

АВТОМОБИЛИ

КОНСТРУКЦИЯ, —
КОНСТРУИРОВАНИЕ
И РАСЧЕТ. —
ТРАНСМИССИЯ —

АВТОМОБИЛИ

Конструкция, _____
конструирование
и расчет. _____
Трансмиссия _____

Под редакцией д-ра техн. наук,
проф. А.И. ГРИШКЕВИЧА

Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования БССР
в качестве учебного пособия
для студентов
специальности "Автомобили и тракторы"
высших технических учебных заведений

Минск
"Вышэйшая школа"
1985

ББК 39.33-04я73

А 22

УДК 629.113-235(075.8)

Авторы: А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов, Л. А. Молибошко, О. С. Руктешель

Рецензенты: кафедра «Автомобили и двигатели» завода-вуза при Московском автомобильном заводе имени И. А. Лихачева; д-р техн. наук, проф. кафедры «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института Я. Е. Фаробин

Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет.
А 22 Трансмиссия: [Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы»/А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов и др.];
Под ред. А. И. Гришкевича.—Мн.: Выш. шк., 1985.—
240 с., ил.

В пер.: 1 р. 10 к.

Описаны схемы трансмиссий, конструкции их агрегатов и отдельных узлов. Приведены рекомендации по выбору параметров, нагрузочным режимам и методики расчетов.

Может быть использовано инженерами-автомобилестроителями.

А 3603030000—114 57—85
М(304)05—85

ББК 39.33-04я73

*Аркадий Иванович Гришкевич, Василий Андреевич Вавуло,
Александр Влади мирович Карпов, Леонид Александрович Молибошко,
Олег Степанович Руктешель*

АВТОМОБИЛИ. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия

Зав. редакцией В. Г. Самарина. Редактор Ж. И. Васюк. Мл. редактор А. П. Берлина. Оформление и худож. редактирование В. Н. Валентовича. Графическое исполнение В. М. Шмидова. Техн. редактор М. Н. Кислякова. Корректор Т. М. Рутковская.

ИБ № 1965

Сдано в набор 28.09.84. Подписано в печать 14.08.85. АТ 18618. Формат 70×90¹/₁₆. Бумага тип. 1. Гарнитура литературная. Высокая печать. Усл. печ. л. 17,55. Усл. кр.-отт. 17,55. Уч.-изд. л. 19,09. Тираж 4000 экз. Заказ 938. Цена 1 р. 10 к.

Издательство «Вышэйшая школа» Государственного комитета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 220048, Минск, проспект Машерова, 11.

Минский ордена Трудового Красного Знамени полиграфкомбинат МППО им. Я. Коласа. 220005, Минск, Красная, 23.

© Издательство «Вышэйшая школа», 1985.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5	3.2. Коробки передач с двумя степенями свободы	72
1.		3.3. Коробки передач с тремя и четырьмя степенями свободы	86
СХЕМЫ ТРАНСМИССИЙ И НАГРУЗОЧНЫЕ РЕЖИМЫ		3.4. Выбор параметров зубчатых колес и кинематический расчет коробки передач	97
1.1. Основные требования к трансмиссиям автомобилей	7	3.5. Элементы управления коробкой передач	103
1.2. Схемы трансмиссий автомобилей	8	3.6. Расчеты главных элементов коробки передач	109
1.3. Характер повреждений и виды расчетов деталей автомобилей	18		
1.4. Расчетные схемы для анализа динамической нагруженности трансмиссий	23	4.	
1.5. Определение максимальных нагрузок в трансмиссии	33	ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	
1.6. Нагрузочный режим при расчетах трансмиссии на долговечность	37	4.1. Требования к конструкции и классификация	129
2.		4.2. Гидродинамические передачи	129
СЦЕПЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ		4.3. Коробки передач ГМП	136
2.1. Требования к конструкции и классификация	44	4.4. Системы управления ГМП	149
2.2. Конструкции сцеплений	45	4.5. Типовые конструкции гидромеханических передач	153
2.3. Выбор размеров и параметров сцепления	55	4.6. Выбор параметров элементов ГМП	159
2.4. Выбор параметров гасителя крутильных колебаний	57	4.7. Расчет элементов ГМП	176
2.5. Расчет показателей нагруженности сцепления	60	5.	
2.6. Расчет деталей сцепления	63	РАЗДАТОЧНЫЕ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	
2.7. Привод сцепления	64	5.1. Требования к конструкции, классификация	180
3.		5.2. Кинематические схемы и конструкции	181
СТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ		5.3. Межосевые дифференциалы	189
3.1. Требования к конструкции, классификация, основные кинематические параметры	71	5.4. Элементы управления раздаточными коробками	190
		5.5. Дополнительные коробки передач	191
		5.6. Выбор размеров и расчет основных деталей	194

6.

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Требования к конструкции и классификация	197
6.2. Конструкции карданных передач и их элементов	199
6.3. Кинематика карданного шарнира	202
6.4. Выбор конструктивных параметров	204
6.5. Расчет основных деталей	206
6.6. Шарниры равных угловых скоростей	207

7.

ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ПРИВОД К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ

7.1. Требования к конструкции и классификация	211
7.2. Конструкции главных передач и их элементов	211
7.3. Выбор конструктивных параметров и расчет главных передач	228
7.4. Межколесные дифференциалы	230
7.5. Привод к ведущим колесам	238
Литература	240

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие является второй из серии книг, в которых рассматриваются вопросы конструирования автомобиля. В первой книге «Автомобили. Теория» приводятся методы выбора основных параметров автомобиля и его агрегатов, обеспечивающих ему заданные свойства подвижности. Вторая книга посвящена вопросам конструирования и расчета агрегатов трансмиссии. Методы определения основных параметров трансмиссии и двигателя излагались в первой книге. В ней определялись следующие характеристики, являющиеся исходными при проектировании трансмиссии: масса автомобиля, размер шин, характеристики двигателя, передаточные числа коробки передач и главной передачи.

Задачей конструктора агрегатов трансмиссии является проектирование ее узлов и агрегатов, обеспечивающих заданную подвижность и выполнение всех общих и специфичных требований. Общими требованиями для агрегатов трансмиссии являются: высокий КПД, минимальные металлоемкость и трудоемкость изготовления, минимальные затраты на техническое обслуживание при обеспечении заданной долговечности. Кроме того, к каждому агрегату предъявляется ряд особых, характерных ему требований. Степень полноты выполнения требований, предъявляемых к трансмиссии в целом и к отдельным агрегатам, определяет их качество.

На современном этапе качество изделий приобретает особо важное значение. В решениях XXVI съезда КПСС указывается, что систематическое повышение качества продукции является обязательным требованием развития экономики. Продукция высокого качества может быть получена в том случае, если это качество будет заложено на стадии проектирования в виде потенциальных свойств изделия и реализовано в процессе производства.

Для создания изделия высокого качества конструктор должен хорошо знать функциональное назначение изделия, предъявляемые к нему общие и специфические требования, особенности конструкций современных изделий, свойства применяемых материалов, способы термообработки и современные методы расчетов.

Общим для всех агрегатов трансмиссий является то, что все они предназначены для передачи мощности двигателя к ведущим колесам и преобразования ее параметров: крутящего момента и частоты вращения. Нагруженность всех агрегатов трансмиссии определяется взаимодействием автомобиля с внешней средой. Это обуславливает общность исходного нагрузочного режима для всех агрегатов и механизмов трансмиссии автомобиля.

Трансмиссия автомобиля состоит в основном из однотипных деталей: шестерен, подшипников, валов, фрикционных элементов и др. Методы расчетов таких деталей и соединений

(шпоночных, шлицевых, болтовых и др.) изучаются в курсе «Детали машин». В автомобильных трансмиссиях применяются те же методы расчетов, что и в общем машиностроении. Принципиальное различие заключается только в нагрузочном режиме и допустимых напряжениях, определяющих долговечность деталей. В связи с этим данное учебное пособие начинается с описания требований, предъявляемых к автомобильным трансмиссиям, прин-

ципиальных схем и методологии нахождения нагрузочного режима.

В главах, посвященных конкретным агрегатам трансмиссий, описываются принципы работы агрегатов, предъявляемые к ним специфические требования. На отдельных примерах показывается методика обеспечения этих требований, приводятся рекомендации по выбору параметров, методов расчета, материалов и способов термообработки.

*Заслуженный деятель науки и
техники БССР, д-р техн. наук,
проф. А. И. Гришкевич*

СХЕМЫ ТРАНСМИССИЙ И НАГРУЗОЧНЫЕ РЕЖИМЫ

1.1. Основные требования к трансмиссиям автомобилей

Требования, предъявляемые к изделиям, принято делить на пять групп, обеспечивающих повышение производительности и топливной экономичности; безопасность, эргономические и эстетические требования, комфортабельность; надежность в установленных пределах; снижение совокупных затрат на производство, обслуживание и эксплуатацию; соблюдение нормативных документов.

Первой группой требований определяется общая схема трансмиссии и схема ее агрегатов. На их базе формулируется требование передачи мощности двигателя ведущим колесам с минимальными потерями.

Второй группой определяются требования по бесшумности работы, отсутствию вредных выбросов в окружающую среду, эстетичности конструкции.

Выполнение требований по надежности автомобиля и его агрегатов обеспечивается правильно организованными расчетами, выбором материалов и способов термообработки, регламентацией операций технического обслуживания в процессе эксплуатации автомобиля.

При проектировании автомобиля конструктор должен уделять особое внимание уменьшению металлоемкости конструкций, снижению затрат на его производство, обслуживание и эксплуа-

тацию. Для обеспечения выполнения этих требований необходимы хорошие знания технологии и экономики производства, организации технического обслуживания и ремонта.

Общие требования к эксплуатационной технологичности конструкции автомобилей определяются ГОСТами и материалами координационного центра СЭВ. Рассмотрим основные требования, предъявляемые к трансмиссии автомобиля.

Агрегаты и детали, часто подвергающиеся демонтажу при эксплуатации, необходимо делать легкосъемными, а часто снимаемые крышки люков устанавливать на быстросъемных зажимах, не допускающих самопроизвольного открытия.

Агрегаты и механизмы, масса которых превышает 30 кг, должны иметь приспособления для снятия и транспортирования грузоподъемными средствами (должны предусматриваться захваты, рымболты, проушины и пр.).

Емкости и резервуары, в которых должны контролироваться уровни рабочих жидкостей, необходимо снабжать индикаторами уровня. Необходимо обеспечить установку встроенных устройств, позволяющих наблюдать за уровнем жидкости непосредственно на щитке приборов или дающих возможность легко и быстро его контролировать. Должна предусматриваться возможность полного слива жидкостей из всех рабочих объемов. Число типоразмеров мест «под ключ» резьбовых про-

бок сливных и заливных отверстий для всех систем автомобиля должно быть не более трех.

Необходимо обеспечивать свободный доступ для работы механизированным инструментом или стандартными динамометрическими ключами к крепежным соединениям, требующим большого или нормированного усилия для затяжки, к остальным — стандартным крепежным инструментом. Конструкцией должно быть предусмотрено выполнение крепежных работ одним человеком.

Все крепежные детали, подверженные воздействию влаги, должны иметь антикоррозионное покрытие или, где это возможно, выполняться из пластмасс. В наиболее ответственных соединениях изделия следует применять самоконтрящиеся крепежные детали или другие средства, исключающие самоотвинчивание.

Для тросов и тяг привода управления системами должны предусматриваться направляющие, не требующие смазывания.

1.2. Схемы трансмиссий автомобилей

Трансмиссия автомобиля — это совокупность агрегатов и механизмов, передающих мощность двигателя ведущим колесам и изменяющих ее параметры: крутящий момент, частоту и направление вращения.

Трансмиссия должна обеспечивать: достаточный диапазон регулирования передаваемого к ведущим колесам момента при высоком коэффициенте полезного действия; возможность трогания с места; движение задним ходом; как кратковременный, так и длительный холостой ход двигателя.

В наиболее распространенном варианте трансмиссия включает следующие агрегаты и механизмы (рис. 1.1): сцепление; коробку передач; карданную передачу; главную передачу; дифференциал; валы ведущих колес.

Сцепление передает крутящий момент двигателя и служит для временного отсоединения трансмиссии от работающего двигателя, а также для плавного их соединения. Отсоединять трансмиссию от двигателя необходимо при остановке и торможении автомобиля и при переключении передач; плавно соединять их — при трогании автомобиля с места и после включения передачи. Кроме того, сцепление предохраняет детали трансмиссии от значительных перегрузок инерционным моментом, создаваемым вращающимися массами двигателя при резком замедлении вращения коленчатого вала.

Коробка передач предназначена для преобразования крутящего момента двигателя и длительного отсоединения двигателя от ведущих колес.

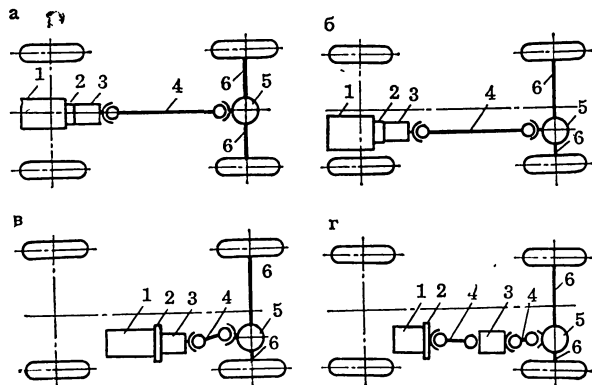


Рис. 1.1. Схемы трансмиссий автомобилей с задними ведущими колесами и расположением двигателя впереди или внутри базы:

а — применяемых на всех типах автомобилей; б ... г — применяемых на автобусах; 1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — карданная передача; 5 — главная передача и дифференциал; 6 — вал привода ведущего колеса

Карданная передача служит для передачи мощности агрегатам трансмиссий автомобиля, оси валов которых не лежат на одной прямой или могут изменять свое взаимное расположение при движении автомобиля. Карданная передача состоит из карданных шарниров, валов и промежуточных опор.

Главная передача предназначена для преобразования крутящего момента, передаваемого от коробки передач ведущим колесам. В наиболее распространенных трансмиссиях главная передача обеспечивает передачу момента от карданного вала ведущим колесам под углом 90° . Главная передача представляет собой шестеренчатый редуктор с постоянным или переключаемым передаточным числом.

Дифференциал служит для распределения в заданном соотношении подводимого к нему крутящего момента между выходными валами. Дифференциал позволяет вращаться выходным валам с неодинаковой угловой скоростью. Дифференциал, установленный между правым и левым ведущими колесами одного моста, называется *межколесным*. Дифференциал, установленный между ведущими мостами автомобиля, называется *межосевым*.

Валы ведущих колес передают момент от дифференциала к ведущим колесам.

Трансмиссии автомобилей разделяют по типу преобразователя момента, по месту расположения двигателя, числу и расположению ведущих мостов. По типу преобразователя момента трансмиссии делятся на две группы: механические ступенчатые и бесступенчатые.

Механическая ступенчатая трансмиссия имеет преобразователь момента в виде коробки передач, изменяющей передаточное число между входным и выходным валами за счет переключения шестерен. Передаточное число в таких трансмиссиях

на каждой ступени постоянно. Такие трансмиссии являются наиболее простыми, имеют наименьшую стоимость, высокую степень надежности, поэтому получили наибольшее распространение. К недостаткам ступенчатых механических трансмиссий следует отнести ступенчатость передаточного числа и, соответственно, сложность управления при большом числе ступеней в коробке передач.

Бесступенчатая трансмиссия имеет преобразователь момента в виде устройства, плавно изменяющего передаточное число между входным и выходными валами. Такая трансмиссия позволяет плавно изменять передаточное число между валами во всем диапазоне регулирования или в узком. В последнем случае полный диапазон регулирования обеспечивается за счет дополнительной ступенчатой коробки передач.

На автомобилях применяют следующие типы бесступенчатых трансмиссий: гидромеханические; электромеханические; гидрообъемные; механические.

Наиболее широкое распространение получили гидромеханические трансмиссии.

Гидромеханическая передача состоит из гидродинамической и механической передач. Гидродинамические передачи делятся на гидротрансформаторы и гидромуфты. Гидромуфта содержит два лопастных колеса (насос и турбину) и может изменять только кинематическое передаточное отношение. Гидротрансформатор имеет не менее трех лопастных колес (насос, турбина и реактор), причем последний обязательно должен быть соединен с внешней опорой. Это позволяет с помощью гидротрансформатора бесступенчато изменять кинематическое и силовое передаточные отношения между входным и выходными валами.

Применение на автомобилях гидромеханических передач способствует

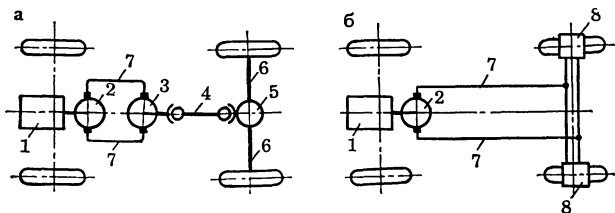


Рис. 1.2. Принципиальные схемы электромеханических трансмиссий:

a — с групповым приводом; *б* — с индивидуальным; 1 — двигатель внутреннего сгорания; 2 — генератор; 3 — электромотор; 4 — карданная передача; 5 — главная передача и дифференциал; 6 — вал привода ведущего колеса; 7 — токопроводящие соединения; 8 — электромотор-колесо

увеличению срока службы двигателя и трансмиссии, уменьшению числа ступеней в механическом редукторе, уменьшению числа переключений, повышению проходимости автомобиля и улучшению комфортабельности, облегчается управление автомобилем. Гидромеханические передачи по сравнению с механическими имеют более сложную конструкцию, повышенные массу и стоимость. При замене механической передачи гидромеханической наблюдается некоторое ухудшение характеристик разгона автомобиля и повышение расхода топлива.

Момент двигателя передается на насосное колесо гидромеханической передачи непосредственно или через согласующий редуктор.

В гидромеханических трансмиссиях применяются ступенчатые редукторы, позволяющие переключать передачи при сохранении силовой и кинематической связей с двигателем. В этом случае фрикционное сцепление в конструкции отсутствует. Если используется ступенчатая коробка передач с переключением и разрывом мощности, сцепление сохраняется.

Электромеханическая трансмиссия состоит из электрической и механической передач. В таких трансмиссиях электрическая энергия вырабатывается с помощью генератора, который приводится 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 пере-

дается на несколько колес (рис. 1.2, *a*). В схеме с индивидуальным приводом крутящий момент на каждое колесо передается от отдельного электродвигателя через механическую передачу (редуктор) (рис. 1.2, *б*). Колесо, электродвигатель, редуктор и другие узлы конструктивно объединяются в один агрегат — мотор-колесо. На рис. 1.3 показан один из возможных вариантов конструктивного выполнения мотор-колеса. Внутри опоры 10, соединенной с корпусом автомобиля, располагается статор 9 электродвигателя. Крутящий момент от якоря электродвигателя 5 через ведущий вал и шестерни 2...4 передается на шестерню с внутренним зацеплением 11, соединенную со ступицей 6 колеса. Ступица 6 колеса установлена на опоре 10 на подшипниках 7. Для охлаждения электродвигателя через канал 1 подается воздух. Нагретый воздух выходит через отверстие 8.

Основными агрегатами электромеханической трансмиссии являются генератор и мотор-колеса. Агрегаты связаны токопроводящими проводами. Электромеханические трансмиссии применяются на сверхтяжелых автомобилях, самосвалах (грузоподъемностью выше 80 т), автомобилях и автопоездах высокой проходимости, автобусах особо большой вместимости. Электромеханические трансмиссии создаются в основном для передачи больших мощностей в тех случаях, когда применение гидромеханической трансмиссии является нецелесообразным.

Основным достоинством электромеханической трансмиссии является бесступенчатость регулирования. Другие

положительные их качества проявляются по типам автомобилей: в самосвалах — улучшается компоновка и распределение массы автомобиля по мостам за счет оптимального расположения мотор-колес; появляется возможность реализации одним мотор-колесом большой мощности; уменьшается масса трансмиссии (начиная с мощностей 700...800 кВт); в автомобилях и автопоездах высокой проходимости — обеспечивается свободный выбор колесной формулы и простота общей компоновки; существенное повышение проходимости за счет увеличения числа

ведущих колес, активизации прицепных звеньев, плавного регулирования силы тяги; упрощается конструкция механической части привода; в автобусах — представляется возможность создавать сочлененные автобусы особо большой вместимости с высокими тягово-сцепными показателями; улучшается планировка и снижается уровень пола пассажирского салона.

К недостаткам электромеханических трансмиссий относятся: большая материалоемкость агрегатов и в целом трансмиссии по сравнению с механической и гидромеханической трансмис-

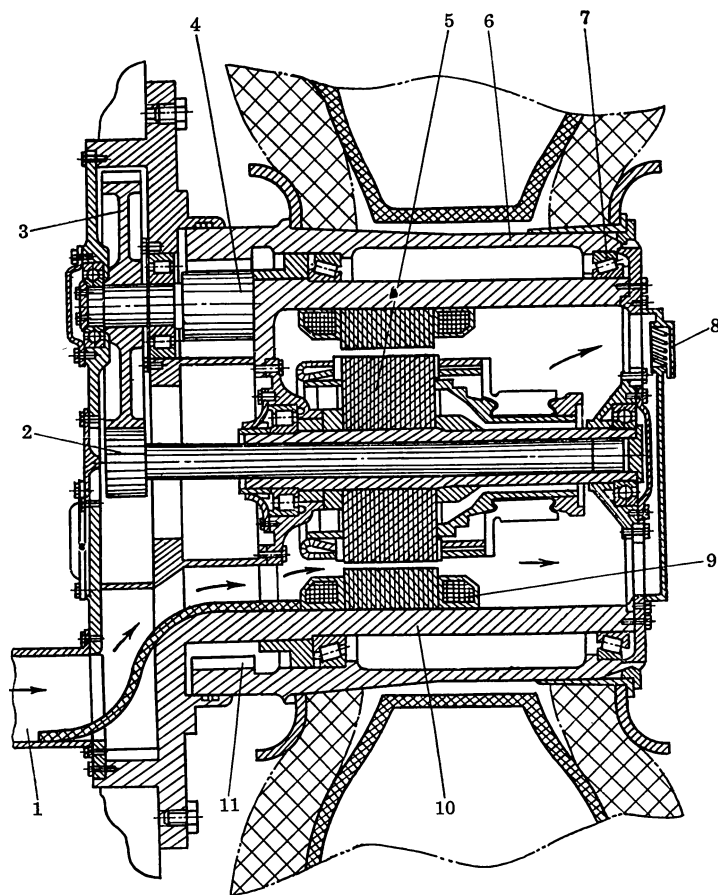


Рис. 1.3. Мотор-колесо фирмы «General Electric»:

1 — канал для подачи охлаждающего воздуха; 2...4 — шестерни привода ступицы колеса; 5 — якорь электродвигателя; 6 — ступица колеса; 7 — подшипник ступицы колеса; 8 — канал для выхода нагретого воздуха; 9 — статор электродвигателя; 10 — опора колеса; 11 — ведомая шестерня ступицы колеса

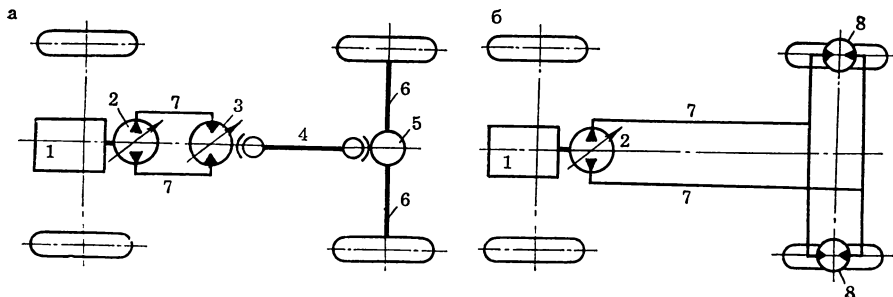


Рис. 1.4. Принципиальные схемы гидрообъемных трансмиссий:

a — с групповым приводом; *б* — с индивидуальным; 1 — двигатель внутреннего сгорания; 2 — гидронасос; 3 — гидромотор; 4 — карданная передача; 5 — главная передача и дифференциал; 6 — вал привода ведущего колеса; 7 — трубопроводы; 8 — гидромотор-колесо

сиями; сравнительно низкий КПД; высокая первоначальная стоимость; большие неподрессоренные массы.

Гидрообъемная трансмиссия состоит из регулируемого гидронасоса и одного или нескольких гидромоторов (регулируемых или нерегулируемых). В случае применения одного гидронасоса и одного гидромотора гидрообъемная передача выполняет только функцию преобразователя момента (рис. 1.4).

Наиболее часто гидроагрегаты располагают раздельно: насос соединяют с двигателем, а гидромоторы устанавливаются как вне колеса, так и встраиваются в колесо (гидромотор-колесо). В последнем случае высокомоментные гидромоторы могут соединяться с колесом непосредственно. Такая схема удобна для компоновки гидроагрегатов и применяется для многоприводных машин и автопоездов. Регулирование осуществляется обычно путем управления гидронасосом, а потребный диапазон регулирования достигается за счет отключения привода отдельных мостов.

Достоинствами объемных гидропередач являются: бесступенчатое плавное изменение в широком диапазоне эксплуатационных режимов — скорости и тяги; простота компоновки трансмиссии и машины в целом, в том числе и транспортных средств с активными

прицепными звеньями; возможность длительной и устойчивой работы под нагрузкой при малых скоростях; облегчение условий работы двигателя и остальных агрегатов трансмиссии за счет надежной защиты от перегрузок и вибраций; простота управления, легкость автоматизации; возможность реверсирования движения и торможения без специальных устройств.

Свободная компоновка гидроагрегатов на машине, а также возможность легкого разветвления мощности путем разветвления гидравлического потока позволяют создавать трансмиссии, наиболее полно удовлетворяющие условиям работы проектируемой машины.

Основными недостатками являются относительно малый срок службы гидромашин и высокая стоимость.

Гидрообъемные передачи применяются в тракторостроении, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машинах, а также иногда в автомобилях, особенно в автопоездах высокой проходимости и карьерных самосвалах.

Среди механических бесступенчатых передач наибольшее распространение получили фрикционные. Принципиальная схема такой передачи показана на рис. 1.5, *a*. На ведущем валу 3 расположено ведущее колесо 2. Колесо прижимается к ведомому диску 1 и может системой управления перемещать-

ся вдоль вала 3. За счет возникающих между колесом и диском сил трения передается момент от вала 3 к валу 4. Передаточное число определяется расстоянием от ведущего колеса до оси ведомого вала.

Фрикционные бесступенчатые передачи можно разделить на три основных группы: передачи с гибкой связью; многоконтактные; передачи с твердыми, катящимися телами.

На рис. 1.5 показаны принципиальные схемы таких передач. Передача с гибкой связью (рис. 1.5, в) представляет клиноременную передачу со шки-

вами переменного диаметра. Изменение диаметра шкивов осуществляется за счет изменения расстояния между их коническими половинами. При увеличении расстояния между полушкивами ведущего вала (уменьшении активного диаметра ведущего шкива) одновременно происходит уменьшение расстояния между ведомыми полушкивами (увеличение активного диаметра ведомого шкива). Это приводит к увеличению передаточного числа между ведущим и ведомым валами.

Принцип работы многоконтактной фрикционной передачи показан на

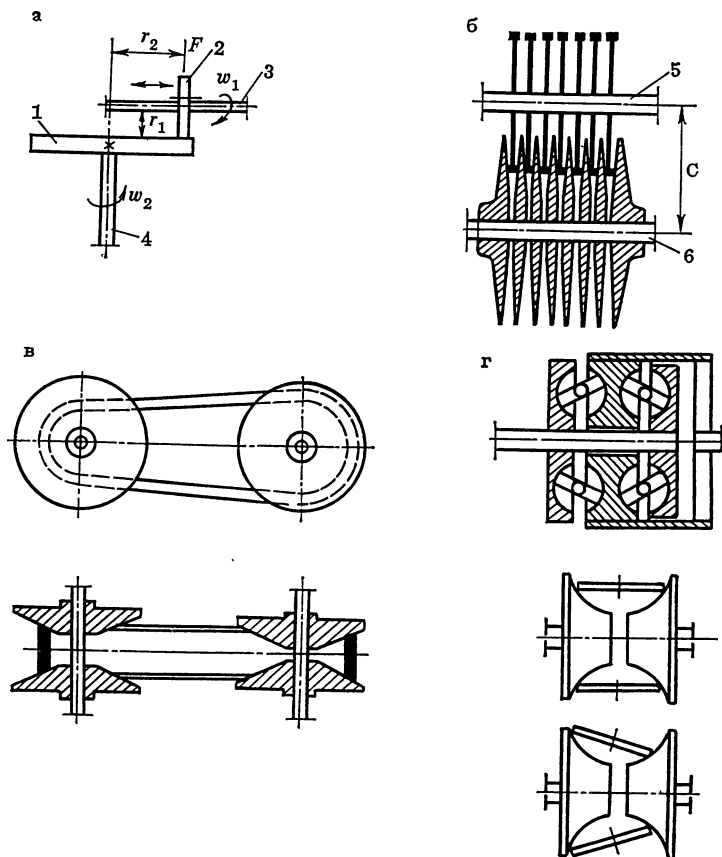


Рис. 1.5. Принципиальные схемы бесступенчатых механических передач:

а — принципиальная схема; б — многоконтактная передача; в — передача с гибкой связью; г — передачи с катящимися телами

рис. 1.5, б. Передача состоит из большого количества тонких конических дисков, расположенных на одном из валов и соприкасающихся с кольцевыми выступами дисков, которые установлены на другом валу. При взаимном перемещении валов изменяется расстояние C от вала 6, на котором кольцевые выступы дисков вала 5 соприкасаются с коническими дисками вала 6. Это обеспечивает изменение передаточного числа между валом 6 и 5. Диски ведомого и ведущего валов могут перемещаться вдоль валов таким образом, что при любом изменении расстояния между валами кольцевые выступы всегда прижимаются к коническим дискам. Некоторые принципиальные схемы передачи с катящимися телами показаны на рис. 1.5, г.

Общим недостатком большинства бесступенчатых фрикционных передач является то, что передача мощности обеспечивается при высоком давлении на контактных поверхностях. При этом неизбежно возникает скольжение ведущих и ведомых элементов, что при высоком давлении приводит к потерям мощности и быстрому изнашиванию трущихся поверхностей. Известны конструкции передач, работающие при относительно малых давлениях контактирующих поверхностей. Такие передачи имеют обычно большие габариты и низкий КПД. Поэтому фрикционные передачи используются только для транспортных средств с малой мощностью: мотоциклы, мотоколяски, микролитражные автомобили.

По месту расположения двигателя, числу и расположению ведущих мостов трансмиссии современных автомобилей можно разделить на: трансмиссии с задним ведущим мостом и расположением двигателя впереди или внутри базы; с передним ведущим мостом и передним расположением двигателя; с задним ведущим мостом и задним расположением двигателя; трансмиссии многоприводных автомобилей.

Первый тип трансмиссий в настоящее время является наиболее распространенным. Такие трансмиссии применяются практически на всех грузовых автомобилях с одним ведущим мостом, на большинстве автобусов и легковых автомобилях. Трансмиссия состоит (см. рис. 1.1) из сцепления, преобразователя крутящего момента (коробки передач), одновальной или двухвальной карданной передачи, главной передачи и валов ведущих колес.

В качестве преобразователя крутящего момента применяется ступенчатая механическая коробка передач, гидромеханическая или гидрообъемная передача. На большегрузных автомобилях для увеличения числа ступеней последовательно с основной коробкой передач может устанавливаться двух- или трехступенчатая дополнительная коробка. Дополнительная коробка передач может быть отдельной или объединенной с основной. При зависимой подвеске ведущего моста главная передача, дифференциал, валы ведущих колес объединяются в один агрегат — ведущий мост. При независимой подвеске в общий агрегат, закрепленный на раме или кузове автомобиля, объединяются главная передача и дифференциал, а валы ведущих колес делают с карданными шарнирами, позволяющими колесам изменять свое положение относительно главной передачи. Главные передачи могут различаться конструкцией, но обязательно должны включать передаточные механизмы, изменяющие направление крутящего момента под углом 90° .

При компоновках трансмиссий автобусов стремятся обеспечить максимальный объем пассажирского салона и ровность пола. Для автобусов, кузова которых устанавливаются на шасси стандартных грузовых автомобилей массового производства, характерны те же схемы трансмиссий, что и для грузовых автомобилей. Недостатками

переднего расположения двигателей в автобусах является плохая изоляция двигателя от салона и опасность возникновения вибраций вследствие применения многозвенной карданной передачи. Поэтому на городских, междугородных и туристских автобусах наиболее часто двигатель располагают в пределах базы или сзади. При расположении двигателя в пределах базы последний, как правило, располагают под полом салона или сбоку (см. рис. 1.1, а, з). При этом двигатель, сцепление и коробка передач могут объединяться в один агрегат или же коробка передач может устанавливаться отдельно. На автобусах применяют только зависимую подвеску ведущего моста. Поэтому главная передача, дифференциал и валы ведущих колес объединяются в одном картере.

Передний ведущий мост при переднем расположении двигателя имеют только легковые автомобили. Такая схема обеспечивает автомобилю хорошую курсовую и траекторную устойчивость и управляемость. Схема и конструкция трансмиссии таких автомобилей во многом определяются расположением двигателя по отношению к продольной оси автомобиля. Возможно продольное и поперечное расположение двигателя.

У автомобилей с продольным расположением двигателя применяют трансмиссии, выполненные по схемам: с главной передачей, расположенной между двигателем и коробкой передач; с главной передачей, размещенной под двигателем.

В первом случае (рис. 1.6) сцепление размещается вместе с двигателем, а его связь с коробкой передач осуществляется валом, центрированным в маховике двигателя.

При размещении главной передачи под двигателем связь двигателя с трансмиссией осуществляется шестеренчатой или цепной передачей. Шестеренчатые передачи наиболее часто

применяют у автомобилей малого класса. Трансмиссия с расположением двигателя над главной передачей является наиболее компактной по длине. Такие трансмиссии требуют высокого расположения капота двигателя, что усложняет компоновку автомобиля. Длина двигателя в схеме с продольным расположением жестко не лимитируется. Поэтому такую схему преимущественно имеют автомобили с двигателем большого объема. У переднеприводных автомобилей с продольным расположением двигателя наиболее часто применяют двухвальные коробки передач. На выходном валу коробки устанавливается ведущая шестерня конической главной передачи.

Наиболее характерной для переднеприводных автомобилей особо малого и малого классов является схема с поперечным расположением двигателя. При такой схеме трансмиссия оказывается наиболее компактной и, что очень важно, в ней отсутствует коническая передача.

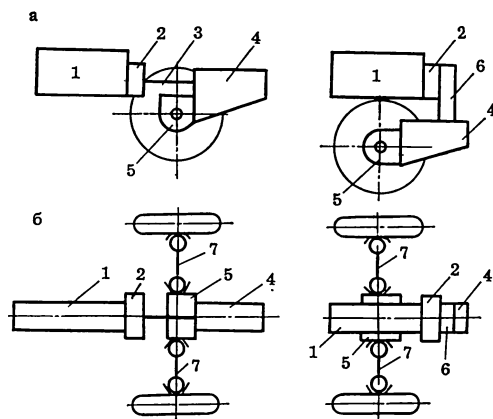


Рис. 1.6. Схема размещения агрегатов трансмиссии при передних ведущих колесах и переднем продольном расположении двигателя: а — главная передача расположена между двигателем и коробкой передач; б — главная передача расположена под двигателем; 1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — вал привода коробки передач; 4 — коробка передач; 5 — главная передача с дифференциалом; 6 — вертикальная передача; 7 — вал привода ведущего колеса

При поперечном расположении двигателя возможно размещение трансмиссии и двигателя в одном или различных картерах. В первом случае достигается большая компактность агрегата двигатель — трансмиссия. При этом конструкция получается достаточно сложной, а ремонтные работы затруднены. Последнее связано с тем, что для замены любой детали трансмиссии необходима разборка картера всего агрегата. Поэтому более целесообразно, в том числе и с точки зрения унификации, размещать трансмиссию и двигатель в отдельных картерах. Момент на первичный вал коробки передач может передаваться непосредственно со сцепления, если первичный вал расположен соосно с коленчатым валом двигателя, или через дополнительный ряд шестерен. Главная передача представляет цилиндрическую прямозубую, косозубую или шевронную передачу. Автомобили с передним расположением двигателя и передним ведущим мостом имеют независимую подвеску ведущих колес. Поэтому на валах ведущих колес устанавливается по два карданных шарнира.

Заднее расположение двигателя при заднем ведущем мосту является наиболее перспективным для междугородных и туристских автобусов. При таком расположении двигателя возможны хорошая изоляция его от салона; оптимальное распределение нагрузки по мостам; создание вместительных багажников под полом по всей ширине автобуса. Некоторые компоновочные схемы трансмиссий автобусов с задним расположением двигателя показаны на рис. 1.7. Двигатель может иметь продольное или поперечное (наиболее часто) расположение. В последнем случае при механической или гидромеханической трансмиссиях может применяться главная передача, с помощью которой передается момент ведущим колесам при угле, отличном от 90°.

На некоторых легковых автомобилях имеет место также заднее расположение двигателя при задних ведущих колесах. Компоновки трансмиссий таких автомобилей практически те же, что и в легковых автомобилях с передним расположением двигателя и передними ведущими колесами. Легковые автомобили с задним расположением двигателя не перспективны в силу присущих им недостатков: ухудшенных курсовой устойчивости и управляемости.

В трансмиссиях многоприводных автомобилей имеется механизм, обеспечивающий распределение мощности двигателя между двумя или более мостами.

Передача мощности двигателя нескольким мостам может осуществляться за счет создания проходных мостов — последовательно от одного моста к другому, или путем установки специального механизма (раздаточной коробки). На рис. 1.8 показаны схемы трансмиссии полноприводных автомобилей с двумя ведущими мостами. Основным преимуществом схемы с раздаточной коробкой является высокая степень унификации ведущих мостов. К недостаткам относится большое количество карданных шарниров и наличие дополнительного агрегата — раздаточной коробки. Раздаточная коробка является более сложным и тяжелым агрегатом, чем узел деления мощности между мостами в трансмиссиях, выполненных по второй схеме.

Трансмиссии полноприводных автомобилей обеспечивают передачу мощности ко всем колесам автомобиля. При этом используется одна или несколько коробок. Как правило, раздаточная коробка, установленная непосредственно за основной, выполняет также функции дополнительной коробки передач. В ней предусматриваются две ступени передаточных чисел, что обеспечивает широкий диапазон регулирования передаточных чисел транс-

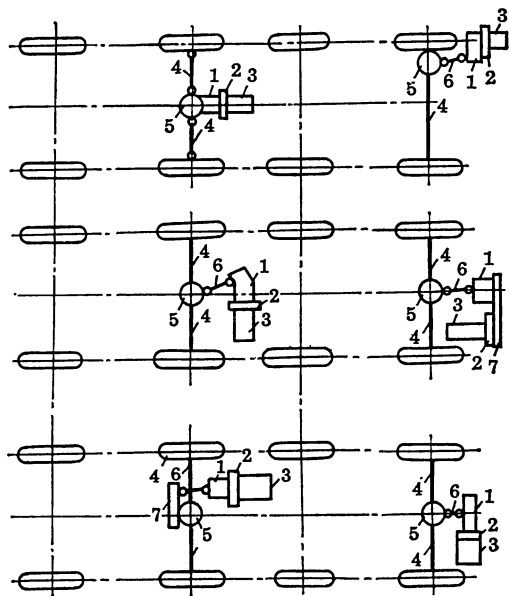


Рис. 1.7. Схемы трансмиссий автобусов при заднем расположении двигателя:

1 — коробка передач; 2 — сцепление; 3 — двигатель; 4 — вал привода ведущего колеса; 5 — главная передача и дифференциал; 6 — карданная передача; 7 — дополнительная передача

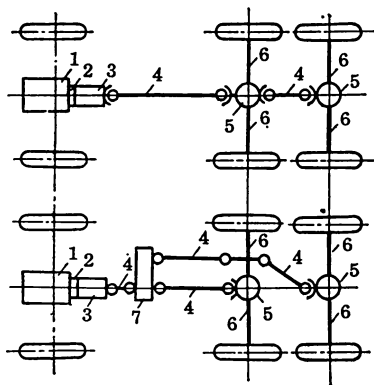


Рис. 1.8. Схемы трансмиссий неполноприводных автомобилей с двумя ведущими мостами:

1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — карданная передача; 5 — главная передача и дифференциал; 6 — вал привода ведущего колеса; 7 — раздаточная коробка

миссии, необходимый для автомобилей высокой проходимости.

Принципиально трансмиссии многоприводных автомобилей можно разделить на две группы: с заблокированным и дифференциальным приводом. В трансмиссиях с дифференциальным приводом в раздаточных коробках устанавливают межосевые дифференциалы, с помощью которых распределяется крутящий момент между ведущими мостами в заданном соотношении. При заблокированном приводе ведущие валы главных передач мостов соединены жесткой кинематической связью и всегда вращаются с одинаковой скоростью. Вследствие того, что при движении автомобиля с малым сопротивлением в блокировочном приводе возникает циркуляция мощности, такой привод делают отключающимся. При движении в легких условиях ведущими оставляют только один или два близко расположенных моста. Привод к остальным мостам с помощью муфт отключают от двигателя. Дифференциальный привод делают, как правило, постоянно включенным, а для увеличения проходимости автомобилей при движении в тяжелых дорожных условиях предусматривают автоматическую или принудительную блокировку дифференциалов.

Трансмиссии многоосных полноприводных автомобилей выполняются по двум схемам: с мостовым и бортовым приводом. Наибольшее распространение получили схемы с мостовым приводом. При таких схемах распределение момента между мостами осуществляется одной или несколькими раздаточными коробками. Трансмиссии с бортовым приводом применяются реже, главным образом для специализированных автомобилей. Бортовой привод удобен для компоновки автомобилей с несущим корпусом. Основное его преимущество заключается в том, что агрегаты трансмиссии размещены по бортам, а средняя часть корпуса может

использоваться для транспортируемого оборудования. При одном двигателе за коробкой передач устанавливается межбортовая раздаточная коробка.

Автомобили высокой проходимости могут иметь два двигателя. Установка двух двигателей чаще всего производится в целях унификации или при отсутствии двигателя необходимой мощности. Характерные компоновочные схемы трансмиссий многоприводных автомобилей показаны на рис. 1.9.

В полноприводных автомобилях в качестве преобразователя момента двигателя широко используют гидромеханические передачи, обеспечивающие повышение проходимости за счет плавного изменения крутящего момента, подводимого к ведущим колесам, и отсутствия разрыва потока мощности,

передающейся через трансмиссию, при переключении передач.

К главным передачам автомобилей высокой проходимости предъявляется дополнительное требование — обеспечение достаточного дорожного просвета. Поэтому главные передачи обычно делают разнесенными, т. е. состоящими из трех агрегатов: центральной передачи, имеющей небольшое передаточное число, и двух колесных редукторов. Колесные редукторы выполняются в виде пары цилиндрических шестерен с наружным или внутренним зацеплением или планетарными. В трансмиссиях с бортовым приводом вместо главных передач мостов каждое колесо имеет бортовой редуктор.

1.3. Характер повреждений и виды расчетов деталей автомобилей

В процессе эксплуатации под воздействием совокупности дорожных, транспортных и климатических условий происходят изменения состояния деталей и агрегатов: накопление усталостных повреждений, поломки, изнашивание.

Среди основных факторов, вызывающих повреждения деталей автомобиля, выделяют следующие: кратковременные динамические нагрузки, вызывающие в деталях повышенные напряжения; длительные, циклически изменяющиеся нагрузки, создающие накопление в материале деталей усталостных повреждений; трение контактирующих поверхностей, обуславливающее их изнашивание; температурные и химические воздействия активных сред, вызывающие коррозию и старение материалов.

Обычно работоспособность деталей зависит от всех перечисленных факторов, однако некоторые из них в зависимости от типа деталей являются определяющими. Так, например, для деталей, у которых определяющими факторами являются циклически изме-

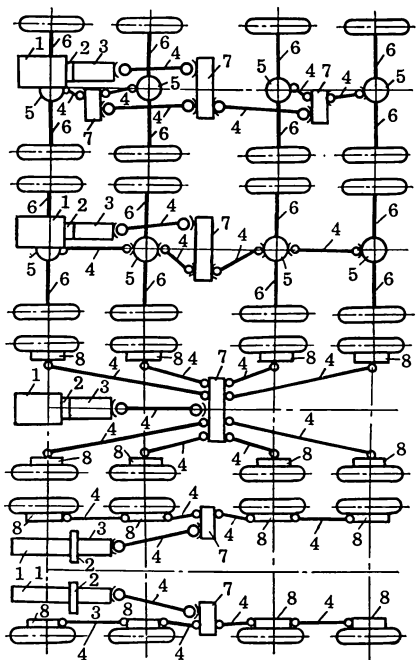


Рис. 1.9. Схемы трансмиссий многоприводных автомобилей:

1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — карданная передача; 5 — главная передача и дифференциал; 6 — вал привода ведущего колеса; 7 — раздаточная коробка; 8 — колесный редуктор

няющиеся напряжения в различных сечениях или напряжения при перегрузках, основными видами повреждений являются поломки по опасному сечению и остаточные деформации. Эти виды повреждения наблюдаются у полуосей, металлических упругих элементов подвески, зубьев шестерен, некоторых корпусных деталей.

Для деталей, у которых определяющими факторами являются напряжения на активной поверхности, основными видами повреждений являются: выкрашивание (питтинг), отслаивание, смятие, бринеллирование (следы вдавливания), фреттинг. Выкрашивание и отслаивание характерны для беговых дорожек и тел качения подшипников, активных поверхностей зубьев шестерен. Смятие характерно для боковых поверхностей шлицевых соединений и зубчатых муфт. Наблюдается также на зубьях шестерен и на некоторых других деталях в случае недостаточно упрочненного поверхностного слоя. Бринеллирование является характерным видом повреждения поверхности шипов крестовин и внутренней поверхности стаканчиков карданных подшипников (следы вдавливания иглол подшпипника с признаками перекоса этих иглол). Фреттинг — повреждение, при котором на некотором участке поверхности детали появляются мелкие чрезвычайно густо расположенные углубления. При разборке соединения эти углубления заполнены порошкообразными продуктами изнашивания, зачастую окисленными. Фреттинг является характерным видом повреждения деталей, имеющих неподвижные соединения, в которых наблюдаются касательные микроперемещения, обусловленные, например, несовпадением упругих характеристик элементов соединения. К характерным деталям, подверженным фреттингу, относятся: соединения шипов крестовины дифференциала с корпусом, неподвижные шлицевые соединения, гнезда под подшипники и др.

Для деталей, у которых определяющим фактором является трение контактирующих поверхностей, основными видами повреждения являются заедание и износ. Заедание на поверхностях трения наблюдается в тех случаях, когда используется не соответствующий условиям работы смазочный материал.

Износ является повреждением наиболее общим для большинства деталей автомобиля, так как процесс изнашивания всегда сопутствует относительным перемещениям деталей, поверхности которых находятся в контакте. Для тех сопряжений деталей, у которых трение не используется для выполнения рабочей функции данных деталей, силы трения и работу этих сил стремятся максимально уменьшить за счет обеспечения хорошего смазывания. Естественно, что и изнашивание в таких сопряжениях не является интенсивным. Интенсивность изнашивания стремятся ограничить настолько, чтобы не потребовалась замена детали до истечения планируемого срока службы агрегата (механизма). Имеется группа деталей, в сопряжении которых трение периодически используется как фактор, обеспечивающий выполнение механизмом определенной функции. В этом случае при контакте сопряженных поверхностей стремятся получить возможно большую силу трения. Соответственно оказывается велика работа трения и интенсивность изнашивания фрикционных элементов.

Агрессивные среды при повышенной температуре оказывают воздействие практически на любой из перечисленных видов повреждения деталей. При этом ухудшаются физические характеристики смазочных материалов и материалов деталей. Коррозия может создать условия для быстрого появления усталостных микротрещин.

Так как не всякое повреждение детали сразу приводит к ее отказу (выходу из строя), вводится понятие о предельной степени повреждения, или

предельном состоянии детали. Предельным является такое состояние детали, по достижении которого дальнейшая ее работа или невозможна (например, поломка) или становится совершенно нецелесообразной, а часто и недопустимой, из-за существенного ухудшения показателей работы всего узла. Характерные предельные состояния некоторых типовых деталей следующие:

1) для фрикционных накладок ведомых дисков сцепления — износ по толщине, при котором поверхность головок заклепок начинает совпадать с активной поверхностью накладок. Если накладка крепится с помощью клея, износ, при котором оказывается исчерпанным предел регулировки механизма, или износ, при котором прочность оставшегося слоя накладки достигла критического значения;

2) для зубчатых колес — поломка зубьев или трещины, повреждения, увеличивающие шум при работе передачи, такие как выкрашивание или смятие активной поверхности зубьев;

3) для зубчатых муфт — износ зубцов по толщине и длине, приводящий к самовыключению муфты под нагрузкой;

4) для подшипников качения — износ беговых дорожек и тел качения, вызывающий появление осевого и радиального люфтов, превышающих допустимые; выкрашивание на поверхности беговых дорожек и тел качения; трещины обойм; поломки сепараторов;

5) для валов — остаточные деформации, поломка, предельный износ шеек под подшипники;

6) для корпусных деталей — трещины, предельный износ гнезд под подшипники до значений, ограничиваемых техническими условиями.

Размеры и характеристики деталей необходимо подбирать так, чтобы они в течение заданного срока не достигли предельного состояния по характерному для них виду повреждения.

В зависимости от характера воздействия повреждающих факторов на отдельные детали автомобиля или рабочие пары производятся расчеты: на прочность; усталость; износостойкость рабочих поверхностей; жесткость; устойчивость.

Расчет на прочность выполняется для предупреждения поломок или повреждения рабочих поверхностей (смятие, растрескивание) при однократном приложении наибольшей из возможных нагрузок.

Для расчета необходимо выявить максимальные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации. Так как нагрузка при этом имеет динамический характер, расчет на прочность иногда называют расчетом на динамическую прочность. При этом возникающие кратковременные напряжения не должны превышать предела прочности материала детали.

