН3А
Полуоси	30, 35, 70, 35Х2ГСА	40Г, 45РП, 47ГТ, 35ХГСА, 20ХГНТР
Зубчатые колеса дифференциала	14ХГН, 20ХГНР, 20ХН2М	18ХГТ, 20ХН3А, 25ХГТ, 25ХГМ, 20ХН2М
Крестовина дифференциала	30Х, 40Х, 14ХГН	20Х, 18ХГТ, 20ХН3А, 12ХН3А
Чашки дифференциала	КЧ35-10, специальный ковкий чугун (ВАЗ)	КЧ 35-10, Мст6, 40, 35Л, 40Л
Зубчатые колеса колесного редуктора		20ХН3А, 18ХГТ

4. Механические свойства некоторых чугунов

Марка	σ_B , МПа		Твердость НВ
	Растяжение	Изгиб	
СЧ 15	147	314	163—229
СЧ 18	176	358	170—229
СЧ 20	196	392	170—221
СЧ 25	245	451	180—250
КЧ 35-10	333	(10)	100—163
КЧ 37-12	362	(12)	110—163
ВЧ 50-2	490	(2)	180—260

Примечание. В скобках приведены значения δ , %.

Б. Механические свойства некоторых сталей

Марка	σ_T , МПа	σ_B , МПа	δ , %	a_{II} , Дж/см ²	Твердость НВ
	Не менее				Не более
10	206	333	31	—	143
15	226	373	27	—	149
20	246	412	25	—	163
30	294	490	21	78,5	179
35	314	530	20	68,6	187
40	333	569	19	58,8	197
45	353	598	16	49,0	207
20X	637	784	11	58,8	179
30X	686	883	12	68,6	187
35X	735	912	11	68,6	197
40X	785	981	10	58,8	217
40Г	353	588	17	58,8	207
18ХГТ	883	981	9	78,5	217
25ХГТ	981—1079	1275—1471	10—9	68,6—58,8	217
30ХГТ	1275	1471	9	58,8	229
25ХГМ	1079	1177	10	78,5	—
35ХМ	834	932	12	78,5	241
12ХН3А	686	932	11	88,3	217
20ХН3А	735	932	12	107,9	255
20ХН4А	1079	1275	9	78,5	269
35ХГСА	1275	1618	9	39,2	241
15ХГН2ТА	735	932	11	98,1	269
20ХГНР	1079	1275	10	88,3	197
20ХН2М	686	883	11	78,5	229

6. Распространенные виды термической обработки черных материалов

Марка	Варианты термообработки
Чугун	
Серый Модифицированный Высокопрочный Легированный серый Ковкий	1. Смягчающий отжиг ($t \approx 600^\circ\text{C}$) 2. Нормализация Закалка ТВЧ Отпуск, закалка объемная или ТВЧ Многочасовой (23—43 ч) двухступенчатый отжиг ($t_1 = 920 \div 970^\circ\text{C}$, $t_2 = 720 \div 760^\circ\text{C}$)
Сталь	
10, 15, 20, 25	Цементация (цианирование), закалка, низкотемпературный отпуск
30, 35	1. Закалка, низкотемпературный отпуск ($HRC\ 30-40$); цементация, закалка, 0
40, 45	1. Закалка, низкотемпературный отпуск ($HRC\ 40-50$); 2. Закалка ТВЧ ($HRC\ 53-60$)
15X, 20X	Цементация, закалка, низкотемпературный отпуск
30X, 35X, 40X	1. Цианирование, закалка, низкотемпературный отпуск. 2. Закалка ТВЧ
40Г	—
18ХГТ, 25ХГТ, 30ХГТ	1. Цементация, низкотемпературный отпуск; 2. Цианирование, нитроцементация, закалка, низкотемпературный отпуск
25ХГМ	Цементация, закалка (одинарная или двойная), низкотемпературный отпуск
12ХН3А, 20ХН3А, 20ХН4А	Цементация, закалка, низкотемпературный отпуск
20ХН2М, 15ХГН2ТА	Цементация, закалка, низкотемпературный отпуск

твердость, коррозионную стойкость. Ванадий повышает вязкость стали. Алюминий используется для получения азотируемых сталей особо высокой твердости.

Свойства латуней (медно-цинковые сплавы) определяются их химическим составом. Повышение содержания меди улучшает пластичность, тепло- и электропроводность, коррозионную стойкость. Повышение содержания цинка улучшает обрабатываемость резанием, обрабатываемость, увеличивает износостойкость, снижает себестоимость. Свинец улучшает антифрикционные свойства, а олово, марганец, кремний, железо повышают механическую прочность и коррозионную стойкость.