Прочность детали оценивается коэффициентом запаса прочности:

$$n = \sigma_{\text{пол}} / \sigma_{\text{мах}},$$

где $\sigma_{\text{пол}}$ — напряжение, при котором происходит повреждение детали при статических испытаниях; $\sigma_{\text{мах}}$ — напряжение в рассчитываемой детали, соответствующее максимальной динамической нагрузке. При отсутствии данных вместо значения $\sigma_{\text{пол}}$ используют предел текучести σ_T , полученный при испытаниях стандартных образцов.

В зависимости от вида напряженного состояния детали расчет на прочность выполняется по напряжениям изгиба $\sigma_{\text{мах}}$, кручения $\sigma_{\text{мах}}$ или контактным $\sigma_{\text{н мах}}$.

Коэффициент запаса прочности в зависимости от степени достоверности определения максимальной динамической нагрузки принимают близким 1,3 для деталей, поломка которых не вызывает серьезных последствий, и не менее 3...5 — для деталей, поломка которых может вызвать аварию. В ряде случаев для деталей, повреждение ко-

торых не приводит к серьезным последствиям и не требует больших затрат на замену, используют достаточно малое значение коэффициента запаса прочности, близкое к единице. Основанием для этого является то обстоятельство, что при динамическом приложении нагрузки прочность детали оказывается несколько выше, чем при статическом приложении такой же нагрузки.

Поскольку расчет на динамическую прочность проводится без учета динамического характера приложения нагрузки, такой вид расчета часто называют расчетом на статическую прочность. В последующем этот вид расчета будем называть просто расчетом на прочность.

При эксплуатации узлы и детали автомобиля подвергаются воздействию переменных по значению, направлению и частоте нагрузок. Под действием этих нагрузок в материале деталей накапливаются усталостные повреждения. Расчет на усталость выполняется для предупреждения предельных повреждений, носящих усталостный характер. Для расчета с использованием положений теории вероятностей необходимы статистические данные о плотности распределения амплитуд переменных напряжений и числа циклов нагружения рассчитываемой детали в заданных условиях эксплуатации.

Иногда для отдельных деталей применяют условный расчет на усталость, при котором статистические характеристики нагрузочного режима отсутствуют. Такой вид расчета называется расчетом по номинальным напряжениям. При этом сравниваются напряжения, возникающие в детали под действием расчетной нагрузки, с напряжениями, рассчитанными при соответствующей нагрузке в деталях автомобилей-аналогов, которые хорошо зарекомендовали себя:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{ст}},$$

где σ — номинальное напряжение в де-

тали; $\sigma_{\text{ст}}$ — среднее статистическое значение номинальных напряжений в соответствующих деталях автомобилей-аналогов.

Расчет на усталость по заданным статистическим характеристикам нагрузочного режима основан на использовании экспериментально установленной степенной зависимости между уровнем циклически изменяющегося напряжения σ в детали и числом циклов нагружения $N_{\text{разр}}$ до ее усталостного предельного состояния

$$\sigma^m N_{\text{разр}} = \text{const},$$

где m — показатель степени, который зависит от напряженного состояния (изгиб, кручение, контактное напряжение) способа термообработки и находится в пределах 3...9.

Имеется несколько технических приемов выполнения расчетов на усталость. В наиболее общем виде диапазон изменения уровня длительно действующей нагрузки разбивается на несколько интервалов и для каждого интервала определяется мера накопленного в детали усталостного повреждения, оцениваемая произведением $\sigma_i^m N_i$, где σ_i — среднее напряжение на данном интервале нагрузки; N_i — число циклов перемены напряжения на данном интервале.

Усталостное повреждение детали на всех уровнях нагрузки за планируемый срок службы детали в соответствии с гипотезой о возможности линейного суммирования усталостных повреждений выражается $\sum \sigma_i^m N_i$.

Условие достаточного сопротивления усталости детали по данному виду напряженного состояния имеет следующий вид:

$$\sum \sigma_i^m N_i \leq \sigma_R^m N_0, \quad (1.1)$$

где σ_R — длительный предел выносливости образцов при том характере цикла, который испытывает рассчитываемая деталь во время эксплуатации

(характер цикла оценивается коэффициентом асимметрии R); N_0 — базовое число циклов, при котором установлен предел выносливости σ_R .

Расчет непосредственно по выражению (1.1) достаточно трудоемок. Поэтому, когда известны параметры распределения длительно действующих нагрузок, целесообразно меру накопления усталостных повреждений представить в следующем виде:

$$\sigma_i^m N_i = (\beta_i \sigma_p)^m \alpha_i N_\Sigma,$$

где β_i — отношение напряжения в детали в i -м интервале нагружения к расчетному: $\beta_i = \sigma_i / \sigma_p$; σ_p — напряжение в детали при постоянной нагрузке, принятой в качестве расчетной; α_i — отношение числа циклов нагружения в i -м интервале к суммарному числу циклов при данном распределении; N_Σ — суммарное число циклов нагружения во всех интервалах нагрузки рассматриваемого распределения.

Если обозначить $K_p = \sum_{i=1}^k \beta_i^m \alpha_i$, уравнение (1.1) может быть представлено в виде:

$$K_p \sigma_p^m N_\Sigma \leq \sigma_R^m N_0, \quad (1.2)$$

где K_p — коэффициент приведения режима переменных циклических нагрузок к режиму циклического нагружения с расчетной нагрузкой (коэффициент пробега).

Таким образом, задача расчета на усталость сводится к определению расчетного режима нагружения (σ_p и N_Σ) и коэффициента пробега. Последний может находиться на базе анализа статистического материала, получаемого при пробеговых испытаниях автомобилей. В последнее время значения K_p находятся на основе расчетов режимов движения автомобилей.

Оценка сопротивления усталости детали выполняется по одному из следующих показателей: допускаемому напряжению, рассчитанному с учетом

требуемого срока службы детали; пробегу автомобиля, обеспечиваемому выносливостью детали; коэффициенту запаса прочности.

Расчеты на износостойкость рабочих поверхностей проводятся условно. При этом определяется непосредственно не износ, а ряд косвенных показателей напряженности работы пары трения: а) условное давление (p) на рабочей поверхности при действии расчетной нагрузки; б) удельная работа трения (w_μ) за один рабочий цикл пары трения; в) повышение температуры (Δt°) теплопроводного элемента пары трения за один рабочий цикл.

Для пар трения типа подшипников скольжения ограничиваются обычно расчетом по допустимому давлению. Для фрикционных пар трения в механизме сцепления и тормозных механизмов рассчитывают также удельную работу трения и повышение температуры за расчетный цикл.

Оценка износостойкости пары трения производится на основе сопоставления полученных показателей напряженности работы со средними статистическими значениями соответствующих показателей для пар трения, успешно работающих на действующих автомобилях-аналогах: $p \approx p_{ст}$; $w_\mu \approx w_{ст}$; $\Delta t^\circ \approx \Delta t_{ст}^\circ$ (индекс «ст» обозначает средний статистический уровень).

Расчет на жесткость характерен для деталей, деформации которых от нагрузки нарушают нормальные условия работы соседних деталей. Например, деформация валов вызывает перекосы в подшипниковых узлах и зубчатых зацеплениях, что сокращает срок их службы. Расчет на жесткость проводится с целью предотвращения деформаций, превышающих допускаемые.

Чаще всего в расчете на жесткость используется максимальная динамическая нагрузка. В ряде случаев расчет выполняется по наибольшей из дли-

тельно действующих нагрузок, т. е. по расчетной нагрузке. Типичными расчетами на жесткость являются: расчет прогибов валов y ; расчет девиации (поворотов) сечений Θ ; расчет углов закручивания относительно длинных валов.

Проверку на устойчивость выполняют для относительно длинных стержней, подверженных действию осевой сжимающей силы. Оценивающим показателем устойчивости является коэффициент запаса устойчивости

$$n_{уст} = F_{крит}/F_{max},$$

где $F_{крит}$ — осевая сжимающая сила, при которой происходит потеря устойчивости стержня, т. е. критическая осевая сила (определяется по правилам, приведенным в курсе «Сопротивление материалов»); F_{max} — осевая сила при максимальной динамической нагрузке.

К расчетам на устойчивость может быть отнесен также расчет карданного вала на виброустойчивость, при котором определяется коэффициент запаса по критической частоте вращения.

1.4. Расчетные схемы для анализа динамической нагруженности трансмиссий

Трансмиссия является составной частью автомобиля и находится во взаимосвязи со всеми его элементами. Ее нагруженность определяется возмущениями, действующими на автомобиль в процессе движения, и параметрами динамической системы автомобиля.

Динамические системы бывают с распределенными параметрами и дискретными. В системах с распределенными параметрами каждый элемент (например, вал) характеризуется двумя свойствами — инерционностью и упругостью.

Все реальные системы являются распределенными, но при анализе каждую систему стремятся привести к

дискретному виду, пренебрегая менее существенными свойствами каждого элемента.

Автомобиль в целом и трансмиссия как его составная часть являются системами с распределенными параметрами. Они обычно при схематизации представляются в виде колебательных систем дискретного вида. Основанием для дискретизации является то, что крутильные колебания в трансмиссии имеют выраженный дискретный спектр собственных частот в диапазоне до 300 Гц. Соответственно дискретные системы можно применять для расчета колебательных процессов в этом диапазоне частот.

В системах, приведенных к дискретному виду, массы сосредоточены и обладают только инерционностью. Участки системы, связывающие массы, имеют вид упругих элементов, которые характеризуются определенной жесткостью. При анализе крутильных колебаний к сосредоточенным массам обычно относят массы, размер которых вдоль оси вращения не превышает двойного диаметра массы. Распределенные массы, если они малы по сравнению с сосредоточенными, приближенно учитываются путем отнесения их к сосредоточенным. Дискретизация системы трансмиссии производится путем изучения чертежей агрегатов и выделения элементов, относящихся к сосредоточенным массам, и элементов, обладающих только податливостью.

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

Элементы, обладающие только жесткостью (податливостью), в первую очередь — это валы, специально введенные в трансмиссию упругие детали, упругие элементы подвесок агрегатов. Учет и правильное определение жесткости перечисленных элементов имеет определяющее значение при составлении расчетных схем эквивалентных

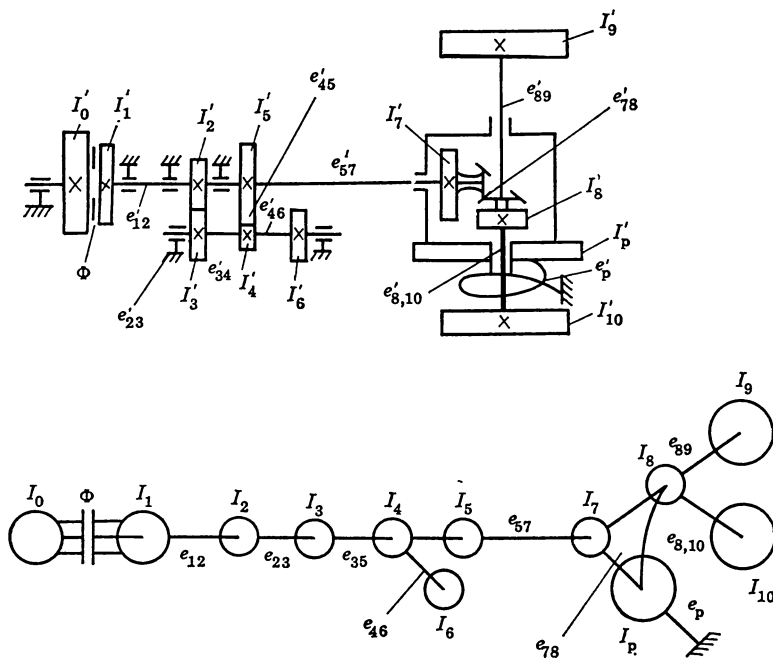


Рис. 1.10. Механическая модель и соответствующая ей динамическая система

трансмиссии. Зубчатые зацепления, опоры имеют сравнительно малую податливость. Но их тщательный учет необходим при расчетах высокочастотных колебаний. Шины, упругие муфты имеют большую массу и обладают высокой податливостью. При дискретизации они заменяются сосредоточенной массой с присоединенной податливостью. Автомобиль представляется в виде механической колебательной системы, состоящей из множества сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими звеньями. В этой системе отражены все кинематические связи между валами, агрегатами, осуществляемые зубчатыми передачами, рычажными механизмами; показываются силы и моменты, действующие на элементы системы, в том числе и силы трения, рассеивающие энергию колебаний. Составление расчетной схемы рекомендуется проводить в такой последовательности:

изучаются чертежи агрегатов и трансмиссии в целом и на этой базе составляется механическая модель; определяются параметры механической модели; по механической модели находят параметры соответствующей динамической системы; проводится упрощение динамической системы до расчетной динамической схемы.

Механическая модель — это кинематическая схема с изображением на ней массы — в виде прямоугольников и валов — в виде прямых линий (рис. 1.10). При составлении механических моделей учитывают так называемые реактивные массу и упругость. Под реактивной массой понимается масса картера агрегата, имеющего упругие связи с рамой автомобилей и участвующая в крутильных колебаниях трансмиссии. Реактивные упругости можно изображать в виде витка спиральной пружины, одним концом прикрепленной к картеру, а другим —

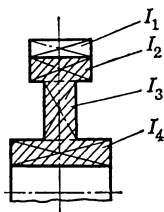


Рис. 1.11. К определению динамического момента инерции шестерни

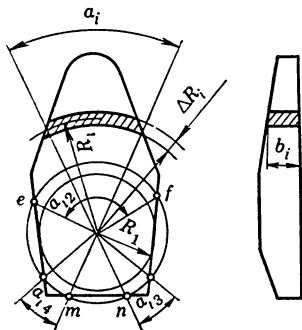


Рис. 1.12. К определению динамического момента инерции кулачка

к раме автомобиля (неподвижной точке). Основными параметрами механической модели являются моменты инерции масс относительно их осей вращения I_i и податливости упругих элементов $e_i, i+1$. Податливость — величина, обратная угловой жесткости валов и численно равная углу поворота (в радианах) одного из концевых сечений вала при приложении к нему крутящего момента в один ньютон-метр при закрепленном другом концевом сечении. Динамические моменты инерции и податливости находят экспериментальным путем или по чертежам деталей.

Момент инерции можно находить аналитическим или графоаналитическим методами. Аналитический метод применяется для деталей, имеющих форму, которую можно расчленить на простые геометрические тела. Пример расчленения показан на рис. 1.11. Момент инерции простых тел определяют по формулам, основные из которых

приведены в табл. 1.1. Момент инерции шестерни $I_{ш} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4$.

Графоаналитический метод определения моментов инерции применяется, когда деталь не поддается делению на простые геометрические тела. Деталь делят на части цилиндрическими поверхностями (рис. 1.12), описанными вокруг центра вращения на малых расстояниях ΔR_i друг от друга. Момент инерции одной такой части (заштрихована)

$$\Delta I_i = \rho \frac{\pi \alpha_i}{180} b_i R_i^3 \Delta R_i.$$

Момент инерции всего тела

$$I = \rho \frac{\pi}{180} \sum_{i=1}^n \alpha_i b_i R_i^3 \Delta R_i.$$

При последовательном соединении валов суммируется их податливость, при параллельном — жесткость. В этом случае суммарная податливость валов находится по выражению

$$e_{\Sigma} = \frac{e_1 e_2}{e_1 + e_2}.$$

Податливость шлицевых и шпоночных соединений определяется по формуле

$$e_{ш} = k_{ш} / (d^2 l h z),$$

где $k_{ш}$ равен $6 \cdot 10^{-12}$ — для соединений с призматической шпонкой; $13,8 \times 10^{-12}$ — для соединений с сегментной шпонкой; $4,2 \cdot 10^{-12}$ — для шлицевого соединения; d — диаметр соединения (для шлицевого соединения $d = d_{ср}$); l — длина соединения; h — активная высота шпонки (шлица); z — число шпонок (шлицев).

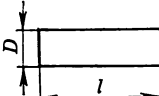
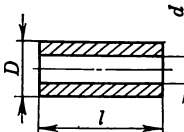
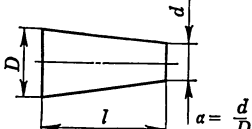
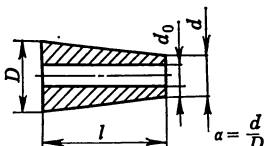
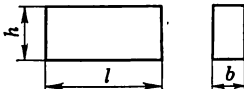
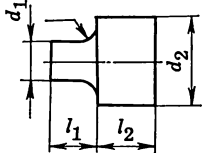
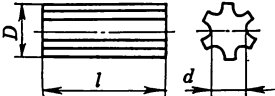
Податливость карданных шарниров может быть рассчитана по формуле

$$e_{к.ш} = 5 \cdot 10^{-9} / d^3,$$

где d — диаметр соединяемых валов.

Податливость рессорной подвески ведущего моста на скручивание в продольной плоскости (реактивная

Табл. 1.1. Формулы для расчета податливостей и моментов инерции простейших деталей

Эскиз детали	Податливость	Момент инерции												
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{D^4}$ (G — модуль сдвига)	$I = \rho \frac{\pi}{32} D^4 l$ (ρ — плотность)												
	$e = \frac{32}{\pi G} k \frac{l}{D^4};$ $k = \frac{1}{1 - (d/D)^4}$	$I = \rho \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) l$												
	$e = \frac{32}{\pi G} k \frac{l}{D^4};$ $k = \frac{1}{3\alpha} \left(1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$	$I = \rho \frac{\pi}{32} \frac{D^4}{6} \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} (1 + \alpha + \alpha^2) l$												
	$e = \frac{32}{\pi G} k_1 k_2 \frac{l}{D^4};$ $k_1 = \frac{1}{1 - (d_0/D)^4};$ $k_2 = \frac{1}{3\alpha} \left(1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$	$I = \rho \frac{\pi}{32} \left[\frac{D^4}{6} \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} \times \right. \\ \left. \times (1 - \alpha + \alpha^2) - d^4 \right] l$												
	$e = \frac{l}{G - \alpha b^4}$ <table data-bbox="442 972 853 1068"><tr><td>h/b</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>α</td><td>0,140</td><td>0,294</td><td>0,457</td><td>0,790</td><td>1,123</td></tr></table>	h/b	1	1,5	2	3	4	α	0,140	0,294	0,457	0,790	1,123	$I = \rho \frac{bh}{12} (b^2 + h^2) l$
h/b	1	1,5	2	3	4									
α	0,140	0,294	0,457	0,790	1,123									
	$e = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + x \right);$ $x = \frac{1}{8d_1^3} \left(1 - \frac{d_1^3}{d_2^3} \right)$													
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{d_{cp}^4};$ $d_{cp} = \frac{D + d}{2}$	$I = \frac{\rho}{4} \left[\frac{bh}{3} (b^2 + h^2) + 6\alpha_{cp}^2 z + \frac{\pi d^4}{8} \right] l;$ $h = \frac{D - D}{2}$ (z — число шлицев)												

податливость) может определяться по формуле

$$e_p = 4c^{-1}L^{-1},$$

где c — линейная жесткость подвески; L — длина рессоры.

Собственная податливость зубчатой передачи, приведенная к одному из валов, определяется по формуле

$$e_z = k_3 / (bR^2 \cos^2 \alpha),$$

где b — рабочая ширина колеса; α — угол зацепления; R — радиус начальной окружности зубчатого колеса, расположенного на валу, к которому приводится податливость зубчатой передачи (для конических передач R — средний радиус начальной окружности); k_3 — коэффициент: для стальных прямозубых колес $k_3 = 6 \cdot 10^{-11}$; для стальных косозубых колес $k_3 = 3,6 \cdot 10^{-11}$, для стальных шевронных колес $k_3 = 4,4 \cdot 10^{-11}$.

В приведенных формулах размеры подставляют в метрах, силу — в ньютонах, податливость — в рад/Н·м.

Когда изучаются кратковременные переходные процессы, рассеивание энергии можно не учитывать, например, в задаче определения максимальной динамической нагрузки. При изучении процессов, связанных с установившимися колебаниями (в том числе и случайными), рассеивание энергии в системе может оказать существенное влияние на результаты расчета. Поэтому в этих случаях элементы, рассеивающие энергию, должны быть обязательно учтены.

Рассеивание энергии при колебаниях трансмиссии автомобиля вызывается гистерезисными потерями в материале деталей, шпоночных и шлицевых соединениях, опорах валов, зубчатых зацеплениях, сальниках, а также в различных демпферных устройствах.

При изучении крутильных колебаний, когда это не приводит к большим погрешностям, считают, что силы трения, вызывающие рассеивание энер-

гии, пропорциональны абсолютным и относительным скоростям перемещений масс. В общем случае момент трения может быть представлен в виде

$$M_{тр} = k\omega,$$

где ω — абсолютная или относительная скорость звена, рассеивающего энергию при колебаниях; k — коэффициент неупругого сопротивления.

При экспериментах обычно определяют не непосредственно коэффициент неупругого сопротивления, а так называемый коэффициент аperiodичности (относительный коэффициент рассеивания), определяемый отношением соседних амплитуд перемещений масс при свободных колебаниях. Из общей теории колебаний известно, что коэффициент аperiodичности Ψ связан с коэффициентом неупругого сопротивления k соотношением:

$$k = 2\Psi I_n \Omega,$$

где Ω — парциальная частота системы, методы определения которой приведены ниже; I_n — момент инерции масс парциальной системы.

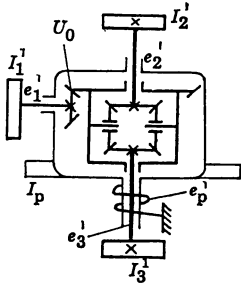
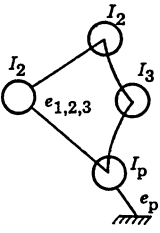
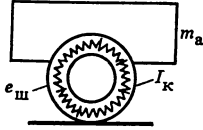
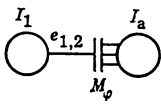
Приводим ориентировочные значения коэффициентов демпфирования трансмиссий и некоторых агрегатов: трансмиссия в целом — $\Psi = 0,45 \dots 0,95$; ведущий мост — $\Psi = 0,13 \dots 0,27$; рессоры — $\Psi = 1,15 \dots 2,45$; ведущие колеса — $\Psi = 0,30 \dots 0,64$; карданная передача — $\Psi = 0,02 \dots 0,04$; коробка передач — $\Psi = 0,065 \dots 0,135$.

Составление по механической модели схемы динамической системы заключается в приведении параметров механической модели к одному или нескольким валам и изображению системы условными элементами. Принятые условные изображения показаны в табл. 1.2.

Формально такое приведение соответствует линейному преобразованию координат механической модели. Основным условием является сохране-

Табл. 1.2. Условные изображения элементов динамических систем

Но- мер	Наименование	Механическая модель	Динамическая система	Формулы приведения
1	2	3	4	5
1	Масса			
2	Упругий вал			
3	Жесткий вал			
4	Фрикцион			
5	Неподвижная точка			
6	Соединения: упругим валом			
7	жестким валом			
8	через редуктор			$I_1 = I'_1; \quad I_2 = I'_2/u^2;$ $e_{12} = e_1 + u^2 e_2$
9	через редуктор с разветвлением			$I_1 = I'_1; \quad I_2 = I'_2 + I'_{21}/u^2;$ $I_3 = I'_3; \quad I_4 = I'_4/u^2;$ $e_{12} = e_1; \quad e_{23} = e_2;$ $e_{24} = e_3 u^2$
10	Демпфирование: по скорости де- формации			
	по скорости мас- сы			
11	Разветвление мощ- ности на два потока через планетарный ме- ханизм			$I_1 = I'_1; \quad I_2 = I'_2 \frac{p^2}{(1+p)^2};$ $I_3 = I'_3/(1+p)^2;$ $e_{123} = e_1 + e_2 \left(\frac{1+p}{p} \right)^2 +$ $+ e_3 (1+p)^2;$ $p = z_2/z_3 \quad (z - \text{число зубьев})$
12	Редуктор с реак- тивной податливостью			$I = I'_1; \quad I_2 = I'_2/u^2;$ $I_p = I'_p/(1-u)^2;$ $e_{12} = e_1 + u^2 e_2; \quad e_p = e'_p (1 -$ $- u)^2; \quad u = \Phi_1/\Phi_2$

1	2	3	4	5
13	Редуктор с дифференциальным механизмом и реактивной податливостью			$I_1 = I'_1; I_2 = I'_2 / (0,5u_0)^2;$ $I_3 = I'_3 / (0,5u_0)^2; I_p = I'_p / u_0^2;$ $e_{123} = e_1 + (0,5u_0)^2 e_2 + (0,5u_0)^2 e_3; e_p = e'_p u_0^2$
14	Связь поступательно движущейся массы с эластичным колесом при ограничении сцепления			$I_1 = I_k; I_a = m_a r_0^2; e_{12} = e_{ш}$

ние кинетической и потенциальной энергии и функции рассеивания приводимых и приведенных элементов.

В качестве примера рассмотрим приведение к массе I'_1 механической системы, изображенной в табл. 1.2 под номером 8. Если принять, что массы повернуты от начального положения, при котором упругий момент в системе равен нулю, на углы θ_1 и θ_2 соответственно, кинетическая энергия системы будет равна суммарной кинетической энергии масс:

$$E_k = E_{k1} + E_{k2} = 0,5I'_1 \dot{\theta}_1^2 + 0,5I'_2 \dot{\theta}_2^2;$$

потенциальная энергия системы — суммарной потенциальной энергии, запасенной в упругих элементах:

$$E_p = E_{p1} + E_{p2} = 0,5\Delta_1^2 e_1^{-1} + 0,5\Delta_2^2 e_2^{-1},$$

где Δ_1 и Δ_2 — угловые деформации валов 1 и 2.

Моменты, закручивающие валы, связаны с деформацией валов соотношениями:

$$M_1 = \Delta_1 e_1^{-1}; M_2 = \Delta_2 e_2^{-1}.$$

Если обозначить передаточное чис-

ло шестеренчатой пары через u , $M_2 = uM_1$.

Следовательно,

$$uM_1 = \Delta_2 e_2^{-1}; M_1 = \Delta_2 e_2^{-1} u^{-1};$$

$$\Delta_1 e_1^{-1} = \Delta_2 e_2^{-1} u^{-1}; \Delta_2 = \Delta_1 u (e_2/e_1). \quad (1.3)$$

С другой стороны, обозначив углы поворота шестерен через α_1 и α_2 , имеем $\alpha_2 = \alpha_1/u$:

$$\Delta_1 = \theta_1 - \alpha_1; \quad \theta_2 = \alpha_2 - \theta_2; \quad \Delta_1 + u\Delta_2 = \theta_1 - u\theta_2.$$

Учитывая соотношение (1.3), получим:

$$\Delta_1 = e_1 \frac{\theta_1 - u\theta_2}{e_1 + u^2 e_2}; \quad \Delta_2 = u e_2 \frac{\theta_1 - u\theta_2}{e_1 + u^2 e_2};$$

$$\Pi = 0,5 \frac{(\theta_1 - u\theta_2)^2}{(e_1 + u^2 e_2)}.$$

Отсюда следует, что если принять вместо координат θ_1 и θ_2 координаты φ_1 и φ_2 , связанные соотношениями: $\varphi_1 = \theta_1$; $\varphi_2 = u\theta_2$, а суммарную податливость упругих элементов принять равной $e_{12} = e_1 + u^2 e_2$, выражение потенциальной энергии упростится и примет вид

$$E_p = 0,5 \frac{(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{e_{12}}.$$

В новой системе координат выражение кинетической энергии будет иметь вид

$$E_k = 0,5I_1' \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 \frac{I_2'}{u_2} \dot{\varphi}_2^2 = 0,5I_1 \dot{\varphi}_1^2 + 0,5I_2 \dot{\varphi}_2^2, \quad (1.4)$$

где $I_1 = I_1'$; $I_2 = I_2'/u_2^2$.

Полученные соотношения справедливы и для других типов механических схем. В общем виде параметры приведенной динамической системы получаются по параметрам механической модели путем использования соотношений:

$$I_i = I_i'/u_i^2; \quad e_i = e_i' u_i^2, \quad (1.5)$$

где I_i' ; e_i' — параметры механической модели; I_i , e_i — параметры приведенной динамической системы.

В ряде случаев приходится иметь дело с механизмами, в которых происходит разделение мощности на несколько потоков. В табл. 1.2 приведены две такие механические системы. В системе под номером 11 мощность колебаний от массы 1 передается массам 2 и 3 через валы с податливостями e_2 и e_3 . Причем вне зависимости от того, какую массу поворачивать при закрепленных других, нагружаются сразу все валы.

Поэтому в данном случае можно говорить о податливости системы, состоящей из этих валов. В общем виде податливость системы связанных валов определяется выражением

$$e_{1,2,\dots,n} = \sum_{i=1}^n u_i^2 e_i,$$

где e_i — податливость вала, соединенного с i -й массой; u_i — передаточное число механизма от массы, к которой производится приведение, до массы с индексом i при всех других остановленных массах. В системе под номером 12 мощность от массы I_1 передается к массам I_2 и I_p . При остановленной массе I_p и повороте массы 1 или 2 момент воспринимается только валами с податли-

востями e_1 и e_2 . Поэтому только эти валы и образуют общую систему.

Можно представить механизм с любым числом потоков разветвления мощности. Например, механизм с тремя потоками (схема под номером 13 табл. 1.2).

Валы с податливостями e_1' , e_2' , e_3' образуют систему, имеющую податливость $e_{1,2,3}$. Индексы в данном обозначении показывают нумерацию валов, входящих в систему.

Моменты инерции деталей в механизмах с разветвлением потоков мощности находятся также по выражению (1.5), где под передаточным числом понимается передаточное число от массы, к которой осуществляется приведение, до приводимой при неподвижных всех других массах.

Крутильные колебания в трансмиссии и продольные перемещения подпрессоренных и неподпрессоренных масс автомобиля взаимосвязаны. Поэтому при анализе нагрузок в трансмиссии в расчетных схемах необходимо учитывать поступательно движущиеся массы. Обычно поступательно движущиеся массы заменяются маховиком. При этом кинетическая энергия маховика и поступательно движущейся массы должны быть одинаковыми. Если обозначить m_a — поступательно движущаяся масса автомобиля; I_a — момент инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе; v и ω — соответственно линейная и угловая скорость поступательно движущейся массы и эквивалентного маховика, получим:

$$\frac{m_a v^2}{2} = \frac{I_a \omega^2}{2}; \quad I_a = m_a \left(\frac{v}{\omega} \right)^2.$$

Для поступательно движущихся масс автомобиля $v = \omega r_0$, где r_0 — радиус качения колеса без скольжения.

Тогда

$$I_a = m_a r_0^2.$$

Маховик, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля, и колесо с моментом инерции I_k связаны между собой не жестко, а через упругую шину, имеющую податливость $e_{ш}$. Передача момента от колеса к поступательно движущимся массам и наоборот возможна только при наличии продольной составляющей реакции дороги, которая ограничивается сцеплением колеса с дорогой.

На расчетных схемах колесо и поступательно движущаяся масса автомобиля изображаются в виде двух маховиков, соединенных валом, с податливостью, соответствующей тангенциальной податливости шины. В соединении установлено сцепление, ограничивающее момент в упругом звене моментом сцепления колеса с дорогой.

$$M_{\phi} = \phi R_z r_0,$$

где ϕ — коэффициент сцепления колеса с дорогой; R_z — нормальная составляющая реакции дороги.

Если при расчетах учитывается рассеивание энергии при тангенциальной деформации шины, в систему вводится демпфер, как это показано на схеме под номером 10 табл. 1.2.

Приведенные крутящие моменты, действующие на элементы динамической системы автомобиля, находятся из условия равенства работ приведенных и приводимых моментов и определяются по формуле $M = M'/u$.

Если требуется учесть сопротивление качению колес, момент сопротивления качению следует прикладывать к маховику, эквивалентному колесу. Моменты сопротивления, имитирующие сопротивление воздуха и сопротивление подъема, прикладываются к маховику, эквивалентному поступательно движущейся массе.

Коэффициенты неупругого сопротивления в приведенной системе определяются по равенству функций рассеивания (диссипативных функций) в

механической модели и приведенной системе:

$$\frac{k\omega^2}{2} = \frac{k'(\omega')^2}{2}; \quad k = k' \left(\frac{\omega'}{\omega} \right)^2,$$

поскольку $\omega'/\omega = 1/u$, $k = k'u^2$.

Приведенная динамическая система автомобиля имеет обычно большое число масс и упругих звеньев. Определение динамических характеристик такой системы даже с использованием современных вычислительных средств представляет определенные трудности. Вместе с тем расчет многих характеристик по упрощенным системам не приводит к значительным погрешностям. Поэтому при практических расчетах динамические системы упрощают путем объединения инерционных и упругих звеньев. Степень упрощения может быть различной и зависит от характера задачи и, главным образом, частотного диапазона, в котором проводится анализ колебаний.

Из теории колебаний известно, что погрешность расчета не будет более 5 %, если высшая частота собственных колебаний приведенной системы будет превосходить не менее чем в четыре раза высшую частоту анализируемых колебаний.

Существует много методов упрощения динамических систем. Среди них наибольшее распространение получил метод парциальных систем, позволяющий при относительно небольших затратах времени получать расчетную систему, у которой собственные частоты и формы колебаний в интересующем диапазоне частот с заданной точностью совпадают с соответствующими характеристиками заменяемой системы.

Для упрощения динамической системы последняя разбивается на простейшие (парциальные) двухмассовые и одномассовые системы, как это показано на рис. 1.13. Каждая парциальная система характерна тем, что имеет одну частоту собственных колебаний. Квадрат частоты собственных колеба-

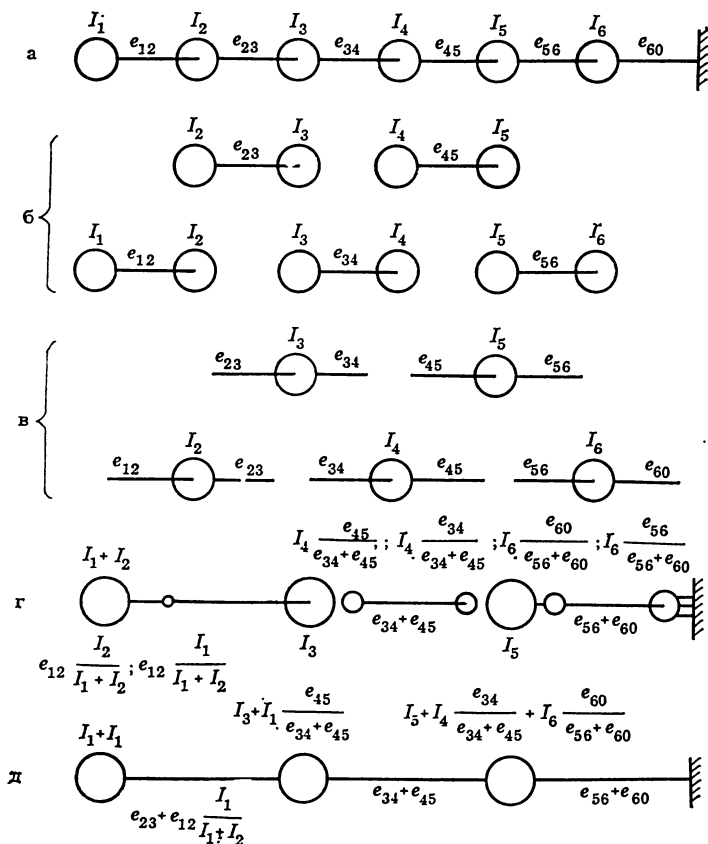


Рис. 1.13. Упрощение динамической системы:

а — исходная система; б — расчленение исходной на двухмассовые парциальные; в — расчленение исходной на одномассовые парциальные; г — преобразование высокочастотных парциальных систем; д — преобразованная динамическая система

ний парциальной системы с индексом k определяется по выражению:

$$\omega_k^2 = (e_{\text{пр}k} I_{\text{пр}k})^{-1}.$$

Если приведенная система разделена на одномассовые парциальные системы, податливость и момент инерции находятся по формулам:

$$e_{\text{пр}k} = \frac{e_{k-1, k} e_{k, k+1}}{e_{k-1, k} + e_{k, k+1}}; \quad I_{\text{пр}k} = I_k.$$

Для двухмассовых:

$$e_{\text{пр}k} = e_k; \quad I_{\text{пр}k} = \frac{I_k I_{k, k+1}}{I_k + I_{k, k+1}}.$$

Парциальные системы, имеющие частоты собственных колебаний, значительно превосходящие верхнюю границу исследуемого частотного диапазона,

заменяются на эквивалентные системы, одномассовые системы — двухмассовыми путем разделения массы на две и объединения правых и левых упругих звеньев, как это показано на рис. 1.13, в. Двухмассовой системе эквивалентна парциальная одномассовая система, образуемая путем объединения масс и разделением упругого вала. На этом же рисунке приведены формулы для расчета параметров эквивалентных систем. Первоначальные парциальные системы в общей динамической системе заменяются преобразованными. Если преобразованная эквивалентная система является двухмассовой, ее массы объединяются с массами систем, расположенных справа и слева от нее. Если же эквивалентная

система одномассовая — объединяются упругие звенья. При замене парциальной системы эквивалентной исключается одна степень свободы. Операция упрощения может быть повторена несколько раз до получения системы с необходимым числом степеней свободы. При этом надо иметь в виду, что обычно высшая собственная частота упрощенной системы существенно искажена. Поэтому для исследования области колебаний, включающей n собственных частот, динамическая система должна иметь не менее $n+1$ собственных частот.

На этапах составления механической модели и схемы динамической системы каждый инерционный и упругий элемент соответствует определенной детали или группе деталей трансмиссии. При упрощении систем 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. Однако тот факт, что ряд узлов трансмиссии характеризуется значительными инерционными и упругими параметрами (большие моменты инерции имеют маховик, колеса и массы главной передачи; большие податливости — карданный вал, полуоси), дает основание приписывать элементам расчетной динамической системы соответствие определенным деталям, узлам. Это удобно для анализа и расчетов.

Опыт составления динамических систем показывает, что при расчетах колебаний в трансмиссии частот до 250 Гц приведенные моменты инерции подвижных деталей двигателя можно заменить одной массой с суммарным моментом инерции. Если нагрузка распределена равномерно по ведущим колесам, сцепление их с дорогой одинаково, а трение в дифференциале незначительно, то динамическая система на

участке главная передача — ведущие колеса является симметричной. Ее упрощение производится путем объединения параллельных ветвей. Получается цепная динамическая система, у которой объединенные моменты инерции и жесткости равны сумме соответствующих параметров параллельных ветвей. При таком упрощении не учитываются противофазные колебания, которые могут возникать в параллельных ветвях. В автомобильных коробках передач инерционные массы на нерабочих ответвлениях 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 трансмиссии через реактивный контур, а также влияние реактивных элементов на частоту и форму собственных колебаний системы. При многих видах расчетов бывает достаточно учитывать только реактивный контур ведущих мостов.

Когда угловые перемещения картеров ведущих мостов ограничиваются реактивными штангами, реактивную массу моста можно вообще не учитывать.

1.5. Определение максимальных нагрузок в трансмиссии

Экспериментально установлено, что наибольший момент в трансмиссии возникает при трогании автомобиля с быстрым включением сцепления (броском педали). Этот момент может значительно превышать момент, соответствующий максимальному моменту двигателя. На рис. 1.14 показаны экспериментально полученные реализации момента в трансмиссии при трогании автомобиля с быстрым включением сцепления. Максимальный момент в трансмиссии для расчетов на прочность определяется по наибольшему его значению, которое имеет место,

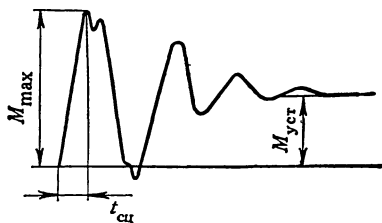


Рис. 1.14. Осциллограмма момента в трансмиссии при трогании автомобиля с места

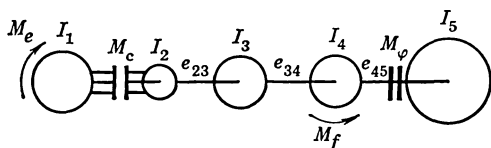


Рис. 1.15. Динамическая схема для расчета максимальных нагрузок в трансмиссии

как правило, при буксующем сцеплении и практически неподвижном автомобиле. В некоторых случаях максимальный динамический момент возникает при пробуксовке ведущих колес. Максимальная динамическая нагрузка в трансмиссии зависит от характеристик двигателя и сцепления, а также от параметров динамической системы автомобиля. Поэтому при проведении прочностных расчетов целесообразно эту нагрузку определять с учетом особенностей автомобиля.

Сопоставление расчетных и экспериментальных нагрузок в трансмиссии показывает, что определение максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля 4×2 и 6×4 можно выполнять по пятимассовой динамической системе, изображенной на рис. 1.15. Моменты инерции динамической системы соответствуют приведенным к первичному валу коробки передач моментам инерции: I_1 — двигателя с маховиком; I_2 — ведомого диска сцепления; I_3 — деталей трансмиссии; I_4 — ведущих колес; I_5 — маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля. Приведенные податливости системы соответствуют податливостям: e_{23} — деталям коробки

передач и карданной передачи; e_{34} — полуосям; e_{45} — тангенциальной податливости шин. Трение в системе и податливость демпфера сцепления можно не учитывать.

К массе I_1 приложен крутящий момент M_e , определяемый внешней характеристикой двигателя, к массе I_4 — приведенный момент сопротивления движению M_f :

$$M_f = f g m_a r_0 / u_T, \quad (1.6)$$

где f — коэффициент сопротивления качению, соответствующий рассматриваемым условиям движения; m_a — масса автомобиля; r_0 — радиус качения колеса без скольжения; u_T — передаточное число трансмиссии.

Момент сцепления, ограничивающий максимальный момент в звене с податливостью e_{45} , находится по выражению

$$M_\phi = \phi G_\phi r_0 / u_T, \quad (1.7)$$

где ϕ — коэффициент сцепления, соответствующий движению по твердой сухой дороге; G_ϕ — сцепной вес автомобиля.

При определении динамических нагрузок в трансмиссии момент трения сцепления M_c представляется в виде экспоненциальной зависимости:

$$M_c = M_{c \max} (1 - e^{-kt}),$$

где $M_{c \max}$ — статический момент полностью включенного сцепления; k — константа, характеризующая темп включения сцепления.

Для автомобильных сцеплений

$$M_{c \max} = \beta_c M_{e \max}; \quad k = 3/t_c,$$

где β_c — коэффициент запаса сцепления; t_c — время включения сцепления.

При определении максимального момента в трансмиссии принимается, что водитель резко отпускает педаль сцепления. В этом случае при отсутствии в приводе сервомеханизмов момент сцепления нарастает за время $t_c = 0,01 \dots 0,03$ с.

Наиболее часто при анализе слож-

ных систем для вывода уравнений движения используют уравнения Лагранжа 2-го рода. Если в качестве обобщенных координат приняты углы поворота масс $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$, выражения кинетической и потенциальной энергии будут иметь вид:

$$E_k = 0,5 (I_1 \dot{\varphi}_1^2 + I_2 \dot{\varphi}_2^2 + I_3 \dot{\varphi}_3^2 + I_4 \dot{\varphi}_4^2 + I_5 \dot{\varphi}_5^2);$$

$$E_n = 0,5 [(\varphi_2 - \varphi_3)^2/e_{23} + (\varphi_3 - \varphi_4)^2/e_{34} + (\varphi_4 - \varphi_5)^2/e_{45}].$$

Внешними моментами, действующими на систему, являются момент двигателя M_e (действует по координате φ_1), момент сцепления M_c (действует по координате φ_1 и φ_2) и момент сопротивления качению M_f (действует по координате φ_4).

Произведя дифференцирование выражений энергии и подставив соответствующие производные и обобщенные моменты, получим следующую систему пяти уравнений, описывающих движение масс рассматриваемой системы:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - M_c;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) = M_c;$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) = 0;$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - \frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) + \frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = -M_f;$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 - \frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = 0.$$

Более удобно приведенную систему уравнений решать, если в качестве неизвестных принять не абсолютные перемещения масс, а моменты в упругих звеньях, пропорциональные деформациям, имея в виду следующие соотношения:

$$\frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) = M_{23}; \quad \frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = M_{45};$$

$$\frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) = M_{34}.$$

Проведя преобразования, получим следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_e &= \frac{M_e}{I_1} - \frac{M_c}{I_1}; \\ \ddot{M}_{23} &= \frac{M_c}{e_{23} I_2} - \frac{1}{e_{23}} \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) M_{23} + \\ &+ \frac{1}{e_{23} I_3} M_{34}; \\ \ddot{M}_{34} &= \frac{1}{e_{34} I_3} M_{23} - \frac{1}{e_{34}} \left(\frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} \right) M_{34} + \\ &+ \frac{1}{e_{34} I_4} M_{45} + \frac{1}{e_{34} I_4} M_f; \\ \ddot{M}_{45} &= \frac{1}{e_{45} I_4} M_{34} - \frac{1}{e_{45}} \left(\frac{1}{I_4} + \frac{1}{I_5} \right) M_{45} - \\ &- \frac{1}{e_{45} I_4} M_f. \end{aligned} \right\}$$

По преобразованной системе возможно непосредственно получать моменты в упругих звеньях. При этом число неизвестных, а соответственно и число уравнений, уменьшается на единицу.

Момент двигателя M_e определяется внешней характеристикой и является функцией угловой скорости коленчатого вала $M_e = f(\omega_e)$.

Момент сопротивления качению находится по выражению (1.6) и действует только при перемещении массы I_4 . Последнее возможно только тогда, когда момент, скручивающий шину (M_{45}), больше момента сопротивления качению. Следовательно,

$$M_f \begin{cases} 0 & \text{при } M_{45} < M_f; \\ M_f & \text{при } M_{45} \geq M_f. \end{cases}$$

Момент в звене e_{45} не может быть больше момента по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью, определяемого по формуле (1.7):

$$M_{45} \leq M_\phi.$$

Начальные условия: при $t=0$ $\omega_e = \omega_{e \max}$. Решение приведенной системы уравнений может выполняться на

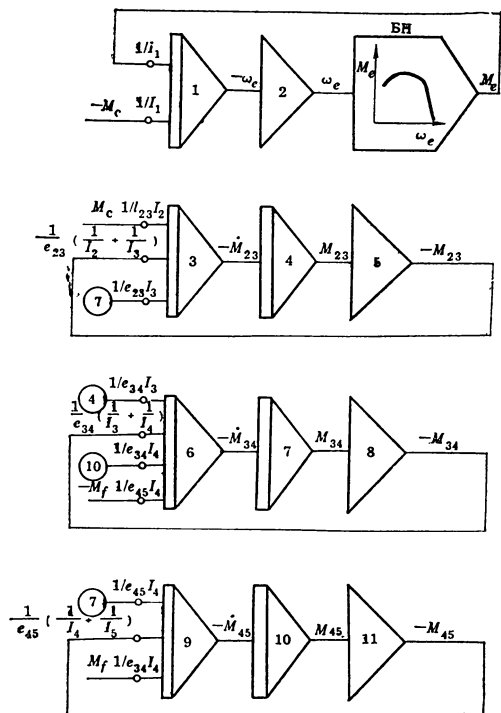


Рис. 1.16. Блок-схема набора на АВМ для определения максимальных нагрузок в трансмиссии

цифровой или аналоговой вычислительных машинах.

На рис. 1.16 приведена блок-схема набора рассмотренной задачи на АВМ.

Динамическую нагруженность трансмиссии удобно оценивать коэффициентом динамичности k_d , под которым понимается отношение

$$k_d = M_{T \max} / M_{e \max},$$

где $M_{T \max}$, $M_{e \max}$ — максимальный момент соответственно в звене трансмиссии и двигателя по внешней характеристике, приведенный к первичному валу коробки передач.

Расчетами и экспериментальными исследованиями установлено, что максимальная динамическая нагрузка зависит в наибольшей степени от общего передаточного числа трансмиссии.

При приближенных расчетах максимальный момент на первичном валу коробки передач можно определять по эмпирическим формулам:

$$\begin{aligned} \text{при } u_T \leq 20 \quad M_{T \max} &= 2\beta_c M_{e \max}; \\ \text{при } u_T \geq 50 \quad M_{T \max} &= M_\Phi, \end{aligned}$$

где M_Φ — определяется по формуле (1.7).

При $20 < u_T < 50$ значение $M_{T \max}$ находится путем интерполяции значений $M_{T \max}$, полученных при $u_T = 20$ и $u_T = 50$:

$$\begin{aligned} M_{T \max} &= 2\beta_c M_{e \max} - \\ &- (2\beta_c M_{e \max} - 1,35 M_\Phi) \frac{u_T - 20}{30}. \end{aligned}$$

Для агрегатов трансмиссии, расположенных за промежуточной парой шестерен коробки передач, максимальный момент может находиться исходя из момента на первичном валу коробки передач с учетом передаточного числа трансмиссии и конструктивных параметров узлов деления мощности.

Для автомобиля с гидромеханической трансмиссией значение $M_{T \max}$ на турбинном валу гидротрансформатора определяется по выражению

$$M_{T \max} = M_{H0} k_{\max}, \quad (1.8)$$

где M_{H0} — крутящий момент на насосном колесе; $k_{\max}$ — коэффициент трансформации в «стоповом» режиме (остановленном турбинном колесе и полной подаче топлива).

Максимальный момент на i -й детали находится по моменту на турбинном колесе и передаточному числу трансмиссии от турбинного вала до рассматриваемой детали (u'_i)

$$M_{i \max} = M_{T \max} u'_i \eta'_i,$$

где η'_i — КПД трансмиссии на участке от турбинного вала до рассматриваемой детали.

При этом максимальный момент в трансмиссии не может быть больше

момента, обеспечиваемого сцеплением при $\varphi=0,8$:

$$M_{\text{тф max}} = \varphi G_{\text{ф}} r_0 / (u_{\text{т}}'' \eta_{\text{т}}''), \quad (1.9)$$

где $u_{\text{т}}''$ — передаточное число; $\eta_{\text{т}}''$ — КПД трансмиссии на участке от рассматриваемой детали до ведущих колес.

Для расчетов принимается меньшее из значений, найденных по формулам (1.8) и (1.9).

Экспериментальные данные по максимальным моментам в трансмиссиях автомобилей-аналогов могут использоваться и в расчетах.

1.6. Нагрузочный режим при расчетах трансмиссии на долговечность

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

Как было показано в параграфе 1.3, детали трансмиссии на долговечность рассчитывают при условном расчетном режиме. Он определяется детерминированным значением момента (расчетным моментом $M_{\text{р}}$) и расчетной частотой вращения вала ($n_{\text{р}}$). Учет же особенностей эксплуатационного режима нагружения проводится за счет введения коэффициента эквивалентных пробегов $K_{\text{п}}$ [см. (1.3)]. В некоторых видах расчетов вместо коэффициентов пробега и расчетных моментов используют эквивалентные моменты $M_{\text{э}}$. Применительно к деталям автомобильных трансмиссий обобщенными характеристиками для расчетов на долговечность являются: расчетные моменты $M_{\text{р}}$; расчетные частоты вращения валов $n_{\text{р}}$; коэффициенты эквивалентных пробегов $K_{\text{п}}$ или эквивалентные моменты $M_{\text{э}}$; коэффициенты относительных пробегов на передачах ξ_i .

В соответствии с существующими методиками все детали автомобильных трансмиссий делятся на две группы:

детали, работающие на всех передачах в коробке передач (например, детали главной передачи); детали, работающие на определенной передаче (например, шестерни коробки передач).

При установлении расчетного режима условно принимают, что детали, работающие при движении автомобиля на определенной передаче, нагружены моментом, соответствующим предельной силе тяги на этой передаче при частоте вращения, которая имеет место при средней скорости движения на этой передаче. Для деталей, работающих на всех передачах, в качестве расчетного принимается режим деталей, работающих на первой передаче.

Расчетные моменты определяются по значениям расчетных удельных окружных сил на передачах $\gamma_{\text{р}i}$ (i — номер передачи), представляющих собой отношение максимальной окружной силы, которая развивается на ведущих колесах автомобиля (автопоезда) при установившемся движении, к его весу

$$\gamma_{\text{р}i} = F_{i \text{ max}} / G_{\text{а}}.$$

Поскольку на низших передачах окружная сила на ведущих колесах может быть ограничена сцеплением с дорогой, для этих передач определяют значения удельных окружных сил по сцеплению и по двигателю и в следующих расчетах используют меньшие значения.

Расчетная удельная окружная сила по двигателю $\gamma_{\text{р}ki}$ находится по выражению

$$\gamma_{\text{р}i} = M_{\text{е max}} u_{\text{т}i} \eta_{\text{т}i} / (r_0 G_{\text{а}}), \quad (1.10)$$

где $M_{\text{е max}}$ — максимальный момент двигателя; $u_{\text{т}i}$ — передаточное число трансмиссии на i -й передаче; $\eta_{\text{т}i}$ — КПД трансмиссии на передаче с номером i .

В случае гидромеханической передачи расчетная удельная окружная си-

ла по двигателю определяется по формуле

$$\gamma_{pi} = M_n k_p u_i \eta_{Ti} / (r_0 G_a), \quad (1.11)$$

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

По сцеплению расчетную удельную окружную силу $\gamma_{\Phi p}$ находят по соотношению:

$$\gamma_{\Phi p} = \Phi G_{\Phi} / G_a, \quad (1.12)$$

где G_{Φ} — сцепной вес.

Для условий движения по твердым дорогам принимают $\Phi = 0,7$. Для автомобилей повышенной проходимости в случае движения вне благоустроенных дорог $\Phi = 0,5 \dots 0,6$.

Расчетный момент на передаче с номером i определяют для входного вала узла по формуле

$$M_{pi} = \theta \lambda \gamma_p G_a r_0 / (u_i'' \eta_i''), \quad (1.13)$$

где θ — коэффициент, учитывающий циркуляцию мощности; λ — коэффициент, учитывающий долю мощности, передающуюся через рассматриваемый узел; γ_p — расчетная удельная окружная сила, определяемая по формулам (1.10), (1.11) или (1.12); u_i'' — передаточное число; η_i'' — КПД передачи от входного вала узла до колес.

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

Если в приводе от двигателя к рассматриваемой детали имеется узел деления мощности (например, межосевой дифференциал), то λ берется в соответствии с распределением моментов этим дифференциалом. Например, если в раздаточной коробке имеется несимметричный дифференциал, деля-

щий момент между передним и задним мостом в отношении 1 : 2, для деталей переднего моста нужно принимать $\lambda = 1/3$, а для деталей заднего моста $\lambda = 2/3$. Когда в узле деления мощности отсутствует дифференциал, коэффициент λ принимают пропорциональным доле сцепного веса, приходящейся на рассматриваемый мост.

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 находится по формуле (1.13).

Расчетная частота вращения входного вала рассматриваемого агрегата n_p определяется по расчетным скоростям движения автомобиля на передачах по формуле

$$n_{pi} = 2,65 v_{pi} u_i'' / r_0,$$

где v_{pi} — расчетная скорость автомобиля на передаче, которая соответствует средней скорости движения автомобиля на этой передаче: $v_{pi} = v_{mi}$.

Если нет других данных, среднюю скорость автомобиля на передаче v_{mi} можно найти исходя из предположения, что диапазон работы двигателя на всех передачах примерно одинаков. Тогда справедливо соотношение:

$$v_{mi} = v_{mv} u_b / u_i; \quad v_{mv} = \frac{v_{am}}{u_b} \sum \xi_i u_i,$$

где v_{mv} — скорость автомобиля на высшей передаче; u_b , u_i — передаточные числа высшей и i -й передач; ξ_i — относительные пробеги на передачах.

Из этого следует:

$$v_{mi} = \frac{v_{am}}{u_i} \sum \xi_i u_i,$$

где v_{am} — средняя скорость движения автомобиля.

Средняя скорость автомобиля v_{am} зависит главным образом от дорожных условий и удельной мощности двигателя. Приблизленно

среднюю скорость автомобиля можно найти по выражению

$$v_{am} = k_v v_{a \max},$$

где k_v — коэффициент, принимаемый в зависимости от условий движения и удельной мощности автомобиля в пределах $k_v = 0,5 \dots 0,75$. Для средних условий эксплуатации можно считать $k_v = 0,6$; $v_{a \max}$ — максимальная скорость.

Относительные пробеги на передачах (ξ_i) определяют путь, проходимый автомобилем при определенных ступенях в коробке передач. Они представляют собой отношение пути, проходимого автомобилем на передаче с номером i (s_i), к общему пути, проходимому автомобилем (s_Σ),

$$\xi_i = s_i / s_\Sigma.$$

Для средних условий эксплуатации относительный пробег может быть определен по эмпирическим данным, приведенным в табл. 1.3.

Если известна плотность распределения вероятности напряжений в детали при пробегах автомобиля, коэффициент пробега в соответствии с выражением (1.2) может быть определен по формуле

$$K_{pi} = \frac{1}{\sigma_p^m} \int_{\sigma_n}^{\sigma_b} \sigma_i^m f(\sigma) d\sigma,$$

где σ_n и σ_b — пределы учитываемых напряжений.

Поскольку напряжения в деталях можно считать пропорциональными удельным окружным силам, коэффициенты пробега могут находиться по распределениям

$$K_{pi} = \frac{1}{\gamma_{pi}^m} \int_{\gamma_{min}}^{\gamma_{max}} \gamma_i^m f(\gamma_i) d\gamma_i. \quad (1.14)$$

Поэтому задача определения коэффициента пробега сводится к задачам нахождения плотности распределения удельных окружных сил при движении

на передачах и определении относительных коэффициентов пробега.

Эти задачи могут быть решены: 1) путем длительных испытаний автомобилей с близкими к проектируемому техническими характеристиками; 2) статистической обработки экспериментальных данных, полученных при испытаниях различных автомобилей; 3) путем расчетов режимов движения проектируемого автомобиля.

В настоящее время наибольшее распространение получил второй способ. Обработка большого объема экспериментальных данных по режимам движения различных автомобилей позволила установить некоторые общие закономерности.

В частности установлено, что распределение удельной окружной силы подчиняется усеченному на максимальных значениях логарифмически нормальному закону распределения:

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

Параметр t находится по формуле

$$t = (\lg \gamma_i - \lg \gamma_{mi}) / \sigma_{\lg \gamma_i},$$

где γ_i — текущее значение удельной окружной силы; γ_{mi} — среднее значение удельной окружной силы на передаче с индексом i ; $\sigma_{\lg \gamma_i}$ — среднеквадратичное отклонение десятичного логарифма удельной окружной силы на передаче с индексом i .

Вероятность удельной окружной силы от $\gamma_{i\alpha}$ до $\gamma_{i\beta}$ находится по формуле

$$p[\gamma_{i\alpha} \leq \gamma_i < \gamma_{i\beta}] = \Phi(t_2) - \Phi(t_1),$$

где $t_2 = (\lg \gamma_{i\beta} - \lg \gamma_{im}) / \sigma_{\lg \gamma_i}$; $t_1 = (\lg \gamma_{i\alpha} - \lg \gamma_{im}) / \sigma_{\lg \gamma_i}$.

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

Поскольку динамические нагрузки

Табл. 1.3. Относительный пробег на передачах

Тип автомобиля	Число пе- редач	Высшая передача	$\xi_i, \%$												З.Х.
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Легковые $M_e/m_a < 80 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{т}}$	3	Пр	2	10	88										0,3
	4	Пр	2	6	22	70									0,3
Легковые $M_e/m_a \geq 80 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{т}}$	4	Пр	1	4	20	75									0,3
	5	Пр	1	3	6	15	75								0,3
Грузовые $P_e/m_a > 11 \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	4	Пр	1	3	14	82									0,5
	5	Пр	0,5	1,5	7	20	71								0,5
	5	Пв	0,5	2	8,5	54	35								0,5
Грузовые $P_e/m_a =$ $= 7,4 - 11 \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	5	Пр	0,6	1,8	7,6	20	70								0,5
	5	Пв	0,6	1,8	7,6	60	30								0,5
	6	Пр	0,5	1,5	5	10	23	60							0,5
	6	Пв	0,5	1,5	1,5	10	50	33							0,5
	8	Пр	0,3	0,7	1,2	2,4	5,4	12	25	54					0,5
	5	Пр	0,7	2	8,3	24	65								0,5
	5	Пв	0,7	2	8,3	60	29								0,5
	6	Пр	0,6	1,8	5,6	12	23	57							0,5
Грузовые $P_e/m_a < 7,4 \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	6	Пв	0,6	1,8	5,6	12	50	30							0,5
	8	Пр	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	25	50					0,5
	8	Пв	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	45	30					0,5
	9	Пр	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	18	54				0,5
	9	Пв	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	47	25				0,5
	10	Пр	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	20	50			0,5
	10	Пв	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	45	25			0,5
	12	Пр	0,1	0,3	0,5	1,1	2	4	7	8	10	12	15	40	0,5
	12	Пв	0,1	0,3	0,5	1,1	2	4	7	8	10	12	30	25	0,5
Самосвалы	4	Пр	4	15	31	50									2,5
	5	Пр	4	11	18	26	41								2,5
	5	Пв	4	11	18	41	26								2,5
	6	Пр	3	6	11	16	23	41							2,5
	6	Пв	3	6	11	16	38	26							2,5

* Пр — прямая, Пв — повышающая, З.Х. — задний ход.

в деталях трансмиссии учитываются при расчетах соответствующими коэффициентами, в распределениях удельных окружных сил ограничивают их максимальные значения расчетными удельными окружными силами.

Средние значения удельных окружных сил на передачах (γ_{mi}) определяются сопротивлением движению. В общем виде

$$\gamma_{mi} = \gamma_{\psi} + \gamma_{vmi} + \gamma_{ami}$$

где γ_{ψ} — удельное сопротивление дороги; γ_{vmi} — среднее удельное сопротивление воздуха; γ_{ami} — среднее удельное сопротивление разгону.

Удельные сопротивления находятся по нижеприведенным формулам и данным табл. 1.4:

$$\begin{aligned} \gamma_{\psi} &= \psi; \gamma_{vmi} = Av_{mi}^2/G_a; \gamma_{ami} = \\ &= B(\gamma_{pi} - \gamma_{\psi} - \gamma_{vmi}). \end{aligned}$$

Табл. 1.4. Параметры для расчета средних удельных окружных сил

Параметр	Тип автомобиля		
	легковой	грузовой	самосвал
ψ	0,018	0,03	0,05
A	0,005	0,020	0,024
B	0,2	0,3	0,2

Среднее удельное сопротивление воздуха целесообразно учитывать при $v_{mi} > 40$ км/ч.

Распределение удельных окружных сил для деталей, работающих на всех передачах, также подчинено логарифмически нормальному закону распределения. Оно может быть получено путем синтеза нагрузочных режимов на отдельных передачах. Однако практика расчетов показывает, что более объективные результаты, особенно в случае многоступенчатых коробок передач, получаются, если рассчитывается общая кривая распределения удельных окружных сил.

Для нахождения значения общей средней удельной окружной силы (γ_0) необходимо найти суммарное удельное сопротивление движению (γ_{Σ}):

$$\gamma_{\Sigma} = \gamma_{m1}\xi_1 + \gamma_{m2}\xi_2 + \dots + \gamma_{vm}\xi_v = \sum \gamma_{mi}\xi_i.$$

Учитывая, что распределение удельных окружных сил подчинено логарифмически нормальному закону, при котором мода распределения смещена относительно средней удельной окружной силы, общая средняя удельная окружная сила оказывается несколько меньшей, чем суммарное удельное сопротивление движению. Сопоставление экспериментальных и расчетных данных показывает, что справедливо следующее соотношение: $\gamma_0 = (0,85 \dots 0,9) \gamma_{\Sigma}$.

Среднеквадратичные отклонения логарифма удельной окружной силы ($\sigma_{lg\gamma_i}$) в соответствии с данными экспериментальных исследований можно принимать 0,15...0,3. Большие значения относятся к автомобилям с большой удельной мощностью и к деталям,

нагружаемым только при работе на определенной ступени в коробке передач.

При подсчете коэффициента пробега интеграл в формуле (1.14) определяют численными методами.

В этом случае для нахождения K_{pi} более удобна следующая формула:

$$K_{pi} = \frac{1}{\gamma_{pi}^m} \sum_{n=1}^z \gamma_{in}^m p_n, \quad (1.15)$$

где z — число интервалов значений удельной окружной силы в пределах от $\gamma_{i\min}$ до $\gamma_{i\max}$; p_n — вероятность того, что удельная окружная сила принимает значение в интервале с номером n .

За максимальное значение удельной окружной силы $\gamma_{i\max}$ принимается соответствующее расчетное значение γ_{pi} . Минимальным значением является ноль. Поскольку при логарифмически нормальном законе распределения нулевое значение получается при логарифме, равном $-\infty$, минимальное значение удельной окружной силы можно ограничивать значением, отличающимся от логарифма средней удельной окружной силы на $3\sigma_{lg\gamma_i}$.

Практически подсчет целесообразно начинать с наибольших значений удельной окружной силы и прекращать, когда она становится значительной (на 1...3 порядка — в зависимости от вида расчета и от требуемой точности) меньше соответствующих наибольших значений.

При принятых условиях ширина одного интервала находится по формуле

$$\Delta = [\lg \gamma_{pi} - (\lg \gamma_{mi} - 3\sigma_{lg\gamma_i})] / z.$$

Граница интервала справа

$$\lg \gamma_{n\max} = \lg \gamma_{pi} - \Delta(n-1),$$

где n — номер интервала, считается справа налево, как это показано на рис. 1.17.

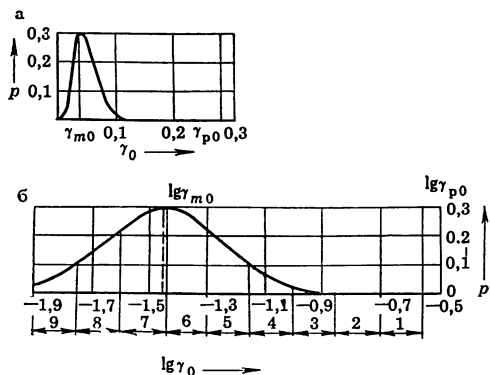


Рис. 1.17. Распределение удельных окружных сил для расчета деталей главной передачи большегрузного автомобиля:

а — в линейных координатах; б — логарифмических

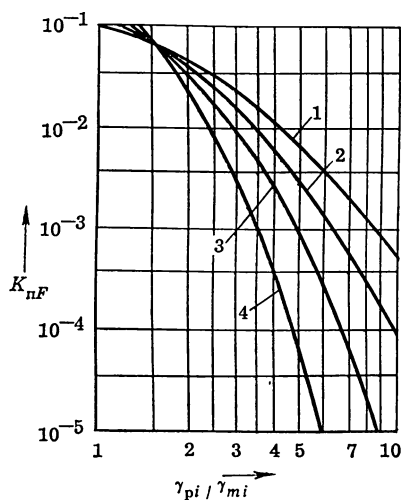


Рис. 1.18. График для определения коэффициента прогиба по изгибным напряжениям:

1 — $\sigma_{lg \gamma_i} = 0.3$; 2 — $\sigma_{lg \gamma_i} = 0.25$; 3 — $\sigma_{lg \gamma_i} = 0.20$; 4 — $\sigma_{lg \gamma_i} = 0.15$

Среднее значение логарифма удельной окружной силы на интервале с номером n : $\lg \gamma_{mi} = \lg \gamma_{pi} - \Delta(n - 0.5)$.

Коэффициенты прогиба зависят от вида нагружения детали. При расчете шестерен по контактным напряжениям

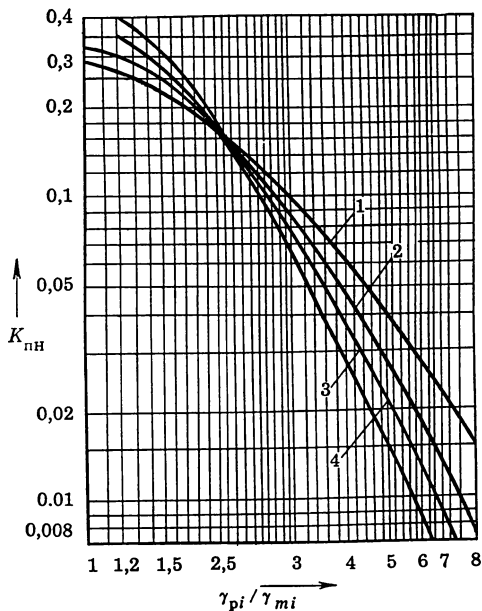


Рис. 1.19. График для определения коэффициента прогиба по контактным напряжениям:

1 — $\sigma_{lg \gamma_i} = 0.3$; 2 — $\sigma_{lg \gamma_i} = 0.25$; 3 — $\sigma_{lg \gamma_i} = 0.20$; 4 — $\sigma_{lg \gamma_i} = 0.15$

в формулах (1.12) и (1.13) принимают показатель степени $m=3$, а при расчетах по изгибным напряжениям — $m=9$. При расчетах подшипников принимают: шариковых — $m=3$, роликовых — $m=3.3$. По существующим методикам подшипники рассчитывают по эквивалентному моменту:

$$M_{эi} = M_{pi} \sqrt[m]{K_{пi}}.$$

Наибольшее влияние на коэффициенты прогиба оказывают отношения расчетных и средних удельных окружных сил (γ_{pi}/γ_{mi}) и среднее квадратичное отклонение ($\sigma_{lg \gamma_i}$). Поэтому при приближенных расчетах можно использовать графики, приведенные на рис. 1.18 и 1.19. На этих графиках показаны зависимости коэффициентов прогиба при расчетах по изгибным напряжениям $K_{пF}$ и контактным $K_{пH}$ в зависимости

от отношений удельных окружных сил. При использовании графиков для расчета подшипников коэффициент пробега можно принять равным коэффициенту пробега при расчете шестерен по контактному напряжению.

Приведенный метод расчета коэффициента пробега основан на обобщенных характеристиках режимов движения автомобиля. При этом индивидуальные особенности автомобиля практически не учитываются. В то же

время известно, что нагрузочный режим в большой степени определяется характеристиками двигателя и трансмиссии, условиями работы, параметрами динамической схемы трансмиссии.

Поэтому в последнее время стал применяться метод расчетного определения коэффициента пробега, основанный на моделировании режима движения автомобиля в характерных дорожных условиях.

2 СЦЕПЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

2.1. Требования к конструкции и классификация

Устанавливаемые на автомобилях сцепления по характеру передачи крутящего момента разделяются на фрикционные и электромагнитные. Работа фрикционного сцепления основана на использовании касательных сил трения, возникающих в зоне контакта ведущих и ведомых элементов при их относительном угловом смещении. Сила трения пропорциональна нормальной силе, сжимающей эти элементы. Электромагнитные сцепления передают крутящий момент за счет сил магнитного притяжения частиц ферронаполнителя, расположенного между ведущими и ведомыми элементами сцепления. Этот момент пропорционален силе тока, протекающего в обмотке возбуждения, с помощью которой намагничивается ферронаполнитель. Выключение сцепления достигается отключением обмотки от источника питания.

Наибольшее распространение имеют фрикционные сцепления. Электромагнитные сцепления иногда устанавливают на микро- и малолитражных легковых автомобилях.

Основные элементы фрикционного сцепления показаны на рис. 2.1. Оно включает следующие узлы: ведущую часть — маховик 1, нажимной диск 3, кожух сцепления 5, нажимные пружины 4, ведомую часть — ведомый диск 2 с гасителем крутильных колебаний 13, механизм выключения — отжимные рычаги 12, выжимной подшипник

11 с муфтой выключения 6, привод сцепления — педаль 7, натяжную пружину 8, тягу 9, вилку 10. При необходимости в привод встраивается усилитель, помогающий водителю управлять сцеплением.

Сжатие трущихся поверхностей осуществляется нажимными пружинами. Зазор Δ в приводе (на рис. 2.1 между подшипником 11 и рычагами 12) необходим для полного включения сцепления и должен поддерживаться в определенных пределах. Если конструкция привода не обеспечивает гарантированного зазора, вследствие изнашивания трущихся поверхностей он уменьшается, а восстанавливается соответствующей регулировкой. Выключение сцепления происходит следующим образом. При нажатии на педаль 7 через систему рычагов и тяг перемещается выжимной подшипник 11 и выбирается зазор Δ . Затем подшипник воздействует на отжимные рычаги 12 и нажимной диск отходит вправо, сжимая пружины 4. При этом между ведомым диском 2, маховиком 1 и нажимным диском 3 образуются зазоры, что приводит к выключению сцепления.

Сцепление должно обеспечивать: передачу максимального крутящего момента двигателя без пробуксовки при полностью включенном сцеплении; чистое выключение, необходимое для полного отключения двигателя от трансмиссии; плавность включения для уменьшения динамических нагруз-

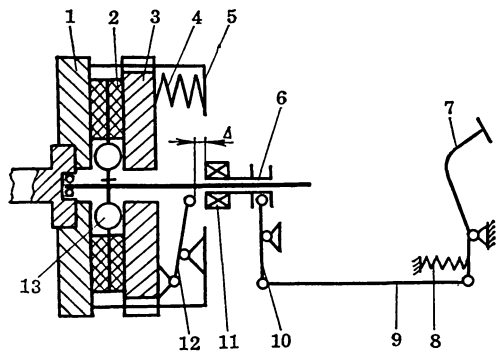


Рис. 2.1. Схема сцепления

зок в трансмиссии и для плавного трогания автомобиля с места; минимальный момент инерции ведомой части сцепления для уменьшения динамических нагрузок в зубчатых зацеплениях коробки передач и скорости изнашивания синхронизаторов при переключении передач; постоянство момента трения во включенном состоянии; эффективный отвод теплоты при буксовании; гашение высокочастотных колебаний, действующих на трансмиссию, в основном, со стороны двигателя; высокую долговечность и технологичность изготовления; малые габариты (длина).

Конструкции сцеплений отличаются большим разнообразием. По форме трущихся поверхностей они могут быть дисковыми, колодочными или конусными; по способу создания нажимного усилия — механическими, гидравлическими, пневматическими, электрическими; по состоянию трущихся поверхностей — сухими или смазываемыми; по характеру работы — постоянно замкнутыми или разомкнутыми. На автомобилях в подавляющем большинстве случаев применяют сухие дисковые постоянно замкнутые сцепления с пружинным нажимным устройством и гасителем в ведомом диске. Эти сцепления просты по конструкции и долговечны.

В свою очередь сухие фрикционные 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 зарубежных и отечественных автомобилей. Автоматическим может быть само сцепление (центробежное) по принципу его работы или система управления, обеспечивающая работу неавтоматического сцепления (обычно фрикционного или электромагнитного) по заданному алгоритму без вмешательства водителя.

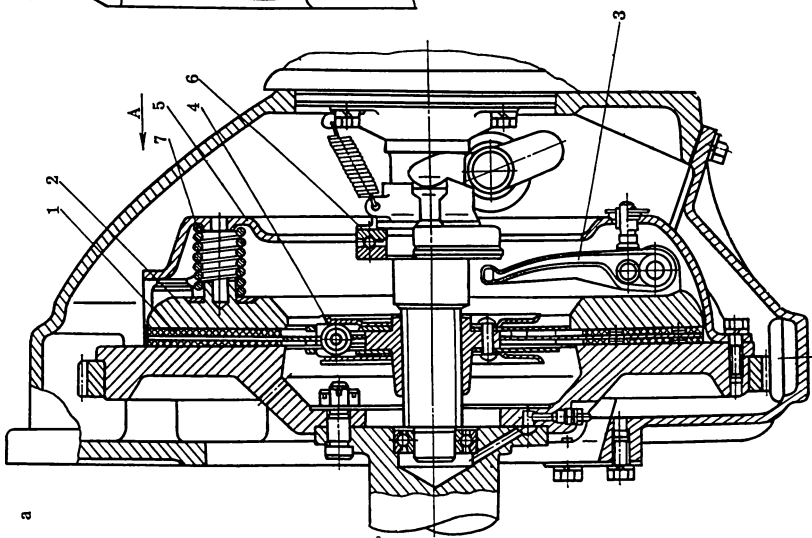
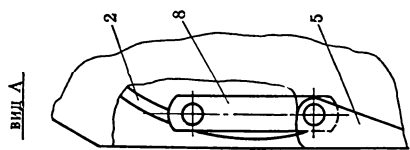
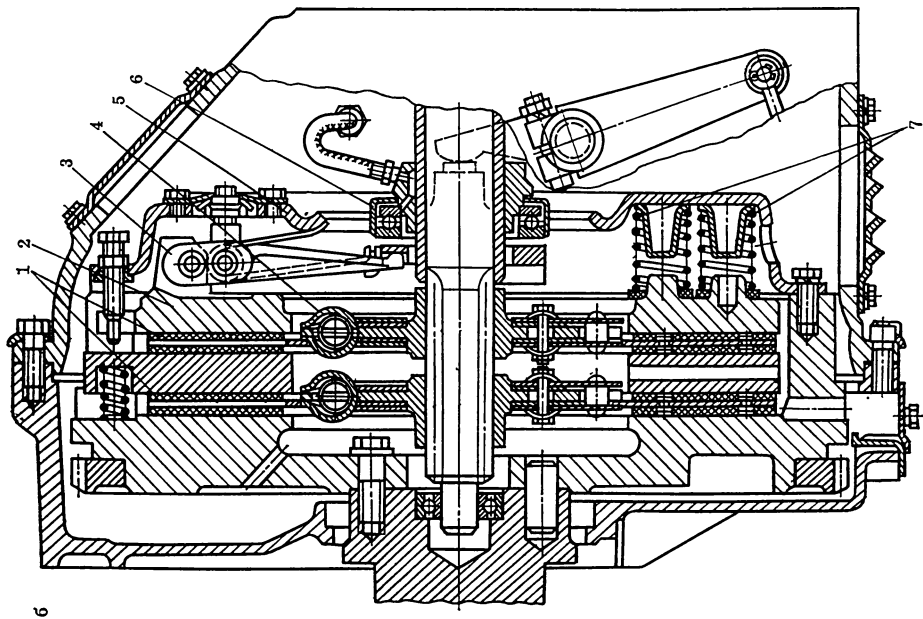
По числу ведомых дисков — на одно- и двухдисковые. Однодисковые сцепления используют на легковых и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Двухдисковые сцепления устанавливают на автомобилях большой грузоподъемности.

По расположению нажимных пружин — на периферийные и центральные. 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 сцепления с механическим и гидравлическим приводом без усилителя и с усилителем. Усилители выполняют механическими, гидравлическими, пневматическими или вакуумными.

2.2. Конструкции сцеплений

Конструкция, размеры и характеристики сцепления в значительной степени определяются типом нажимных пружин (рис. 2.2). В автомобильных сцеплениях применяют цилиндрические, конические и тарельчатые пружины. Их сравнительные характеристики показаны на рис. 2.3. Цилиндрические пружины имеют линейную



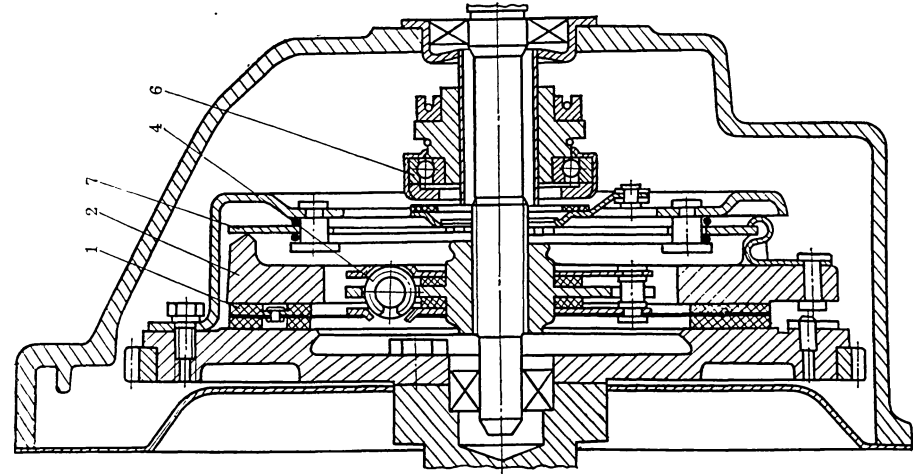
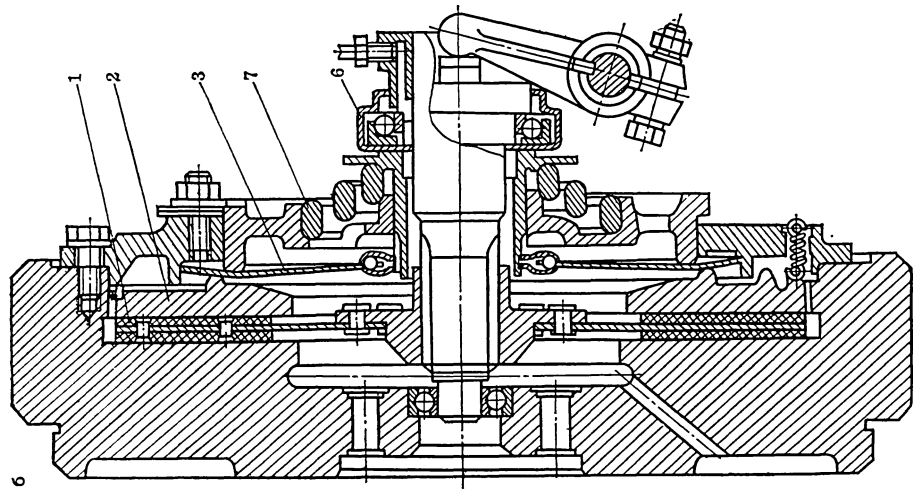


Рис. 2.2. Типовые конструкции однодискового — ЗИЛ-130 (а) и двухдискового — ЯМЗ-236К (б) сцеплений с периферийно расположенными пружинами, однодисковых сцеплений с центральной конической пружиной — МАЗ-200 (в) и с тарельчатой пружиной — ВАЗ (г):
 1 — ведомый диск; 2 — нажимной диск; 3 — отжимные рычаги; 4 — гаситель; 5 — кожух; 6 — выжимной подшипник; 7 — нажимные пружины; 8 — пластины

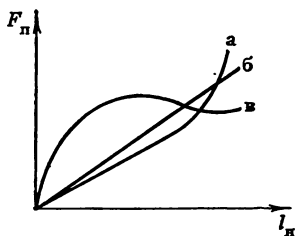


Рис. 2.3. Характеристики нажимных пружин: а — конической; б — цилиндрической, в — тарельчатой

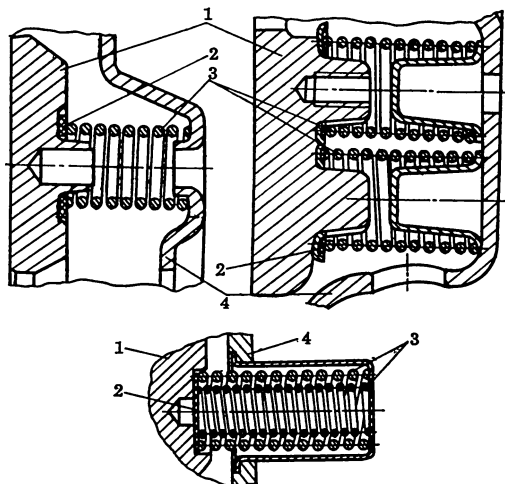


Рис. 2.4. Варианты установки нажимных цилиндрических периферийных пружин:

1 — нажимной диск; 2 — теплоизолирующая шайба; 3 — нажимные пружины; 4 — кожух сцепления

характеристику во всем рабочем диапазоне. Характеристика конической пружины до посадки витков также является линейной, затем по мере выключения витков из работы жесткость пружины увеличивается. Это является недостатком, так как обуславливает увеличение усилия при выключении сцепления и значительное снижение нажимного усилия при изнашивании фрикционных накладок. Наиболее благоприятна характеристика тарельчатой пружины, усилие которой в рабочем диапазоне изменяется незначительно при выключении сцепления и изнашивании фрикционных накладок.

Цилиндрические пружины в современных сцеплениях устанавливают по периферии (см. рис. 2.2, а, б), что обеспечивает равномерное сжатие трущихся поверхностей за счет симметричного расположения пружин относительно друг друга и отжимных рычагов. В зависимости от их числа нажимные пружины располагаются на одной или двух окружностях нажимного диска. Для центрирования пружин и уменьшения их деформации при действии центробежных сил применяют стаканы, бобышки или выступы на нажимном диске и кожухе сцепления (рис. 2.4). Бобышки нажимного диска используют также для его балансировки. Для предотвращения нагрева пружин устанавливают теплоизолирующие шайбы.

Вместо периферийных пружин может устанавливаться центрально одна цилиндрическая пружина. При этом уменьшается диаметр сцепления, а его осевые размеры увеличиваются. Использование более сложной в изготовлении конической пружины, устанавливаемой центрально (см. рис. 2.2, в), позволяет уменьшить и осевые размеры сцепления. В таких сцеплениях регулируется усилие сжатия пружины, например, прокладками, как в конструкции, показанной на рис. 2.2, в.

Сжатая коническая пружина 7 расположена между опорным фланцем и подвижной втулкой. На другом конце втулки закреплена с помощью стопорного кольца обойма с шариками нажимных упругих рычагов пластинчатого типа. Обойма состоит из двух шайб. В ней устанавливается до 20 рычагов, которые удерживаются шариками, помещаемыми в отверстия на внутренних концах рычагов. Наружные концы рычагов опираются на кольцевые выступы опорного фланца и нажимного диска 2.

Пружина 7 стремится переместить втулку вместе с обоймой вправо. В результате внутренние концы рычагов

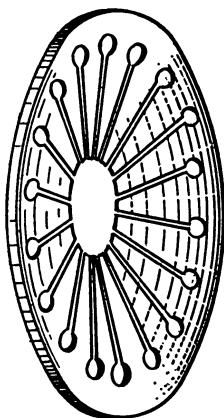


Рис. 2.5. Общий вид тарельчатой пружины

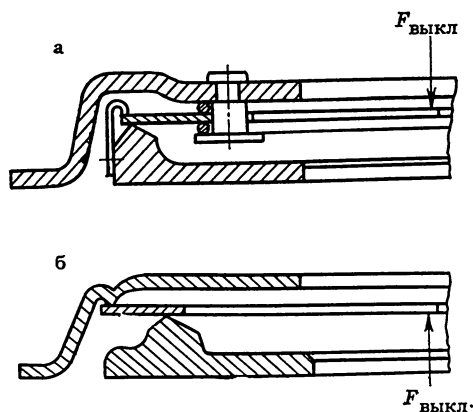


Рис. 2.6. Варианты установки тарельчатой пружины

также смещаются вправо, сжимая наружными концами трущиеся поверхности сцепления. При выключении сцепления втулка перемещается влево и упругие рычаги 3 перестают действовать на нажимной диск. Упругие рычаги обеспечивают равномерное сжатие трущихся поверхностей и плавность включения сцепления.

Тарельчатые пружины благодаря своим достоинствам широко используются в автомобильных сцеплениях (особенно легковых автомобилей). Та-

рельчатая пружина (рис. 2.5) имеет форму усеченного конуса и состоит из сплошного кольца с меридиально расположенными лепестками, выполняющими функции упругих отжимных рычагов. Возможны два варианта установки тарельчатой пружины (рис. 2.6). В первом варианте (рис. 2.6, а) на нажимной диск пружина действует наружным краем сплошного кольца, во втором (рис. 2.6, б) — внутренним. Первый вариант наиболее широко применяется в силу простоты механизма выключения сцепления (см. рис. 2.2, з). Во втором варианте упрощается конструкция механизма установки пружины, уменьшаются усилие выключения и напряжения в пружине. Однако в этом случае для выключения сцепления внутренние концы лепестков пружины необходимо перемещать в направлении от нажимного диска, что усложняет конструкцию механизма выключения.

При использовании тарельчатых пружин упрощается конструкция сцепления, уменьшаются его размеры, число деталей, обеспечивается плавное включение, равномерная нагрузка на нажимной диск, малое изменение нажимного усилия при изнашивании накладок.

Ведущие диски (нажимные и промежуточные) передают крутящий момент двигателя ведомым дискам. Для обеспечения поглощения и рассеивания теплоты они выполняются массивными, часто с радиальными или спиральными вентиляционными каналами и ребрами. Ребра, помимо улучшения теплопередачи, способствуют повышению жесткости нажимного диска.

Ведущие диски должны вращаться вместе с маховиком и иметь возможность перемещаться в осевом направлении. При этом направляющими устройствами служат выступы, шипы, зубья или пальцы. Кроме того, могут применяться шпоночные соединения, а также равномерно располагаемые

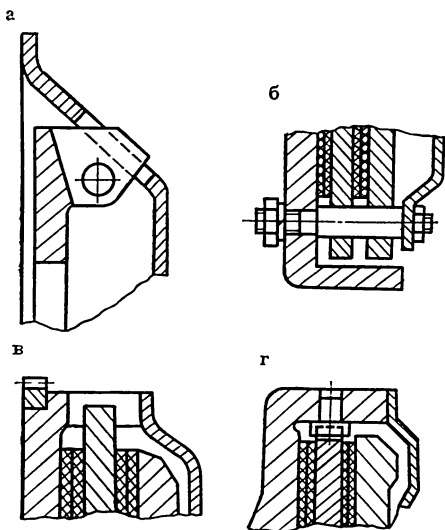


Рис. 2.7. Варианты соединения ведущих дисков с маховиком

по окружности тангенциальные пружины.

Выступы нажимного диска, входящие в пазы кожуха сцепления, обеспечивают их надежное соединение (рис. 2.7, а). Вследствие значительного трения в соединении, возникающего при осевом перемещении диска, увеличивается усилие выключения сцепления. Соединение при помощи упругих пластин 8 (см. рис. 2.2, а) обеспечивает перемещение нажимного диска без трения. В этом случае один конец пластины приклепывается к кожуху, а второй — крепится к нажимному диску. Такой способ соединения широко используется в сцеплениях легковых и грузовых автомобилей. В двухдисковых сцеплениях ведущие диски иногда перемещаются вдоль пальцев, закрепленных в маховике (рис. 2.7, б). Промежуточные диски могут соединяться с маховиком при помощи шлиц, шипов (рис. 2.7, в) или пальцев, запрессованных в маховик (рис. 2.7, г). Эти пальцы входят в пазы промежуточного диска, чем обеспечивается возможность его осевого перемещения.

Для обеспечения чистоты выключения двухдискового сцепления промежуточный диск принудительно отводится при помощи различных пружинных устройств. Некоторые варианты этих конструкций показаны на рис. 2.8. Конструкция (рис. 2.8, а) отличается простотой и состоит из пружин 2, установленных между маховиком 1, промежуточным 3 и нажимным 4 дисками. Чистота выключения сцепления достигается за счет правильного выбора жесткостей пружин и их точного изготовления. В ряде сцеплений используются пружины, расположенные между маховиком 1 и промежуточным диском

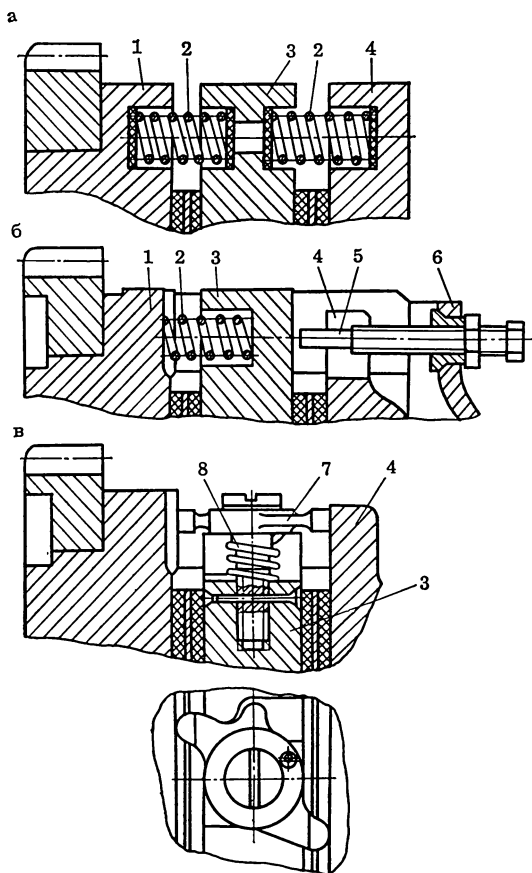


Рис. 2.8. Устройства для обеспечения чистоты выключения двухдискового сцепления

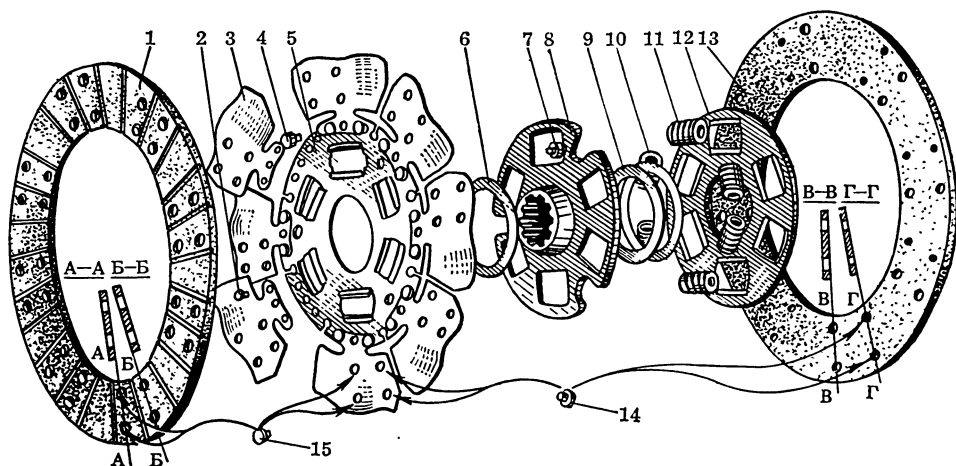


Рис. 2.9. Ведомый диск сцепления:

1, 13 — фрикционные накладки; 2, 4 — заклепки; 3 — пластинчатая пружина; 5, 12 — диски; 6, 9 — фрикционные шайбы; 7 — штифт; 8 — ступица ведомого диска; 10 — регулировочная шайба; 11 — пружина; 14, 15 — заклепки крепления фрикционных накладок

3 (рис. 2.8, б). Среднее положение диска в выключенном сцеплении определяется упором 5, ввернутым в кожух 6 сцепления. В современных сцеплениях часто применяют устройства (рис. 2.8, в), состоящие из рычагов 7, установленных в промежуточном диске 3. При выключении сцепления рычаги под действием винтовых пружин 8 поворачиваются против часовой стрелки, упираясь своими концами в маховик 1 и нажимной диск 4, в результате чего промежуточный диск устанавливается в среднее положение.

Ведомый диск (рис. 2.9) устанавливается на шлицах первичного вала коробки передач и состоит из шлицевой ступицы, стального диска толщиной 2...3 мм, фрикционных накладок и гасителя крутильных колебаний. Для обеспечения лучшего контакта поверхностей трения, плавного включения и предупреждения коробления при нагреве стремятся уменьшить осевую жесткость ведомых дисков. С этой целью их выполняют разрезными. За счет устройства Т-образных прорезей (рис. 2.10, а) уменьшается ширина перемычек между секторами, которые в свою очередь могут последова-

тельно отгибаться в разные стороны (рис. 2.10, б). Между диском и фрикционными накладками часто устанавливают пластинчатые пружины. Фрикционные накладки крепят независимо друг от друга к диску или к диску и

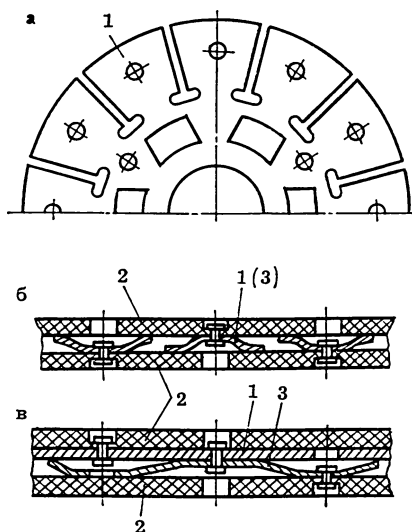


Рис. 2.10. Элементы конструкции ведомых дисков:

1 — диск; 2 — фрикционные накладки; 3 — пластинчатая пружина

пластинчатым пружинам, приклепанным к диску.

Головки заклепок размещаются в отверстиях противоположных накладок с зазором (рис. 2.10, б, в). В выключенном сцеплении диск и пластинчатые пружины находятся в свободном состоянии. При включении сцепления они распрямляются, благодаря чему усиливается трение поверхностей. Поверхность трения фрикционных накладок может иметь вентиляционные канавки (обычно прямолинейные с небольшим увеличением глубины к периферии накладки) для удаления продуктов изнашивания.

Фрикционные накладки автомобильных сцеплений изготавливают на асбестовой основе четырех типов: 1 — формованные, 3 — тканые, 4 — картонно-бакелитовые, 5 — спиральнонавитые. Использование прессованных накладок в автомобильных сцеплениях ГОСТ 1786—80 не предусматривает. Фрикционные накладки должны иметь высокий и стабильный коэффициент трения, быть износостойкими, не схватываться с контактирующей поверхностью. Они способны выдерживать длительный нагрев до 200 °С и кратковременный (продолжительностью не более 10 с) — до 350 °С. Для улучшения механических свойств накладок используют различные добавки: цинк способствует стабилизации коэффициента трения, медь — улучшению теплоотдачи, свинец — уменьшению скорости изнашивания, предупреждению задирав ведущего диска (но при его добавлении уменьшается термостойкость накладок).

При изготовлении формованных накладок используется низкосортный коротковолокнистый асбест с большим количеством различных добавок. Накладки способны выдерживать значительные нагрузки и предназначены для сцеплений грузовых автомобилей. Тканые накладки изготавливаются из

хлопчатобумажной и асбестовой высокосортной длиноволокнистой пряжи с металлическими и с неметаллическими наполнителями. В первом случае используют проволоку, обычно латунную, реже медную или цинковую. Затем весь материал пропитывается под давлением специальным связующим материалом, например бакелитом. Такие накладки применяют в сцеплениях легковых и грузовых автомобилей. Картонно-бакелитовые накладки изготавливают прессованием из асбестового картона, пропитанного фенолформальдегидной смолой. Они обладают невысокими фрикционными и механическими характеристиками. Спиральнонавитые накладки имеют высокие антивибрационные и прочностные свойства, повышенный коэффициент трения за счет спирального расположения волокон. Они используются в сцеплениях легковых автомобилей. Твердость по Бринеллю накладок составляет HB 170...470.

В ведомый диск сцепления встраивают гасители крутильных колебаний, которые предназначены для снижения или полного устранения высокочастотных колебаний, возникающих в трансмиссии от действия периодических возмущений. Они изменяют упругую характеристику трансмиссии и уменьшают вероятность возникновения резонанса при совпадении собственных и вынужденных частот крутильных колебаний. Все гасители вне зависимости от их конструкции работают по принципу рассеивания энергии. Они состоят из упругого элемента, обеспечивающего относительное перемещение ведущей и ведомой частей диска, и диссипативного элемента, предназначенного для рассеивания энергии колебаний за счет трения. Упругими элементами являются пружины, торсионы, резина.

Наибольшее распространение в автомобилях получили гасители, в которых используется трение без смазочно-

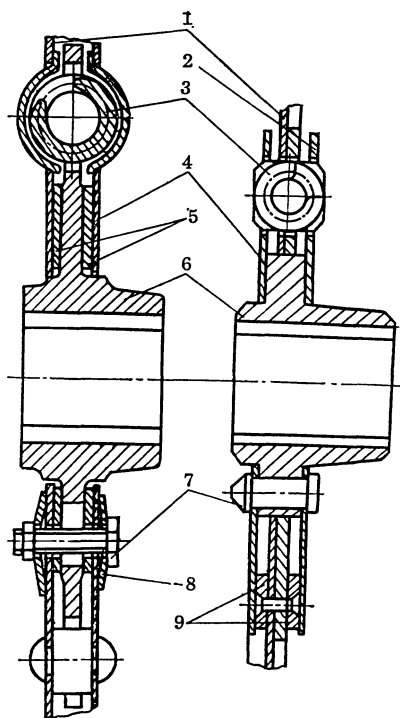


Рис. 2.11. Конструктивное оформление гасителей

го материала, с применением пружин в качестве упругих элементов. Примеры конструктивного оформления таких гасителей приведены на рис. 2.11. Пружины 3 устанавливаются в окна ступицы 6 ведомого диска и в дисках 1 и 4 с предварительным натягом. Рассеивание энергии происходит на поверхностях трения, образованных дисками 1, 2, 4 и 5, 9. Сжатие поверхностей трения осуществляется с помощью заклепок или болтов 7. В последнем случае для придания стабильности усилию сжатия устанавливают тарельчатые 8 или цилиндрические пружины. С этой же целью диски гасителя могут выполняться в виде тарельчатых пружин.