Из бронз (сплавы меди с оловом, алюминием, марганцем и др.) широко распространены оловянные бронзы. Они обладают достаточной прочностью, коррозионной стойкостью, хорошей тепло-

проводностью, высокими антифрикционными свойствами, хорошими упругими свойствами. Повышение содержания олова увеличивает прочность и твердость при уменьшении пластичности и ударной вязкости. Цинк и никель улучшают механические свойства, свинец и фосфор — антифрикционные свойства (однако фосфор снижает механические свойства). Кремнистые и бериллиевые бронзы обладают высокой упругостью, прочностью, выносливостью, химической стойкостью.

В табл. 3 приложения приведены сведения по материалам основных деталей трансмиссий автомобилей. Характеристики сталей, используемых для изготовления зубчатых колес, и их термообработка даны в табл. 3.15 а наиболее распространенные виды термообработки — в табл. 6 приложения.

1. **Валы и оси.** Конструирование и расчет/С. В. Серенсен, М. Б. Гро-ман, Р. М. Шнейдерович, В. П. Ко-гаев. М.: Машиностроение, 1970. 320 с.
2. **Гаспаряни Г. А.** Главная пере-дача автомобиля. М.: МАМИ, 1973. 70 с.
3. **Гируцкий О. И.** Автоматические коробки передач современных лег-ковых автомобилей. Обзорная ин-формация. М.: НИИНавтопром, 1981. 48 с.
4. **Грузовые автомобили/М. С. Вы-соцкий, Ю. Ю. Бельский, Л. Х. Ги-лелес и др.** М.: Машиностроение, 1979. 384 с.
5. **Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель/Под ред. А. А. Хачатурова.** М.: Машино-строение, 1976. 535 с.
6. **Кинематика и долговечность под-шипников качения машин и при-боров/И. С. Цитович, Ю. В. Скорынин, И. В. Каноник, Н. Т. Минченя.** Минск: Наука и техника, 1977. 176 с.
7. **Кожевников С. Н., Пер-фильев П. Д.** Карданные передачи. Киев: Техника, 1978. 263 с.
8. **Красеньков В. И., Егор-кин В. В.** Синхронизаторы в ступен-чатых трансмиссиях. М.: Машино-строение, 1976. 196 с.
9. **Масино М. А., Алексеев В. Н., Мотовилин Г. В.** Автомобильные ма-териалы. М.: Транспорт, 1979. 288 с.
10. **Осепчугов В. В.** Автобусы. — М.: Машиностроение, 1971. 232 с.
11. **Платонов В. Ф.** Полнопривод-ные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. 279 с.
12. **Применение ЭВМ при констру-ировании и расчете автомобиля/Под ред. А. И. Гришкевича.** Минск: Вы-сшейшая школа, 1978. 264 с.
13. **Прочность и долговечность автомобиля/Б. В. Гольд, Е. П. Обо-ленский, Ю. Г. Стефанович, О. Ф. Тро-фимов.** М.: Машиностроение, 1974. 328 с.
14. **Роднонов В. Ф., Фиттер-ман Б. М.** Проектирование легковых автомобилей. М.: Машиностроение, 1980. 479 с.
15. **Смирнов Г. А.** Теория движе-ния колесных машин. М.: Машино-строение, 1981. 272 с.
16. **Спришевский А. И.** Подшип-ники качения. М.: Машиностроение, 1968. 632 с.
17. **Стесун С. П., Яковенко Е. А.** Гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.
18. **Фаворин М. В.** Моменты инерции тел. М.: Машиностроение, 1970. 312 с.
19. **Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А.** Трансмиссии автомоби-лей. Минск: Наука и техника, 1979. 256 с.
20. **Яковлев А. И.** Конструкция и расчет электромотор-колес. М.: Машиностроение, 1981. 191 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Автомобиль**
динамическая характеристика 30
удельная мощность 22
удельная сила тяги 54
характеристика разгона 31
- Вал**
определение нагрузок 116
расчет 116, 118, 122, 127
- Возмущения, создаваемые двигателем** 68
- Гидромеханическая передача**
— — автобусов 206
— — грузовых автомобилей 200
— — дифференциальная 196
— — легковых автомобилей 211
типы 191
- Гидротрансформатор**
активный диаметр 33
безразмерная характеристика 33
согласование с двигателем 35
характеристика входа 35
характеристика выхода 37
- Главная передача**
кинематические схемы 241
конструкции 246
основные параметры 245
регулировка 252
схемы 242
- Двумерное распределение «момент— скорость»** 60
- Дифференциал**
классификация 252
коэффициент блокировки 253
— кулачковый 255
—, муфта блокировки 216
— червячный 256
— шестеренчатый 252
- Зубчатая передача**
геометрические параметры 75
коэффициенты напряжений 82
параметры исходного контура 71
расчет на прочность 92
расчетные напряжения 89
элементы зацепления 73, 74
- Карданная передача**
схемы 228, 229
элементы 229
критическая частота вращения 230
— —, промежуточная опора 229
расчет 235
углы установки 231
— —, шарниры равных угловых скоростей 238
- Коробка передач**
основные виды 163
— —, зубчатые муфты 184
межосевое расстояние 176
основные виды 163
— —, синхронизаторы 186
— — с двумя степенями свободы 165
— — с задним двухступенчатым редуктором 169
— — с делителем 168
— — с разветвленным силовым потоком 166
— — с тремя степенями свободы 167
число зубьев 179
число ступеней 24
- Межосевой дифференциал** 223
- Муфты фрикционные многодисковые** 197
- Нагрузочный режим**
коэффициент пробоя 53, 57, 71
максимальные нагрузки 51
относительный пробег на передаче 54