Рассматриваемые гасители имеют линейную характеристику в пределах угла замыкания, под которым понимают максимальное относительное смещение ведущих и ведомых элементов

гасителя. Получили распространение также гасители с нелинейной характеристикой, позволяющие более эффективно устранять крутильные колебания. Они имеют различную конструкцию: в одних — используют различной длины пружины, устанавливаемые в окна одинаковых размеров, которые включаются в работу последовательно; в других — последовательное включение в работу пружин обеспечивается соответствующим выбором размеров окон в дисках и ступице. В таких гасителях увеличено общее число пружин (обычно до 10); пружины одной жесткости равномерно чередуются с пружинами другой. Существуют гасители, имеющие три комплекта пружин малой, средней и большой жесткости (соотношение жесткостей 1 : 10 : 20). Нелинейность характеристики гасителя может достигаться также использованием пластинчатых пружин или резиновых упругих элементов.

Отжимные рычаги должны иметь высокое передаточное отношение (в автомобильных сцеплениях — 3,8...5,5) при малом трении в шарнирах. Число рычагов в сцеплении составляет 3...5, они устанавливаются по окружности равномерно радиально или наклонно для увеличения передаточного отношения. Чтобы не уменьшалось усилие сжатия трущихся поверхностей и не затруднялось выключение сцепления, должен отсутствовать поворот отжимных рычагов при действии центробежных сил.

Для уменьшения трения отжимные рычаги устанавливают на ножевых опорах, перекатывающих роликах, игольчатых подшипниках. Одна из опор рычага выполняется жесткой, а вторая — должна компенсировать изменение расстояния между ними (около 1 мм) при повороте рычага. В старых конструкциях сцеплений отжимные рычаги устанавливали свободно на отжимных пальцах (рис. 2.12, б). Одной опорой служила

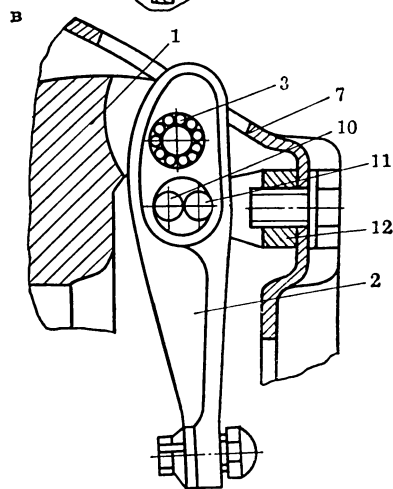
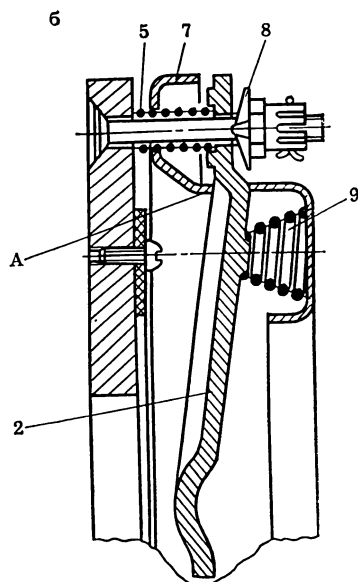
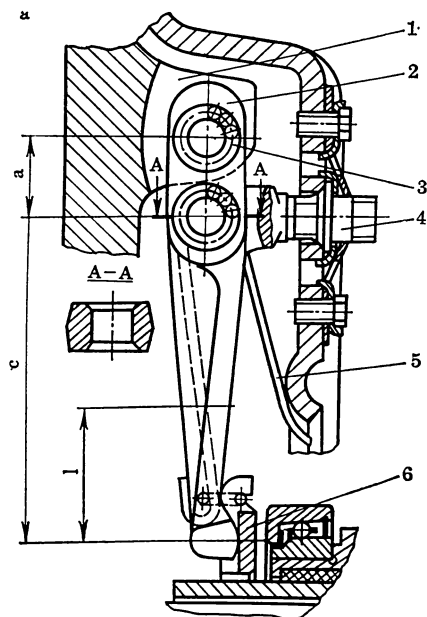


Рис. 2.12. Конструкции отжимных рычагов

ножевая кромка *A* прорези в кожухе 7, а второй — торец самоустанавливающейся шайбы 8, расположенной на пальце. Положение рычага определяется пружинами 5 и 9. Более совершенными являются конструкции с использованием в качестве одной опоры игольчатого подшипника 3 (рис. 2.12, в), установленного в проушине нажимного диска 1. Другая опора образована осью 10 и перекачиваемым роликом 11, установленными на стойке 12, которая закреплена на внутренней стороне кожуха 7 сцепления. В современных сцеплениях рычаги чаще всего устанавливаются на двух игольчатых подшипниках 3 (рис. 2.12, а). Одна опора выполняется жесткой, обычно на нажимном диске 1, а конструкция второй опоры должна обеспечить компенсацию изменения расстояния между опорами при помощи гайки 4 с подвижной сферической опорой. Установка зазоров между рычагами 2 и упорным кольцом 6 (или подшипником) осуществляется гайка-

ми 4. Для удержания с некоторым усилием рычагов в определенном положении устанавливают оттяжные пружины 5.

При выключении сцепления происходит передача усилия от невращающейся муфты к вращающимся отжимным рычагам. Для уменьшения трения между этими деталями устанавливают подшипники скольжения или качения. Подшипники скольжения, используемые иногда на легковых авто-

мобилиях, представляют собой пропитанные специальными маслами угольно-графитовые втулки, не требующие подвода смазочного материала в течение всего срока службы. Гораздо чаще используют подшипники качения с защитным кожухом, а смазочный материал подается по гибкому шлангу через масленку, которая устанавливается на корпусе сцепления. В последнее время широко используют герметичные подшипники, заполненные смазочным материалом, обеспечивающим их работоспособность в течение всего срока службы автомобиля. Размеры выбираемого подшипника определяются конструктивно и в первую очередь зависят от диаметра первичного вала коробки передач.

2.3. Выбор размеров и параметров сцепления

Основные размеры и параметры сцепления: наружный D и внутренний d диаметры фрикционных накладок ведомых дисков; число ведомых дисков z_d ; коэффициент запаса сцепления β ; нажимное усилие пружин F_n ; расчетный коэффициент трения μ ; число z_n и жесткость c_n нажимных пружин; удельная нагрузка q на фрикционные накладки.

Указанные параметры должны соответствовать требованиям ГОСТ 12238—76 и ГОСТ 1786—80, в которых указаны наружные диаметры ведомых дисков сцепления, частота вращения и крутящие моменты двигателей, оговорены типы, основные параметры, размеры, технические требования и методы испытаний асбестовых фрикционных накладок.

При проектировании сцепления в первую очередь выбирают по ГОСТ 12238—76 число ведомых дисков z_d и размеры фрикционных накладок (наружный D , внутренний d диаметры и толщину δ) в зависимости от максимального момента двигателя $M_{e \max}$.

При $M_{e \max} \leq 465$ Н·м проектируемое сцепление должно быть однодисковым, при больших моментах оно может быть одно- или двухдисковым. Для всех типов автомобилей $D=190\ldots 400$ мм, для двухдисковых сцеплений $D=340\ldots 400$ мм. Толщина фрикционных накладок $\delta=3,0\ldots 3,5$ мм для легковых автомобилей и $\delta=4,0\ldots 5,0$ мм для грузовых.

Затем задаются коэффициентом запаса сцепления, равным отношению момента трения сцепления к максимальному моменту двигателя — $\beta = M_c / M_{e \max}$, откуда $M_c = \beta M_{e \max}$.

Значение β выбирается с учетом неизбежного изменения (уменьшения) коэффициента трения накладок при эксплуатации, усадки нажимных пружин, наличия возможности регулировки нажимного усилия, числа ведомых дисков. Из-за усадки пружин уменьшение β составляет 8...10%, изнашивания накладок — 15...20%, суммарное падение β составляет 23...30%. Средние значения β для легковых автомобилей — 1,2...1,75; для грузовых — 1,5...2,2; для автомобилей повышенной и высокой проходимости — 1,8...3,0.

Нажимное усилие F_n определяется исходя из момента трения M_c , выраженного через параметры сцепления. Момент трения на поверхности диска (рис. 2.13)

$$M_\mu = F_\mu r_\mu, \quad (2.1)$$

где F_μ — полная тангенциальная сила трения; r_μ — радиус трения, эквивалентный плечу приложения силы F_μ , которая равна сумме всех элементарных сил трения.

Элементарные сила и момент трения:

$$dF_\mu = \mu dF_n = \mu q dA;$$

$$dM_\mu = \mu q dF_n = \mu q p dA,$$

где dF_n — элементарная нормальная сила, действующая на элементарную площадку dA , которая расположена на радиусе ρ : $dA = 2\pi \rho d\rho$.

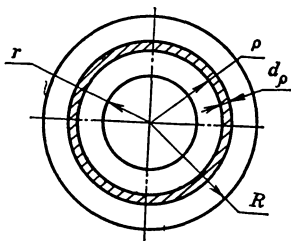


Рис. 2.13. Схема для определения момента трения сцепления

Таким образом,

$$dF_{\mu} = 2\pi\mu q\rho d\rho; dM_{\mu} = 2\pi\mu q\rho^2 d\rho$$

и

$$F_{\mu} = 2\pi \int_r^R \mu q \rho d\rho; M_{\mu} = 2\pi \int_r^R \mu q \rho^2 d\rho. \quad (2.2)$$

После подстановки выражения (2.2) в уравнение (2.1) определяется радиус трения

$$r_{\mu} = \frac{\int_r^R \mu q \rho^2 d\rho}{\int_r^R \mu q \rho d\rho}. \quad (2.3)$$

Отсюда следует, что при постоянном значении μ радиус трения зависит от закона распределения нагрузки. Для металлических пар трения, а также пар металл — металлокерамика установлено, что изнашивание поверхностей трения происходит равномерно. Можно считать, что скорость изнашивания δ_{μ} пропорциональна произведению удельной нагрузки на относительную скорость скольжения поверхностей трения $v_{отн}$:

$$\delta_{\mu} = k_{\mu} q v_{отн},$$

где k_{μ} — коэффициент пропорциональности.

При равномерном изнашивании в соответствии с выражением (2.3) нагрузка q линейно уменьшается в радиальном направлении к наружной кромке диска, т. е. $q\rho = \text{const}$.

В этом случае

$$r_{\mu} = 0,5(r + R) = r_m, \quad (2.4)$$

где r_m — средний радиус накладки.

Ведомые диски сцеплений автомобилей обладают существенной податливостью в осевом направлении, что обуславливает $q = \text{const}$ во всех точках поверхности трения. Из формулы (2.3)

$$r_{\mu} = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}. \quad (2.5)$$

Для легковых автомобилей отношение r/R составляет приблизительно 0,55, для грузовых — 0,7 и

$$r_{\mu} \approx r_m = 0,5(r + R).$$

С учетом числа пар поверхностей трения ($z_{\mu} = 2$ для однодискового и $z_{\mu} = 4$ для двухдискового сцепления)

$$M_c = k_z \mu z_{\mu} F_n r_{\mu}, \quad (2.6)$$

где k_z — коэффициент, учитывающий уменьшение нажимного усилия F_n , сжимающего трущиеся поверхности, вследствие трения в направляющих устройствах и шлицах ведущих и ведомых дисков. Для автомобильных сцеплений принимают $k_z = 1$. Тогда

$$F_n = \frac{M_c}{\mu z_{\mu} r_{\mu}} = \frac{\beta M_{e \max}}{\mu z_{\mu} r_{\mu}}. \quad (2.7)$$

Коэффициент трения накладок зависит от ряда факторов: материала фрикционных накладок, состояния их поверхностей, относительной скорости скольжения, удельной нагрузки, температуры. Его определяют по вырезанным из накладок образцам размером 22×27 мм на лабораторной машине трения при строгом соблюдении условий: материал контртела — СЧ 15, средний радиус трения — 100 мм, окружная скорость образцов по средней линии — 7,0...7,5 м/с, температура — $(110 \pm 10)^\circ\text{C}$, удельная нагрузка — $(0,27 \pm 0,02)$ МПа. Определенный при этих условиях коэффициент трения составляет в среднем 0,30...0,50, в реальных условиях эксплуатации сцеплений он несколько ниже. Для расчетов принимают $\mu = 0,22...0,30$.

Удельная нагрузка

$$q = F_{\text{н}}/A_{\text{н}} = 4F_{\text{н}}/[\pi(D^2 - d^2)], \quad (2.8)$$

где $A_{\text{н}}$ — площадь рабочей поверхности одной стороны фрикционной накладки.

При наличии отверстий под заклепки значение q несколько увеличивается (до 5%), но в расчетах этим можно пренебречь. Давление должно быть равно 0,14...0,30 МПа. Для большегрузных автомобилей рекомендуется $q \leq 0,2$ МПа. Значение q у сцеплений легковых автомобилей составляет 0,18...0,23 МПа, а у грузовых — 0,14...0,21 МПа.

С учетом формул (2.7) и (2.8) находится число пар трения $z_{\mu} = (16M_{\text{е max}}\beta)/[\pi\mu q(D-d)(D+d)^2]$, по которому определяется необходимое количество ведомых дисков сцепления: $z_{\text{г}} = z_{\mu}/2$. Полученное значение $z_{\text{г}}$ должно быть не более единицы для однодисковых и двух — для двухдисковых сцеплений. При несоблюдении этого условия следует принять другие (большие) размеры фрикционных накладок из указанных в ГОСТ 12238—76.

Число периферийно устанавливаемых пружин $z_{\text{п}}$ составляет для легковых автомобилей 6...18, для грузовых — 12...28. Большие значения относятся к автомобилям с большей массой.

Жесткость пружины $c_{\text{п}}$ по возможности следует принимать минимальной, чтобы изнашивание накладок меньше сказывалось на изменении момента трения сцепления. Наибольшее допустимое значение $c_{\text{п}}$ можно определить из условия обеспечения минимального коэффициента запаса сцепления

$$c_{\text{п max}} = F_{\text{п}}(1 - \beta_{\text{min}}/\beta)/\delta_{\text{п}},$$

где $\delta_{\text{п}}$ — принимаемый износ накладок: $\delta_{\text{п}} = 0,5\delta$ — для приклепываемых и $\delta_{\text{п}} = 1,0\delta$ — для приклеиваемых накладок.

У легковых автомобилей $c_{\text{п}} = 30...$ 40 Н/мм, у грузовых — $c_{\text{п}} = 20...40$ Н/мм.

Ход нажимного диска должен обеспечивать полное выключение сцепления. Зазор между поверхностями трения принимают для однодисковых сцеплений 0,75...1 мм и для двухдисковых — 0,5...0,75 мм. Таким образом, ход нажимного диска у однодисковых сцеплений составляет 1,5...2 мм, у двухдисковых — 2...3 мм.

2.4. Выбор параметров гасителя крутильных колебаний

Получивший наибольшее распространение в автомобильных сцеплениях пружинный гаситель крутильных колебаний характеризуется следующими основными параметрами: моментом трения $M_{\text{т}}$, моментом предварительной затяжки пружин $M_{\text{п}}$, жесткостью пружин $c_{\text{г}}$, углом замыкания гасителя $\varphi_{\text{г}}$. В существующих конструкциях $M_{\text{т}} = (0,06...0,17) M_{\text{е max}}$, $M_{\text{п}} = (0,08...0,15) M_{\text{е max}}$, $\varphi_{\text{г}} = 2^{\circ}30'...3^{\circ}40'$.

Число пружин — 6...10. Отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки принимают $D_{\text{м}}/d = 4,5...5,5$. Пружины устанавливают по окружности диаметром 80...120 мм в окнах длиной 25...27 мм. Размеры пружин составляют: $d = 3...4$ мм, $D_{\text{м}} = 14...19$ мм, число витков $i = 3...4$, зазоры между витками $\Delta_{\text{п}} = 3...4$ мм.

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 и инерционные свойства трансмиссии как многомассовой колебательной системы (см. гл. 1), наличие диссипативных сил, циклический характер крутящего момента двигателя от инерционных и газовых сил.

Крутящий момент двигателя даже в установившемся режиме его работы не остается постоянным. Он циклически изменяется в соответствии с харак-

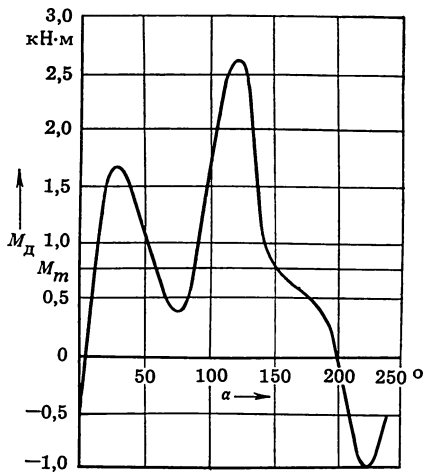


Рис. 2.14. Суммарный крутящий момент двигателя от инерционных и газовых сил:

$$M_d = 0,8 + 0,8 \sin(1,5\alpha - 60^\circ) + 0,4 \sin(3\alpha + 30^\circ) + 0,7 \sin(4,5\alpha - 40^\circ) + 0,2 \sin(7,5\alpha - 30^\circ) + \dots$$

тером изменения газовых и инерционных сил двигателя. Суммарный момент двигателя M_d получается суммированием отдельных моментов с учетом количества цилиндров, их расположения и порядка работы. Степень неравномерности момента оценивается коэффициентом $k = M_{d \max} / M_m$, где $M_{d \max}$, M_m — максимальное и среднее значения крутящего момента за один рабочий цикл двигателя. Для идеального двигателя $k = 1$. У реальных двигателей $k > 1$, например, у 6-цилиндрового V-образного двигателя с углом развала $\gamma = 90^\circ$ $k = 2,88$. Кривая изменения M_d такого двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала α показана на рис. 2.14. Она является периодической функцией с периодом 240° .

Момент M_d с помощью разложения в ряд Фурье может быть представлен в виде бесконечной сходящейся суммы гармонически изменяющихся моментов:

$$M_d = M_m + \sum_{i=1}^{\infty} M_i \sin(i\omega t + \varphi_i),$$

где M_i и φ_i — соответственно амплитуда и начальная фаза гармонического момента i -го порядка, который опреде-

ляется числом периодов гармоник за один оборот коленчатого вала двигателя.

Когда одна из гармоник M_i совпадает с одной из собственных частот колебаний трансмиссии автомобиля, наступает явление резонанса, при котором амплитуды колебаний масс и моментов в упругих звеньях системы резко возрастают, что сопровождается шумом и вибрациями в трансмиссии, а иногда приводит и к ее поломкам.

Резонансные колебания, как правило, являются высокочастотными и соответствуют 3...4-й собственным частотам системы. Для подбора параметров гасителя целесообразно в качестве расчетной принимать 6-массовую систему, показанную на рис. 2.15, а.

Уравнения движения для данной динамической системы при принятых в качестве обобщенных координат моментах в упругих звеньях имеют вид:

$$\begin{aligned} \ddot{M}_{12} &= \left[\frac{1}{I_1} M_d(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) M_{12} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{I_2} M_{23} + \frac{k_{23}e_{23}}{I_2} \dot{M}_{23} \right] / e_{12}; \\ \ddot{M}_{23} &= \frac{1}{I_2 e_{23}} M_{12} - \frac{1}{e_{23}} \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) M_{23} - \\ &\quad - k_{23} \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) \dot{M}_{23} + \frac{1}{I_3 e_{23}} M_{34p} + \\ &\quad + \frac{k_{34p}e_{34p}}{I_3 e_{23}} \dot{M}_{34p}; \\ \ddot{M}_{34p} &= \frac{1}{I_3 e_{34p}} M_{23} + \frac{k_{23}e_{23}}{I_3 e_{34p}} \dot{M}_{23} - \\ &\quad - \frac{1}{e_{34p}} \left(\frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} + \frac{1}{I_p} \right) M_{34p} - \\ &\quad - k_{34p} \left(\frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} + \frac{1}{I_p} \right) \dot{M}_{34p} + \\ &\quad + \frac{1}{I_4 e_{34p}} M_{45} + \frac{k_{45}e_{45}}{I_4 e_{34p}} \dot{M}_{45} + \\ &\quad + \frac{1}{I_4 e_{34p}} \dot{M}_\psi \operatorname{sign} \dot{\varphi}_4 + \frac{1}{I_p e_{34p}} M_p + \\ &\quad + \frac{k_{pep}}{I_p e_{34p}} \dot{M}_p; \end{aligned}$$

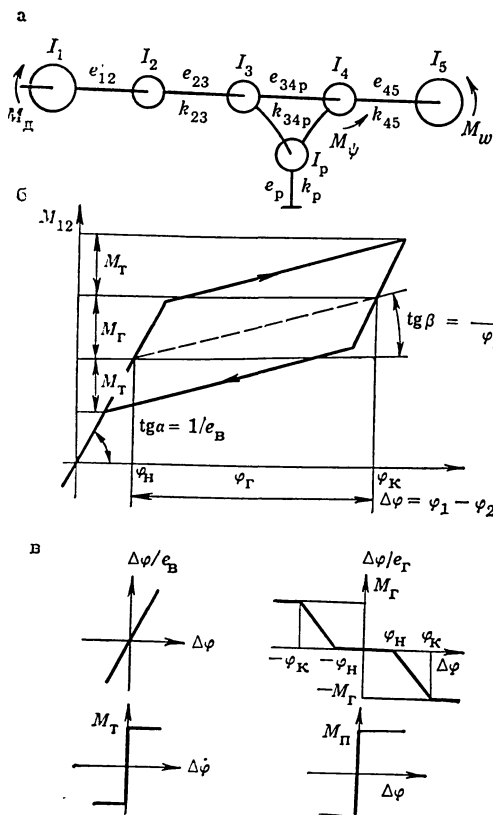


Рис. 2.15. Расчетная система (а), нелинейная характеристика (б) и составляющие (в) упругого звена e_{12}

$$\begin{aligned} \ddot{M}_{45} = & \frac{1}{I_4 e_{45}} M_{34p} + \frac{k_{34p} e_{34p}}{I_4 e_{45}} \dot{M}_{34p} - \\ & - \frac{1}{e_{45}} \left(\frac{1}{I_4} + \frac{1}{I_5} \right) M_{45} - k_{45} \left(\frac{1}{I_4} + \right. \\ & + \left. \frac{1}{I_5} \right) \dot{M}_{45} - \frac{1}{I_4 e_{45}} M_{\psi} \operatorname{sign} \dot{\varphi}_4 + \\ & + \frac{1}{I_5 e_{45}} M_w \operatorname{sign} \dot{\varphi}_5; \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \ddot{M}_p = & \frac{1}{I_p e_p} M_{34p} + \frac{k_{34p} e_{34p}}{I_p e_p} \dot{M}_{34p} - \\ & - \frac{1}{I_p e_p} M_p - \frac{k_p}{I_p} \dot{M}_p, \end{aligned}$$

где $M_{12} = (\varphi_1 - \varphi_2)/e_{12}$; $M_{23} = (\varphi_2 - \varphi_3)/e_{23}$; $M_{34p} = (\varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_p)/e_{34p}$; $M_{45} = (\varphi_4 - \varphi_5)/e_{45}$; $M_p = \varphi_p/e_p$.

Упругое звено e_{12} включает в себя гаситель и является нелинейным (рис. 2.15, б):

$M_{12} = (\varphi_1 - \varphi_2)/e_b$, если $M_T + M_{\Pi} + M_{\Pi} < M_{12} \leq M_T + M_{\Pi}$;

$$M_{12} = (\varphi_1 - \varphi_2)/(e_b + e_r) +$$

$$+ (M_T \operatorname{sign} \dot{M}_{12} + M_{\Pi} \operatorname{sign} M_{12}) \frac{e_r}{e_b + e_r},$$

если $M_T + M_{\Pi} < M_{12} < M_T + M_{\Pi} + M_{\Pi}$, где M_T — момент замыкания пружин гасителя.

Уравнения движения (2.9) при подборе параметров гасителя целесообразно решать на АВМ без линеаризации системы. Схема их решения показана на рис. 2.16. Для удобства изменения значений параметров гасителя при его подборе нелинейные элементы упругого звена e_{12} воспроизведены на блоках нелинейностей БН1...БН3. Характеристика звена e_{12} получена в результате суммирования ее составляющих (см. рис. 2.15, в). Функция $M_d(\varphi_1, \dot{\varphi}_1)$ может быть получена различными способами, например, с помощью блоков нелинейностей или в результате суммирования ее гармонических составляющих.

В результате расчетов амплитудно-частотных характеристик устанавливается зависимость между амплитудами моментов в трансмиссии и значениями параметров гасителя. Оптимальными являются такие параметры, при которых гашение резонансных колебаний происходит наиболее эффективно. Расчеты показывают, что момент предварительной затяжки пружин, как правило, мало сказывается на эффективности гашений колебаний. Наибольшее влияние оказывает момент трения гасителя M_T . В определенном интервале его значений с ростом M_T амплитуды колебаний интенсивно уменьшаются. Дальнейшее увеличение M_T уже не приводит к заметному снижению резонансных колебаний, а мо-

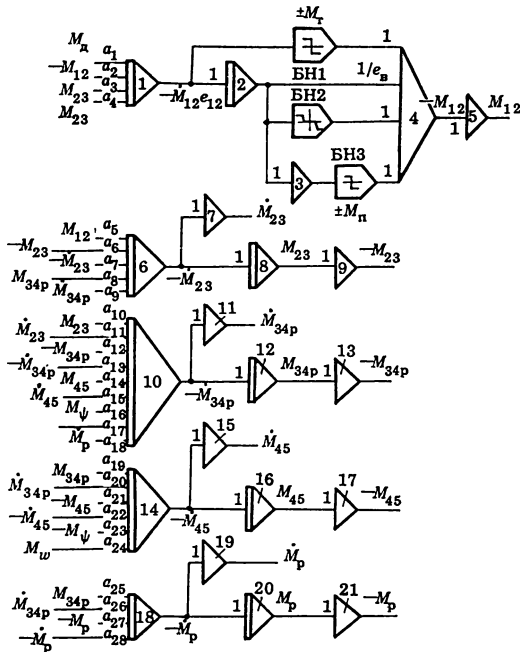


Рис. 2.16. Схема решения на АВМ уравнений движения (2.9):

$$\begin{aligned}
 a_1 &= 1/I_1; \quad a_2 = 1/I_1 + 1/I_2; \quad a_3 = 1/I_2; \quad a_4 = k_{23} e_{23}/I_2; \\
 a_5 &= 1/(e_{23} I_2); \quad a_6 = (1/I_2 + 1/I_3)/e_{23}; \quad a_7 = (1/I_2 + 1/I_3) k_{23}; \\
 a_8 &= 1/(e_{23} I_3); \quad a_9 = k_{34p} e_{34p}/(e_{23} I_3); \quad a_{10} = 1/(e_{34p} I_3); \\
 a_{11} &= k_{23} e_{23}/(e_{34p} I_3); \quad a_{12} = (1/I_3 + 1/I_4 + 1/I_p)/e_{34p}; \\
 a_{13} &= (1/I_3 + 1/I_4 + 1/I_p) k_{34p}; \quad a_{14} = 1/(e_{34p} I_4); \\
 a_{15} &= k_{45} e_{45}/(e_{34p} I_4); \quad a_{16} = 1/(e_{34p} I_4); \quad a_{17} = 1/(e_{34p} I_p); \\
 a_{18} &= k_p e_p/(e_{34p} I_p); \quad a_{19} = 1/(e_{45} I_4); \quad a_{20} = k_{34p} e_{34p}/(e_{45} I_4); \\
 a_{21} &= (1/I_4 + 1/I_5)/e_{45}; \quad a_{22} = (1/I_4 + 1/I_5) k_{45}; \\
 a_{23} &= 1/(e_{45} I_4); \quad a_{24} = 1/(e_{45} I_5); \quad a_{25} = 1/(e_p I_p); \\
 a_{26} &= k_{34p} e_{34p}/(e_p I_p); \quad a_{27} = 1/(e_p I_p); \quad a_{28} = k_p/I_p.
 \end{aligned}$$

жет даже способствовать их увеличению. В качестве примера на рис. 2. 17 показана типовая зависимость амплитуд колебаний на резонансной частоте момента в первичном валу коробки передач грузового общетранспортного автомобиля в зависимости от моментов M_{Π} и M_{τ} .

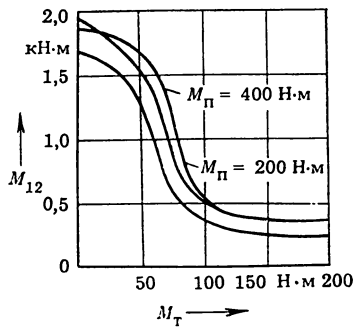


Рис. 2.17. Влияние на максимальные амплитуды колебаний M_{12} моментов M_{τ} и M_{Π} сцепления грузового автомобиля 4×2

2.5. Расчет показателей нагруженности сцепления

К показателям нагруженности относят удельную работу буксования W_{μ} при трогании автомобиля с места и повышение температуры при нагреве Δt ведущего диска за одно включение.

Удельная работа буксования равна работе буксования, отнесенной к площади трения ведомых дисков:

$$\omega_{\mu} = W_{\mu}/A_{\mu} = 4 W_{\mu}/[\pi z_{\mu} (D^2 - d^2)].$$

Работа буксования определяется из зависимости

$$W_{\mu} = \int_0^{t_6} M_c(t) (\omega_d - \omega_a) dt, \quad (2.10)$$

где $M_c(t)$ — момент трения сцепления, изменяющийся во времени от нуля до максимального при включении сцепления; ω_d и ω_a — угловая скорость соответственно ведущих и ведомых дисков.

Переменные $M_c(t)$, ω_d и ω_a , входящие в формулу (2.10), являются некоторыми функциями времени (рис. 2.18, а). Характер их изменения определяется свойствами автомобиля и сцепления, условиями движения, а также квалификацией водителя. В зависимости от принимаемых допущений и законов изменения указанных переменных получают различные формулы для определения W_{μ} . В расчетной схеме при этом

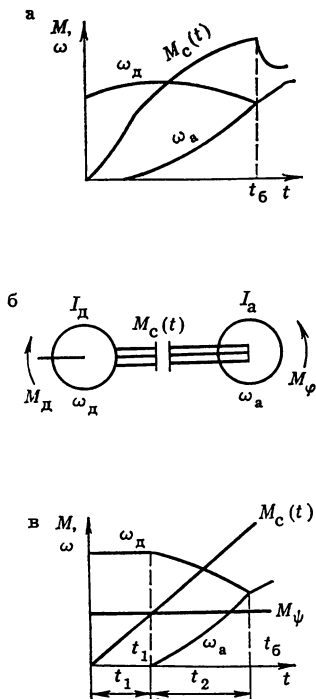


Рис. 2.18. Осциллограмма процесса включения сцепления (а), расчетная система (б) и принятый характер изменения переменных (в) при выводе формулы (2.12) работы буксования сцепления

обычно не учитываются упругие свойства трансмиссии автомобиля, она представляется в виде двух масс, между которыми располагается сцепление (рис. 2.18, б). Принятые обозначения на схеме: I_d — момент инерции двигателя (вращающихся и поступательно движущихся деталей) с маховиком; I_a — момент инерции маховика, заменяющего массы поступательно движущегося автомобиля, колес и деталей трансмиссии, приведенный к первичному валу коробки передач; M_d — крутящий момент; ω_d — угловая скорость двигателя; ω_a — угловая скорость ведомого диска сцепления; M_ψ — момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к ведомой части сцепления.

Процесс буксования сцепления при

трогании автомобиля с места упрощенно можно представить состоящим из двух этапов (рис. 2.18, в). На первом этапе длительностью t_1 момент трения сцепления $M_c(t)$ и крутящий момент двигателя нарастают линейно до

$$M_c(t) = kt_1; M_d(t) = kt_1,$$

где k — темп включения сцепления, определяемый, в основном, водителем. Принимают $k = 100 \dots 250$ Н·м/с для легковых и $k = 200 \dots 750$ Н·м/с для грузовых автомобилей.

Вследствие равенства этих моментов скорость вращения двигателя остается постоянной и равной начальной ω_0 . Автомобиль на первом этапе буксования сцепления остается неподвижным.

На втором этапе буксования длительностью $t_2 = t_6 - t_1$ (t_6 — полное время буксования сцепления) автомобиль начинает разгоняться от $\omega_a = 0$ при линейном нарастании $M_c(t)$ с прежним темпом и постоянном моменте двигателя, равном $M_d = M_\psi = kt_1$. Скорость вращения коленчатого вала двигателя на этом этапе уменьшается из-за торможения со стороны сцепления. Конец этапа — прекращение буксования сцепления в момент времени t_6 вследствие выравнивания скоростей ω_d и ω_a .

Работа буксования на первом этапе

$$W_1 = \int_0^{t_1} M_c(t) (\omega_d - \omega_a) dt.$$

Так как $M_c(t) = kt$, $\omega_a = 0$, $\omega_d = \omega_0 = \text{const}$,

$$W_1 = \int_0^{t_1} kt\omega_0 dt = 0,5k\omega_0 t_1^2$$

и поскольку в конце периода $M_c = M_\psi$, т. е. $kt_1 = M_\psi$,

$$W_1 = 0,5\omega_0 M_\psi^2 / k.$$

На втором этапе в соответствии с принятыми допущениями

$$M_d = M_\psi, M_c(t) = M_\psi + kt$$

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \int_{t_1}^{t_6} M_c(t) (\omega_d - \omega_a) dt = \\
 &= \int_0^{t_2} (M_\psi + kt) (\omega_d - \omega_a) dt.
 \end{aligned}$$

Скорости ω_d и ω_a для этого этапа можно найти из уравнений движения масс I_d и I_a :

$$\begin{aligned}
 I_d \dot{\omega}_d &= M_d - M_c = -kt; \\
 I_a \dot{\omega}_a &= M_c - M_\psi = kt.
 \end{aligned}$$

Из этих уравнений

$$\omega_d = \omega_0 - 0,5kt^2/I_d, \quad \omega_a = 0,5kt^2/I_a$$

и

$$\omega_d - \omega_a = \omega_0 - 0,5kt^2/I, \quad (2.11)$$

где $I = I_d I_a / (I_d + I_a)$.

В конце второго этапа $\omega_d = \omega_a$, следовательно, из (2.11)

$$t_2 = \sqrt{2\omega_0 I/k}.$$

Работа буксования на втором этапе

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \int_0^{t_2} (M_\psi + kt) (\omega_0 - 0,5kt^2/I) dt = \\
 &= \omega_0 \int_0^{t_2} (M_\psi + kt) (1 - t^2/t_2^2) dt = \\
 &= \omega_0 \left(\frac{2}{3} M_\psi \sqrt{2\omega_0 I/k} + \frac{1}{2} \omega_0 I \right).
 \end{aligned}$$

Полная работа буксования

$$\begin{aligned}
 W_6 &= W_1 + W_2 = \omega_0 \left(\frac{M_\psi^2}{2k} + \frac{\omega_0 I}{2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{2}{3} M_\psi \sqrt{2\omega_0 I/k} \right) = \frac{I\omega_0^2}{2} + \\
 &\quad + M_\psi \omega_0 \left(\frac{M_\psi}{2k} + \frac{2}{3} \sqrt{2\omega_0 I/k} \right). \quad (2.12)
 \end{aligned}$$

На основании отечественного и зарубежного опыта для расчета нагруженности сцеплений можно рекомендовать формулу

$$W_6 = 0,5 I_a \omega_0^2 M_{e \max} / (M_{e \max} - M_\psi), \quad (2.13)$$

которая выведена в предположении, что скорость ω_d и моменты M_d , M_c и M_ψ в процессе буксования сцепления остаются постоянными, а $M_d = M_{e \max}$.

Рекомендуемые скорости вращения коленчатого вала двигателя: $\omega_0 = \omega_m / (3 + 50\pi)$ или $\omega_0 = 0,75\omega_p$ — для автомобилей соответственно с карбюраторными или дизельными двигателями; ω_m и ω_p — скорости вращения коленчатого вала, соответствующие максимальным моменту и мощности двигателя.

При использовании формулы (2.12) принимают $\psi = 0,1$ и расчет ведут для легковых автомобилей на I передаче, для грузовых — на II, а при наличии делителя в коробке передач — на II передаче в основной коробке передач и нижней передаче делителя. Значения ω_μ для отечественных автомобилей, рассчитанные по формуле (2.12), не превышают 160 Дж/см².

При расчете сцеплений большегрузных автомобилей по формуле (2.13) принимают для I передачи $\psi = 0,02$ и 0,16, для II — $\psi = 0,02$. Рекомендуемые предельные значения ω_μ составляют на I передаче $\omega_\mu = 20$ при $\psi = 0,02$ и $\omega_\mu = 65$ при $\psi = 0,16$, на II — $\omega_\mu = 40$ при $\psi = 0,02$. Расчеты показывают, что большинство грузовых автомобилей обеспечивает рекомендуемые значения ω_μ , а для легковых автомобилей на I передаче и $\psi = 0,02$ — $\omega_\mu = 50 \dots 70$.

Формулы (2.12) и (2.13) позволяют проводить сравнительные расчеты. В уточненных расчетах трансмиссия рассматривается как колебательная система, причем учитывается реальное изменение переменных, входящих в формулу (2.10). Такой расчет целесообразно проводить на ЭВМ.

Расчет на нагрев заключается в определении повышения средней температуры нажимного диска Δt при трогании автомобиля с места. При этом принимают, что теплоотдача в окружающую среду отсутствует и вся ра-

бота буксования преобразуется в теплоту. Тогда

$$\Delta t = \gamma W_{\mu} / (m_n c),$$

где γ — доля теплоты, воспринимаемой нажимным (промежуточным) диском: $\gamma=0,5$ для однодискового сцепления, $\gamma=0,25$ для нажимного и $\gamma=0,5$ для промежуточного дисков двухдискового сцепления; m_n — масса диска, кг; c — удельная теплоемкость чугуна (стали): $c=481,5$ Дж/(кг·°С).

Допустимое повышение температуры за одно включение принимают 10 °С для одиночных автомобилей и 20 °С для автомобилей с сцеплением.

2.6. Расчет деталей сцепления

Расчет пружин заключается в определении их размеров, обеспечивающих требуемое нажимное усилие и прочность. Пружины изготавливаются из сталей 65Г, 50ХФА, 60С2А.

Нажимное усилие одной витой пружины

$$F_n = (F_n + F_0) / z_n,$$

где F_0 — суммарное усилие оттяжных и отжимных пружин сцепления: $F_0 = (0,05...0,08) F_n$.

Методика расчета цилиндрических и конических витых пружин изучается в курсе «Детали машин». Выбранные цилиндрические пружины должны удовлетворять ГОСТ 16118—70. Максимальное напряжение кручения $\tau_{\max}$ возникает при полном выключении сцепления, когда

$$F_{n \max} = F_n + c_n / l_n,$$

где l_n — перемещение нажимного диска при полном выключении сцепления. Для стали 65Г $\tau_{\max} = 650...800$ МПа.

Схема для расчета тарельчатой пружины приведена на рис. 2.19, где F_n — сила, действующая на нажимной диск, а $F_{\text{выкл}}$ — на пружину при выключении сцепления. Значения этих сил связаны зависимостью

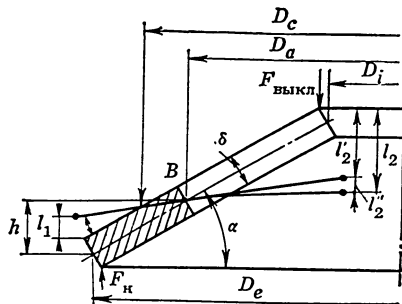


Рис. 2.19. Схема для расчета тарельчатой пружины

$F_n = F_{\text{выкл}} (D_c - D_i) / (D_e - D_c)$, причём

$$F_n = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1 - \mu_n^2} \frac{\delta l_1}{D_e^2} \frac{\ln(1/k_1)}{(1 - k_2)^2} \times \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \left(h - 0,5 l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \right],$$

$$k_1 = D_a / D_e, \quad k_2 = D_c / D_e.$$

Здесь l_1 — перемещение пружины в месте приложения силы F_n вследствие поворота 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 поворотом сплошного кольца пружины, и деформации изгиба l_2'' лепестков разрезной части: $l_2 = l_2' + l_2''$. Из рис. 2.19 $l_2' = l_1 (D_c - D_i) / (D_e - D_c)$. Расчеты показывают, что влиянием деформации лепестков l_2'' можно пренебречь. Тогда $l_2 \approx l_2'$.

При проектировании рекомендуется принимать $D_e / D_a = 1,2...1,5$; $h / \delta = 1,5...2,0$; $D_e / D_i \geq 2,5$; $D_e / \delta = 75...100$; число лепестков — 8...20. Отношение h / δ определяет нелинейность пружины. При $h / \delta \geq 1,6$ имеется большая область постоянных значений осевой силы, при $h / \delta > 2,8$ — возможно выворачивание пружины.

При расчете на прочность определяют напряжение в наиболее нагруженном месте пружины — в середине осно-

вания B лепестка — при деформации пружины, соответствующей ее плоскому положению,

$$\sigma = \frac{2F_{\text{выкл}} D_a}{\delta^2 (D_i + D_a)} + \frac{0,5E}{1 - \mu_n^2} \times \\ \times \frac{0,5 (D - D_a) \alpha^2 + \delta \alpha}{D_a},$$

где $D = (D_e - D_a) / \ln (D_e / D_a)$, $\alpha = 2h (D_e - D_a)$.

Полученное напряжение сравнивается с пределом текучести материала при растяжении (для стали 60С2А $\sigma_T = 1400$ МПа).

Ведущие диски изготавливают из серого чугуна марок СЧ 18, СЧ 21, СЧ 22, СЧ 24, СЧ 26. Радиальные размеры дисков выбирают конструктивно исходя из размеров фрикционных накладок и маховика. Толщину диска предварительно принимают равной 4,5...6 % от наружного диаметра накладки и затем уточняют по результатам теплового расчета сцепления.

Ведущий диск рассчитывают на смятие элементов, соединяющих его с маховиком:

$$\delta_{\text{см}} = \frac{k M_{j \max}}{r_{\text{км}} z_{\text{в}} z_{\text{к}} A_{\text{к}}},$$

где k — коэффициент, учитывающий число и расположение ведущих дисков: $k=0,5$ для однодискового сцепления, $k=0,5$ и $0,25$ соответственно для промежуточного и нажимного (наружного) дисков двухдискового сцепления; $M_{j \max}$ — максимальный динамический момент; $r_{\text{км}}$ — средний радиус расположения контакта; $z_{\text{в}}$ — число ведущих дисков; $z_{\text{к}}$ — число контактирующих элементов $A_{\text{к}}$ — площадь одного контакта. Для выполненных конструкций $\sigma_{\text{см}} = 10...15$ МПа.

Соединение с помощью тангенциальных пружин рассчитывают на срез ($\tau_{\text{ср}}$) и смятие ($\sigma_{\text{см}}$) заклепок, а также на растяжение ($\delta_{\text{р}}$) и изгиб ($\delta_{\text{и}}$) пластин:

$$\tau_{\text{ср}} = 4k M_{j \max} / (r_{\text{км}} z_{\text{в}} z_{\text{з}} \pi d_3^2); \quad (2.14)$$

$$\sigma_{\text{см}} = k M_{j \max} / (r_{\text{км}} z_{\text{в}} z_{\text{з}} d_3 \delta_{\text{п}}); \quad (2.15)$$

$$\sigma_{\text{р}} = k M_{j \max} / (r_{\text{км}} z_{\text{в}} z_{\text{п}} \delta_{\text{п}} (b_{\text{п}} - d_3));$$

$$\sigma_{\text{и}} = E \delta_{\text{п}} l_{\text{п}}^2 / l_{\text{п}}^2.$$

Ведомые диски изготавливают из стали 65 с закалкой или из стали 20 с цинкованием и закалкой. Расчет ведомого диска ведут по напряжениям смятия $\sigma_{\text{см}}$ и среза $\tau_{\text{ср}}$ заклепок по формулам (2.14) и (2.15), а шлицев — по формулам, приведенным в гл. 3.

Допускаемые напряжения кручения обычно составляют 15...20 МПа, смятия — 20...30, растяжения — 400...500, изгиба — 850...900 МПа.

Отжимные рычаги выполняют из ковкого чугуна или стали (например, 15ХГНТА для сцеплений КамАЗ). Их рассчитывают на изгиб. Для произвольного сечения (рис. 2.12, а)

$$\delta_{\text{и}} = (F_{\text{н max}} x a) / (z_{\text{р}} c W_{\text{н}}),$$

где $F_{\text{н max}}$ — сила сжатия пружин в выключенном сцеплении; x — расстояние до опасного сечения, обычно $x=c$; a и c — плечи рычага; $z_{\text{р}}$ — число рычагов; $W_{\text{н}}$ — момент сопротивления опасного сечения.

Напряжения изгиба не должны превышать для сталей 140...160 МПа, для ковких чугунов — 60...80 МПа.

2.7. Привод сцепления

Качество привода, определяющее удобство и легкость управления, оценивается: работой, которую необходимо совершить водителю для полного выключения сцепления, $W_{\text{выкл}}$ (предельные значения для легковых автомобилей 23 Дж, для грузовых — 30 Дж); максимальным усилием на педали сцепления $F_{\text{пед}}$ (для грузовых автомобилей $F_{\text{пед}}$ регламентируется ГОСТ 21398—75 и составляет не более 150 Н при наличии усилителя и 250 Н — без усилителя сцепления); полным ходом педали сцепления $l_{\text{пед}}$ (для легковых

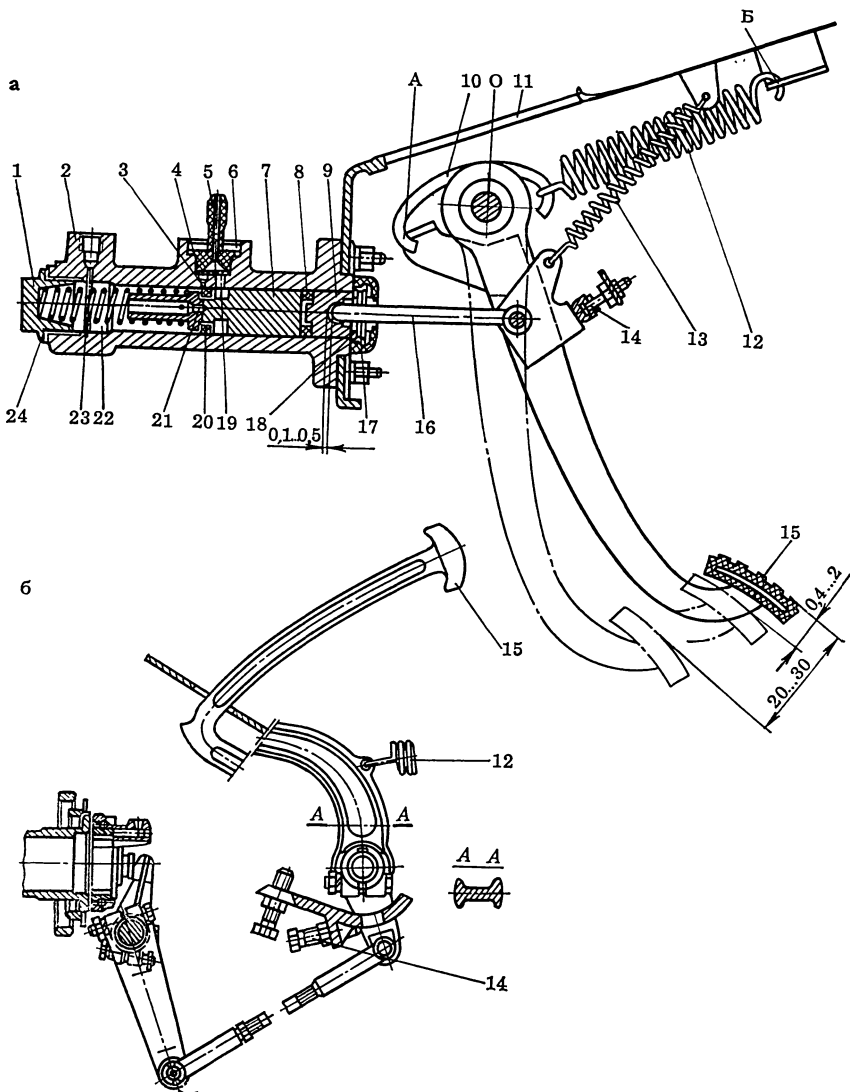


Рис. 2.20. Гидравлический (а) и механический (б) привод сцеплений (автомобили ВАЗ-2101 и ЗИЛ-130) с верхним и нижним креплением педали:

1 — пробка; 2 — корпус главного цилиндра; 3 — перепускное (компенсационное) отверстие; 4 — прокладка штуцера; 5 — штуцер; 6 — стопорная пружинная шайба; 7 — поршень главного цилиндра; 8 — уплотнительное кольцо; 9 — поршень толкателя; 10 — крючок; 11 — кронштейн педалей сцепления и тормоза; 12 — пружинный усилитель привода сцепления; 13 — оттяжная пружина педали сцепления; 14 — ограничитель хода педали; 15 — педаль сцепления; 16 — толкатель поршня; 17 — защитный колпачок; 18 — стопорное кольцо; 19 — впускное отверстие; 20 — уплотнительное кольцо; 21 — перепускное отверстие поршня; 22 — рабочая полость цилиндра; 23 — пружина; 24 — прокладка

автомобилей $l_{\text{пед}} = 140 \dots 160$ мм, для грузовых и автобусов — $l_{\text{пед}} \leq 190$ мм).

Приводы выполняют механически-ми, гидравлическими или электромаг-

нитными. Механические приводы применялись ранее на легковых, а сейчас используются на некоторых грузовых автомобилях. Гидравлические приводы

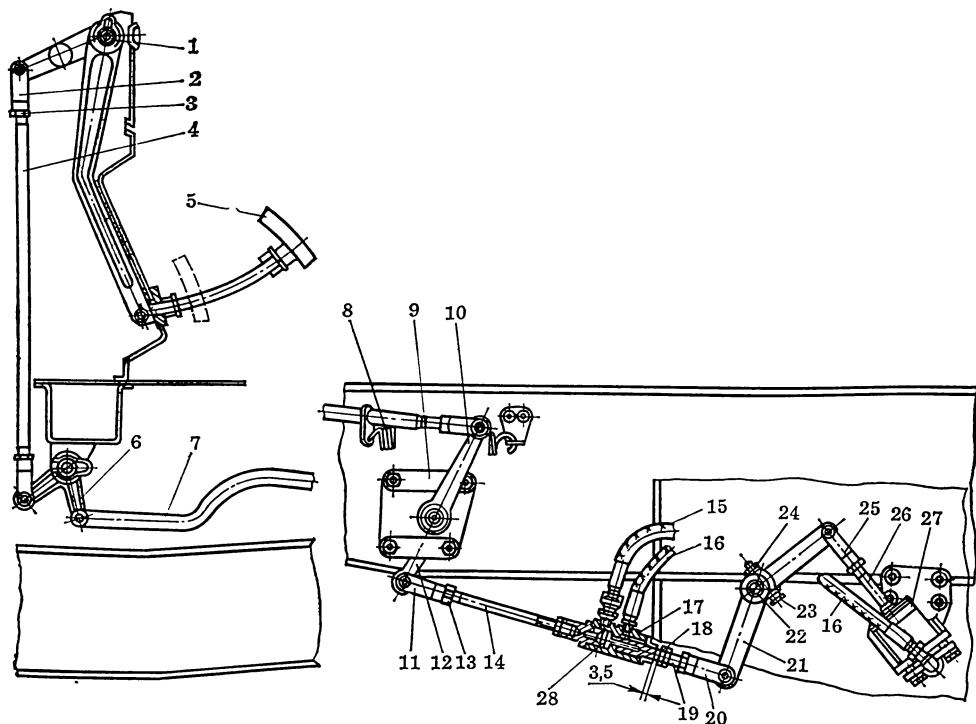


Рис. 2.21. Привод сцепления МАЗ-500:

1 — валик; 2, 11, 20, 25 — вилки; 3, 13, 24 — гайки; 4, 7, 14 — тяги; 5 — педаль; 6 — двуплечий промежуточный рычаг; 8 — оттяжная пружина; 9 — задний кронштейн; 10, 12 — рычаги; 15, 16 — шланги; 17 — следящий механизм усилителя сцепления; 18 — регулировочная гайка; 19 — шток; 21 — рычаг выключения сцепления; 22 — валик; 23 — болт; 26 — шток цилиндра усилителя; 27 — цилиндр усилителя; 28 — клапан

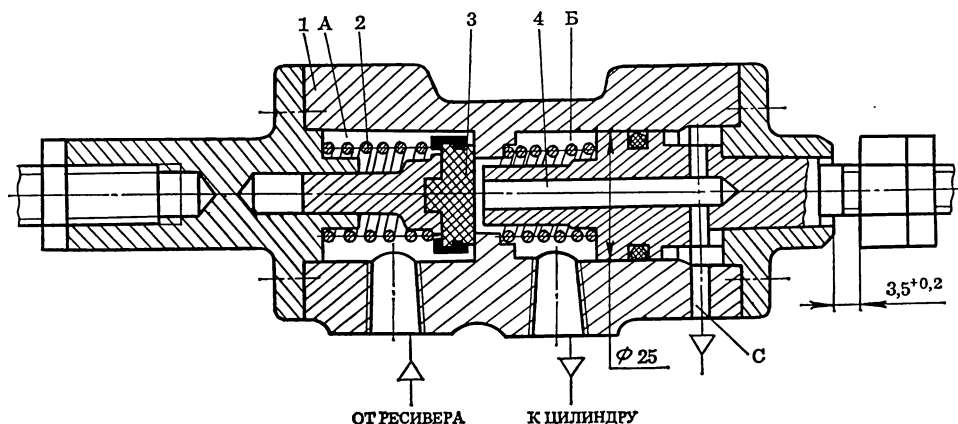


Рис. 2.22. Следящий механизм пневмоусилителя сцепления МАЗ-500

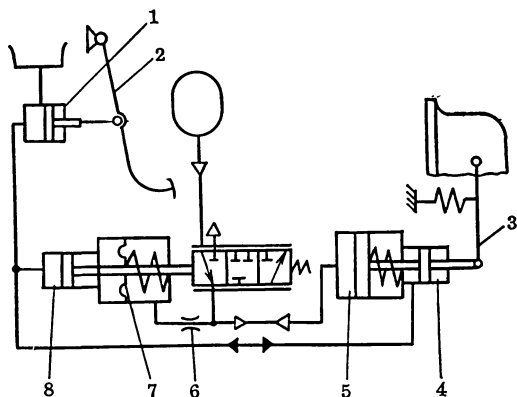


Рис. 2.23. Схема гидропривода сцепления с пневмоусилителем

устанавливаются на грузовых и практически на всех легковых автомобилях, а также автобусах.

Для снижения усилия на педали в привод может встраиваться механический, гидравлический, пневматический или вакуумный усилитель. Механические усилители устанавливаются на ограниченном числе марок легковых и грузовых автомобилей. Гидравлические усилители получили большее распространение на промышленных тракторах, пневматические — используются на большегрузных автомобилях, вакуумные — устанавливают обычно в системе управления автоматическим сцеплением малолитражных автомобилей.

Конструктивное оформление педали сцепления и ее крепление определяют из условий компоновки. Для сцеплений с гидроприводом характерно верхнее крепление педали на переднем щитке автомобиля (рис. 2.20, а). При этом улучшается доступ к приводу, герметичность кабины. Механический усилитель выполнен в виде пружины 12, соединенной с педалью при помощи крючка 10. На начальном этапе пружина оказывает незначительное сопротивление перемещению педали. Затем после перехода точки опоры А через нейтральное положение, когда точки А,

О и Б лежат на одной линии, с помощью пружины снижается усилие на педали.

В механическом приводе педаль обычно имеет нижнее крепление (рис. 2.20, б). Верхнее крепление педали автомобилей МАЗ, имеющих механический привод (рис. 2.21), обусловлено наличием опрокидывающейся кабины, ось поворота которой проходит вблизи точки О. Поэтому при опрокидывании кабины система рычагов и тяг, находящихся правее этой точки, остается практически неподвижной. Конструкция следящего механизма пневмоусилителя показана на рис. 2.22.

Положение деталей соответствует включенному сцеплению. Полость А механизма соединена с ресивером, а полость Б — с цилиндром пневмоусилителя. При включенном сцеплении полость Б сообщается с атмосферой через отверстие С, а полости А и Б разобщены. При нажатии на педаль сцепления корпус 1 следящего механизма смещается относительно золотника 4 на величину зазора 3,5 мм. При этом торец золотника упирается в клапан 3, который затем отрывается от своего седла. В результате полость Б отсоединяется от атмосферы, соединяется с полостью А и сжатый воздух поступает в цилиндр усилителя, чем облегчается выключение сцепления водителем. При отпускании педали под действием пружин сцепления и оттяжной пружины 8 (см. рис. 2.21) рычаги и тяги привода возвращаются в исходное положение, шток клапана следящего механизма под действием пружины 2 закрывает отверстие, через которое сжатый воздух подводится к цилиндру, и рабочая полость цилиндра соединяется с атмосферой.

Если водитель включит сцепление не полностью, т. е. педаль будет выжата не до упора, то при неподвижном корпусе следящего механизма шток цилиндра усилителя будет стремиться смещать золотник вправо до тех пор, пока не установится равновесное поло-

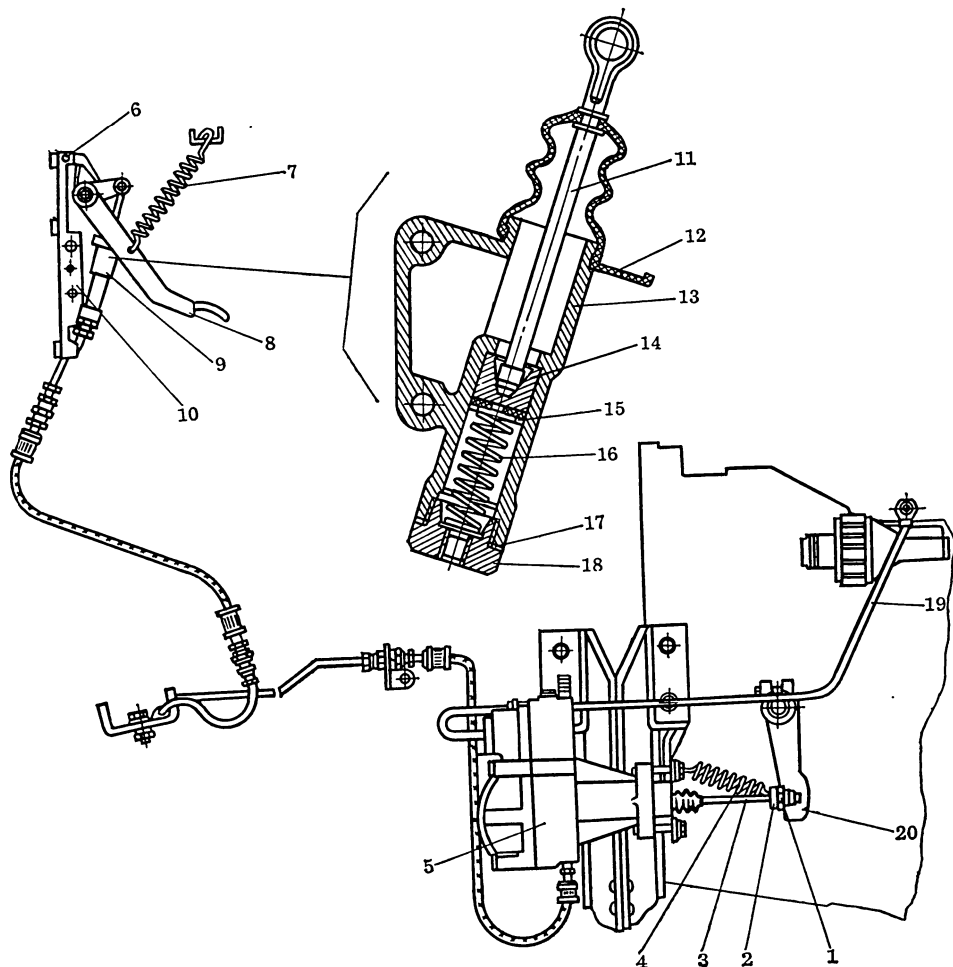


Рис. 2.24. Привод сцепления КамАЗ:

1 — сферическая гайка; 2 — контргайка; 3 — толкатель поршня усилителя; 4 — возвратная пружина; 5 — усилитель; 6 — кронштейн педали; 7 — натяжная пружина; 8 — педаль сцепления; 9 — главный цилиндр; 10 — ограничитель хода педали; 11 — толкатель поршня; 12 — защитный чехол; 13 — корпус главного цилиндра; 14 — поршень; 15 — манжета поршня; 16 — пружина; 17 — прокладка пробки; 18 — пробка главного цилиндра; 19 — трубка подвода воздуха; 20 — рычаг вилки выключения сцепления

жение, зависящее от соотношения приведенных усилий со стороны цилиндра $F_{ус}$ и нажимных пружин сцепления F_n . При $F_{ус} > F_n$ полость цилиндра будет отсоединена от ресивера и атмосферы. При $F_{ус} < F_n$ полость цилиндра будет соединена с ресивером и отсоединена от атмосферы.

Схема гидропривода сцепления с пневмоусилителем и его конструктив-

ное оформление показаны на рис. 2.23... 2.25. Работа следящего механизма (КамАЗ) имеет некоторые особенности. При нажатии на педаль сцепления 2 (рис. 2.23) жидкость из главного цилиндра 1 подается к цилиндру 8 следящего механизма и рабочему цилиндру 4, шток которого связан с рычагом 3 вилки выключения сцепления. Шток цилиндра 8 в свою очередь воздейству-

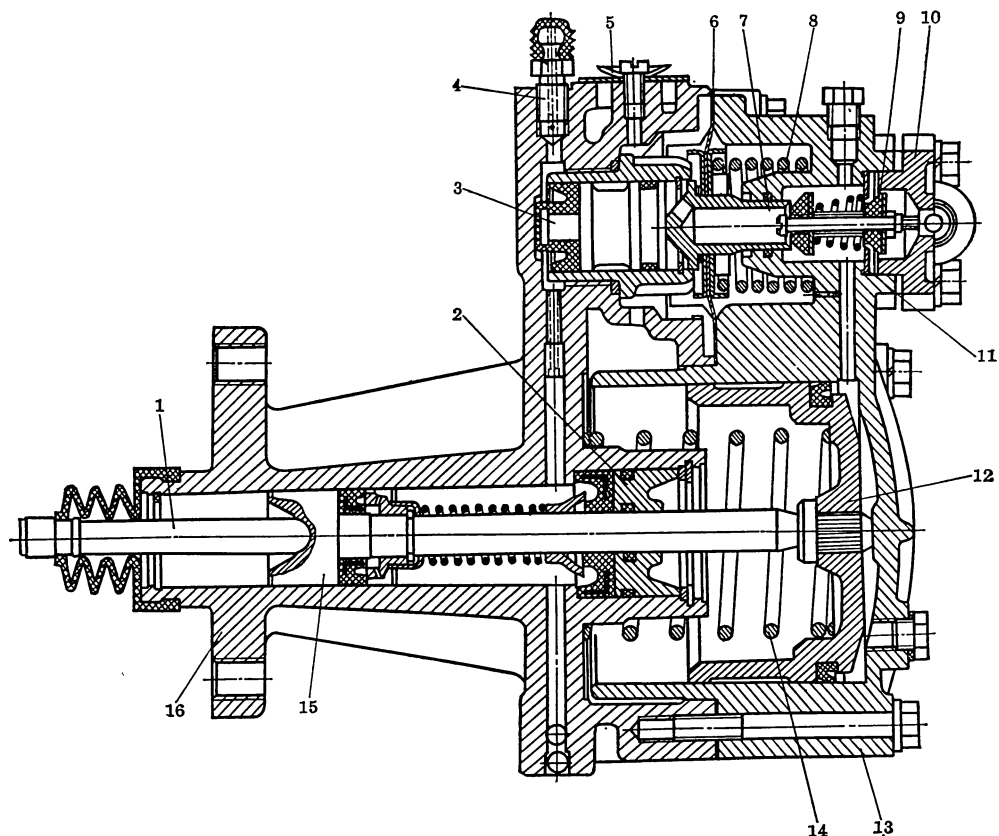


Рис. 2.25. Пневмоусилитель сцепления КамАЗ:

1 — толкатель поршня выключения сцепления; 2 — уплотнение поршня; 3 — следящий поршень; 4 — перепускной клапан; 5 — крышка выпускного отверстия; 6 — диафрагма; 7 — седло диафрагмы; 8 — пружина диафрагмы; 9 — клапан редуктора; 10 — крышка подвода воздуха; 11 — седло; 12 — поршень цилиндра усилителя; 13 — передний корпус; 14 — пружина; 15 — поршень выключения сцепления; 16 — задний корпус

ет на клапан следящего механизма, через который воздух из ресивера поступает в цилиндр 5 пневмоусилителя, за счет чего облегчается выключение сцепления водителем.

При подводе воздуха в полость справа от диафрагмы 7 усилитель осуществляет слежение по давлению в пневмоцилиндре и, следовательно, по усилию на педали сцепления, а при наличии калиброванного отверстия 6 — по скорости изменения усилия, что позволяет улучшить динамические свойства привода.

Работоспособность приводов сцеп-

ления сохраняется при выходе из строя пневмосистемы. В этом случае увеличивается усилие на педали, необходимое для выключения сцепления.

Исходными данными для расчета привода являются допустимое усилие на педали, ее полный ход и параметры сцепления.

Общее передаточное отношение привода от педали до нажимного диска

$$u = l_p / l_n = u_{\text{пед}} u_{\text{пр}} u_{\text{в}} u_{\text{сц}},$$

где l_p — рабочий ход педали (140... 160 мм); l_n — перемещение нажимного диска; $u_{\text{пед}}$ — передаточное отношение

педали; $u_{пр}$ — то же части привода, расположенной между педалью и вилкой сцепления; $u_{в}$ — то же вилки сцепления: $u_{в}=1,4...2,2$; $u_{сц}$ — то же отжимных рычагов сцепления: $u_{сц}=3,8...5,5$.

Для гидравлического привода

$$u_{пр} = l_{исп}/l_{гл} = A_{гл}/A_{исп} = D_{гл}^2/D_{исп}^2,$$

где $l_{исп}$ (гл), $A_{исп}$ (гл), $D_{исп}$ (гл) — перемещение, площадь и диаметр исполнительного или главного цилиндра.

Диаметры поршней цилиндров составляют 19...32 мм и принимаются обычно одинаковыми, т. е. $u_{пр}=1,0$. Полный ход поршня главного цилиндра принимают на 20...25% больше исполнительного для обеспечения перекрытия отверстия, соединяющего цилиндр с расширительным бачком (и для подачи части жидкости к цилиндру следящей системы в приводах типа КамАЗ).

Максимальное усилие на педали

$$F_{пед} = F_{п}/(u\eta) + F_{от}/(u_{от}\eta_{от}),$$

где η — КПД привода; $\eta \approx 0,85$; $u_{от}$ и $\eta_{от}$ — соответственно передаточное отношение и КПД части привода от оттяжной пружины с усилием $F_{от}$ до педали. Если $F_{пед} > F_{доп}$, необходима установка усилителя. Усилие, развиваемое его цилиндром,

$$F_{ус} = (F_{пед} - F_{доп}) u_{ус} \eta_{ус},$$

где $u_{ус}$ и $\eta_{ус}$ — соответственно передаточное отношение и КПД части привода от педали до места установки цилиндра усилителя.

Диаметр цилиндра усилителя

$$D_{ус} = 2 \sqrt{F_{ус}/(\pi p_w)},$$

где p_w — давление воздуха в ресивере: $p_w = 0,65...0,75$ МПа.

Диаметр цилиндра зависит от места его установки в кинематической цепи: для автомобилей МАЗ — 52 мм, КамАЗ — 90 мм.

3 СТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

3.1. Требования к конструкции, классификация, основные кинематические параметры

В ступенчатых коробках передач преобразование крутящего момента и частоты вращения осуществляется, как правило, с помощью зубчатых колес. При фиксированных значениях частоты вращения и крутящего момента двигателя значения этих параметров на ведущих колесах изменяются за счет изменения передаточного числа коробки передач. При включении передачи с большим передаточным числом крутящий момент на ведущих колесах увеличивается, соответственно уменьшается частота их вращения. При включении передачи с меньшим передаточным числом указанные параметры изменяются соответственно в обратном направлении.

Требования к конструкции ступенчатой коробки передач разделяются на специальные и общетехнические. К специальным требованиям относятся: обеспечение заданных числа передач и передаточных чисел и, тем самым, предусмотренных расчетом тяговых и скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля за счет надлежащего выбора схемы коробки передач и комплекта ее зубчатых колес; удобство переключения передач (малые усилия и ходы рычага), достаточно быстрое и бесшумное; надежная фиксация включенной передачи против самовыключения; обеспечение фикси-

рованного положения нейтрали механизма переключения передач для разобщения двигателя от трансмиссии, а также включение в него устройств, предотвращающих одновременное включение двух передач и случайное включение передачи заднего хода при движении вперед; приспособленность коробки передач грузового автомобиля к установке механизма отбора мощности.

Классификация ступенчатых коробок передач производится по следующим признакам: конструктивному виду; числу ступеней (передач прямого хода); взаимному расположению входного и выходного валов; числу элементов управления, которые должны быть включены для получения определенной передачи (числу степеней свободы); количеству потоков, по которым передается мощность.

Различают два основных конструктивных вида ступенчатых коробок передач: с неподвижными осями валов (вальные) и планетарные. Вальные коробки передач широко применяются как в механических трансмиссиях, так и в гидромеханических. Планетарные применяются главным образом в гидромеханических трансмиссиях и поэтому рассматриваются отдельно.

Необходимое число ступеней определяется при тяговом расчете, который рассмотрен в курсе «Теория автомобиля». На автомобилях с механической трансмиссией применяются коробки передач с числом ступеней

3...16 (редко более 16); 3...5 ступеней имеют коробки передач легковых автомобилей, 4...7 ступеней — грузовых. Коробки передач с числом ступеней 8 и более применяются на тягачах автопоездов.

По взаимному расположению входного и выходного валов различаются коробки передач с соосным расположением указанных валов и с несоосными.

Число элементов управления, включаемых на одной передаче, на единицу меньше числа степеней свободы коробки передач. При числе ступеней не более 7 коробки передач механических трансмиссий выполняются обычно с двумя степенями свободы. В этих коробках для получения определенной передачи включается осевым перемещением одна зубчатая муфта или передвижное зубчатое колесо. Коробки передач с числом ступеней 8 и более условно называются многоступенчатыми. При числе ступеней 8...15 они выполняются с тремя степенями свободы — для получения определенной передачи включаются два элемента управления. При числе ступеней 16 и более многоступенчатые коробки передач имеют обычно четыре степени свободы. Увеличение числа степеней свободы позволяет за счет некоторого усложнения управления уменьшить необходимое количество зубчатых колес в коробках передач с большим числом ступеней.

Большинство коробок передач выполняется однопоточными, так что через каждое зубчатое зацепление включенной передачи проходит вся передаваемая мощность. Коробки передач, у которых мощность передается двумя или тремя параллельными механическими потоками, применяются редко, так как увеличение количества потоков приводит к усложнению конструкции. Это усложнение, однако, позволяет уменьшить нагрузки на зубчатые колеса, валы и подшипники и несколько

сократить размеры указанных элементов.

Основные кинематические параметры коробки передач: диапазон передаточных чисел (переднего хода) D_k ; число ступеней n ; передаточное число высшей передачи u_v .

Диапазоном передаточных чисел называют отношение передаточных чисел крайних передач — низшей (u_n) и высшей (u_v). Низшую передачу принято называть первой. Высшей передачей в соосных коробках передач является прямая передача ($u_v=1$) или ускоряющая ($u_v<1$).

Дополнительным параметром ступенчатой коробки передач является показатель средней плотности ряда передаточных чисел $q = \sqrt[n-1]{D_k}$. В случае, если принятая закономерность построения ряда передаточных чисел соответствует геометрической прогрессии, показателем плотности ряда является ее знаменатель. У 5-ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей, к примеру, показатель средней плотности ряда находится обычно в пределах 1,6...1,7. Многоступенчатые коробки передач выполняются с уплотненным рядом передаточных чисел, имеющим $q \approx 1,25...1,40$.

3.2. Коробки передач с двумя степенями свободы

Коробка передач состоит из редукторной части, являющейся основной, и механизма переключения передач. Разработке конструкции коробки передач предшествует выбор схемы редукторной части. Коробки передач с двумя степенями свободы выполняются по трехвальной соосной или двухвальной несоосной схемам. Примеры часто применяемых соосных схем показаны на рис. 3.1, а несоосных — на рис. 3.2. Более распространенной является трехвальная соосная схема. При соосном расположении входного и выходного

валов можно непосредственным их соединением получить прямую передачу. При движении автомобиля на прямой передаче зубчатые колеса и подшипники коробки передач не нагружаются. Соответственно снижаются скорость изнашивания, потери мощности и шум. На прочих передачах прямого хода в трехвальной коробке силовой поток передается последовательно через два зубчатых зацепления. Последнее позволяет при необходимости получить относительно большое передаточное число низшей передачи, например, $u_1 \approx 7...9$.

Коробки передач, выполненные по двухвальной схеме, конструктивно проще. Однако двухвальная схема исключает возможность иметь прямую передачу и существенно ограничивает передаточное число низшей передачи. На всех передачах прямого хода в двухвальной коробке силовой поток передается через одно зубчатое зацепление и поэтому осуществление передаточного числа, превышающего, например, $u_1=4$, возможно лишь при увеличении размеров конструкции. Двухвальная схема применяется в тех случаях, когда это приводит к упрощению трансмиссии и при этом не требуется большого передаточного числа низшей передачи. Эту схему имеют обычно коробки передач тех легковых и спортивных автомобилей, у которых двигатель размещен рядом с ведущим мостом.

Схемы трехвальных коробок передач, имеющих одинаковое число ступеней, различаются в основном количеством пар зубчатых колес, находящихся в постоянном зацеплении, и построением передачи заднего хода. На рис. 3.1, а...в показаны схемы 4-ступенчатых коробок передач. В первой и второй постоянное зацепление имеют четыре пары зубчатых колес, передвижное зубчатое колесо применено для включения заднего хода. В третьей схеме имеется три пары колес с постоянным зацеплением, передвижные зуб-

чатые колеса используются для первой передачи и заднего хода. Схемы 5-ступенчатых коробок передач показаны на рис. 3.1, г...е. В первой — одно передвижное зубчатое колесо обеспечивает включение первой передачи и заднего хода, во второй и третьей — все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. В схемах 6-ступенчатых коробок передач (рис. 3.1, ж, з) первая имеет одно передвижное зубчатое колесо для включения первой передачи и заднего хода; во второй — все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении.

При построении схемы передачи заднего хода используется одновенцовая промежуточная шестерня или промежуточный двухвенцовый блок. Первый вариант проще, но при этом зубья одновенцовой шестерни испытывают наиболее неблагоприятный цикл изменения напряжений изгиба — знакопеременный симметричный. Для варианта с двухвенцовым блоком характерен более благоприятный односторонний цикл (от нуля). Этот вариант позволяет осуществить несколько большее передаточное число заднего хода.

Переход от передвижных зубчатых колес коробок передач, применявшихся в ранних конструкциях, к зубчатым колесам постоянного зацепления объясняется рядом преимуществ последнего. При постоянном зацеплении парных зубчатых колес торцы зубьев рабочих венцов не повреждаются. Повреждения торцов зубьев характерны для пар, имеющих передвижное зубчатое колесо. Ход передвижной зубчатой муфты, включающей передачу при постоянном зацеплении зубчатых колес, значительно меньше хода передвижного зубчатого колеса. Соответственно меньше и ход рукоятки рычага переключения, что облегчает управление. Повышению удобства управления при постоянном зацеплении зубчатых колес способствует также возможность применения синхронизаторов. Наконец,

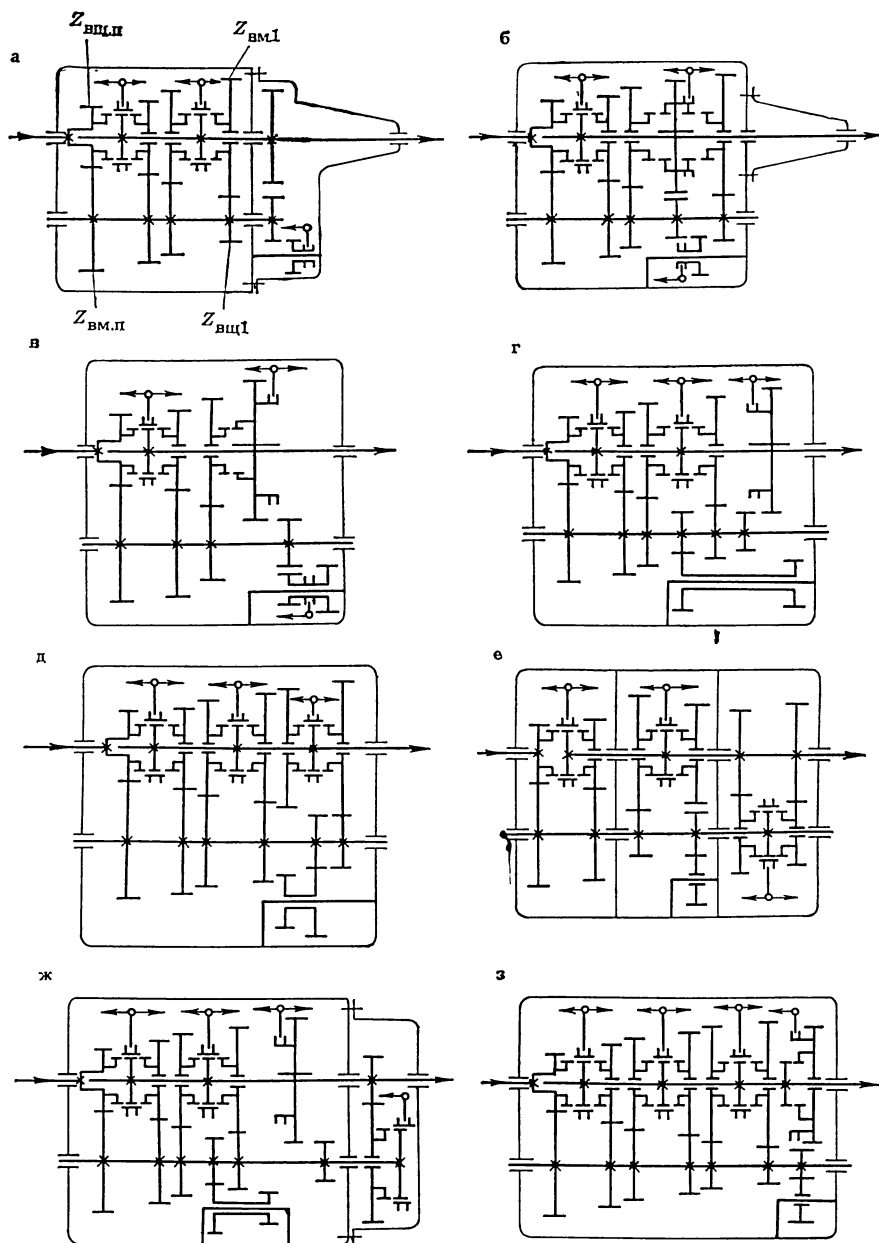


Рис. 3.1. Схемы трехваловых коробок передач с соосным расположением входного и выходного валов:

а — ВА3-2101; б — ГА3-24; в — ГА3-53, УА3-451; г — ЗИЛ-130; д — КамАЗ ЯМЗ-14; е — JFA «W50L»; ж — Eaton «D-203»; з — Zahnradfabrik «AK6-80»; $Z_{вщ.п}$, $Z_{вм.п}$, $Z_{вщ.л}$, $Z_{вм.л}$ — числа зубьев ведущего (вщ) и ведомого (вм) зубчатых колес пары привода промежуточного вала (п) и первой передачи (л)

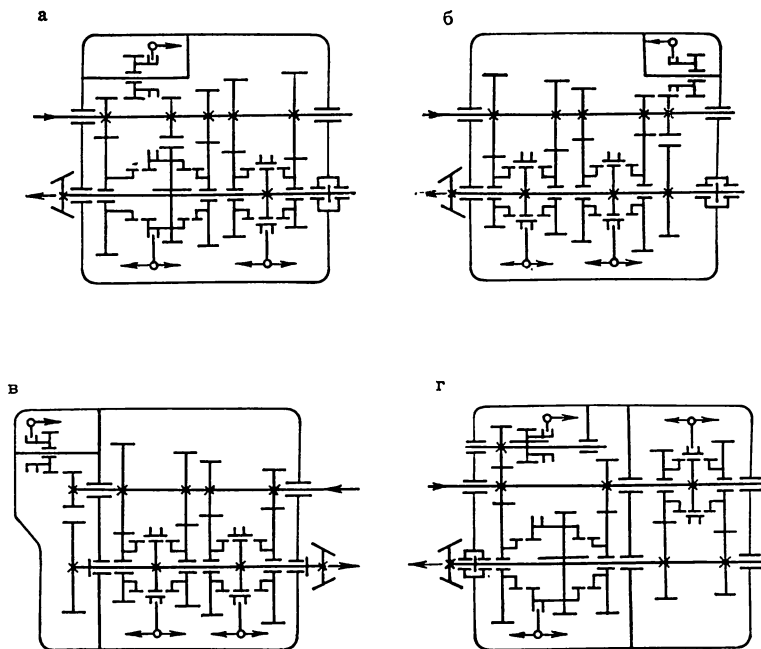


Рис. 3.2. Схемы двухвальных коробок передач:
а — Citroen «GS», Skoda «1000 MB»; б — Auto union Audi; в — Hillman Imperial;
г — Запорожец 968

при постоянном зацеплении упрощается применение косозубых передач, имеющих в сравнении с прямозубыми большую плавность работы. Передвижные колеса устанавливаются на валу на шлицах; для косозубых колес шлицевое соединение должно выполняться винтовым, что технологически сложнее.

Однако с увеличением числа пар зубчатых колес с постоянным зацеплением повышаются нагрузки на синхронизаторы коробки передач. Последние в процессе синхронизации должны воздействовать на систему большего числа согласованно вращающихся деталей. Чтобы получить первую передачу и задний ход при постоянном зацеплении, необходимо на вторичном валу устанавливать два колеса относительно большого диаметра. В то же время можно получить указанные две передачи, имеющие близкие абсолютные зна-

чения передаточных чисел, устанавливая на вторичном валу не два колеса, а одно, если выполнить его передвижным, как это сделано в схемах, показанных на рис. 3.1, в, г, ж. Вопрос выбора схемы построения первой передачи и заднего хода должен решаться с учетом предполагаемой интенсивности использования указанных передач. Чем больше интенсивность их использования, тем вероятнее разрушения торцов зубьев передвижного колеса и парных ему, и тем определеннее этот вопрос должен решаться в пользу схемы с постоянным зацеплением парных зубчатых колес.

На рис. 3.2 показаны схемы 4-ступенчатых двухвальных коробок передач. Для всех схем характерно выполнение выходного вала вместе с ведущей шестерней главной передачи, применение постоянного зацепления зубчатых колес для всех передач прямого хода

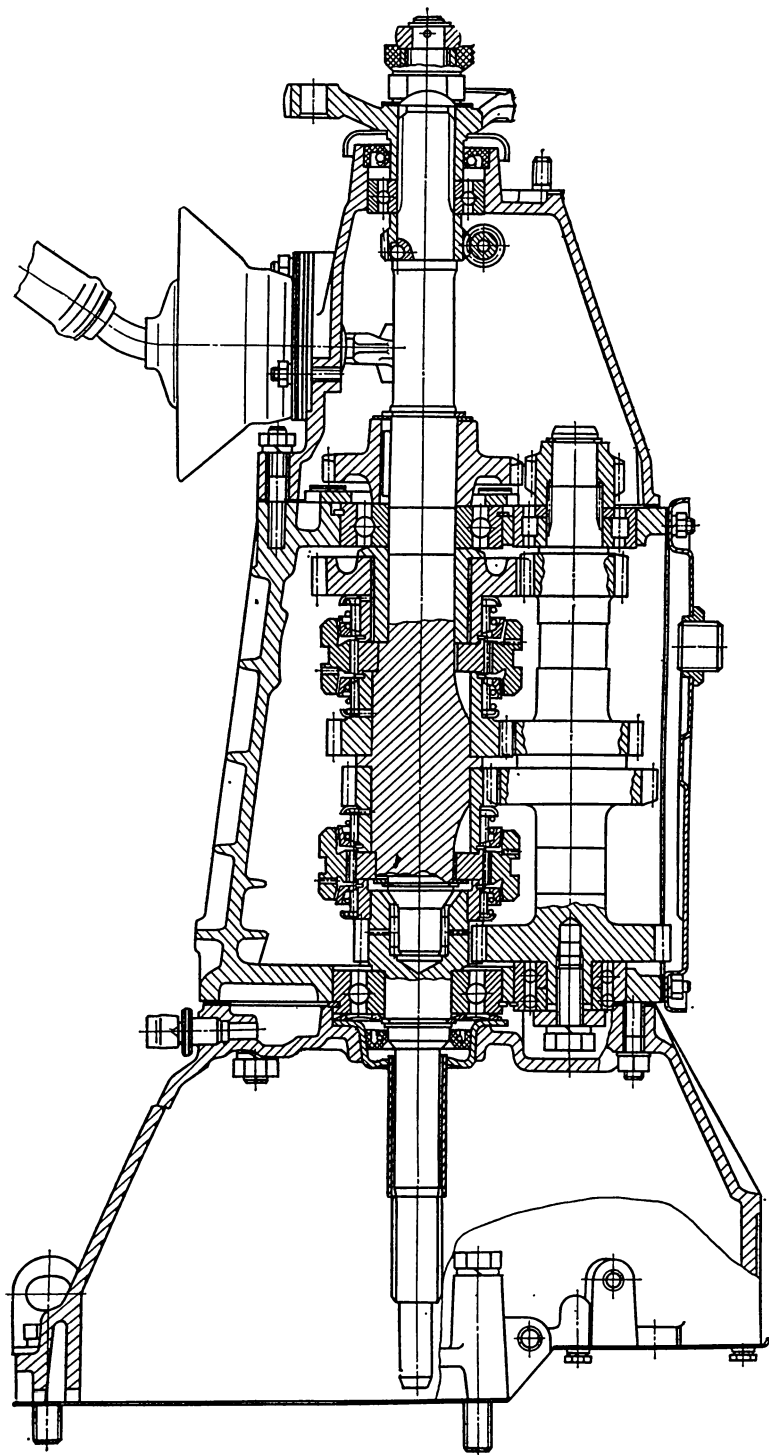


Рис. 3.3. Коробка передач автомобиля ВАЗ-2101

и передвижной шестерни для передачи заднего хода.

Конструкции коробок передач с двумя степенями свободы показаны на рис. 3.3...3.8. К редукторной части коробки передач относятся картер, валы, подшипники, зубчатые колеса и зубчатые муфты. Большинство конструкций имеют установившуюся типовую компоновку редукторной части. Особенно это относится к трехвальным соосным коробкам передач (рис. 3.3...3.7).

При числе ступеней 3...6 трехвальные коробки передач выполняются, как правило, в одном неразделенном картере и имеют двухопорные валы. Для размещения подшипников в передней и задней стенках картера выполнены по два отверстия; противоположные отверстия попарно соосны. Передний подшипник первичного вала расположен в расточке маховика или фланца коленчатого вала двигателя, задний — в передней стенке картера. На переднем участке первичного вала устанавливается ведомый диск сцепления. На заднем конце, расположенном консольно за главным подшипником, заодно с валом выполнена ведущая шестерня привода промежуточного вала. В утолщении заднего конца первичного вала выполняется расточка, являющаяся гнездом переднего подшипника вторичного вала. Задний подшипник вторичного вала расположен в задней стенке картера. Соосность первичного и вторичного валов обеспечивается за счет соосного выполнения базовых поверхностей: отверстий под подшипники в картере, опорных шеек вторичного вала, шеек первичного вала и гнезда в нем под передний подшипник вторичного вала. Центрирование коробки передач относительно оси коленчатого вала двигателя осуществляется через картер сцепления, правильность крепления которого к двигателю обеспечивается конструктивно и технологией обработки. Относительно картера сцепления коробка передач центрируется с

помощью выступающей части наружного кольца заднего подшипника первичного вала (рис. 3.3) или концентрично обработанного пояса на фланце крышки этого подшипника (рис. 3.4, 3.5). Подшипники промежуточного вала расположены в отверстиях передней и задней стенок картера. Ось этих отверстий располагается строго параллельно оси отверстий под задние подшипники первичного и вторичного валов. Один из подшипников каждого вала коробки передач фиксирует вал в осевом направлении и воспринимает комбинированную нагрузку. Первичный и вторичный валы фиксируются с помощью задних подшипников; промежуточный вал — с помощью заднего (чаще) или переднего подшипника.

Зубчатые колеса, расположенные на промежуточном валу, соединяются с ним неподвижно. В коробках передач легковых и некоторых легких и средних грузовых автомобилей все зубчатые венцы промежуточного вала выполняются в виде блока вместе с валом (см. рис. 3.3). В отдельных случаях этот блок выполняется пустотелым и устанавливается на оси на игольчатых подшипниках (см. рис. 3.4). Так как для оси требуются меньшие отверстия в картере, чем для подшипников вала, конструкция картера при этом получается более жесткой. В коробках передач большинства грузовых автомобилей заодно с промежуточным валом выполняются только зубчатые венцы малого диаметра, например венец первой передачи (см. рис. 3.5) и иногда второй (рис. 3.6). Крайним передним зубчатым венцом на промежуточном валу является ведомое колесо привода этого вала. За ним располагаются: ведущее колесо высшей редукторной передачи и далее — ведущие зубчатые колеса более низких передач в порядке убывания номера передачи. Крайним задним зубчатым венцом на промежуточном валу является шестерня первой передачи или заднего хода.

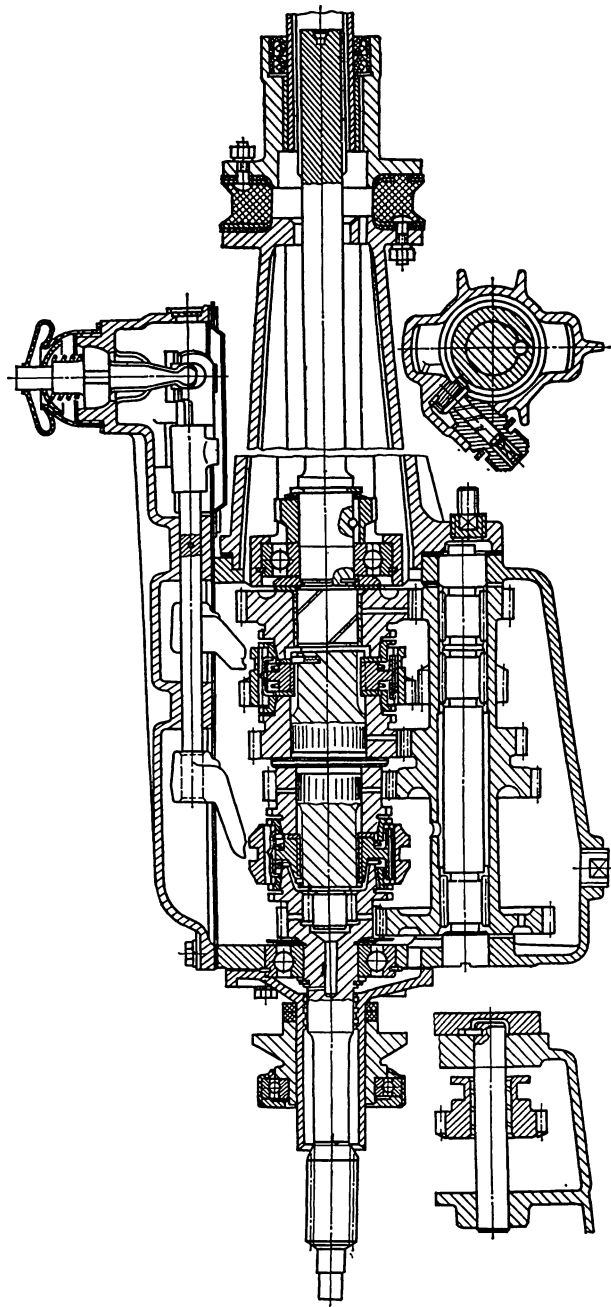


Рис. 3-г. Коробка передач автомобиля ГАЗ-24

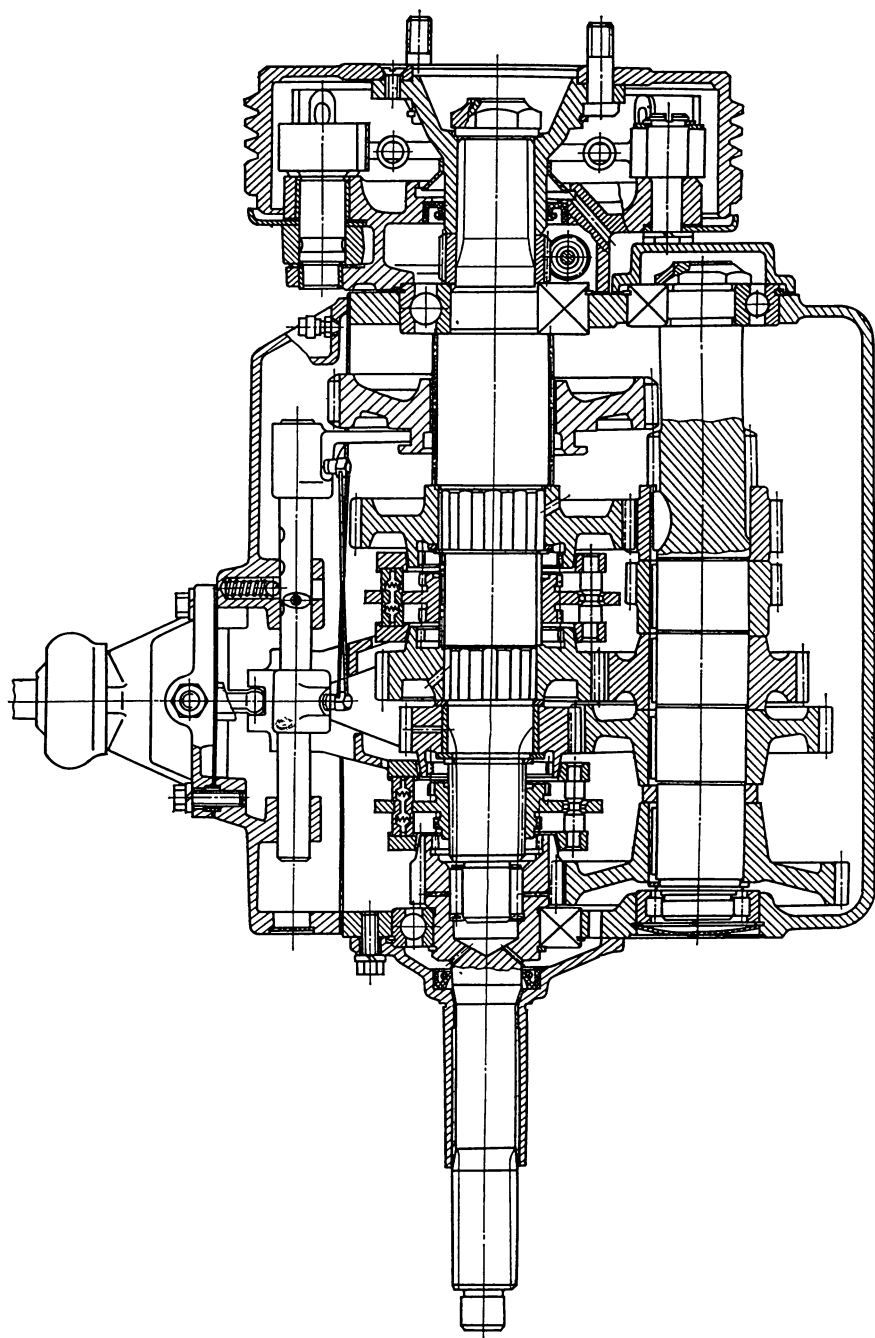


Рис. 3.5. Коробка передач автомобиля ЗИЛ-130

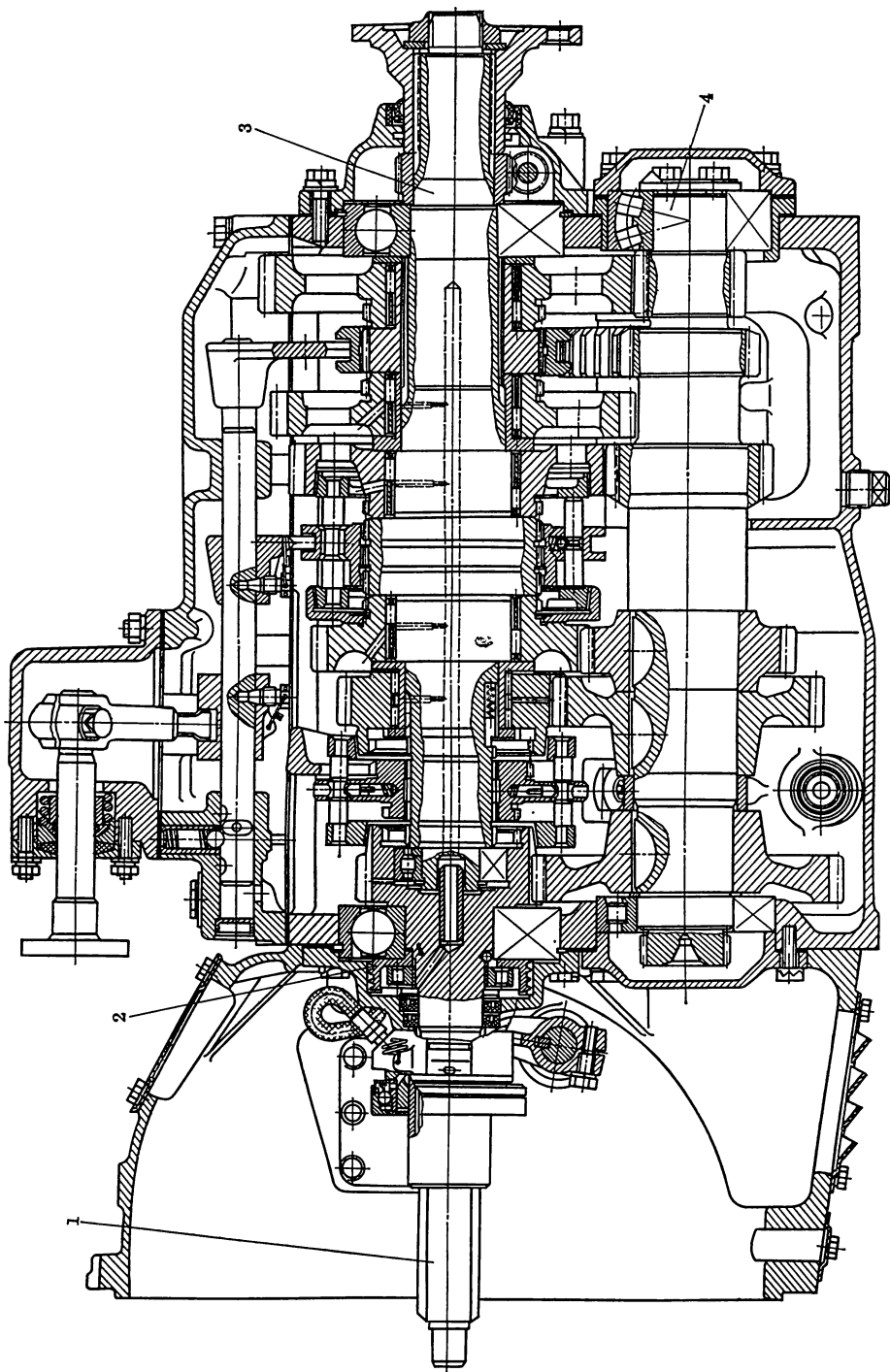


Рис. 3.6. Коробка передач автомобиля КамАЗ-4310:

1 — первичный вал; 2 — маслонагнетающее кольцо; 3 — вторичный вал; 4 — промежуточный вал

Ведомые зубчатые колеса постоянного зацепления, располагаемые на вторичном валу, устанавливаются по подвижной посадке — на игольчатых подшипниках (рис. 3.6); бронзовых втулках, запрессованных в ступицу зубчатого колеса (рис. 3.4); непосредственно на шейках вала (рис. 3.3, 3.5) или на стальных втулках, плотно посаженных на эти шейки. В последних случаях во избежание заедания поверхности скольжения на поверхности охватываемой детали выполняются канавки для сбора масла, а сама поверхность фосфатируется или сульфидируется. Если применяется ведомое передвигное зубчатое колесо, его установка на вторичном валу выполняется на эвольвентных или прямобочных шлицах по подвижной посадке.