- расчетные характеристики 58
- средняя скорость движения на передаче 54
- эквивалентный момент 57, 71
- экспериментально-статистические характеристики 53
- Параметры трансмиссии
 - диапазон 17, 24
 - — основные 17
 - собственная частота колебаний 45
- Передаточные числа
 - — главных передач 23
 - — коробок передач 24, 168
 - — раздаточных коробок 29
- Планетарный механизм
 - кинематический анализ 195
 - основные соотношения 192
 - силовой анализ 195
- Подшипники качения
 - определение нагрузок 107
 - расчет 110, 114
 - типы и конструктивные разновидности 95
- Полуоси
 - расчет 258
 - схемы 257
- Радиус качения колеса 23
- Раздаточная коробка
 - схемы 212, 216
 - управление 226
- Режим движения 39
- Спектральная плотность микропрофиля автомобильных дорог 66
- Сцепление
 - конструкция 142
 - выбор параметров 144
 - расчет деталей 151
 - расчет показателей нагруженности 149
 - расчет привода 159
- Трансмиссия
 - виды и типы 4, 5, 7, 14, 16
 - динамические системы 44
 - схемы 12
- Шлицевые соединения
 - виды 131
 - расчет 136

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3	2.8. Расчет нагруженности трансмиссии от неравномерности работы двигателя.	67
1. СХЕМЫ ТРАНСМИССИИ. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ.	4	2.9. Формирование характеристик расчетного нагрузочного режима.	69
1.1. Механические и гидромеханические трансмиссии.	4	3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.	71
1.2. Электромеханические трансмиссии	14	3.1. Основные виды и геометрические характеристики зубчатых передач трансмиссии	71
1.3. Гидрообъемные трансмиссии	16	3.2. Расчет на усталость.	79
1.4. Исходные данные для расчета основных параметров трансмиссии	17	3.3. Расчет на прочность.	92
1.5. Параметры механических ступенчатых трансмиссий.	23	3.4. Анализ результатов расчета	94
1.6. Оценка тягово-скоростных качеств автомобилей с механическими трансмиссиями.	30	4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	95
1.7. Особенности тягово-скоростных расчетов при наличии в трансмиссии гидромеханической передачи.	33	4.1. Основные типы и конструктивные разновидности подшипников	95
1.8. Расчет режима движения автомобиля	39	4.2. Особенности конструкций подшипниковых узлов.	102
2. НАГРУЗОЧНЫЕ РЕЖИМЫ	41	4.3. Методы расчетов подшипников	105
2.1. Расчетные схемы для определения динамических нагрузок в трансмиссии.	41	4.4. Нагрузки, действующие на подшипники	106
2.2. Расчет максимальных нагрузок в трансмиссии.	41	4.5. Расчет долговечности подшипников	110
2.3. Экспериментально-статистические характеристики нагрузочного режима.	51	4.6. Расчет невращающихся под нагрузкой подшипников.	114
2.4. Расчетное определение нагрузочного режима трансмиссии	53	5. РАСЧЕТ ВАЛОВ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.	116
2.5. Блок программ «Режимы»	58	5.1. Виды расчетов валов агрегатов трансмиссии.	116
2.6. Блок программ расчета нагруженности трансмиссии при трогании с места и переключении передач.	60	5.2. Определение действующих на вал нагрузок.	116
2.7. Расчет нагруженности трансмиссии от неровностей дорожной поверхности.	61	5.3. Расчет валов на статическую прочность.	118
	64	5.4. Расчет валов на жесткость	122
		5.5. Расчет валов на усталость при кручении	127