Принятая в трехвалных коробках передач последовательность расположения зубчатых колес исключает перегрузку передней менее жесткой опоры вторичного вала, так как низшие передачи с большими усилиями в зацеплении располагаются ближе к задней опоре этого вала. Такое расположение обеспечивает технологичность сборки. При обычной схеме сборки промежуточный вал в сборе устанавливается через достаточно широкое окно, выполненное в картере сверху (см. рис. 3.4) или сбоку, а иногда снизу (см. рис. 3.3). Через это же окно устанавливаются вторичный вал и его детали. Первичный вал в сборе устанавливается через отверстие под подшипник в передней стенке картера; возможность такой сборки обеспечивается тем, что зубчатый венец вала в этом случае выполняется меньшего размера, чем отверстие.

Имеющие место отступления от типовой компоновки в трехвалных коробках передач могут преследовать различные цели. Некоторые коробки передач легковых автомобилей выполняются с удлинителем и имеют цельный или составной трехопорный вторичный

вал, третья опора которого размещается в приставном корпусе удлинителя. Основное назначение удлинителя — уменьшение длины карданной передачи. Корпус удлинителя может использоваться для размещения зубчатых колес передачи заднего хода и узла механизма переключения передач (см. рис. 3.3). Это позволяет уменьшить габариты основной части коробки.

В некоторых коробках передач грузовых автомобилей с целью повышения жесткости конструкции передняя опора вторичного вала выполняется в специальном приливе картера, но тогда ведомая шестерня высшей редукторной передачи оказывается на консоли. В коробке передач, схема которой показана на рис. 3.1, *е*, применены многоопорные валы. Обеспечивая высокую жесткость конструкции, такое решение усложняет сборку, требует повышенной точности изготовления деталей и применения картера с разъемом в плоскости валов. К особенностям компоновки редукторной части этой коробки передач относятся также размещение зубчатых колес первой передачи и заднего хода в среднем пролете, а синхронизаторов средних передач — на промежуточном валу. Последнее обеспечивает уменьшение суммарного приведенного момента инерции согласованно вращающихся деталей коробки передач и нагрузок на синхронизаторы. В коробке передач, схема которой показана на рис. 3.1, *ж*, дополнительная ускоряющая передача выполнена за задней стенкой картера и закрыта крышкой. Такое решение позволяет получить в высокой степени унифицированную модификацию с увеличенным числом передач, например — 7-ступенчатую модель на базе 6-ступенчатой или 6-ступенчатую на базе 5-ступенчатой.

Особенности компоновки редукторной части двухвалных коробок передач можно установить по схемам, показанным на рис. 3.2, и конструкции,

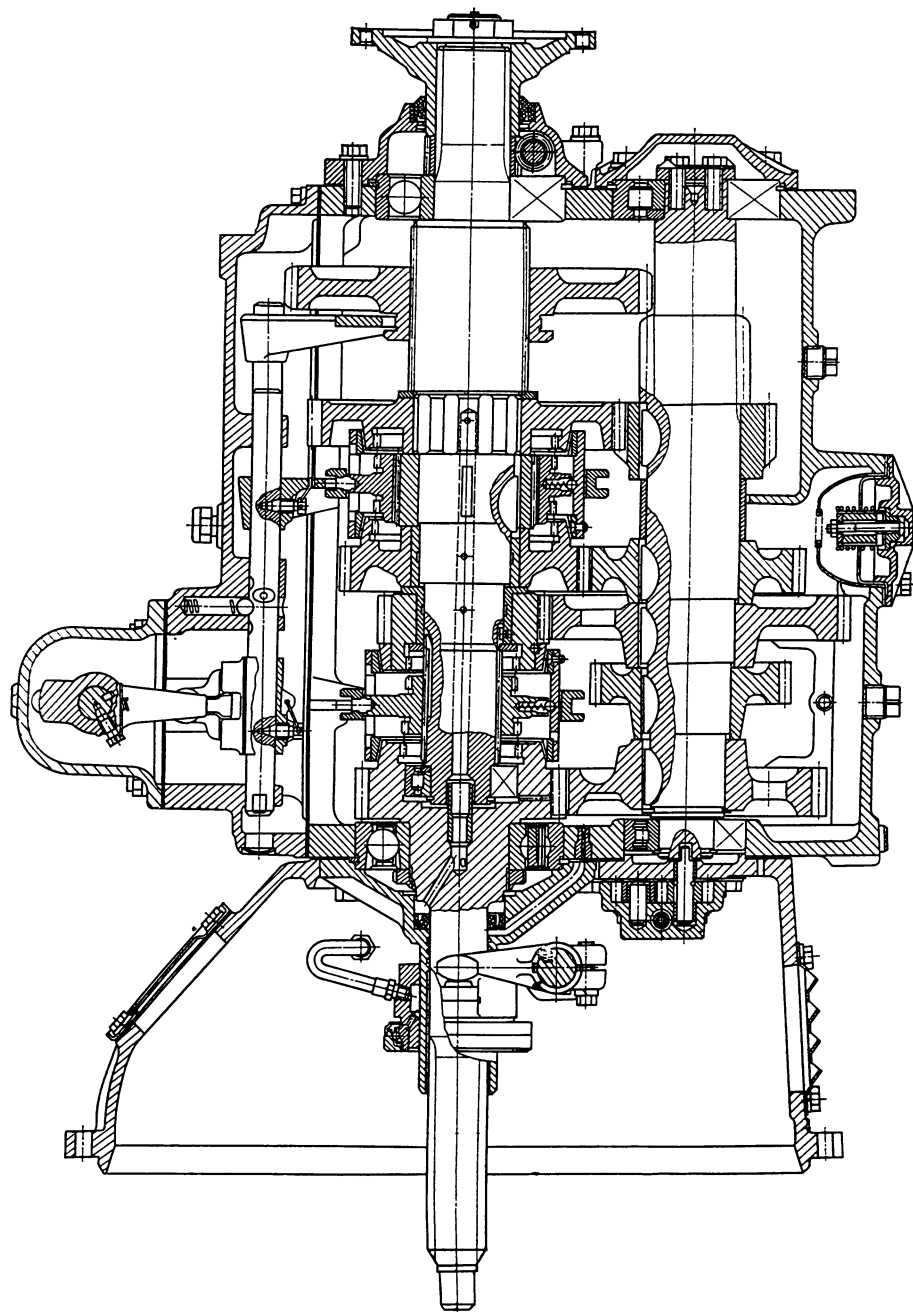


Рис. 3.7. Коробка передач автомобиля МАЗ-500А

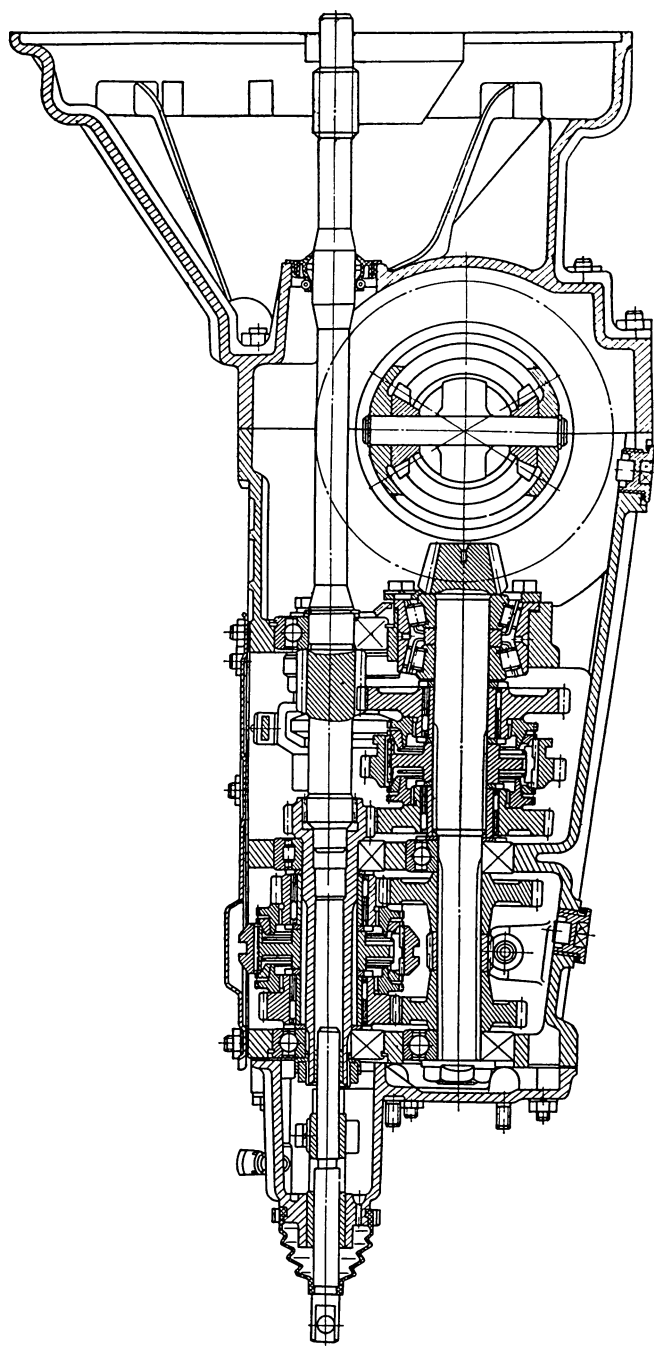


Рис. 3.8. Коробка передач автомобиля ЗАЗ-968

приведенной на рис. 3.8. Ведомый вал выполняется вместе с ведущей шестерней главной передачи: конической или гипоидной при продольном расположении двигателя, цилиндрической — при поперечном. Применяются главным образом зубчатые колеса с постоянным зацеплением. Лишь для передачи заднего хода применяется передвижная шестерня. На схемах показаны типичные варианты построения передачи заднего хода и их синхронизаторов. Синхронизатор первой-второй передач обычно устанавливается на выходном валу; его установка на входном валу затруднена, поскольку ведущая шестерня первой передачи имеет малый диаметр. Синхронизатор высших передач иногда устанавливается на входном валу для уменьшения приведенного момента инерции.

В ряде случаев несоосная двухвальная коробка передач конструктивно объединяется с двигателем. На рис. 3.9 показана одна из таких конструкций для переднеприводного легкового автомобиля.

Конструкция редукторной части коробки передач должна быть жесткой. В наибольшей степени жесткость конструкции в целом зависит от конструкции валов и картера. При преобладающем применении двухопорных валов конструкцию достаточной жесткости возможно выполнить, ограничивая длину валов и тем самым число передач. Обычно между опорами размещают не более шести передач. Таким образом, требование жесткости двухопорных валов является одним из факторов, ограничивающих число ступеней в коробках передач с двумя степенями свободы. Картер выполняется обычно цельнолитым. Отливка имеет местные утолщения и ребра. Отверстия под подшипники в передней и задней стенках картера должны быть такими, чтобы между отверстиями в стенке оставалась перемычка достаточного раз-

мера. Жесткость конструкции в сборе зависит от степени затяжки болтов крепления крышки, в которой монтируется механизм переключения передач. Картер с разъемом применяется лишь в случаях, когда это диктуется условиями сборки.

Смазывание деталей большинства коробок передач производится окунанием и разбрызгиванием. Масляная ванна размещается в картере. Уровень масла в ванне достигает оси промежуточного вала, а расход его на одну заправку зависит главным образом от передаваемой мощности. Для коробок передач грузовых автомобилей он составляет (в литрах) $Q_m = (0,06 \dots 0,09) \times P_{\text{max}}$ (P_{max} — передаваемая максимальная мощность, кВт). Чтобы потери мощности при перемешивании масла были небольшими, между вершинами зубьев наибольших по размерам колес и внутренней поверхностью картера конструктивно обеспечиваются достаточные зазоры. Реже с целью уменьшения потерь мощности картер выполняют сухим, помещая масло в обособленный отсек, откуда оно подается для смазывания деталей насосом. В обычных конструкциях с несухим картером также может устанавливаться насос. Насос имеется, например, в коробках передач некоторых тяжелых автомобилей (см. рис. 3.7). Его ставят для подачи масла к подшипникам ведомых зубчатых колес постоянного зацепления. Масло подается через центральное и радиальные сверления второго вала. Для такого способа подачи масла к подшипникам зубчатых колес постоянного зацепления иногда используется не насос, а маслonaгнетающее кольцо, устанавливаемое впереди подшипника первичного вала (см. рис. 3.6). Для заправки и контроля уровня масла, а также его слива в картере делаются соответствующие отверстия.

Герметичность собранной коробки передач обеспечивается применением

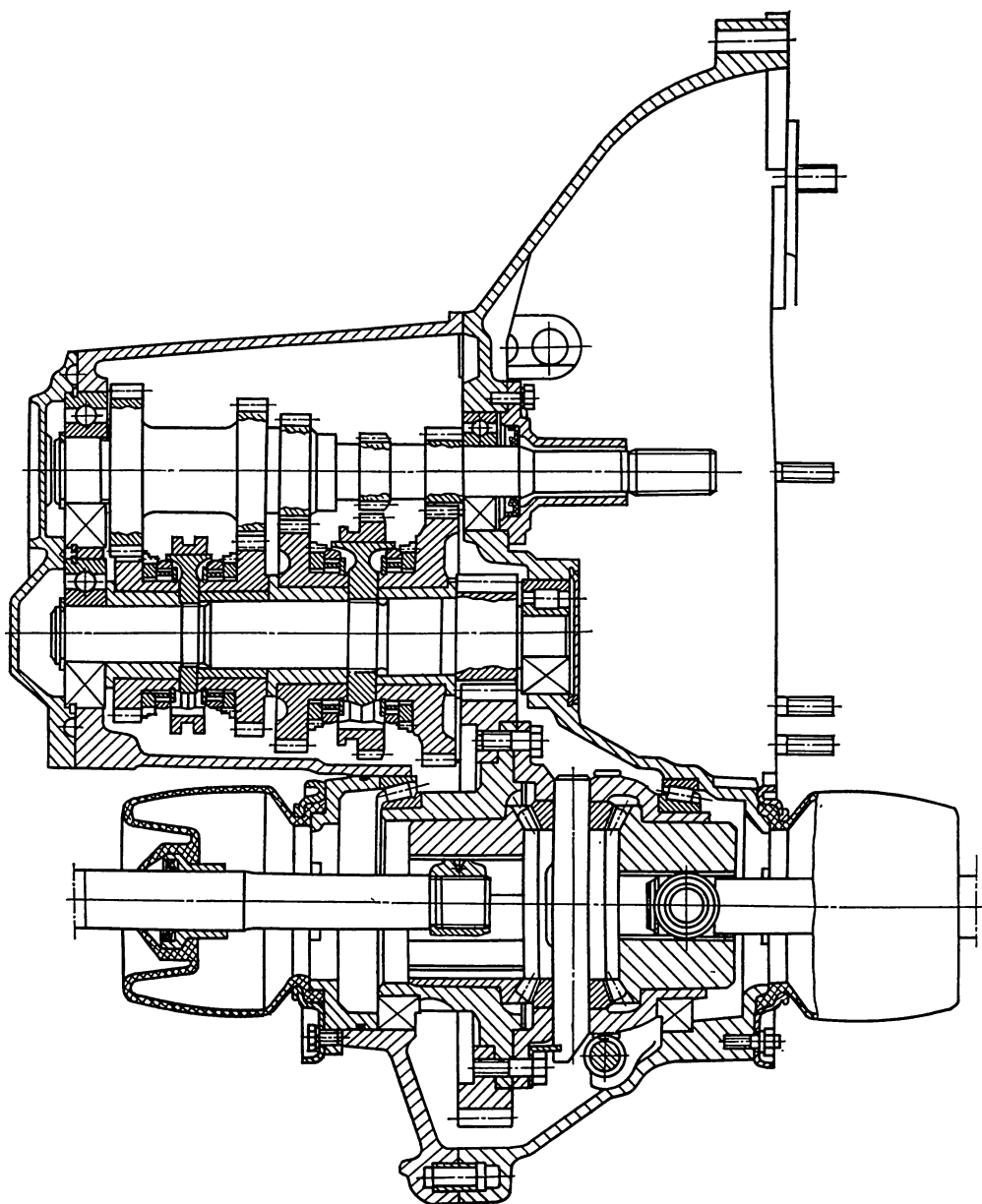


Рис. 3.9. Конструкция коробки передач переднеприводного автомобиля с поперечным расположением двигателя

для маслоналивного и спускного отверстий пробок с конической резьбой, установкой уплотнительных прокладок под все крышки и манжетных уплотнителей на входе в коробку и на выходе из нее. Во избежание повышения давления в картере он должен сообщаться с атмосферой. Если конструкция крышки с механизмом переключения передач не обеспечивает этого, на картере сверху предусматривается установка сапуна.

Как правило, на выходном валу коробки передач устанавливается ведущий элемент привода спидометра; ведомый его элемент располагается в крышке заднего подшипника вала. Привод спидометра не устанавливается в коробке передач лишь в тех случаях, когда между ней и ведущими колесами автомобиля имеется еще один механизм с переменным передаточным числом.

Отбор мощности в коробках передач грузовых автомобилей осуществляется с помощью дополнительной шестерни, устанавливаемой на промежуточном валу. Для крепления коробки отбора мощности на боковых стенках картера справа и слева выполняются люки. Размеры люков и параметры шестерни отбора мощности должны удовлетворять требованиям ГОСТ 12323—66. В качестве шестерни отбора мощности допускается использование одного из зубчатых колес промежуточного вала, если его параметры удовлетворяют указанному ГОСТу.

3.3. Коробки передач с тремя и четырьмя степенями свободы

Многоступенчатые коробки с тремя степенями свободы образуются на базе 4-, 5- или 6-ступенчатой коробки, имеющей соосную трехвальную схему, путем установки к последней впереди или сзади дополнительного редуктора. Ряд распространенных схем коробок передач с тремя степенями свободы показан на рис. 3.10. Чаще всего до-

полнительный редуктор выполняется двухступенчатым и имеет одну ступень прямую и одну редукторную — понижающую или повышающую. Применяя с ним базовую 4-ступенчатую коробку, получают восемь передач (рис. 3.10, б), а 5-ступенчатую — десять (рис. 3.10, а) и т. д. Применение 3-ступенчатого дополнительного редуктора позволяет утроить число передач по отношению к числу передач базовой коробки. Для получения определенной передачи в коробке с тремя степенями свободы включаются одна зубчатая муфта в базовой коробке и одна в дополнительном редукторе.

Передний дополнительный редуктор конструктивно является рациональным в том случае, если он выполняется в виде пары зубчатых колес, дающей редукторную (непрямую) ступень. Прямая ступень получается непосредственным соединением входного вала редуктора с входным валом базовой коробки (рис. 3.10, а). Диапазон передаточных чисел такого редуктора выбирается небольшим, так что при включении его не прямой ступени получается ряд чисел, удовлетворяющих рис. 3.11, а, б. Такой редуктор принято называть делителем. Он значительно расширяет диапазон передаточных чисел, поэтому базовая коробка должна иметь достаточно большой собственный их диапазон. Положительные особенности коробки передач с делителем: увеличение числа передач вдвое достигается наиболее просто; обеспечивается высокая степень унификации — базовая коробка может использоваться отдельно без делителя, так как ее собственный диапазон передаточных чисел во многих случаях является достаточным; при включении не прямой ступени редуктора КПД многоступенчатой коробки сохраняется на том же уровне, который имеет базовая коробка. Основной недостаток многоступенчатой коробки с делителем — необходимость иметь относительно большое

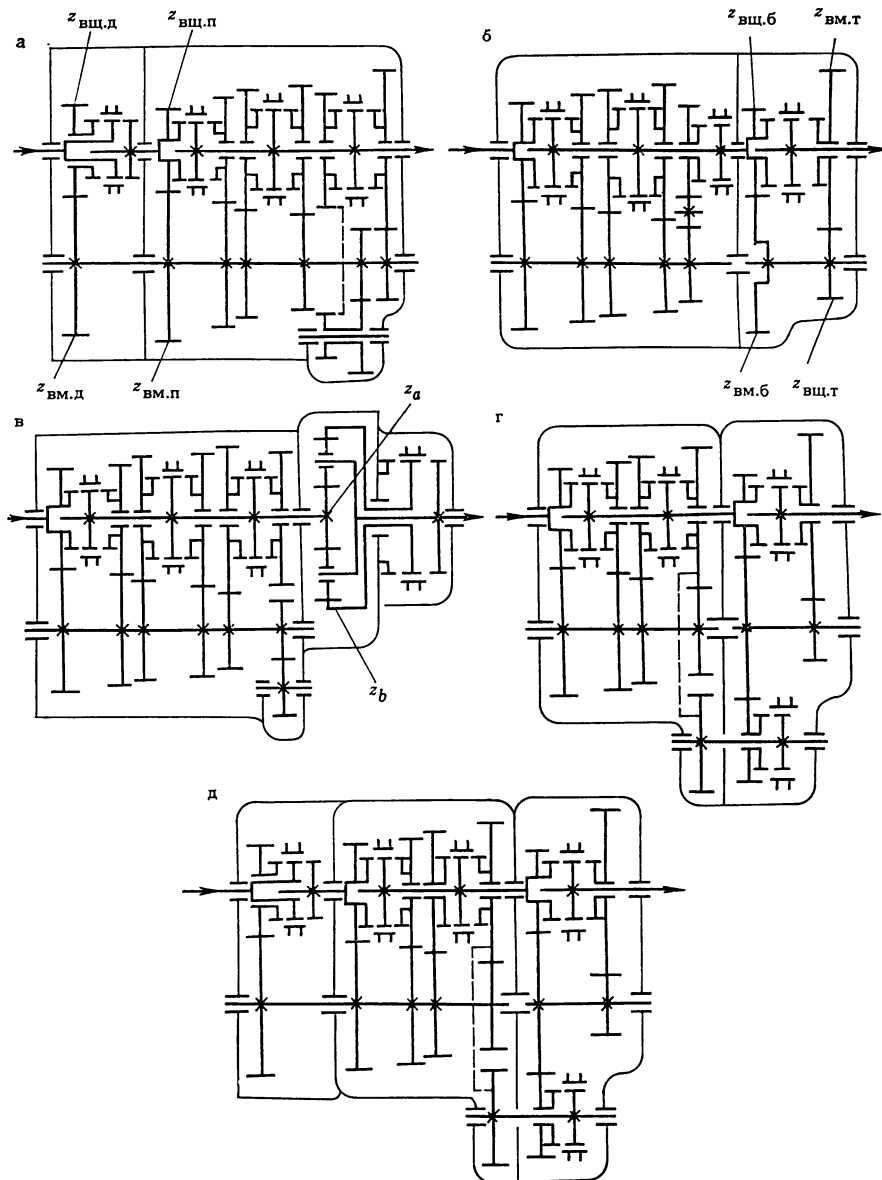


Рис. 3.10. Схемы многоступенчатых коробок передач:

a — 10-ступенчатая, с передним редуктором-делителем; *б* — 8-ступенчатая, с задним вальным редуктором; *в* — 9-ступенчатая, с задним планетарным редуктором; *г* — 8-ступенчатая; *д* — 16-ступенчатая, с передним делителем и задним вальным редуктором; $z_{вщ.д}$, $z_{вм.д}$ — числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес пары делителя; $z_{вщ.б}$, $z_{вм.б}$, $z_{вщ.г}$, $z_{вм.г}$ — то же, быстроходной и тихоходной пар заднего редуктора; $z_{вщ.п}$, $z_{вм.п}$ — то же, пары привода промежуточного вала базовой коробки передач

межосевое расстояние, так как на выходе базовой коробки на низших передачах действует большой крутящий момент.

Задний 2-ступенчатый дополнительный редуктор выполняется валным с двумя парами зубчатых колес (рис. 3.10, б, г) или планетарным (рис. 3.10, в). Задний редуктор имеет одну ступень прямую и одну редукторную понижающую. Использование его в качестве делителя нерационально. Как правило, он выполняется с большим диапазоном передаточных чисел, чем у базовой коробки. Базовая коробка при этом выполняется с относительно небольшим собственным диапазоном. Положительными особенностями многоступенчатой коробки передач с задним дополнительным редуктором являются: относительно небольшое межосевое расстояние базовой коробки, так как передаточное число на первой передаче и, соответственно, крутящий момент на вторичном валу существенно ограничены; возможность получить большой общий $D_k \approx 12...13$ и более; меньшая напряженность синхронизаторов базовой коробки, обусловленная малыми перепадами угловых скоростей соседних ее передач и позволяющая применять синхронизаторы на низших передачах даже при установке двухдискового сцепления.

Недостатки многоступенчатой коробки передач с задним редуктором: нельзя использовать базовую коробку отдельно без редуктора вследствие небольшого собственного ее диапазона передаточных чисел; несколько повышенные потери мощности на низших передачах, когда включена понижающая ступень редуктора и мощность передается через четыре зубчатых зацепления; необходимость применения в заднем редукторе синхронизатора большой энергоемкости.

В многоступенчатых коробках передач с четырьмя степенями свободы используется базовая коробка и два до-

полнительных редуктора — передний и задний. Для получения определенной передачи в таких коробках необходимо включить три зубчатые муфты: по одной — в переднем редукторе, базовой коробке и заднем редукторе. Так построена 16-ступенчатая коробка передач, схема которой показана на рис. 3.10, д.

Построение ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки в пределах их общего диапазона не может быть произвольным, так как закономерность ряда, принятая для базовой коробки, неизбежно повторяется на каждой ступени дополнительного редуктора. Построение общего ряда при этом определяется закономерностью ряда передаточных чисел базовой коробки и соотношением между их диапазонами базовой коробки и дополнительного редуктора.

Применяемые варианты построения ряда передаточных чисел многоступенчатых коробок передач поясняются лучевыми диаграммами (рис. 3.11). На горизонталях *A* отмечены передаточные числа базовой коробки (точки 1, 2, 3, ...), а на горизонталях *B* — многоступенчатой (точки I, II, III, ...). Лучи, соединяющие точку *O* с горизонталью *A*, обозначают передачи базовой коробки. Вертикальный луч соответствует прямой передаче, расположенные справа — понижающей, а слева — ускоряющей. Лучи, соединяющие горизонтالي, обозначают ступени дополнительного редуктора: вертикальные — прямую ступень, направленные вниз вправо — понижающую, а вниз влево — повышающую. Отрезки, заключенные между соседними точками по горизонтали, пропорциональны логарифму отношения соответствующих передаточных чисел (например, $\lg q_{1-2}$, $\lg q_{4-5}$, $\lg q_{I-II}$). Отрезок между крайними точками на горизонтали *A* пропорционален логарифму диапазона передаточных чисел базовой коробки ($\lg D_6$), а на горизонтали *B* — многоступенчатой

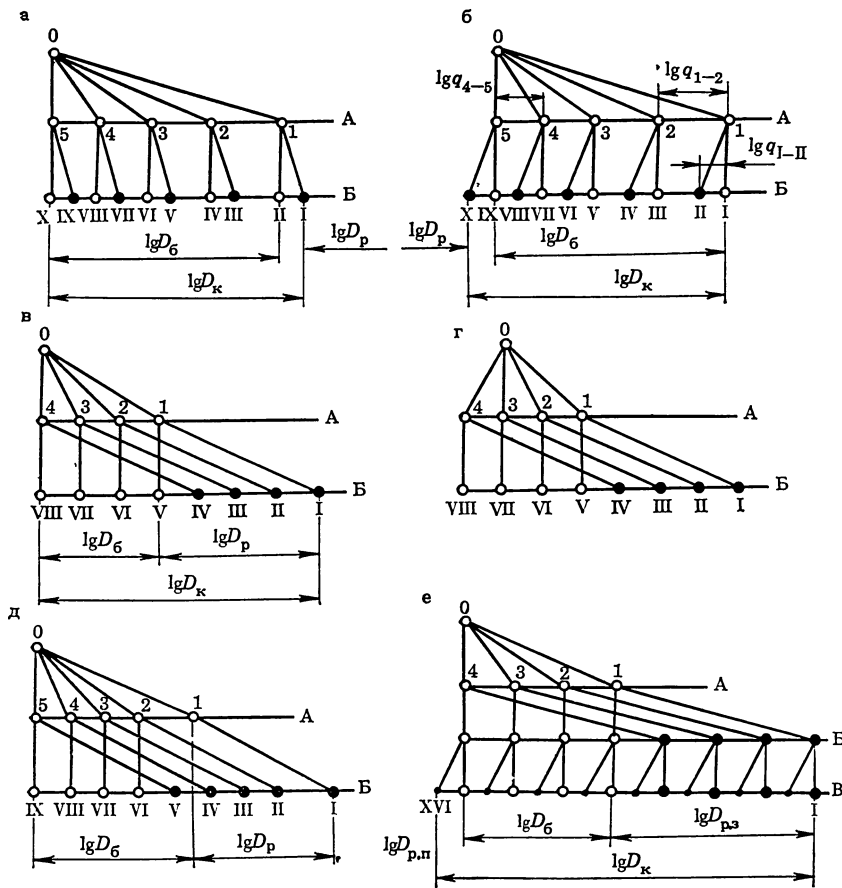


Рис. 3.11. Диаграммы построения ряда передаточных чисел многоступенчатых коробок передач

коробки ($\lg D_k$). Из построений следует: $\lg D_p = \lg D_k - \lg D_6$, или $D_p = D_k / D_6$, где D_p — диапазон дополнительного редуктора.

Многоступенчатые коробки передач с делителем (рис. 3.11, а, б) имеют четное число передач. Базовая их коробка выполняется с достаточно широким собственным диапазоном передаточных чисел и имеет обычно ряд их, отличный от геометрического, с несколько уплотненными значениями на высших передачах. Для дополнительного редуктора выбирается $D_p \approx q_b^{0,5}$, где q_b — отношение передаточных чисел двух соседних

высших передач базовой коробки. Этим обеспечивается получение плотного геометрического ряда в области высших передач многоступенчатой коробки.

Многоступенчатые коробки передач с задним редуктором могут иметь как четное число передач (рис. 3.11, в, г), так и нечетное (рис. 3.11, д). На рис. 3.11, в, г показано построение ряда передаточных чисел 8-ступенчатых коробок. При таком построении базовая коробка имеет обычно уплотненный ряд передаточных чисел, близкий к геометрическому, со знаменателем $q_6 \approx 1,35 \dots 1,40$. Диапазон их для

дополнительного редуктора перекрывает соответствующий диапазон базовой коробки и выбирается по условию $D_p \approx \approx q_6^n$, где n — число передач в базовой коробке. Ряд передаточных чисел многоступенчатой коробки в этом случае получается близким к геометрическому со знаменателем $q = q_6$. Принципиально такое же построение возможно и для 10-ступенчатой коробки передач. При этом плотность ряда может быть повышена до $q \approx 1,25 \dots 1,30$.

На рис. 3.11, *д* показано построение ряда передаточных чисел 9-ступенчатой коробки. Ее 5-ступенчатая базовая коробка имеет уплотненный их геометрический ряд со знаменателем q_6 . *с* в сокращенном диапазоне, образованном передачами 2—5. Диапазон передаточных чисел заднего редуктора перекрывает соответствующий сокращенный диапазон базовой коробки: $D_p = q_{6.c}^{n-1}$. Блокировкой в механизме переключений исключается возможность включения первой передачи базовой коробки, когда в редукторе включена высшая ступень. В результате коробка имеет 9 передач вместо 10 потенциально возможных; в диапазоне передач II—IX обеспечивается ряд передаточных чисел, близкий к геометрическому со знаменателем $q = q_{6.c}$. Между передачами 1—2 шаг увеличен ($q_{1-2} > q_{6.c}$), за счет этого общий диапазон передаточных чисел многоступенчатой коробки может быть достаточно большим ($D_k = 12—13$). Вариант многоступенчатой коробки с 2-ступенчатым редуктором и нечетным числом передач позволяет уменьшить необходимый диапазон передаточных чисел дополнительного редуктора при достаточно большом общем их диапазоне для коробки, что облегчает синхронизацию при переключениях редуктора; выполнить без синхронизатора первую передачу базовой коробки, не усложняя управление, так как на ходу эта передача не включается.

На рис. 3.11, *е* показано принципиальное построение ряда передаточных чисел 16-ступенчатой коробки передач. Совместно с базовой 4-ступенчатой частью коробки передач с геометрическим рядом передаточных чисел устанавливаются ступенчатые редукторы: передний делитель с $D_{p.п} = \sqrt{q_6}$ и задний — с $D_{p.з} = q_6^n$. Общий геометрический ряд передаточных чисел имеет знаменатель $q = \sqrt{q_6}$.

Приведенные на рис. 3.11 диаграммы показывают, как располагаются передаточные числа базовой коробки в общем их ряду для многоступенчатой коробки при различных вариантах построения ряда. Отсутствие произвольности в построении ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки, на что графически указывает параллельность лучей определенной ступени дополнительного редуктора, аналитически отображается соответствующими зависимостями между передаточными числами:

$$\left. \begin{aligned} \text{а) коробка передач с делителем} \\ u_I/u_{II} = u_{III}/u_{IV} = u_V/u_{VI} = \\ = u_{VII}/u_{VIII} = \dots = D_p; \\ \text{б) коробка передач с задним} \\ \text{редуктором:} \\ \begin{aligned} 8 \text{ ступеней} - u_{IV}/u_{VIII} = \\ = u_{III}/u_{VII} = u_{II}/u_{VI} = u_I/u_V = D_p, \\ 9 \text{ ступеней} - u_V/u_{IX} = \\ = u_{IV}/u_{VIII} = u_{III}/u_{VII} = u_{II}/u_{VI} = \\ = D_p, \\ 10 \text{ ступеней} - u_V/u_X = \\ = u_{IV}/u_{IX} = u_{III}/u_{VIII} = u_{II}/u_{VII} = \\ = u_I/u_{VI} = D_p. \end{aligned} \end{aligned} \right\} (3.1)$$

Равенства (3.1) позволяют проверить возможность осуществления заданных передаточных чисел многоступенчатой коробки. Если соответствующее равенство не удовлетворяется, полученные передаточные числа должны быть соответствующим образом скорректированы.

Конструкции некоторых многосту-

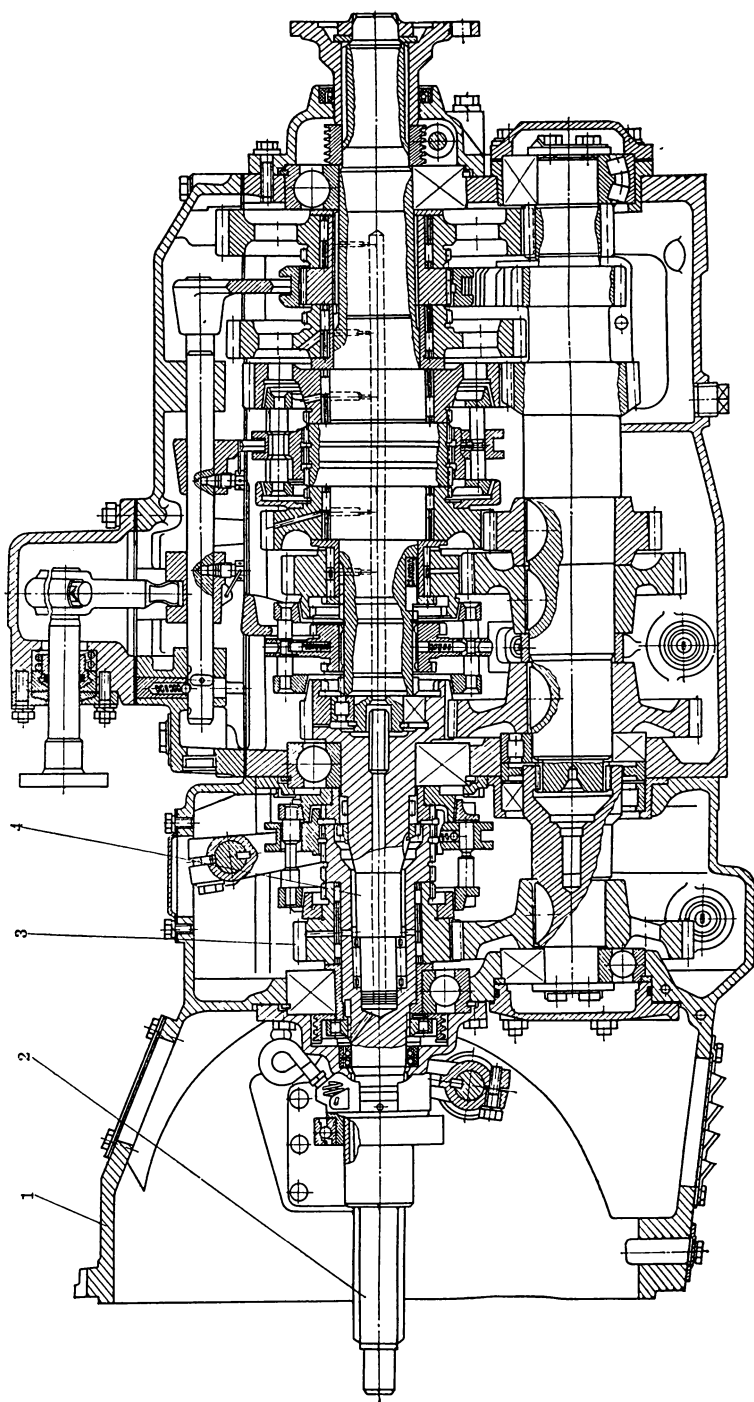


Рис. 3.12. Десятиступенчатая коробка передач автомобиля КамАЗ-5320:
1 — картер делителя; 2 — ведущий вал; 3 — шестерня; 4 — первичный вал базовой коробки

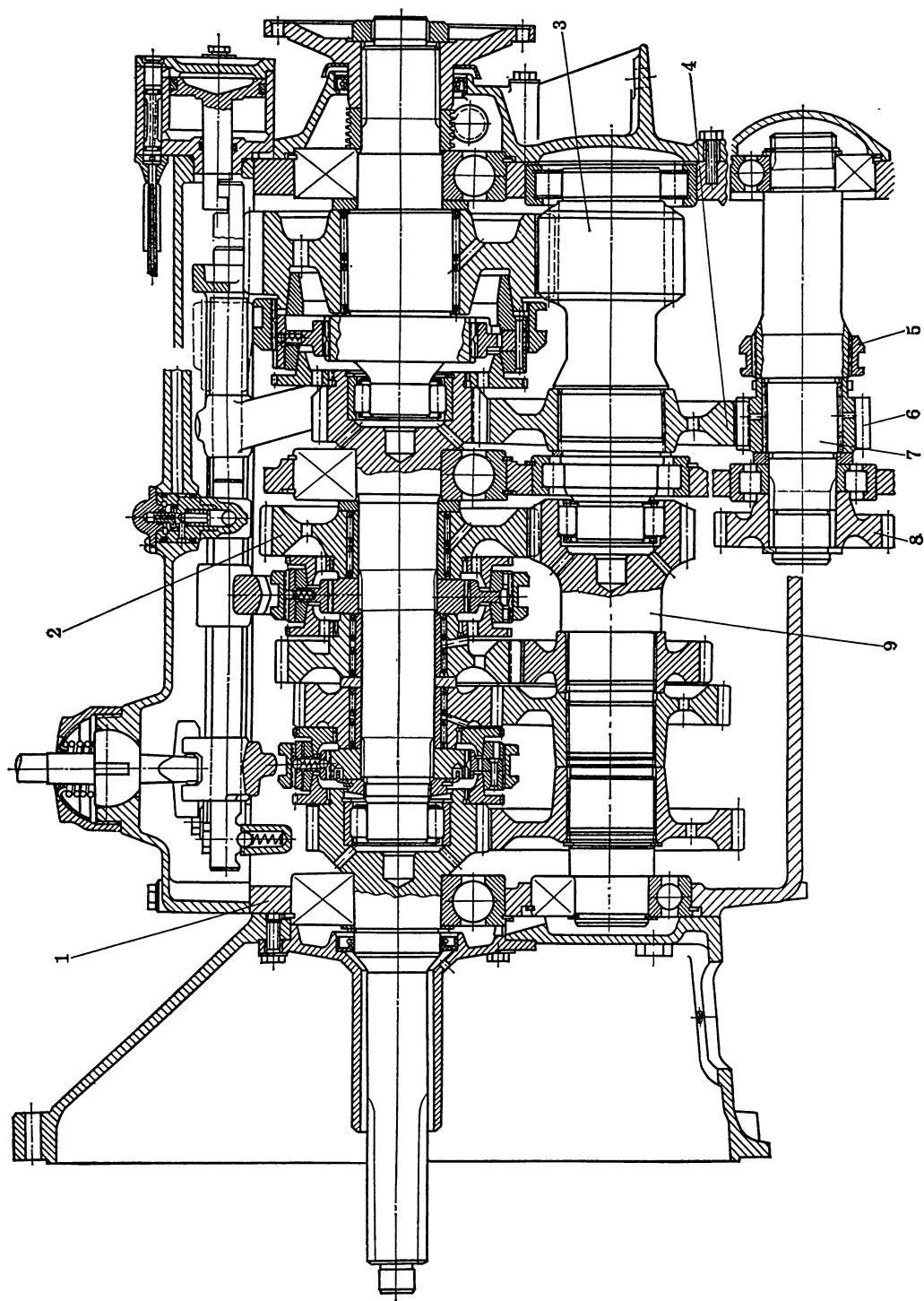


Рис. 3.13. Восьмиступенчатая коробка передач Volvo «R61»

пенчатых коробок передач показаны на рис. 3.12...3.15.

Десятиступенчатая коробка передач (рис. 3.12) выполнена с передним делителем на базе 5-ступенчатой коробки передач (см. рис. 3.6). Ее схема соответствует приведенной на рис. 3.10, а; построение ряда передаточных чисел — рис. 3.11, б. Коробка имеет высокую степень унификации. За исключением первичного вала в 10-ступенчатой модификации используются все детали базовой 5-ступенчатой коробки. При установке делителя первичный вал базовой коробки заменяется валом 4. Все зубчатые колеса коробки находятся в постоянном зацеплении.

Восьмиступенчатая коробка передач (рис. 3.13) выполнена по схеме, показанной на рис. 3.10, г. Построение ряда ее передаточных чисел соответствует рис. 3.11, в. Эта коробка передач имеет задний дополнительный 2-ступенчатый редуктор вального типа с прямой и понижающей ступенями. Главными особенностями конструкции показанной коробки передач являются: общий картер 1 для 4-ступенчатой базовой части и заднего редуктора; особый вид размещения шестерен заднего хода. От шестерни 2 первой передачи вторичного вала приводится во вращение ведомая шестерня 8 вала 7 заднего хода, вал проходит в отсек заднего редуктора и с помощью свободно установленной шестерни 6 соединяется с ведомой шестерней 4 первой пары редуктора. Включение заднего хода производится муфтой 5. Указанное размещение шестерен позволяет уменьшить осевой размер коробки. Промежуточные валы 9 и 3 выполнены заодно с шестернями низших ступеней. Остальные зубчатые колеса промежуточных валов сцентрированы по цилиндрическим шейкам вала и фиксированы от проворачивания с помощью мелкошлицевых соединений. Шлицевые участки на шейках вала занимают не более 1/5

длины шейки, что облегчает сборку промежуточного вала.

Девятиступенчатая коробка передач (рис. 3.14) выполнена на базе 5-ступенчатой по схеме, показанной на рис. 3.10, в, и имеет 2-ступенчатый задний планетарный редуктор. Построение ряда передаточных чисел этой коробки соответствует рис. 3.11, д. Особенности конструкции: применен картер из алюминиевого сплава; картер базовой коробки выполнен совместно с картером сцепления и имеет горизонтальный разъем по оси первичного и вторичного валов, верхняя половина картера 1 используется также для размещения механизма переключения передач; подшипники валов установлены в стальные стаканы; предусмотрен дополнительный отбор мощности с торца заднего конца промежуточного вала 8; для смазки подшипников ведомых зубчатых колес постоянного зацепления и деталей планетарного редуктора используется маслonaгнетающее кольцо 3, с помощью которого направляется масло, вытесняемое из картера через задний подшипник первичного вала 2, в центральный канал вторичного вала 4. Планетарный редуктор выполнен в виде однорядного трехзвенного механизма. Солнечная шестерня 5 механизма с помощью зубчатой муфты соединена со вторичным валом 4 базовой коробки. Водило механизма жестко соединено с выходным валом редуктора 7. Высшая (прямая) ступень редуктора получается при блокировке механизма путем соединения эпицикла 6 с водилом. Низшая ступень получается остановкой эпицикла путем замыкания на картер.

Десятиступенчатая коробка передач (рис. 3.15) имеет 5-ступенчатую базовую коробку с плотным геометрическим рядом передаточных чисел ($q=1,26$) и 2-ступенчатый вальный задний редуктор. Все зубчатые колеса прямозубые с постоянным зацеплени-

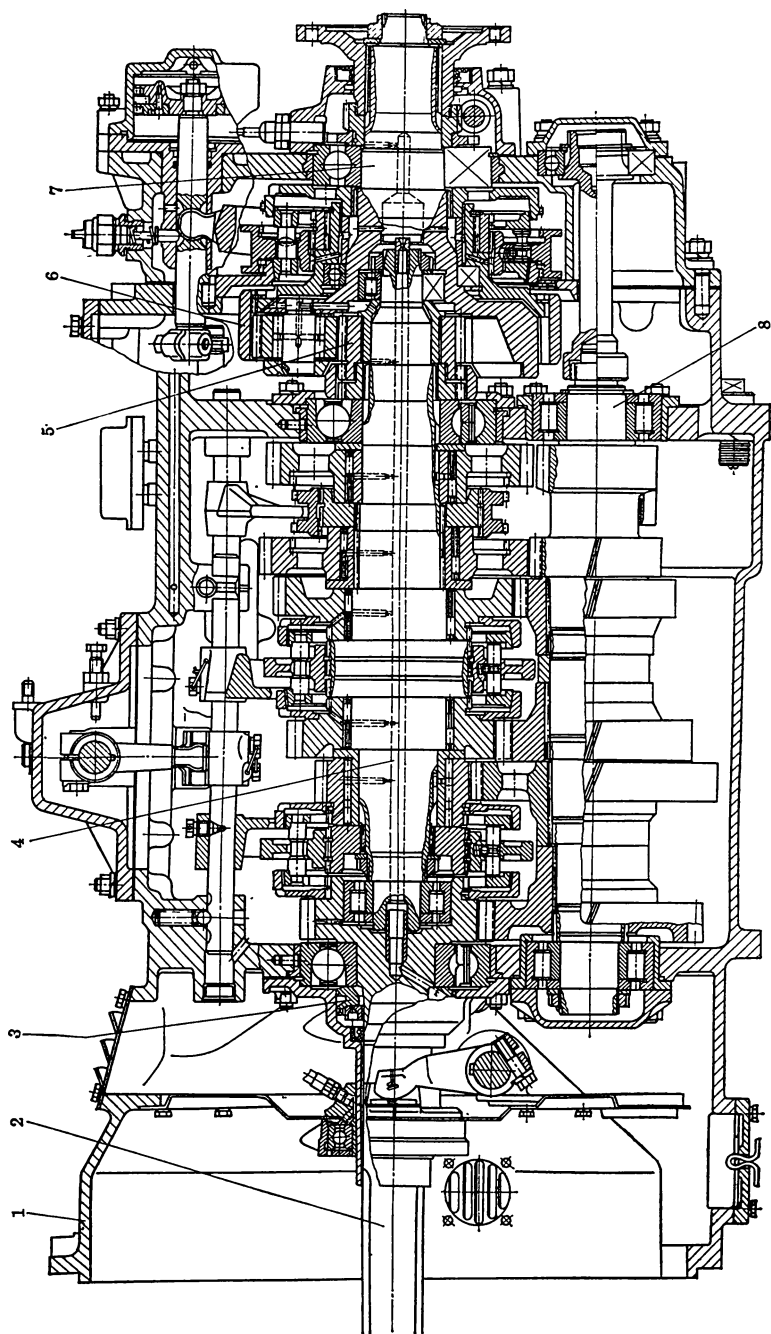


Рис. 3.14. Девятиступенчатая коробка передач ЯМЗ-201

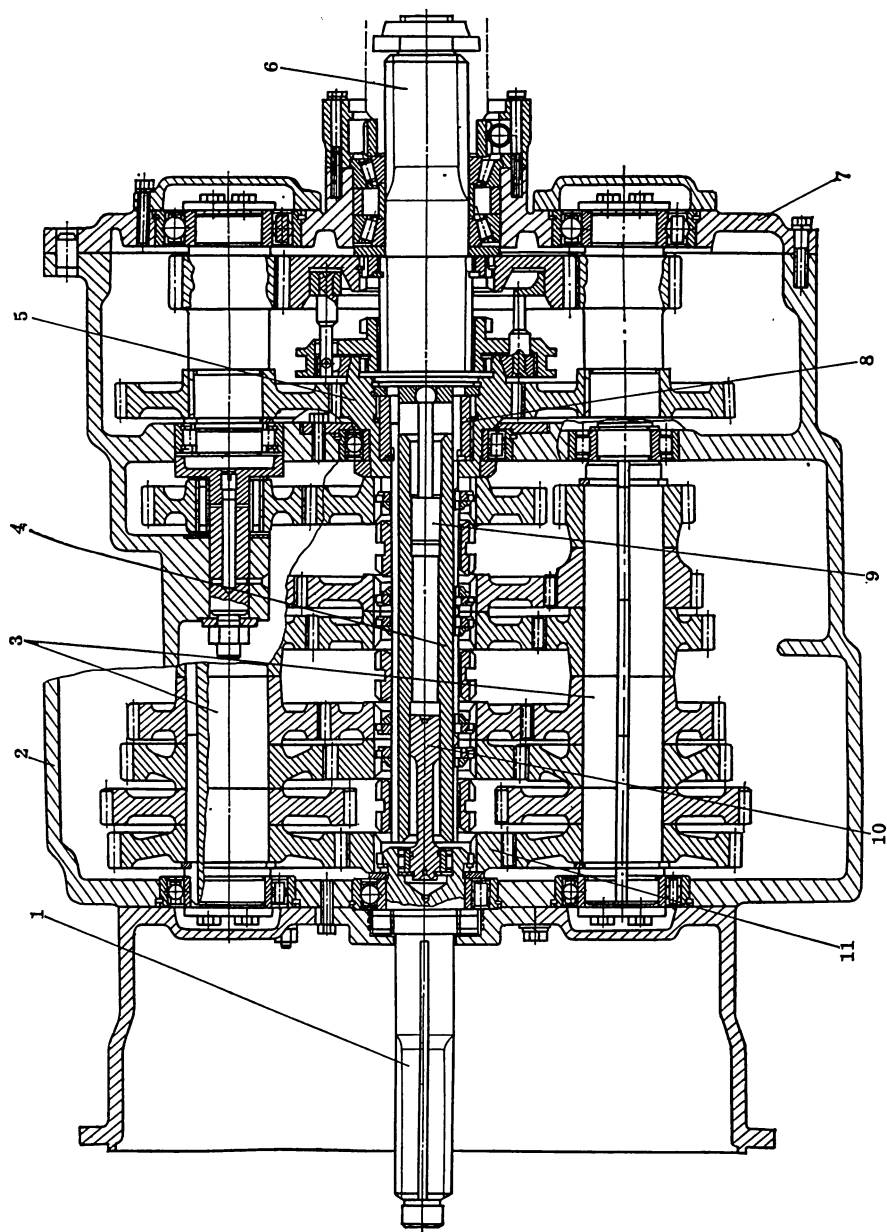


Рис. 3.15. Десятиступенчатая коробка передач Fuller «RT-910»

ем. Синхронизаторы установлены только в редукторе. Малые перепады угловых скоростей, соответствующие плотному ряду передаточных чисел в базовой коробке, облегчают переключение последней без синхронизаторов. Главной особенностью коробки передач является передача мощности двумя потоками как в базовой коробке, так и в редукторе. Имеется два одинаковых промежуточных вала 3. Выравнивание нагрузок в параллельных потоках обеспечивается применением в базовой коробке самоустанавливающегося вторичного вала 4. Концы этого вала поддерживаются небольшими круглыми торсионами 9 и 10. Торсионы имеют высокую податливость в поперечном направлении и уже при небольшом различии усилий в зубчатых зацеплениях параллельных потоков их концы, соединенные с валом 4, перемещаются вместе с ним в поперечном направлении, восстанавливая равновесие. Таким образом, разница в усилиях в зубчатых зацеплениях не может превысить то усилие, которое требуется для перемещения концов торсионов в поперечном направлении, обусловленного погрешностями изготовления деталей. Учитывая высокую податливость торсионов, эта разница очень мала. Соединение вторичного вала 4 с ведущей шестерней 5 заднего редуктора выполнено с помощью промежуточной консольной муфты 8, не препятствующей небольшим поперечным перемещениям конца вала. Возможность сборки обеспечивается применением на валах 1, 4 и 6 зубчатых колес с числом зубьев, кратным числу ветвей силового потока (т. е. двум). Для базовой коробки и редуктора применен общий картер 2, имеющий съемную заднюю стенку 7. Ведущая шестерня 11 имеет шлицевое соединение с первичным валом 1.

Разделение силового потока в указанной коробке передач обеспечило уменьшение нагрузок на зубчатые ко-

леса и подшипники и размеров этих элементов. Из всех многоступенчатых коробок передач с входным крутящим моментом 1100...1250 Н·м эта коробка передач имеет наименьшие массу и длину. Однако конструктивно она сложнее. В ее базовой части отсутствуют синхронизаторы, что в некоторой степени может быть приемлемо лишь при достаточно плотном ряде передаточных чисел ($q \approx 1,2-1,3$).

Оценка общего технического уровня конструкции редукторной части коробки передач производится по ряду показателей: межосевому расстоянию, длине по картеру, массе, удельной массе, КПД. Первые три из них используются при сопоставлении коробок передач с одинаковыми диапазонами передаточных чисел и максимальными крутящими моментами на выходном валу. По удельной массе можно оценить коробки передач с различными диапазонами передаточных чисел и выходными моментами. Для лучших современных конструкций удельная масса — отношение массы к максимальному выходному моменту равна: 0,03...0,032 кг/(Н·м) для 4—5-ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей с карбюраторным двигателем; 0,045...0,050 — для соответствующих коробок автомобилей с дизельным двигателем и многоступенчатых коробок передач с передним делителем; 0,025...0,030 кг/(Н·м) — для многоступенчатых коробок передач с задним редуктором, имеющим диапазон передаточных чисел, перекрывающий диапазон базовой коробки. Учитывая соотношение показателей по материалоемкости, многоступенчатые коробки передач при входном моменте, превышающем 800 Н·м, выполняются обычно по схеме с задним редуктором. Схема с передним делителем, обеспечивающая высокую степень унификации таких коробок с базовой коробкой, применяется обычно при входном крутящем моменте менее 900 Н·м.

КПД коробки передач механической трансмиссии зависит от числа зубчатых зацеплений, передающих мощность на данной передаче. При передаче мощности одним зацеплением КПД составляет 0,985...0,98; двумя зацеплениями — 0,97; четырьмя — 0,94. При разветвленном силовом потоке учитывается число зубчатых зацеплений только в одной ветви.

3.4. Выбор параметров зубчатых колес и кинематический расчет коробки передач

Основные размеры и масса коробки передач определяются главным образом размерами зубчатых колес. Предварительно параметры зубчатых колес определяются на основе метода аналогии и использования статистических данных, отражающих длительную практику автостроения. Затем они уточняются по результатам проверочных расчетов и испытаний. Главным размерным параметром является межосевое расстояние a_w .

На основании данных о выполненных конструкциях соосных трехвальных коробок передач с двумя степенями свободы и неразветвленным потоком межосевое расстояние (мм) может быть представлено как функция крутящего момента на вторичном валу:

$$a_w = k_a \sqrt[3]{M_{\text{вых}}}, \quad (3.2)$$

где $M_{\text{вых}}$ — максимальный крутящий момент на вторичном валу, Н·м, определяемый исходя из максимального крутящего момента двигателя и передаточного числа первой передачи.

Коэффициент k_a находится в пределах: 8,9...9,3 для коробок легковых автомобилей и 8,6...9,6 — грузовых. Большие значения коэффициента относятся к коробкам с ускоряющей передачей, а также коробкам автомобилей с дизельными двигателями.

Межосевое расстояние для базовой

коробки многоступенчатой коробки передач также определяется по формуле (3.2). При этом максимальный момент на вторичном валу определяется исходя из низшего передаточного числа от двигателя к этому валу; $k_a = 9,5...11$.

Практически для выполненных конструкций ряд значений a_w ограничен. Для коробок передач грузовых автомобилей комиссия по машиностроению СЭВ рекомендует, например, следующий рациональный ряд межосевых расстояний (мм): 85, 105, 125, 140, 160. Межосевое расстояние в коробках передач легковых автомобилей обычно находится в пределах 65...80 мм.

После выбора межосевого расстояния назначаются ширина зубчатых венцов, модуль и угол наклона зуба. Требуемая жесткость конструкции, удовлетворительная сбалансированность сроков службы зубчатых колес и подшипников и умеренная металлоемкость имеют место при практически установившихся пропорциях основных элементов коробки передач. Поэтому ширина зубчатых венцов, а также длина коробки по картеру и габаритные размеры валов и подшипников, выраженные в долях межосевого расстояния, сохраняют для выполненных конструкций с типовой компоновкой высокую степень постоянства.

Рабочая ширина зубчатых венцов

$$b_w \approx (0,19...0,23) a_w. \quad (3.3)$$

Среднее ее значение для трехвальных коробок передач $b_w \approx 0,22 a_w$. Для выходной пары заднего вального дополнительного редуктора многоступенчатой коробки $b_w \approx (0,3...0,4) a_w$.

Общая длина трехвальной коробки передач по картеру при типовой компоновке обычно не превышает: в грузовых автомобилях $3a_w$ — при пяти передачах и $2,7a_w$ — при четырех; в легковых автомобилях $3a_w$ — при четырех передачах.

Уменьшение рабочей ширины зубчатых венцов нерационально, так как

при этом необходимо увеличивать межосевое расстояние для уменьшения сил, действующих в зацеплении, что в итоге приводит к увеличению массы коробки. С уменьшением ширины венцов теряется преимущество косозубых передач в плавности работы из-за уменьшения коэффициента осевого перекрытия ϵ_β . Попытка компенсировать уменьшение ширины венцов увеличением угла наклона для сохранения ϵ_β приводит к чрезмерному росту осевых сил, нагружающих подшипники. Увеличение рабочей ширины зубчатых венцов также нерационально, так как при этом увеличивается длина коробки, и для сохранения той же металлоемкости необходимо уменьшать межосевое расстояние. В итоге уменьшаются жесткость валов и размеры внешних колец подшипников, в то время как нагрузки на валы и подшипники возрастают. Поэтому относительная ширина венцов, определяемая по выражению (3.3), при современных уровне технологии, качестве подшипников и свойствах материалов является рациональной.

Нормальный модуль (m_n) зубчатых колес механических коробок передач находится в следующих пределах (мм): в микро- и малолитражных автомобилях — 2,25...2,75; легковых — 2,75...3; грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности — 3,5...4,25; грузовых автомобилях большой грузоподъемности — 4,25...5.

В ряде случаев коробка передач выполняется с одинаковым нормальным модулем для всех зубчатых колес. В коробках передач грузовых автомобилей модули для пар первой передачи, заднего хода и привода промежуточного вала часто несколько отличаются от модуля остальных зубчатых колес. Модуль 5 мм, иногда 6 мм, применяется для первой передачи при малом числе зубьев шестерни ($z=12$), а также для выходной пары заднего вального понижающего редуктора.

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.

Большинство зубчатых колес в коробках передач выполняются косозубыми с целью уменьшения шума при работе и повышения прочности. Прямозубые применяются обычно для передачи заднего хода, а в грузовых автомобилях — также и для первой передачи. Угол наклона косозубых колес β находится в следующих пределах (град): в трехвалных коробках легковых автомобилей — 22...34; двухвалных — 20...25; в коробках передач грузовых автомобилей — 18...26.

При назначении угла β учитывается необходимость обеспечения достаточной плавности работы передачи и ряд прочих условий. Наиболее высокой плавностью работы косозубая передача обладает, когда коэффициент осевого перекрытия ϵ_β является целым числом. Так как целые значения ϵ_β , большие единицы, для применяемых в коробках передач относительно узких зубчатых колес нельзя реализовать, имеется стремление приблизиться к значению $\epsilon_\beta=1$. Угол наклона β_e , удовлетворяющий условию $\epsilon_\beta=1$, определяется из равенства

$$\beta_e = \arcsin(\pi m_n / b_w). \quad (3.4)$$

Ширина зубчатых венцов для коробок передач легковых автомобилей находится в пределах $b_w \approx (5...6)m_n$, а грузовых — $b_w \approx (7...8)m_n$. Соответствующие углы β_e должны быть 38...30° для легковых автомобилей и 26...22° — для грузовых. Практически часто $\beta < \beta_e$. Это обычно связано или с необходимостью уменьшить осевые нагрузки на подшипники, или с условиями выбора коэффициентов смещения для зубчатых колес, или с подбором чисел зубьев, удовлетворяющих заданным

передаточным числам. Однако угол наклона не должен быть меньше значения β , при котором коэффициент изменения суммарной длины контактных линий находится на уровне $k_e \geq 0,94$. Коэффициент k_e является геометрическим показателем плавности работы и равен отношению минимальной суммарной длины контактных линий к номинальной их длине. При $\epsilon_\beta = 1$ коэффициент $k_e = 1$, с уменьшением угла β значения ϵ_β и k_e уменьшаются. Условие $k_e \geq 0,94$ обеспечивается, если $b_w \geq 2,6m_n/\sin\beta$ при $\beta \leq 20^\circ$, или $b_w \geq 2,9m_n/\sin\beta$ при $\beta > 20^\circ$. Указанное условие является достаточным, но не обязательным. Уточненная проверка при ее необходимости производится методом, рекомендуемым в приложении 5 к ГОСТ 16532—70.

Уточнение угла наклона β и определение суммы чисел зубьев в паре z_Σ производится с учетом вида зубчатой передачи, определяемого коэффициентами смещений у шестерни (x_1) и колеса (x_2). Смещения для зубчатых колес коробок передач позволяют обеспечить заданное межосевое расстояние a_w при выбранных значениях параметров m_n и β , а также несколько повысить прочность и выносливость зубьев. При выборе коэффициентов смещений или распределении их суммы между шестерней и колесом руководствуются специальной литературой и рекомендациями приложений 2 и 3 к ГОСТ 16532—70.

Несмещенная ($x_1 = x_2 = 0$) и равносмещенная ($x_2 = -x_1$) косозубые передачи имеют $x_\Sigma = 0$. Для указанных передач после выбора межосевого расстояния a_w и модуля m_n выбирается сначала предварительно угол наклона $\beta_{пр}$, например, $\beta_{пр} = \beta_e$ или несколько меньший. Соответствующая сумма чисел зубьев в паре

$$z_{\Sigma пр} = 2a_w \cos \beta_{пр} / m_n. \quad (3.5)$$

При этом $z_{\Sigma пр}$ обычно оказывается числом не целым. Поэтому принимает-

ся ближайшее целое число z_Σ , по которому и производится уточнение угла β :

$$\beta = \arccos(0,5m_n z_\Sigma / a_w). \quad (3.6)$$

Из равенства (3.6) следует, что при заданных значениях a_w и m_n уменьшение z_Σ в передаче с $x_\Sigma = 0$ приводит к необходимости увеличивать β и наоборот. Таким образом, z_Σ может варьироваться в пределах допустимых значений β , что используется при подборе чисел зубьев, удовлетворяющих заданному передаточному числу.

Смещенная положительная косозубая передача ($x_\Sigma > 0$) может быть осуществлена путем уменьшения β или z_Σ по сравнению с соответствующей несмещенной передачей. Проектируя смещенную положительную передачу, целесообразно сначала принять $\beta_{пр}$ и по равенствам (3.5) и (3.6) найти соответствующие значения z_Σ и β , условно предполагая передачу несмещенной. Затем следует принять уменьшенные β или z_Σ , или обе эти величины одновременно, и определить соответствующую сумму x_Σ , компенсирующую уменьшение значений β , z_Σ . При этом используются формулы эвольвентной геометрии: определяется межосевое расстояние, соответствующее $x_\Sigma = 0$ и принятым значениям β и z_Σ ,

$$a = 0,5m_n z_\Sigma / \cos \beta; \quad (3.7)$$

находится угол профиля в торцевом сечении

$$\alpha_t = \arctg(\tg \alpha / \cos \beta); \quad (3.8)$$

где α — угол профиля исходного контура;

находится угол зацепления в торцевом сечении

$$\alpha_{tw} = \arccos(a \cos \alpha_t / a_w); \quad (3.9)$$

определяется искомая сумма смещений $x_\Sigma = z_\Sigma (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) / (2 \tg \alpha)$. (3.10)

Если при проектировании смещенной передачи $x_{\Sigma пр}$ выбрана предварительно, например из условия достижения максимальной прочности зубьев, целесообразно действия производить в

следующем порядке: принимается некоторый $\beta_{\text{пр}}$ и по равенству (3.5) определяется $z_{\Sigma\text{пр}}$, которая затем округляется до ближайшего целого числа z_{Σ} ; назначается вспомогательная величина y , численно близкая желательному значению $x_{\Sigma\text{пр}}$; определяется межосевое расстояние соответствующей несмещенной передачи

$$a = a_w - ym_n; \quad (3.11)$$

находится уточненный угол β для осуществляемой смещенной передачи

$$\beta = \arccos(0,5m_n z_{\Sigma}/a); \quad (3.12)$$

по формулам (3.8)...(3.10) определяет уточненное значение x_{Σ} осуществляемой передачи.

Разбивку суммы x_{Σ} между шестерней (меньшим зубчатым колесом пары) и колесом (большим зубчатым колесом пары) целесообразно производить после выполнения кинематического расчета коробки передач, когда становятся известными числа зубьев шестерни (z_1) и колеса (z_2). При $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$ большее значение x дается шестерне.

Направление наклона зубьев в косозубых колесах трехвальных коробок передач выбирается левым для зубчатого венца первичного вала и зубчатых колес вторичного вала, правым — для зубчатых колес промежуточного вала. При таких направлениях наклона зубьев направления осевых сил, действующих при вращении вала двигателя по часовой стрелке, соответствуют схеме, показанной на рис. 3.16. Из схемы следует, что соответствующим подбором угла β можно уравновесить осевые силы, действующие на промежуточный вал, и тем самым уменьшить комбинированную нагрузку на подшипник, фиксирующий этот вал в осевом направлении. Условие уравнивания осевых сил на промежуточном валу:

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{II}}/d_{w\text{II}} = \operatorname{tg} \beta_4/d_{w4} = \operatorname{tg} \beta_3/d_{w3} = \dots, \quad (3.13)$$

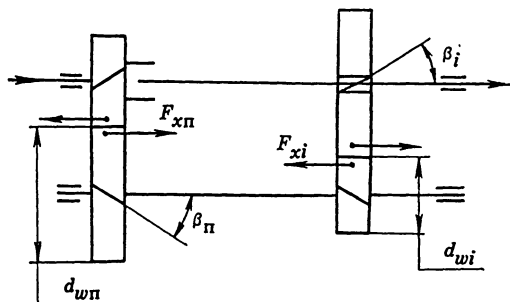


Рис. 3.16. Направление осевых усилий в косозубых колесах (трехвальной коробки передач)

где d_w — начальный диаметр зубчатого колеса промежуточного вала; индексы «п», 4, 3, ... относятся к парам привода промежуточного вала, соответственно четвертой, третьей, ... передач. Практически допускают некоторую избыточную осевую силу, сохраняющую одно направление на всех передачах. В соответствии с условием (3.13) в коробках, имеющих на всех передачах косозубые шестерни, углы β , как правило, уменьшаются с понижением номера передачи. В отдельных случаях с целью сокращения числа наименований потребной технологической оснастки углы β принимают одинаковыми для нескольких соседних пар, допуская увеличение избыточной осевой силы. В коробках передач, имеющих на первой передаче и передаче заднего хода прямозубые колеса, осевая сила, которая действует на промежуточный вал со стороны ведомого колеса пары его привода, на указанных передачах не уравнивается. Однако при этом отсутствует осевая сила на вторичном валу.

Несмещенная и равносмещенная прямозубые передачи имеют межосевое расстояние a_w , кратное модулю m . Сумма чисел зубьев в паре

$$z_{\Sigma} = 2a_w/m. \quad (3.14)$$

Смещенная положительная прямозубая передача имеет межосевое расстояние, не кратное модулю. При заданном a_w и выбранном m положитель-

ная передача должна иметь z_{Σ} меньше значения, удовлетворяющего равенству (3.14). Коэффициент суммы смещений x_{Σ} такой передачи после выбора a_w , m и z_{Σ} определяется по выражениям: $a = 0,5mz_{\Sigma}$; $a_w = \arccos(a \cos \alpha / a_w)$; $x_{\Sigma} = z_{\Sigma}(\text{inv } a_w - \text{inv } a) / (2tg \alpha)$.

При необходимости увеличить x_{Σ} при заданном a_w следует уменьшить z_{Σ} .

При проектировании передачи заднего хода может иметь место обратная задача — определение межосевого расстояния по заранее выбранным значениям сумм z_{Σ} и x_{Σ} , которая решается в следующем порядке:

определяется инволюта угла зацепления:

$$\text{inv } a_w = (2x_{\Sigma}tg \alpha / z_{\Sigma}) + \text{inv } \alpha,$$

соответствующее значение a_w находится из таблицы инволют; определяется искомое межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5mz_{\Sigma} \cos \alpha / \cos a_w.$$

Сумма чисел зубьев в паре (z_{Σ}) в коробках передач находится в следующих пределах: в трехвальных коробках легковых автомобилей — 48 ± 5 ; двухвальных — 52 ± 5 ; трехвальных коробках грузовых автомобилей — 66 ± 9 .

Для выходной пары первой передачи, а также для выходной пары заднего редуктора вального типа многоступенчатой коробки передач при $m = 6$ сумма чисел зубьев уменьшается до 50. Во многих случаях коробка передач имеет близкие или даже одинаковые значения z_{Σ} для нескольких соседних пар зубчатых колес.

В зацеплениях, с помощью которых осуществляется передача заднего хода, сумма чисел зубьев находится в пределах: для коробок передач легковых автомобилей и легких грузовых $z_{\Sigma} = 30...36$ в первом зацеплении и $z_{\Sigma} = 50...54$ — во втором; для коробок передач грузовых автомобилей $z_{\Sigma} = 40...50$ в первом зацеплении и $z_{\Sigma} = 60...70$ — во втором.

Кинематический расчет коробки пе-

редач имеет задачей определение для каждой пары сопряженных зубчатых колес чисел зубьев, удовлетворяющих передаточным числам $u_1, u_2, \dots$ (число передач и передаточные числа считаются известными из тягового расчета автомобиля). При расчете используются выбранные выше суммы чисел зубьев z_{Σ} в каждой паре, кинематическая схема коробки передач. Искомые величины: $z_{\text{вщ}}$ — число зубьев ведущего зубчатого колеса пары, $z_{\text{вм}}$ — число зубьев ведомого.

Двухвальные коробки передач на каждой передаче переднего хода передают мощность через одну пару зубчатых колес. Поэтому искомые числа зубьев пары определяются из системы двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} z_{\text{вм}} + z_{\text{вщ}} &= z_{\Sigma}; \\ z_{\text{вм}} / z_{\text{вщ}} &= u. \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

Трехвальные коробки передач с двумя степенями свободы на каждой передаче, кроме прямой и заднего хода, передают мощность последовательно через две пары зубчатых колес — пару привода промежуточного вала с передаточным числом $u_{\text{п}}$ и выходную пару данной передачи с передаточным числом u_i . В этом случае задача по подбору чисел зубьев включает также рациональное распределение передаточного числа коробки передач $u_{\text{к.п}} = u_{\text{п}}u_i$. Значение $u_{\text{п}}$ при переходе от одной передачи к другой остается неизменным, изменяются лишь значения u_i . Значение $u_{\text{п}}$ целесообразно определять исходя из заданного передаточного числа первой передачи u_1 . При этом должны быть учтены следующие ограничения: ведущая шестерня пары первой передачи $z_{\text{вщ.п}}$ должна иметь размер, позволяющий выполнить промежуточный вал достаточно жестким; минимальное число зубьев этой шестерни по условию качества зацепления не должно быть менее 12; шестерня первичного вала $z_{\text{вщ.п}}$ должна иметь размер, позволяющий выполнить гнездо под передний

подшипник вторичного вала требуемой грузоподъемности; внешний диаметр этой шестерни для обеспечения технологичности сборки не должен превышать размер отверстия под подшипник первичного вала, ограничиваемый условием жесткости картера. В то же время рациональным является распределение, при котором большая степень редукции момента осуществляется парой первой передачи, т. е. передаточное число u_{i1} превышает u_{Π} . Для трехвалных коробок передач с типовой компоновкой распределение передаточного числа первой передачи оказывается рациональным как в отношении момента на промежуточном валу, так и в отношении учета перечисленных выше ограничений, если его выполнить на основе выбора числа зубьев ведущей шестерни первой передачи $z_{вщ1}$ (см. рис. 3.1, а) в следующих пределах: для коробки передач легковых автомобилей ($u_1 = 3,5 \dots 3,8$) — $z_{вщ1} = 15 \dots 17$; коробки передач грузовых автомобилей ($u_1 = 6 \dots 8$) — $z_{вщ1} = 12 \dots 16$. Меньшие значения $z_{вщ1}$ относятся к коробкам передач с большими значениями u_1 и модуля зубчатых колес первой передачи.

Дальнейшая последовательность расчета:

$$z_{вм1} = z_{\Sigma 1} - z_{вщ1}; u_{i1} = z_{вм1}/z_{вщ1}; u_{\Pi} = u_1/u_{i1}; u_{i2} = u_2/u_{\Pi}; u_{i3} = u_3/u_{\Pi}; \dots$$

После того как для каждой пары сопряженных зубчатых колес рассчитаны передаточные числа ($u = u_{\Pi}$, $u = u_{i1}$, $u = u_{i2}$, $u = u_{i3}$, ...), искомые числа зубьев $z_{вщ}$ и $z_{вм}$ определяются на основе решения системы (3.15).

Числа зубьев округляются до целых значений, затем производится уточнение передаточных чисел. С целью приближения к заданному $u_{к.п}$ можно изменять ранее выбранное значение z_{Σ} , компенсировав это изменение соответствующим смещением или корректировкой угла наклона β .

Кинематический расчет базовой коробки, входящей в состав многоступенчатой коробки передач с тремя степенями свободы, выполняется в рассмотренном выше порядке. Предварительно следует из общего ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки передач выделить собственные передаточные числа базовой коробки (см. рис. 3.11 и пояснения к нему).

Кинематический расчет дополнительного редуктора многоступенчатой коробки передач с тремя степенями свободы начинается с определения передаточного числа его не прямой ступени. Примем индексы I, II, III, ... для номеров передач общего ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки передач и 1, 2, 3, ... для номеров передач ряда чисел базовой коробки. Тогда передаточное число не прямой ступени дополнительного редуктора следующее: $u_{р.в} = u_{II}/u_I$ — для повышающего редуктора — делителя (см. рис. 3.10, а); $u_{р.п} = u_I/u_{II}$ — для понижающего делителя; $u_{р.п} = u_I/u_1$ — для заднего понижающего редуктора (см. рис. 3.10, б, в, г).

Передаточное число сопряженной пары зубчатых колес делителя — $u_{д}$ (см. рис. 3.10, а): для делителя повышающего $u_{д} = u_{р.в} u_{\Pi}$; понижающего $u_{д} = u_{р.п} u_{\Pi}$, где u_{Π} — передаточное число пары привода промежуточного вала базовой коробки.

Передаточное число тихоходной пары заднего понижающего редуктора — $u_{т}$ (см. рис. 3.10, б): $z_{вщ.т}$ — выбирается; $z_{вм.т} = z_{\Sigma т} - z_{вщ.т}$, $u_{т} = z_{вм.т}/z_{вщ.т}$. Передаточное число быстроходной пары заднего понижающего редуктора — $u_{с}$ (см. рис. 3.10, б): $u_{с} = u_{р.п}/u_{т}$.

Числа зубьев в паре делителя и в быстроходной паре понижающего редуктора определяются на основе решения системы (3.15), в которой следует принимать $u = u_{д}$ или $u = u_{с}$ соответственно.

3.5. Элементы управления коробкой передач

Для коробок передач с двумя степенями свободы наибольшее распространение получил механический привод к исполнительному механизму переключения передач. Механический привод может быть непосредственным или дистанционным. В первом случае рычаг переключения передач воздействует на головки и штоки вилок переключения непосредственно. При дистанционном приводе это воздействие осуществляется с помощью дополнительных звеньев. Непосредственный привод применяется при достаточно близком расположении коробки передач и рабочего места водителя, в противном случае — дистанционный привод. Управление с механическим дистанционным приводом иногда заменяется полуавтоматическим командным управлением с использованием пневматических и иных устройств или автоматическим. Однако такие виды управления в вальных коробках передач механических трансмиссий при двух степенях свободы заметного распространения пока не получили. Механизмы переключения передач с непосредственным приводом имеют, например, коробки передач, конструкции которых показаны на рис. 3.3, 3.4, 3.5. Дистанционный механический привод имеют коробки передач автомобилей МАЗ, КамАЗ и др.

Перемещения зубчатых муфт или передвижного зубчатого колеса при переключениях передач производятся с помощью вилок. Последние имеют поступательное перемещение или качательное. Вилки с поступательным перемещением располагаются на штоках (ползунах), устанавливаемых в крышке коробки. Такой вариант используется в коробках передач, показанных на рис. 3.3...3.7 и является наиболее распространенным. Вилки с качательным движением имеют оси

качания, закрепленные на стенках картера коробки; привод к ним осуществляется продольными штангами (рис. 3.17).

В соответствии со специальными требованиями к ступенчатым коробкам передач механических трансмиссий механизм переключения имеет устройства для фиксации нейтральных положений 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, а иногда и первая передача.

Удобство управления при механическом приводе обеспечивается: рациональным расположением рычага переключения; ограничением расчетного усилия на рукоятке рычага, хода рычага, числа избираемых его положений (числа штоков); установкой синхронизаторов. В коробке передач с двумя степенями свободы необходимое количество штоков (вилки) определяется числом передач, включая передачу заднего хода. Для 4- и 5- ступенчатых коробок передач необходимо иметь три штока (три вилки), для 6- и 7- ступенчатой коробки — четыре. Уже при наличии четырех штоков управление усложняется. Усложнение управления является одним из факторов, ограничивающих возможное число ступеней в коробках передач с двумя степенями свободы.

Для многоступенчатых коробок передач с тремя степенями свободы применяется смешанная система управления. Базовая коробка имеет управление с механическим приводом, а дополнительный редуктор — обычно преселекторное, в котором используются пневматический или электропневматический привод. На рис. 3.18 показана принципиальная схема управления переключением делителя многоступенчатой коробки передач. В данном случае

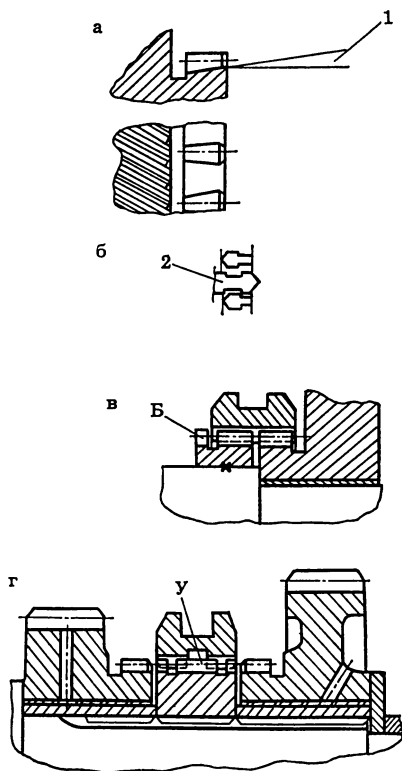


Рис. 3.19. Варианты выполнения зубчатых муфт с замком, препятствующим их самовыключению под нагрузкой:

а — замок образуется за счет конусности зубьев; *б* — замок образуется за счет уступов на зубьях; *в* — замок в односторонней муфте образован за счет блокирующего венца (*Б*) с утолщенными зубьями на ступице муфты; *г* — замок в двусторонней муфте образован за счет уменьшения толщины зубьев среднего участка ступицы (*у*); *1* — угол установки инструмента ($\approx 1^\circ 30'$); *2* — зуб подвижной муфты

длине. Отсутствие погрешностей в исходном положении соединяемых элементов обеспечивается при проектировании разработкой соответствующей допусковой схемы и фиксацией положения крышки коробки относительно картера.

Вероятность самовыключения уменьшается за счет некоторых конструктивных мероприятий, суть которых состоит в создании замка в муфтовом соединении, препятствующего осевому перемещению подвижной

муфты под нагрузкой: придание зубьям полумуфт конусности по длине; выполнение зубьев полумуфт с уступом по длине; устройство различных вариантов замков за счет разделения зубьев ступицы муфты и подвижной муфты на два-три венца с различной толщиной зубьев. Зубья с конусностью по длине имеют у торца большую толщину (рис. 3.19, *а*). Осевая сила, возникающая на слегка наклонных поверхностях, имеет направление, препятствующее выходу зубьев из зацепления. Зубья с уступом по длине (рис. 3.19, *б*) также обеспечивают создание замка, препятствующего выходу их из зацепления под нагрузкой. В односторонней муфте ступица может выполняться с двумя венцами — узким блокирующим и более широким рабочим, зубья которого несколько тоньше. Под нагрузкой во включенной муфте на ее ступице создается замок за счет различия в толщине зубьев блокирующего и рабочего ее венцов (рис. 3.19, *в*). Один из вариантов создания замка на ступице двусторонней муфты показан на рис. 3.19, *г*. Здесь подвижная муфта имеет два рабочих венца, а ступица — три, узкие крайние ее венцы являются блокирующими, а средний широкий — рабочим.

Синхронизаторы обеспечивают достаточно быстрое и бесшумное включение передачи, исключают торцевые разрушения зубчатых муфт при их включении, облегчают управление. В современных конструкциях коробок передач синхронизаторы устанавливаются для большинства передач. В коробках передач легковых автомобилей они не устанавливаются для передачи заднего хода, а грузовых — и для первой передачи. Некоторые специализированные фирмы выпускают параллельно модификации коробок передач с синхронизаторами и без них. Последние несколько дешевле и приобретаются потребителями для автомобилей,

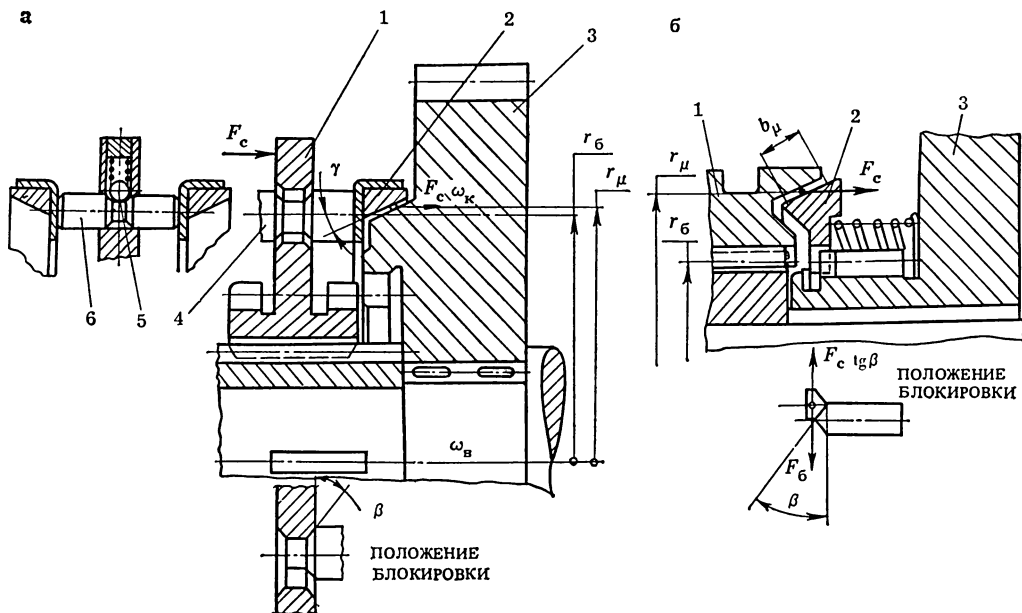


Рис. 3.20. Конструктивные схемы инерционных конусных синхронизаторов:
 а — с блокирующими пальцами (ЯМЗ); б — с блокирующим кольцом (ВАЗ)

управление которыми доверяется водителям более высокой квалификации.

Наибольшее распространение для коробок передач автомобилей получили инерционные синхронизаторы с конусными поверхностями трения. Их конструкции разнообразны. Однако каждая из них в качестве обязательных имеет элементы трения и блокировки. Вспомогательными являются элементы упругой связи между деталями. В устройстве, показанном на рис. 3.20, а, элементами трения являются конические поверхности кольца 2 и выступа на зубчатом колесе. В качестве элементов блокировки используются конический поясok в отверстиях диска передвигной муфты 1 и блокирующие пальцы 4, входящие в указанные 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. 3.20, б, элементы трения выполне-

ны в виде конических поверхностей на передвигной муфте 1 и блокирующем кольце 2. В качестве элементов блокировки используются внутренние зубцы блокирующего кольца 2 и торцевые участки зубьев полушестерни, нарезанной на зубчатом колесе 3. С помощью пружины упруго связаны зубчатое колесо 3 и блокирующее кольцо 2.

Элементы упругой связи способствуют установке деталей системы в исходное нейтральное положение и одновременно не препятствуют блокировке системы, разблокировке и включению передачи. Синхронизатор работает так: сближаются поверхности трения и блокируется передвигная муфта; синхронизируются угловые скорости передвигной муфты и включаемого зубчатого колеса; разблокируется передвигная муфта и включается на полную длину зубьев (включение передачи).

На первом этапе поверхности трения сближаются до соприкосновения.

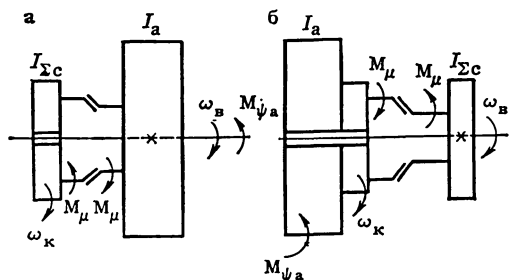


Рис. 3.21. Схемы к расчету синхронизатора: а — с включаемым зубчатым колесом, кинематически связанным с входным валом коробки передач; б — то же, с массой автомобиля

В этот момент блокирующие пальцы 4 (рис. 3.20, а) или блокирующее кольцо 2 (рис. 3.20, б) вследствие различия угловых скоростей зубчатого колеса 3 (ω_k) и передвигной муфты 1 (ω_v) смещаются до упора блокирующих элементов, занимая положение блокировки, показанное на рис. 3.20, а, б.

На втором этапе усилие F_c , действующее со стороны вилки переключения на передвигную муфту 1, передается через блокирующие элементы на поверхности трения. Вследствие различия значений ω_k и ω_v на указанных поверхностях появляются силы трения. Соответствующий им момент трения действует, с одной стороны, на систему деталей, кинематически связанных с массой автомобиля, а с другой — деталей, кинематически связанных с входным валом коробки передач. Под действием момента трения происходит замедление относительного вращения зубчатого колеса 3 и муфты 1 и перепад угловых скоростей $\Delta\omega = |\omega_v - \omega_k|$ уменьшается. В момент, соответствующий $\Delta\omega = 0$, процесс синхронизации заканчивается.

На третьем этапе в условиях, когда $\Delta\omega = 0$ и действие момента трения прекращено, осевая сила F_c , приложенная к элементам блокировки, вызывает их разблокировку, т. е. относительное смещение наклонных контактирующих поверхностей этих элементов. При этом система деталей,

связанных с входным валом коробки передач, смещается относительно системы деталей, связанных с массой автомобиля, и элементы муфты занимают положение, позволяющее включить передачу.

На рис. 3.21 показана схема динамической системы, поясняющая процесс синхронизации и действующие при этом факторы. На схеме: $I_{\Sigma c}$ — суммарный приведенный момент инерции системы деталей коробки передач, кинематически связанных с входным ее валом; I_a — приведенный момент инерции системы, кинематически связанной с массой автомобиля; ω_v , нач. ω_k , нач. — начальные угловые скорости вала и включаемого зубчатого колеса соответственно; M_μ — момент трения синхронизатора; $M_{\psi a}$ — приведенный момент сопротивления движению автомобиля накатом.

При определении $I_{\Sigma c}$, I_a и $M_{\psi a}$ приведение производится к той детали соответствующей системы, которая непосредственно находится под действием момента M_μ . Момент трения M_μ относительно мал и практически не оказывает влияния на систему, имеющую момент инерции I_a . Это обстоятельство учитывается при расчетах синхронизаторов. При предварительном выборе параметров синхронизатора пренебрегают сопротивлением масляной ванны, моментом на ведомом диске выключенного сцепления и изменением угловой скорости системы I_a под действием момента $M_{\psi a}$ при движении автомобиля накатом во время переключения передачи. Выбор основных размеров синхронизатора зависит от конструктивных условий — размеров зубчатых колес, диаметра вала, конструкции зубчатых муфт и синхронизатора. Необходимый момент трения M_μ ориентировочно определяется исходя из заданного времени синхронизации t_c , которое может назначаться в пределах (с): для высшей передачи коробок легковых автомобилей — 0,15...0,3; низ-

шей — 0,5...0,8; высшей передачи грузовых автомобилей — 0,3...0,8; низшей — 1...1,5; для ступеней заднего редуктора многоступенчатой коробки передач, имеющего диапазон $D_p \approx 3...4-1...2$.

Необходимый момент трения синхронизатора находится по выражению

$$M_\mu = I_{\Sigma c} \varepsilon = I_{\Sigma c} \Delta \omega_{\text{нач}} / t_c, \quad (3.16)$$

где $\Delta \omega_{\text{нач}} = |\omega_{\text{в. нач}} - \omega_{\text{к. нач}}|$. Угловые скорости $\omega_{\text{в. нач}}$ и $\omega_{\text{к. нач}}$ определяются исходя из скорости автомобиля или частоты вращения вала двигателя, при которой рекомендуется производить переключение на данную передачу.

Обычно угловая скорость вала двигателя, при которой рекомендуется производить переключение передач, близка к следующим значениям: при переключении на более высокую ступень — $\omega_d \approx 0,8 \omega_p$; при переключении на более низкую ступень — $\omega_d \approx 0,5 \omega_p$, где ω_p — угловая скорость вала двигателя, соответствующая максимальной мощности.

Момент, создаваемый силами трения на конусных поверхностях синхронизатора (см. рис. 3.20),

$$M_\mu = r_\mu F_c / \sin \gamma,$$

где r_μ — средний радиус поверхности трения, который выбирается конструктивно; μ — коэффициент трения; γ — половина угла конуса. Для пары сталь — бронза принимается: $\mu = 0,06...0,08$; $\gamma = 6...8^\circ$.

Расчетная осевая сила F_c определяется исходя из нормативного усилия на рукоятке рычага переключения передач F_p , передаточного числа и КПД привода от рычага к передвигной муфте. Для легковых автомобилей и автобусов $F_p = 60$ Н, для грузовых $F_p = 100$ Н. Необходимая рабочая ширина кольца по образующей конуса (см. рис. 3.20)

$$b_\mu = M_\mu / (2\pi \mu p_0 r_\mu^2),$$

где p_0 — допускаемое давление на поверхности трения, площадь которой определяется в предположении отсутствия на ней канавок: для пары сталь — бронза $p_0 \approx (1...1,5)$ МПа.

Чтобы сократить размер b_μ и, тем самым, осевой размер коробки передач, стремятся увеличивать радиус r_μ .

В ряде случаев все синхронизаторы коробки передач выполняются одинаковых размеров. В этих случаях для уменьшения массы и размеров синхронизаторов допускают несколько повышенную напряженность их на низших передачах.

Угол β , под которым расположены блокирующие поверхности (см. рис. 3.20), определяется из условия невозможности включения передачи до окончания процесса синхронизации. На блокирующий элемент в окружном направлении действуют сила $F_6 = M_\mu / r_6$ и противоположно направленная ей $F_c \tan \beta$. Первая из них препятствует разблокировке системы, вторая стремится ее разблокировать. Сила F_6 действует, пока угловые скорости синхронизируемых элементов не выравниваются. Разблокировка при этом не произойдет, если конструктивно выполнено условие: $F_6 \geq F_c \tan \beta$. Отсюда, используя зависимости для F_6 и M_μ , получим

$$\tan \beta \leq \frac{\mu}{\sin \gamma} \frac{r_\mu}{r_6}, \quad (3.17)$$

где r_6 — средний радиус блокирующих поверхностей. Для того чтобы после завершения процесса синхронизации произошла разблокировка и включилась передача, необходимо, чтобы угол β был больше угла трения блокирующих поверхностей. Поэтому практически принимают β лишь на $2...3^\circ$ меньше предельного значения, допускаемого условием (3.17). В выполненных конструкциях $\beta = 26...42^\circ$.

3.6. Расчеты главных элементов коробки передач

3.6.1. Зубчатые колеса

Общие сведения. Для зубчатых колес трансмиссии автомобилей применяются легированные конструкционные стали (табл. 3.5). Термической обработкой достигается высокая твердость рабочих поверхностей зубьев и необходимая прочность их вязкой сердцевины. Хромистые стали с содержанием углерода 0,35 % и более (35X, 40X) подвергаются цианированию на глубину 0,4...0,7 мм. Хромомарганцевые и хромоникелевые стали с содержанием углерода менее 0,35 % цементируются на глубину 0,7...1,3 мм в зависимости от модуля зубчатых колес.

При проектировании выполняются геометрический расчет зубчатых колес и расчеты на усталость и прочность зубьев. Исходными для геометрических расчетов являются выбранные ранее величины: a_w , m_n , β , z_1 , z_2 , x_1 , x_2 , а также параметры исходного контура α , h_a^* , c^* . Такой расчет включает определение номинальных размеров элементов зубчатых колес, назначение степени их точности и вида сопряжения зубьев, определение соответствующих предельных отклонений параметров зацепления и выбор контрольного измерительного комплекса. При назначении точности, вида сопряжения и выборе контрольного комплекса следует руководствоваться ОСТ 37.001.038—72.

Основными видами повреждений зубьев являются выкрашивание и смятие активной поверхности, а также поломки. Повреждения могут быть результатом усталости материала при длительном действии циклически изменяющихся напряжений или однократного действия максимальной (пиковой) динамической нагрузки. Для проверки, достаточно ли сопротивление зубьев усталости, выполняют расчеты на кон-

тактную усталость активных поверхностей и усталость при изгибе, а достаточно ли сопротивление зубьев однократным пиковым нагрузкам — соответствующие расчеты на прочность. Расчеты на усталость выполняют по расчетному моменту M_p , используя при этом и такие параметры расчетного нагрузочного режима, как расчетная частота вращения n_p , относительные пробоги на передачах ξ_i и коэффициенты пробега $K_{пн}$, $K_{пф}$, учитывающие переменный характер действующих нагрузок. Расчеты на прочность выполняют по максимальному динамическому моменту M_{jmax} . Определение указанных параметров расчетного режима дано в гл. 1.

Общие положения расчета зубчатых колес на усталость. ГОСТ 21354—75 устанавливает следующую структуру формул расчета цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления.

1. Расчет на контактную усталость активных поверхностей зубьев:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP};$$

$$w_{Ht} = (F_{Ht}/b_w) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv};$$

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim}/S_H) Z_R Z_v K_L K_{xH}.$$

2. Расчет зубьев на усталость при изгибе:

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta w_{Ft}/m \leq \sigma_{FP};$$

$$w_{Ft} = (F_{Ft}/b_w) K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv};$$

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{Flim}/S_F) Y_R Y_S K_{xF}.$$

В приведенных формулах: σ_H , σ_F — расчетные напряжения; σ_{HP} , σ_{FP} — допускаемые напряжения; σ_{Hlim} , σ_{Flim} — пределы выносливости, соответствующие заданному (эквивалентному) числу циклов; F_{Ht} , F_{Ft} — расчетная окружная сила; d_{w1} , u , b_w , m — соответственно начальный диаметр шестерни, передаточное число (z_2/z_1), рабочая ширина вен-

ца и модуль; S_H, S_F — коэффициенты безопасности; Z_H, Y_F — коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных профилей в полюсе и форму зуба; Z_e, Y_e — коэффициенты, зависящие от суммарной длины контактных линий и перекрытия зубьев; Z_M — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов шестерни и колеса; Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба; $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ — коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ — коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по ширине венца; K_{Hv}, K_{Fv} — коэффициенты, учитывающие влияние динамической нагрузки, возникающей в зацеплении; Z_R, Y_R — коэффициенты, учитывающие особенности обработки зубьев (шероховатость сопряженных и переходной поверхностей); Y_S — коэффициент концентрации напряжений у основания зуба; Z_v — коэффициент, зависящий от окружной скорости; K_L — коэффициент, учитывающий влияние смазывающего материала и трения; K_{xH}, K_{xF} — коэффициент, зависящий от размеров зубчатого колеса.

Практические расчеты зубчатых колес трансмиссии автомобилей рекомендуется выполнять по унифицированным формулам, пригодным для цилиндрических, конических и гипоидных передач, имеющим одинаковую структуру при расчетах на усталость контактную и при изгибе. При этом расчеты имеют особенности: используется не непосредственно контактное напряжение σ_H , а его параметр $P_H = (\sigma_H/Z_M)^2$, что несколько упрощает вычисления (прил. 1 к ГОСТ 21354—75); для оценки накапливаемого усталостного повреждения используется произведение $\sigma^m N$, где σ — напряжение; m — показатель степени, зависящий от вида напряженного состояния; N — число циклов перемены напряжения. Условно данное произведение названо ресурсом (R).

Расчет на контактную усталость. Первый этап. Определяют параметр расчетного контактного напряжения (МПа)

$$P_H = \frac{F_{Ht}}{b_w d_{w1}} Z_H Z_e K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\mu} K_{Hx} \quad (3.18)$$

и предельного контактного напряжения при базе испытаний N_{HO} циклов

$$P_{HPO} = P_{Hlim} b Z_R, \quad (3.19)$$

где $P_{Hlim} b$ — параметр предела контактной выносливости при базе испытаний N_{HO} .

Если получено $P_H \geq 0,9 P_{HPO}$, выполняют второй и третий этапы расчета; если $P_H < 0,9 P_{HPO}$, расчет заканчивают.