5.6. Виды шлицевых соединений	131	механических передач легковых автомобилей	211
5.7. Расчет шлицевых соединений	136	9. РАЗДАТОЧНЫЕ КОРОБКИ	212
6. СЦЕПЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ	142	9.1. Кинематические схемы	212
6.1. Конструкции	142	9.2. Конструктивные схемы	216
6.2. Выбор основных параметров	144	9.3. Основные детали и узлы	218
6.3. Расчет показателей нагруженности	149	9.4. Элементы управления	226
6.4. Расчет деталей	151	10. КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	228
6.5. Расчет привода	159	10.1. Кинематические и конструктивные схемы	228
7. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ	163	10.2. Основные параметры	230
7.1. Кинематические схемы. Построение ряда передаточных чисел	163	10.3. Расчет деталей	235
7.2. Конструктивные схемы	170	10.4. Шарниры равных угловых скоростей	238
7.3. Основные размеры	176	11. ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ПРИВОД К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ	241
7.4. Параметры зубчатых колес	178	11.1. Кинематические схемы главных передач	241
7.5. Элементы управления	183	11.2. Конструкции главных передач и их основные параметры	245
8. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	191	11.3. Дифференциалы	252
8.1. Типы гидромеханических передач	191	11.4. Привод к ведущим колесам	257
8.2. Механические редукторы	192	ПРИЛОЖЕНИЕ	259
8.3. Конструкции гидромеханических передач грузовых автомобилей	200	1. Обозначение материалов	259
8.4. Конструкции гидромеханических передач автобусов	206	2. Общая характеристика материалов	259
8.5. Конструкции гидромеханических передач легковых автомобилей		Список литературы	264
		Предметный указатель	265

Аркадий Иванович Гришкевич,
Борис Устинович Бусел,
Геннадий Филиппович Бутусов и др.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Редакторы: Е. В. Радовская,
Н. Ю. Скачкова
Художественный редактор С. С. Водниц
Переплет художника Г. Г. Кожанова
Технический редактор Л. П. Гордеева
Корректоры Н. Г. Богомолова и А. М. Усачева

ИБ № 3516

Сдано в набор 18.08.83.
Подписано в печать 17.04.84. Т-08361
Формат 60×90^{1/16}.
Бумага типографская № 2.
Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 17,0. Усл. кр.-отт. 17,0.
Уч.-изд. л. 21,55. Тираж 14 000 экз.
Заказ 223. Цена 1 р. 50 к.

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Ленинградская типография № 6
ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения
«Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном
комитете СССР по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

НОВАЯ ЛИТЕРАТУРА

по автомобилестроению

Выпуск 1984 года

Автомобили ВАЗ: Ремонт после аварий: Справочник. А. А. Звягин, Р. Д. Кислюк, А. Б. Егоров и др.; Под общ. ред. А. А. Звягина. 26 л., ил. В пер.: 1 р. 60 к.

Аэродинамика автомобиля: Сб. статей. Пер. с англ. 28 л., ил. В пер.: 2 р. 30 к.

Барун В. Н., Пергамент Л. Р., Тихомиров Е. Д. **Устройство автомобилей КамАЗ: Плакаты в 3-х сериях.**

Серия 1. Общая компоновка автомобилей. Комплект на 15 листах. 4 р. 50 к.

Серия 2. Трансмиссия автомобилей. Комплект на 19 листах. 5 р. 70 к.

Серия 3. Управление и электрооборудование автомобилей. Комплект на 17 листах. 5 р. 10 к.

Безопасность конструкции автомобиля/Ю. М. Немцов, М. А. Андронов, Ф. Е. Межевичи др. 14 л., ил. 85 к.

Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. **Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы».** 20 л., ил. В пер.: 95 к.

Лукинский В. С., Котиков Ю. Г., Зайцев Е. И. **Долговечность деталей шасси автомобиля.** 17 л., ил. В пер.: 1 р. 20 к.

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

С целью получения информации о качестве наших изданий просим Вас в прилагаемой анкете подчеркнуть позиции, соответствующие Вашей оценке этой книги.

1. Необходимость издания:

значительная
незначительная

2. Эффективность книги с точки зрения практического вклада в отрасль:

высокая
незначительная

3. Эффективность книги с точки зрения теоретического вклада в отрасль:

высокая
незначительная

4. Материал книги соответствует достижениям науки и техники в данной отрасли:

в полной мере
частично
слабо

5. Книга сохранит свою актуальность:

1—2 года
в течение 5 лет
длительное время

6. Название книги отвечает содержанию:

в полной мере
частично

7. Оформление книги:

хорошее
удовлетворительное

Фамилия, имя, отчество

Ученое звание

Место работы, должность

Стаж работы
Дополнительные замечания приложите отдельно.

Благодарим Вас за помощь издательству.

Заполненную анкету вышлите по адресу:
107076, Москва, Стромынский пер., д. 4
Издательство «Машиностроение».

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ. Справочник/Под общ. ред. засл. деят. науки и техники БССР д-ра техн. наук проф. А. И. Гришкевича.