Второй этап. Рассчитывают ресурс зубчатого колеса по контактной усталости, обеспечивающий 1 км пробега машины. При работе зубчатого колеса только на одной передаче

$$R_{1H} = P_H^{mH} N_{1HE}, \quad (3.20)$$

где mH — показатель кривой контактной усталости; N_{1HE} — эквивалентное число циклов перемены напряжений, приходящихся на 1 км пробега машины.

При работе на нескольких передачах

$$R_{1H} = \sum P_{Hi}^{mH} N_{1HEi}. \quad (3.21)$$

Общий ресурс зубчатого колеса

$$R_{Hlim} = P_{HPO}^{mH} N_{HO}. \quad (3.22)$$

Третий этап. Определяют пробег машины (км) до появления прогрессирующего выкрашивания активных поверхностей зубьев или допускаемое контактное напряжение:

$$L_H = R_{Hlim} / R_{1H}; \quad (3.23)$$

$$\sigma_{HP} = Z_M \sqrt{P_{HPO} K_{HL}}, \quad (3.24)$$

где K_{HL} — коэффициент долговечности.

Расчет зубьев на усталость при изгибе. Первый этап. Определяют расчетное напряжение изгиба (МПа)

$$\sigma_F = \frac{F_{Ft}}{b_f m_n} Y_F Y_e K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\mu} K_{Fx} \quad (3.25)$$

и предельное напряжение изгиба при базе испытаний N_{FO} циклов

$$\sigma_{FPO} = \sigma_{Flim}^c Y_R K_{Fc}, \quad (3.26)$$

где σ_{Flim}^c — предел выносливости при изгибе при базе испытаний N_{FO} и симметричном цикле перемены напряжения; Y_R и K_{Fc} — коэффициенты, зависящие соответственно от способа обработки зубьев и характера цикла.

Если получено $\sigma_F \geq 0,9\sigma_{FPO}$, выполняют второй и третий этапы расчета. Если $\sigma_F < 0,9\sigma_{FPO}$, расчет заканчивают.

Второй этап. Рассчитывают ресурс зубчатого колеса по усталости при изгибе, обеспечивающий 1 км пробега машины. При работе зубчатого колеса только на одной передаче

$$R_{1F} = \sigma_F^{mF} N_{1FE}. \quad (3.27)$$

При работе на нескольких передачах

$$R_{1F} = \sum \sigma_{Fi}^{mF} N_{1FEi}. \quad (3.28)$$

Общий ресурс зубчатого колеса

$$R_{Flim} = \sigma_{FPO}^{mF} N_{FO}, \quad (3.29)$$

где mF — показатель кривой усталости при изгибе; N_{1FE} — эквивалентное число циклов перемены напряжения, проходящихся на 1 км пробега машины.

Третий этап. Определяют пробег машины (км) до усталостной поломки зуба или допускаемое напряжение изгиба:

$$L_F = R_{Flim} / R_{1F}; \quad (3.30)$$

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FPO} K_{FL}, \quad (3.31)$$

где K_{FL} — коэффициент долговечности.

Определение величин, входящих в расчетные формулы. Расчетная окружная сила $F_{Ht} = F_{Ft} = F_t$ (Н) для цилиндрического зубчатого колеса, имеющего одно зацепление,

$$F_t = 2 \cdot 10^3 M_p / d_w, \quad (3.32)$$

где M_p — расчетный момент на валу рассматриваемого зубчатого колеса, Н·м. Его определяют из расчетного мо-

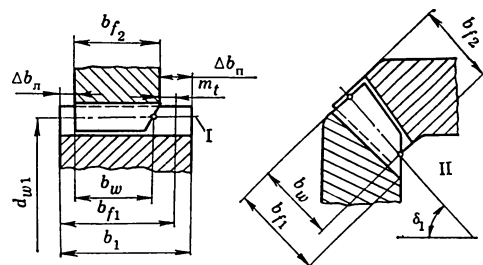


Рис. 3.22. Расчетная рабочая ширина зубчатого венца:

I — образующая начального цилиндра; II — образующая начального конуса

мента на первичном валу коробки передач с учетом передаточного числа, КПД и наличия узлов деления момента; d_w — начальный диаметр зубчатого колеса, мм.

Для конического зубчатого колеса

$$F_t = 2 \cdot 10^3 M_p / d_{wm},$$

где d_{wm} — начальный средний диаметр.

Для центрального зубчатого колеса многосателлитной передачи: цилиндрической

$$F_t = 2 \cdot 10^3 M_p / (d_w n_p),$$

конической

$$F_t = 2 \cdot 10^3 M_p / (d_{wm} n_p),$$

где n_p — число сателлитов.

Для гипоидной передачи рассчитывают отдельно F_{t1} для шестерни и F_{t2} для колеса. Для других передач значения F_t одинаковы у шестерни и колеса.

Рабочая ширина венца b_w (мм) при расчете контактных напряжений отличается от его рабочей ширины b_f при определении напряжений изгиба. Последняя может быть разной для шестерни (b_{f1}) и колеса (b_{f2}) (рис. 3.22).

Начальный диаметр шестерни d_{w1} (мм) для цилиндрических передач используют в формуле (3.18). Для конических и гипоидных передач в указанной формуле применяют начальный средний диаметр шестерни d_{wm1} .

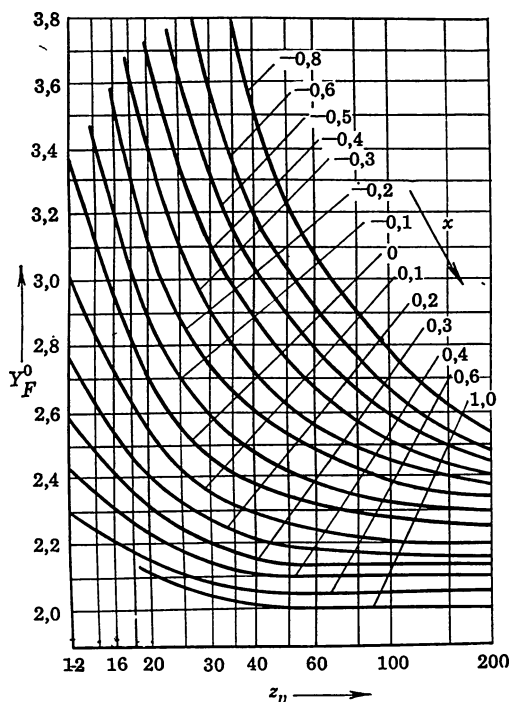


Рис. 3.23. График для определения коэффициента Y_F при расчете зубчатых колес внешнего зацепления

Расчетный нормальный модуль m_n (мм) подставляют в формулу (3.25) для расчета цилиндрических передач. Для конических и гипоидных передач принимают нормальный средний модуль m_{nm} .

Единичное контактное напряжение (коэффициент контактного напряжения) z_H для цилиндрической передачи определяют по формуле

$$Z_H = 2(u \pm 1) \cos^2 \beta / (u \sin 2\alpha_{nw}), \quad (3.33)$$

при этом для прямозубой передачи $\cos^2 \beta = 1$, $\alpha_{nw} = \alpha_w$. Знак плюс относится к передаче внешнего зацепления, минус — внутреннего.

Единичное напряжение изгиба (коэффициент напряжения изгиба Y_F) находят по номинальному значению коэффициента Y_F^0 : для зубчатых колес внешнего зацепления по графи-

ку (рис. 3.23), для зубчатых колес внутреннего зацепления — по табл. 3.1. Его определяют исходя из числа зубьев (для цилиндрических прямых зубьев) или эквивалентного числа зубьев $z_{v1,2}$ (для косых и конических зубьев) и коэффициента смещения x . При внутреннем зацеплении учитывается число зубьев сопряженного зубчатого колеса.

На рис. 3.23 и в табл. 3.1 приведены значения Y_F^0 для зубчатых колес со стандартным исходным контуром цилиндрических передач, соответствующие приложению полной окружной силы на профиле зуба в верхней граничной точке однопарного зацепления.

Расчетное значение коэффициента напряжения изгиба $Y_F = Y_F^0 k_u k_\alpha k_\rho k_\tau$, где k_u , k_α , k_ρ и k_τ — коэффициенты, учитывающие параметры парного зубчатого колеса, угол профиля, радиус кривизны переходной кривой профиля зуба ρ_f , принятое перераспределение толщин сопряженных зубьев.

Для шестерни и колеса передачи внутреннего зацепления

$$k_{u1} = k_{u2} \approx 1 + 0,125(x_2 - x_1);$$

для шестерни цилиндрической передачи внешнего зацепления

$$k_{u1} \approx 1 + 0,125(z_\phi/z_{v2} + x_\Sigma - 1);$$

для колеса цилиндрической передачи внешнего зацепления

$$k_{u2} = 1 + 0,125(z_\phi/z_{v1} + x_\Sigma - 1),$$

где x_Σ — коэффициент суммы смещений ($x_1 + x_2$); z_{v1} , z_{v2} — эквивалентное число зубьев; z_ϕ — число зубьев условного парного колеса передачи, для которой рассчитаны точки на графике (см. рис. 3.23); $z_{\phi 1,2} = 14 + 20x_{1,2}$. Если $x < -0,3$, $z_\phi = 2 - 20x$.

Для конических и гипоидных передач можно принимать $k_{u1} = k_{u2} = 1$.

Для зубчатых колес, исходный контур которых удовлетворяет ГОСТ 13755—81 ($\alpha = 20^\circ$, $r_i^* = 0,4$), принимают $k_\alpha = k_\rho = 1$. В остальных случаях принимают k_α — в зависимости

Табл. 3.1. Значения коэффициента Y_F^0 для зубчатых колес внутреннего зацепления при $x_1=x_2$

Коэф- фици- ент смеще- ния x	Число зубьев шес- терни z_{v1}	z_{v2}			Число зубьев шес- терни z_{v1}	z_{v2}			Число зубьев шес- терни z_{v1}	z_{v2}		
		50	80	100		50	80	100		50	80	100
0	13	2,46	2,35	2,35	17	2,4	2,3	2,2	25	2,3	2,12	2,02
		2,73	2,73	2,72		2,63	2,63	2,62		2,55	2,55	2,54
		2,46	2,35	2,35		2,4	2,3	2,2		2,28	2,1	2,02
+0,3		2,52	2,66	2,7		2,43	2,56	2,6		2,36	2,5	2,53
		2,44	2,35	2,35		2,38	2,25	2,2		2,26	2,08	2,02
+0,6		2,33	2,54	2,63		2,24	2,46	2,53		2,18	2,39	2,46
		2,44	2,35	2,35		2,38	2,25	2,2		2,26	2,06	2,02
+1,0		2,12	2,41	2,5		2,05	2,32	2,41		2	2,26	2,34
0	14	2,44	2,32	2,3	19	2,38	2,28	2,1	33	2,04	2	
		2,73	2,73	2,72		2,63	2,63	2,62		2,55	2,54	
		2,44	2,32	2,3		2,36	2,26	2,1		2,04	2	
+0,3		2,52	2,66	2,7		2,43	2,56	2,6		2,5	2,53	
		2,42	2,3	2,3		2,35	2,24	2,1		2,02	2,00	
+0,6		2,33	2,54	2,63		2,24	2,46	2,53		2,39	2,46	
		2,42	2,3	2,3		2,35	2,2	2,1		2,02	2	
+1,0		2,12	2,41	2,5		2,05	2,32	2,41		2,26	2,34	

Примечания: 1. В числителе значение для шестерни, в знаменателе — для колеса.
2. Зубья колеса нарезаются долбяком с числом зубьев $z_0 = 20$.

от α , а k_p — от относительного радиуса кривизны переходной кривой ρ_f^* : при $\alpha = 15^\circ; 17^\circ 30'; 20^\circ; 22^\circ 30'; 25^\circ$ $k_\alpha = 1,14; 1,07; 1; 0,935; 0,88$; при $\rho_f^* = 0, 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$ $k_p = 1,22; 1,12; 1,07; 1,03; 1$.

Коэффициент, учитывающий принятое перераспределение толщин зубьев шестерни и колеса, $k_\tau \approx 1,57/(1,57 + x_\tau)$, где x_τ — коэффициент изменения толщины зуба; подставляется со знаком, указанным на чертежах зубчатых колес. В цилиндрических передачах $x_\tau = 0$, поэтому для них $k_\tau = 1$.

Коэффициенты Z_e и Y_e для цилиндрических и конических передач с прямыми зубьями принимают равными единице. Коэффициент Z_e для передач с непрямыми зубьями определяется в

зависимости от коэффициентов осевого ε_β и торцевого ε_α перекрытий. Графиком на рис. 3.24, а следует пользоваться при определении значений Z_e для цилиндрических передач с косыми зубьями, а графиком на рис. 3.24, б — для гипоидных и конических передач с криволинейными зубьями. Значения ε_β и ε_α определяют при геометрическом расчете передачи. Коэффициент Y_e для цилиндрических и конических передач с непрямыми зубьями принимают равным значению Z_e ; при расчете гипоидных передач его определяют отдельно для шестерни и колеса. Для гипоидной шестерни $Y_{e1} = Z_e \cos \beta_{cp} / \cos \beta_{m1}$; для колеса $Y_{e2} = Z_e \cos \beta_{cp} / \cos \beta_{m2}$, где $\beta_{cp} = 0,5(\beta_{m1} + \beta_{m2})$; β_{m1}, β_{m2} — угол наклона линии зуба шестерни и колеса средний (см. гл. 7).

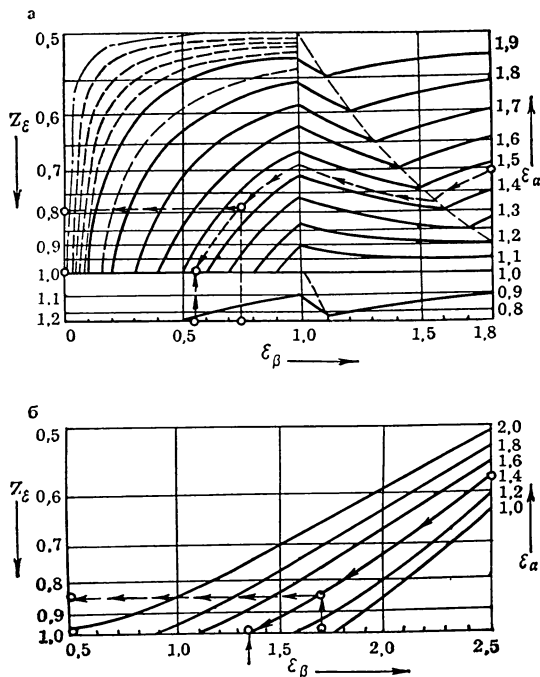


Рис. 3.24. Номограммы для определения коэффициента Z_ϵ при расчете передач:

a — цилиндрических косозубых; *б* — конических с криволинейным зубом и гипондных

Коэффициент $K_{H\alpha}$ находят из соотношения $K_{H\alpha} = K_{H\psi} K_{H\gamma}$, где $K_{H\psi}$ учитывает повышение интенсивности нагрузки на наклонных контактных линиях у околополюсных участков вследствие меньшей суммарной деформации зубьев в средней фазе зацепления по сравнению с суммарной деформацией в начальной и конечной фазах; $K_{H\gamma}$ — учитывает неточность распределения нагрузки между зубьями. Для передач с прямыми зубьями принимают $K_{H\psi} = K_{H\gamma} = 1$. Для передач с непрямыми зубьями $K_{H\psi}$ определяют в зависимости от ϵ_β : при $\epsilon_\beta = 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1$ и более $K_{H\psi} = 1,16; 1,19; 1,22; 1,26; 1,3; 1,33$; $K_{H\gamma}$ — в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности: при степени точности 6; 7; 8; 9 $K_{H\gamma} = 1; 1,05; 1,1; 1,15$.

Коэффициент $K_{F\alpha}$ принимают также в зависимости от степени точности

передачи по нормам плавности: при степени точности 6; 7; 8; 9 $K_{F\alpha} = 1; 1; 1,04; 1,08$.

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ определяют в зависимости от группы, к которой относится рассматриваемая зубчатая передача.

Для однопарных передач

$$K_{H\beta} = 1 + (K_\beta^0 - 1) K_{Hw};$$

$$K_{F\beta} = 1 + (K_\beta^0 - 1) K_{Fw}.$$

Для многосателлитных передач

$$K_{H\beta} = 1 + (\gamma_n K_\beta^0 - 1) K_{Hw};$$

$$K_{F\beta} = 1 + (\gamma_n K_\beta^0 - 1) K_{Fw},$$

где K_β^0 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы передачи; K_{Hw} , K_{Fw} — коэффициенты, учитывающие влияние приработки зубьев в процессе эксплуатации; γ_n — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами в начальный период работы передачи.

Коэффициент K_β^0 приближенно определяют по графикам (рис. 3.25, 3.26). Предварительно следует рассчитать $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$ для цилиндрической и $\psi_{bd} = b_w/d_{wm1}$ для конической и гипондной передач. Значения коэффициентов K_{Hw} , K_{Fw} приведены в табл. 3.2.

Окружная скорость v (м/с) определяется по расчетной частоте вращения вала зубчатого колеса. Для цилиндрической передачи

$$v = \pi d_w n_p / (60 \cdot 10^3). \quad (3.34)$$

Для конической передачи в эту формулу подставляется d_{wm} . Определение расчетной частоты n_p (мин⁻¹) дано в гл. 1. Для зубчатых колес планетарной передачи с вращающимся водилом расчетная частота вращения определяется в относительном движении.

Значение γ_n находят по табл. 3.3 в зависимости от числа сателлитов n_p и наличия самоустанавливающихся звеньев в механизме.

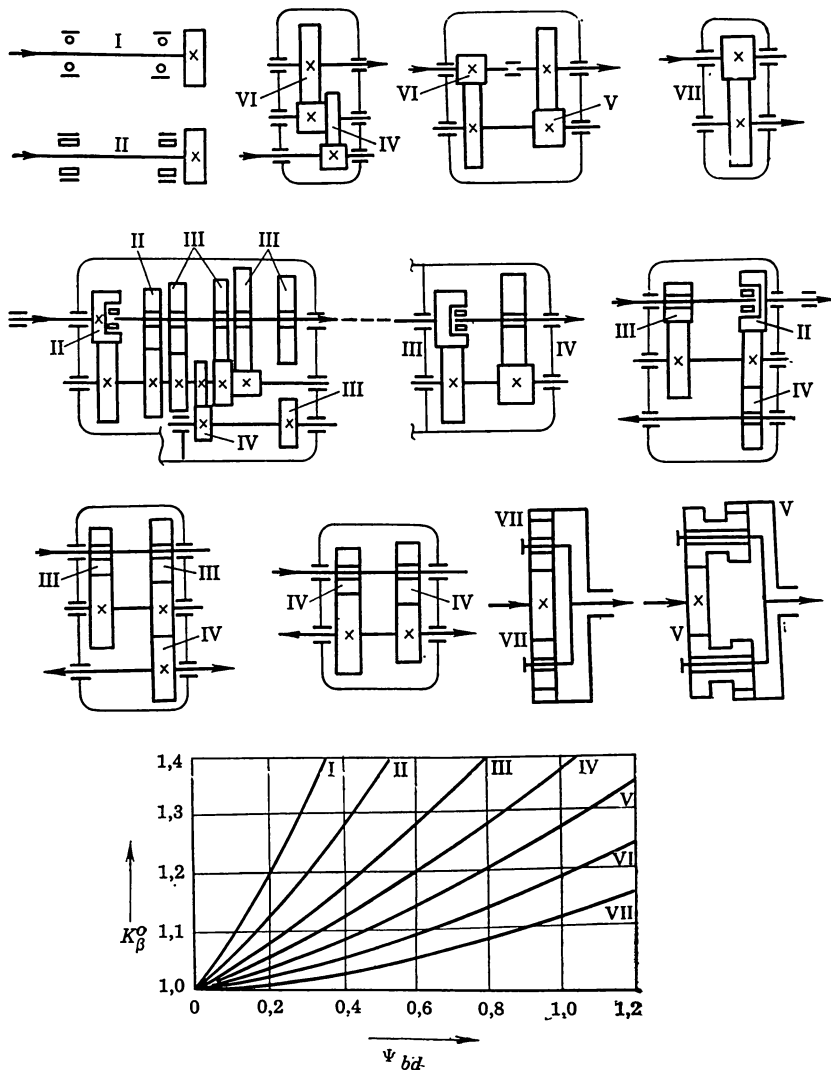


Рис. 3.25. Схемы и график для определения коэффициента K_{β}^0 для расчета зубчатых колес с твердостью активных поверхностей зубьев не менее HB 350 (без продольной модификации и коррекции угла наклона зубьев) при расположении зубчатых цилиндрических передач:

I, II — консольном соответственно на шариковых, роликовых подшипниках; III...V — в редукторной части агрегата

Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} при окружной скорости не более 1 м/с принимают равными единице. В общем случае $K_{Fv} = K_{v\Delta} K_{\rho e}$ и $K_{Hv} = \sqrt{K_{Fv}}$, где $K_{v\Delta}$ и $K_{\rho e}$ учитывают соответственно динамическую нагрузку, обусловлен-

ную погрешностями зубчатых колес, и динамическую нагрузку от воздействия звеньев, внешних по отношению к зубчатой передаче. Приближенные значения $K_{v\Delta}$ и $K_{\rho e}$ можно определить по графикам (рис. 3.27). Рис. 3.27, а мож-

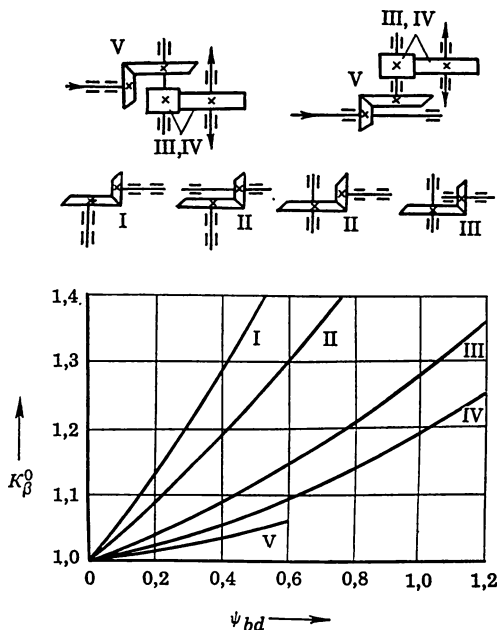


Рис. 3.26. Схемы и график для определения коэффициента K_{β}^0 при расчете зубчатых колес нерегулируемых конических передач и регулируемых главных передач автомобилей с твердостью активных поверхностей зубьев не менее HB 350:

I...III — нерегулируемые конические передачи; IV — цилиндрическая передача центрального редуктора; V — коническая регулируемая передача центрального редуктора

но использовать для определения $K_{v\Delta}$ в зависимости от окружной скорости и вида зубчатой передачи; рис. 3.27, б — для определения K_{ve} в зависимости от окружной скорости, вида трансмиссии и особенностей подвески узла, включающего рассчитываемую зубчатую передачу.

Коэффициенты $K_{H\mu}$, $K_{F\mu}$ определяются с учетом свойств применяемого смазочного материала и характера работы зубчатого колеса в передаче. При использовании смазочных материалов, рекомендуемых в настоящее время инструкциями по техническому обслуживанию узлов трансмиссии, следует принимать: $K_{H\mu}=1$; $K_{F\mu}=1,05$ — для ведущего зубчатого колеса передачи внешнего зацепления; $K_{F\mu}=0,95$ — для

Табл. 3.2. Значения коэффициентов K_{Hw} и K_{Fw} , учитывающих влияние приработки зубьев

Твердость HRC ₉ активных поверхно- стей зубьев	Окружная скорость v , м/с			
	1	2	4	6
47,5	0,62	0,65	0,7	0,8
	0,9	0,96	1	1
51,5	0,72	0,76	0,85	0,96
	0,95	1	1	1
61	0,8	0,85	0,96	1
	1	1	1	1

Примечания: 1. В числителе — K_{Hw} , в знаменателе — K_{Fw} .
2. При окружной скорости $v = 8$ м/с и выше $K_{Hw} = K_{Fw} = 1$.

ведомого. При расчете передачи внутреннего зацепления для ведущего и ведомого зубчатых колес $K_{F\mu}=1$.

Для зубчатых колес, имеющих $d_w < 700$ мм, принимают $K_{Hx}=1$. Коэффициент K_{Fx} определяют по табл. 3.4 в зависимости от модуля и диаметра зубчатого колеса.

Пределы выносливости σ_{Hlimb} , σ_{Flimb} устанавливают при стендовых испытаниях зубчатых колес с заданными конкретными размерами, способом термобработки и чистотой поверхностей зубьев. Для зубчатых колес с $d_w < 300$ мм и модулем (m , m_n , m_{nm}) 3...4 мм значения пределов выносливости, соответствующие вероятности разрушения 90 %, указаны в табл. 3.5. Значения предела выносливости при изгибе зубьев σ_{Flimb} относятся к знакопеременному симметричному циклу при базе испытаний N_{FO} . Между пределом контактной выносливости (МПа) и его параметром (МПа) имеется следующая зависимость:

$$P_{Hlimb} = (\sigma_{Hlimb}/275)^2. \quad (3.35)$$

Значения коэффициента Z_R приве-

Табл. 3.3. Значения коэффициента γ_n , учитывающего неравномерность распределения нагрузки в передачах с разветвленным силовым потоком при изготовлении зубчатых колес по 7—8-й степеням точности

Механизм	Самоустанавливающееся звено	γ_n				
		2	3	4	5	6
Однорядный типов А и В и двухрядный типа С (см. табл. 4.1)	Отсутствует	—	1,25	1,3	1,35	1,4
			1,3	1,35	1,4	1,45
	Водило или два центральных зубчатых колеса	—	1,1	1,15	1,2	1,25
			1,15	1,2	1,25	1,3
	Одно центральное зубчатое колесо	—	1,1	1,2	1,25	1,3
			1,15	1,25	1,3	1,35

Примечание. В числителе — для однорядного механизма, в знаменателе — двухрядного.

Табл. 3.4. Значения коэффициента K_{Fx} в зависимости от модуля и диаметра зубчатого колеса

$d_w, d_{wm}, \text{ MM}$	$m, m_n, m_{nm}, \text{ MM}$											
	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	
300...400	0,98	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,24	1,27	
400...500	1,00	1,04	1,06	1,08	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,27	1,30	
500...600	1,03	1,07	1,09	1,11	1,15	1,18	1,22	1,26	1,29	1,32	1,35	
600...700	1,06	1,1	1,12	1,14	1,18	1,21	1,26	1,30	1,33	1,37	1,40	

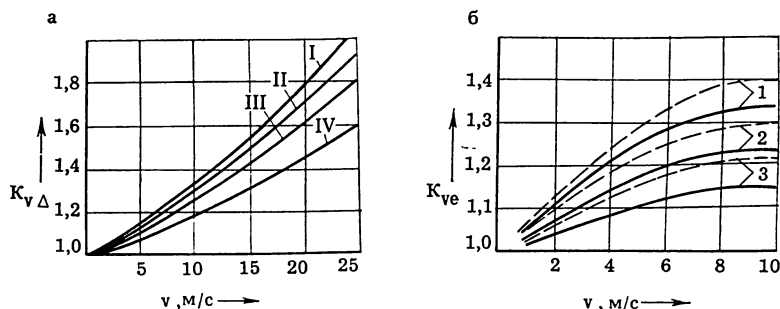


Рис. 3.27. Графики для определения коэффициентов динамических нагрузок:

а — внутренних, $K_{v\Delta}$; I — прямозубых передач; II — конических передач с криволинейным зубом; III — цилиндрических косозубых передач; IV — гипоидных передач; б — внешних, $K_{v\epsilon}$; 1, 2 — соответственно грузовых и легковых автомобилей с механической трансмиссией; 3 — автомобилей с гидромеханической трансмиссией; — — — — — зубчатые колеса неподдресоренных агрегатов; — — — — — зубчатые колеса поддресоренных агрегатов.

дены в табл. 3.6. Значение Y_R для зубчатых колес с неотшлифованной переходной поверхностью без грубых следов обработки, не подвергавшихся упрочняющей обработке дробью, принимается равным единице. Значение Y_R , отличное от единицы, может при-

ниматься при наличии проверенных экспериментальных данных о степени влияния технологии обработки переходной поверхности зуба у опасного по изгибу сечения.

Коэффициент K_{Fc} можно определить в зависимости от характера на-

Табл. 3.5. Характеристики усталости и прочности зубьев зубчатых колес, изготовленных из различных материалов

Марка стали	Вид термообработки	Твердость HRC ₃		Характеристики усталости			Характеристики прочности	
		поверхности зуба	сердцевины зуба	σ_{Hlimb} , МПа	σ_{Hlimb} , МПа	σ_{Flimb}^c , МПа	σ_{HlimM} , МПа	σ_{FlimM} , МПа
12Х2Н4А } 12ХН3А }	Цементация	57...64 57...64	36...42 27...35	19 18,5	1200 1180	430 380	3800 3800	1900 1850
15ХГНТ2А	То же	57...64	32...43	19	1200	420	3800	1750
18ХГТ	»	57...64	30...37	18	1170	370	3800	1600
18Х2Н4ВА	»	57...64	37...41	21	1260	430	3800	1950
20Х2Н4А	»	57...64	38...42	21	1260	460	3800	1950
20ХН3А	»	57...64	33...42	19	1200	400	3800	1900
20ХН2М	»	57...64	30...37	20	1220	420	3800	1800
20ХГНР	»	57...64	30...37	18	1170	410	3800	1650
20ХГР	»	57...64	30...37	19	1200	380	3800	1500
25ХГТ	»	57...64	30...37	19	1200	400	3800	1700
30ХГТ	»	57...64	31...43	19	1200	410	3800	1700
35Х } 40ХА }	Цианирование	57...64 57...64	37...46 37...46	18 18	1170 1170	410 420	3800 3800	1750 1800
55ПП	Закалка ТВЧ по конструкции	57...63	31...34	16	1100	420	3800	1600

Примечания: 1. Показатели кривых усталости: $mH = 3$ для всех указанных сталей; $mF = 7$ для стали 55ПП и $mF = 9$ для остальных.
2. Базы испытаний: $N_{HO} = 10^8$ циклов для стали 55ПП и $N_{HO} = 1,2 \cdot 10^8$ — для остальных; $N_{FO} = 2 \cdot 10^6$ циклов для сталей 55ПП, 35Х и 40Х и $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для остальных.

Табл. 3.6. Значения коэффициентов Z_R

Параметры шероховатости, мкм		Z_R
среднее арифметическое отклонение профиля Ra	высота неровностей профиля по десяти точкам Rz	
—	40...20	0,82
—	20...10	0,88
2,5...1,25	—	0,94
1,25...0,63	—	1

гружения зубчатого колеса следующим образом. При явно выраженном знакопеременном цикле нагружения (например, промежуточных зубчатых колес в реверсивных однорядных передачах, сателлитов с внешним и внутренним зацеплением в планетарных передачах) или периодическом реверсировании при одинаковой продолжительности работы в обоих направле-

ниях $K_{Fc} = 1$. В случае одностороннего отнулевого цикла или цикла, достаточно близкого к нему (например, зубчатых колес низших передач в коробках передач), $K_{Fc} = 1,3$. При периодическом изменении направления нагрузки, когда отношение чисел циклов максимальной нагрузки при заднем ходе и движении вперед может достигать $N_p/N_n \approx 0,3...0,4$ (например, зубчатые колеса трансмиссий, расположенные за коробкой передач, зубчатые колеса раздаточных коробок, главных передач и др.), $K_{Fc} = 1,2$. Если $N_p/N_n \approx 0,65...0,75$ (зубчатые колеса высших передач коробок передач автомобилей при движении накатом и при колебательных процессах в трансмиссии), $K_{Fc} = 1,08$ и, если $N_p/N_n \approx 0,45...0,6$ (зубчатые колеса промежуточных передач коробок передач), $K_{Fc} = 1,14$.

Показатели кривых усталости и базы испытаний, соответствующие длительным пределам выносливости, указаны в табл. 3.5.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{1HE} , N_{1FE} определяется путем умножения реального числа циклов перемены напряжения N_1 , приходящихся на данную ступень передаточного числа и 1 км общего пробега автомобиля, на коэффициент пробега для соответствующей ступени (передачи):

$$N_{1HEi} = N_{1i} K_{пHi} = [500/(\pi r_0)] u_{в.ки} \xi_i K_{пHi} a; \quad (3.36)$$

$$N_{1FEi} = N_{1i} K_{пFi} = [500/(\pi r_0)] u_{в.ки} \xi_i K_{пFi} a, \quad (3.37)$$

где $K_{пHi}$, $K_{пFi}$ — коэффициенты пробега для данной передачи; r_0 — расчетный радиус ведущих колес автомобиля, м; $u_{в.ки}$ — передаточное число от вала зубчатого колеса к ведущим колесам на данной передаче; ξ_i — относительный пробег автомобиля на данной передаче; a — число зацеплений одного зуба одной и той же стороной за один оборот вала зубчатого колеса (для планетарных передач с вращающимся водилом a определяется с учетом относительного движения деталей).

Если зубчатое колесо работает под нагрузкой на нескольких передачах, формулы (3.36) и (3.37) не используются. Расчет ведется по формулам (3.38) и (3.39).

Ресурс по усталости R_{1H} , R_{1F} при работе зубчатого колеса только на одной передаче определяют по формулам (3.20) и (3.27) соответственно. При работе зубчатого колеса на нескольких передачах R_{1H} и R_{1F} следует определять по формулам

$$R_{1H} = [500/(\pi r_0)] a \sum \Pi_{Hi}^{mH} u_{в.ки} \xi_i K_{пHi}; \quad (3.38)$$

$$R_{1F} = [500/(\pi r_0)] a \sum \sigma_{Fi}^{mF} u_{в.ки} \xi_i K_{пFi}. \quad (3.39)$$

В число слагаемых включаются передачи, на которых зубчатое колесо нагружено. Однако из числа слагаемых в соответствующих формулах исключаются передачи, на которых напряжения в зубчатых колесах малы: $\Pi_H < 0,6 \Pi_{HPO}$ или $\sigma_F < 0,6 \sigma_{FPO}$. Если нет передач, на которых $\Pi_H \geq 0,9 \Pi_{HPO}$ или $\sigma_F \geq 0,9 \sigma_{FPO}$, соответствующее значение R_{1H} или R_{1F} не определяется.

Пробег автомобиля до проявления усталостного предельного повреждения зубчатого колеса L_H и L_F (км) определяют по формулам (3.23) и (3.30). Соппротивление усталости у зубчатого колеса достаточно, если $L_H \geq L_0$ и $L_F \geq L_0$, где L_0 — планируемый пробег автомобиля до капитального ремонта, км.

Коэффициенты долговечности K_{HL} , K_{FL} рассчитывают следующим образом. Сначала находят общее эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{HE} = R_{1H} L_0 / \Pi_H^{mH}; \quad (3.40)$$

$$N_{FE} = R_{1F} L_0 / \sigma_F^{mF}. \quad (3.41)$$

Для зубчатого колеса, работающего на нескольких передачах, в формулы (3.40), (3.41) следует подставлять большее из полученных выше напряжений.

Коэффициенты долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[mH]{N_{HO}/N_{HE}}; \quad (3.42)$$

$$K_{FL} = \sqrt[mF]{N_{FO}/N_{FE}}. \quad (3.43)$$

Если $K_{HL} < 0,9$ или $K_{FL} < 0,9$, следует принять значение 0.9.

Коэффициент Z_M ($H^{1/2}/\text{мм}$) для зубчатых колес трансмиссии автомобиля, изготовляемых из конструкционных легированных сталей, сохраняет постоянное значение. Если напряжения изменяются в мегапаскалях, $Z_M = 275$.

Допускаемые напряжения σ_{HP} и σ_{FP} , определяемые по формулам (3.24) и (3.31), в расчете на усталость не должны быть близкими к напряже-

ниям, при которых возможно повреждение зубьев от однократного приложения максимальной динамической нагрузки. Если получено $\sigma_{HP} > 0,75\sigma_{HlimM}$, следует принять $\sigma_{HP} = 0,75\sigma_{HlimM}$, если же $\sigma_{FP} > 0,6\sigma_{FlimM}$ — $\sigma_{FP} = 0,6\sigma_{FlimM}$, но не более 900 МПа. Значения σ_{HlimM} и σ_{FlimM} даны в табл. 3.5. Соппротивление усталости у зубчатого колеса достаточно, если $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ и $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

При получении очень большого срока службы (например, $L > 6L_0$) следует сначала убедиться, достаточна ли прочность зубчатого колеса. Если имеется большой запас ее, возможна корректировка размеров. В некоторых случаях выбранные размеры могут быть сохранены и при излишне большом расчетном сроке службы по данному виду предельного состояния, так как следует учитывать: расчетные сроки службы по другим видам предельного состояния; требования унификации и перспективности конструкций; необходимые размеры сопряженных деталей (например, вала, зубчатой муфты).

Расчет зубчатых колес на прочность. Расчет на прочность включает определение коэффициента максимальной динамической нагрузки, максимальных напряжений и проверку прочности.

Коэффициент максимальной динамической нагрузки определяют как отношение максимального динамического момента $M_{j\max}$ к расчетному моменту M_p , по которому выполняется расчет на усталость:

$$K_{jM} = M_{j\max}/M_p.$$

Моменты $M_{j\max}$ и M_p должны быть отнесены к одному и тому же валу и определены для одной и той же передачи. При расчете зубчатого колеса, работающего под нагрузкой на нескольких передачах, устанавливают передачу, на которой значение $M_{j\max}$ наибольшее (см. гл. 1).

Параметр максимального контак-

ного напряжения на активных поверхностях зубьев

$$\Pi_{H\max} = K_{jM} \frac{F_t}{b_w d_{w1}} Z_H Z_\epsilon K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\chi}. \quad (3.44)$$

Максимальное контактное напряжение

$$\sigma_{H\max} = 275 \sqrt{\Pi_{H\max}}. \quad (3.45)$$

Максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_{F\max} = K_{jM} \frac{F_t}{b_j m_n} Y_F Y_\epsilon K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\mu} K_{F\chi}. \quad (3.46)$$

В формулах (3.44)...(3.46) окружная сила F_t и все коэффициенты, кроме K_{jM} , имеют те же числовые значения, что и при расчете того же зубчатого колеса на усталость на той же передаче.

Условие достаточной контактной прочности активных поверхностей зубьев:

$$\sigma_{H\max} \leq 0,95\sigma_{HlimM}, \quad (3.47)$$

где σ_{HlimM} — предельное контактное напряжение, при котором возможно повреждение активной поверхности зуба (смятие, продавливание, растрескивание упрочненного слоя) от однократного действия динамической нагрузки.

Условие достаточной прочности зуба при изгибе:

$$\sigma_{F\max} \leq 0,9\sigma_{FlimM}, \quad (3.48)$$

где σ_{FlimM} — предельное напряжение изгиба, при котором возможны появление остаточной деформации зуба или его хрупкая поломка от однократного действия динамической нагрузки.

Значения σ_{HlimM} и σ_{FlimM} приведены в табл. 3.5.

3.6.2. Подшипники

Общие сведения. Предварительно габаритные размеры подшипников выбираются с учетом допустимых размеров отверстий в картере. Внешние диа-

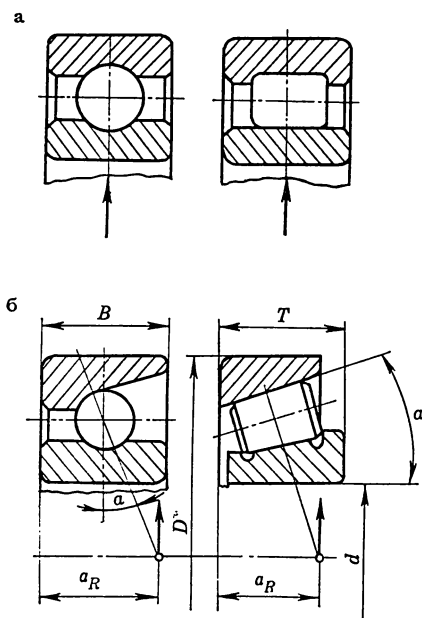


Рис. 3.28. Схемы к определению опорной базы подшипников качения

метры задних подшипников первичного и вторичного валов принимаются $D \approx 0,9a_w$, а обоих подшипников промежуточного вала — $D \approx 0,7a_w$. Таким образом, по условию необходимой жесткости картера перемычка между соседними отверстиями под подшипники в стенке картера должна быть около $h = 0,2a_w$.

Сначала выполняют статический расчет коробки передач на каждой ступени в отдельности. Задачей его является определение направлений действия и значений усилий в зубчатых зацеплениях и опорных реакций. Реакции определяются на основании расчетной схемы действующих на вал нагрузок с использованием методов механики и сопротивления материалов. Если действующие на вал нагрузки расположены в разных плоскостях, их проектируют на две взаимно перпендикулярные плоскости. Определив реакции в каждой плоскости, производят

их геометрическое сложение и получают результирующие опорные реакции.

При составлении расчетной схемы действующих на вал нагрузок радиальная реакция в опоре с радиальным подшипником прикладывается в плоскости симметрии подшипника (рис. 3.28, а). В опоре с радиально-упорным однорядным подшипником радиальная реакция прикладывается в точке пересечения оси вращения подшипника с нормалью, проведенной в середине контактной площадки тела качения с наружным кольцом (рис. 3.28, б). Расстояние a_R (опорная база) от точки приложения радиальной реакции до широкого торца наружного кольца подшипника

$$a_R = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg} \alpha],$$

где α — угол контакта. Размеры, B , d , D указаны на рис. 3.28. Для радиально-упорного роликоподшипника вместо B подставляется значение T .

Для трехвальных соосных коробок передач определение реакций начинают со вторичного вала. Нагрузку на переднюю опору вторичного вала затем учитывают как нагрузку на консоли первичного вала. Расчетные схемы для статического расчета трехвальной соосной коробки передач с двухопорными валами показаны на рис. 3.29.

При расчете подшипников используют те же характеристики нагрузочного режима, что и для зубчатых колес. В общем случае применяются два вида расчета подшипников качения: на долговечность и статическое нагружение. Первый является основным для подшипников, вращающихся под нагрузкой; второй — для подшипников, воспринимающих внешнюю нагрузку без относительного вращения колец. В условиях статического нагружения работают, например, подшипники ступиц зубчатых колес постоянного зацепления вторичного вала коробок передач.

Расчет подшипников на долговечность. При расчете на долговечность

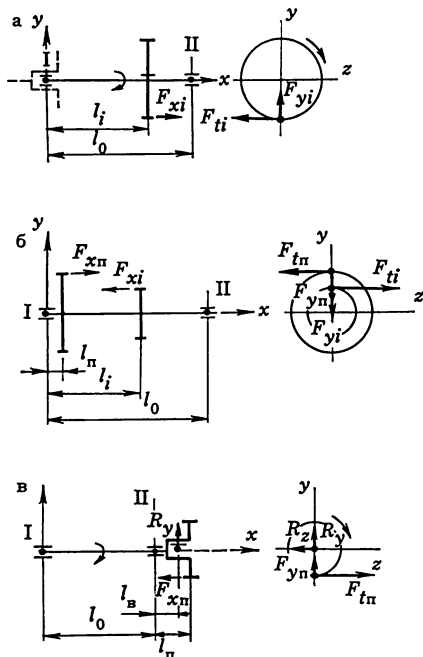


Рис. 3.29. Расчетные схемы для статического расчета трехвальной соосной коробки передач:

a — вторичный вал; *б* — промежуточный; *в* — первичный; R_y, R_z — нагрузки на конце вторичного вала

последовательно определяют: радиальную F_r и осевую F_a нагрузки на подшипник, эквивалентную динамическую нагрузку P и приведенную нагрузку $P_{пр}$. Указанные нагрузки определяют на каждой из передач, на которых подшипник нагружен. После этого находят общую долговечность подшипника (в километрах пробега автомобиля L_n):

$$L_n = 10^6 C^m / \sum F_{при}^m n_{li}, \quad (3.49)$$

где C — динамическая грузоподъемность подшипника, Н; $F_{при}$ — приведенная нагрузка на i -й передаче, Н ($m=3$ — для шарикоподшипников, $m=3,33$ — для роликоподшипников); n_{li} — число оборотов подшипника за 1 км пробега автомобиля на той же передаче.

Долговечность подшипника достаточна, если $L_n \geq L_0$, где L_0 — планируемый пробег.

Формулу (3.49) используют для проверочного расчета. При проекторных расчетах находят требуемую динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_{тр} = \sqrt[m]{10^{-6} L_0 \sum F_{при}^m n_{li}}. \quad (3.50)$$

Нагрузки на подшипник при расчете на долговечность определяют исходя из эквивалентного крутящего момента на входном валу узла:

$$M_{эi} = M_{pi} \sqrt[3]{K_{пнi}},$$

где $M_{эi}$ — эквивалентный момент на i -й передаче, Н·м; M_{pi} — расчетный момент на данном валу на i -й передаче, Н·м; $K_{пнi}$ — коэффициент пробега для i -й передачи. Определение M_p и $K_{пн}$ дано в гл. 1.

По эквивалентному моменту, пользуясь расчетной схемой узла, определяют опорные реакции и соответствующие им радиальную F_{ri} и осевую F_{ai} нагрузки подшипника.

Радиальная нагрузка на подшипник F_r равна 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. При установке вали в фиксирующей и плавающей опорах действующая на вал внешняя осевая нагрузка F_x воспринимается подшипником фиксирующей опоры, поэтому $F_a = F_x$. Эта нагрузка — алгебраическая сумма осевых усилий в зацеплении одновременно работающих на валу зубчатых колес. При установке вали в радиально-упорных однорядных подшипниках (в регулируемых опорах) осевая нагрузка на подшипник определяется исходя из действующей на вал внешней осевой нагрузки F_x и осевых составляющих S_I и S_{II} от радиальных нагрузок F_{rI} и F_{rII} (рис. 3.30). Осевая составляющая радиальной нагрузки на подшипник для радиально-упорных

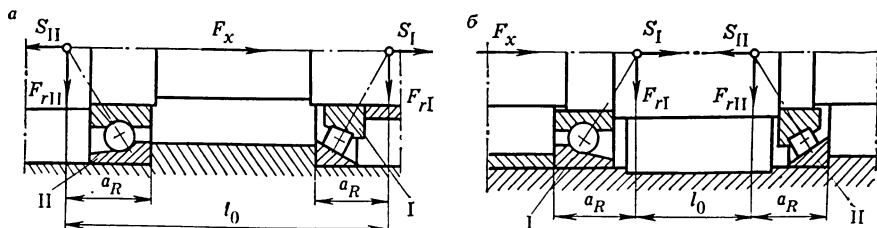


Рис. 3.30. Реакции опор и точки их приложения на валу при различных схемах установки радиально-упорных подшипников:
а — V-образная; б — X-образная; I, II — подшипники

Табл. 3.7. Формулы для определения осевой нагрузки на радиально-упорные однорядные подшипники при их парной установке на валу

Условия нагружения	Опора I	Опора II
$S_I \geq S_{II}$ $F_x \geq 0$	$F_{aI} = S_I$	$F_{aII} = S_I + F_x$
$S_I < S_{II}$ $F_x \geq (S_{II} - S_I)$		
$S_I < S_{II}$ $F_x < (S_{II} - S_I)$	$F_{aI} = S_{II} - F_x$	$F_{aII} = S_{II}$

роликподшипников $S = 1,245F_r \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол контакта. Для радиально-упорных шарикоподшипников $S = eF_r$, где e — вспомогательный коэффициент. Значения α и e указываются в справочниках по подшипникам. Формулы для определения осевых нагрузок на радиально-упорные однорядные подшипники при их парной установке на валу приведены в табл. 3.7. При использовании таблицы следует соблюдать правило нумерации опор вала (см. рис. 3.30). Цифрой I следует обозначать ту опору, для которой направление осевой составляющей S совпадает с направлением действующей на вал внешней осевой силы F_x , а II — опору, для которой указанные силы имеют противоположные направления.

Эквивалентная динамическая нагрузка F_d равна для под-

шипников: шариковых, радиальных и радиально-упорных, роликовых радиально-упорных — $XV F_r + Y F_a$; роликовых радиальных — $V F_r$; шариковых и роликовых радиально-упорных сферических, упорно-радиальных шариковых и роликовых — $X F_r + Y F_a$; упорных шариковых и роликовых — F_a , где X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (их значения указаны в ГОСТ 18855—82); V — коэффициент вращения, $V = 1$ и $V = 1,2$ при внутреннем кольце, соответственно вращающемся и неподвижном по отношению к нагрузке.

Приведенная нагрузка $F_{пр}$ — это постоянная нагрузка, при приложении которой к подшипнику долговечность его та же, что и в реальных условиях работы в подшипниковом узле:

$$F_{пр} = F_d K_b K_t K_m,$$

где F_d — эквивалентная динамическая нагрузка, Н; K_b , K_t , K_m — коэффициенты соответственно безопасности, температуры и материала. K_b определяют для каждой передачи в отдельности. K_t и K_m определяют независимо от включенной передачи.

Коэффициент безопасности $K_b = K_{d1} K_{d2}$, где K_{d1} , K_{d2} — коэффициенты динамических нагрузок. Первый учитывает влияние на долговечность подшипника динамической нагрузки в зацеплении зубчатых колес, возникающей из-за погрешностей их изготовления, второй — динамических нагрузок в аг-

Табл. 3.8. Приближенные значения коэффициента внутренних динамических нагрузок подшипников качения $K_{д1}$

Агрегат трансмиссии	Количество зубчатых колес на валу, работающих одновременно	$K_{д1}$ при включенной ступени в коробке передач		
		низшей или соседней с ней	промежуточной	высшей или соседней с ней
Коробка передач	1	1,1	1,15...1,25	1,3
	2	1,15	1,2...1,3	1,4
Главная передача	1	1,0	1,05...1,15	1,2
	2	1,05	1,1...1,2	1,25
Раздаточная коробка	1	1,05	1,1...1,2	1,25
	2	1,1	1,15...1,25	1,3

Примечание. Для подшипников соответствующих агрегатов гидромеханической трансмиссии указанное значение следует возвести в степень 0,5.

регах трансмиссии, возникающих вследствие колебаний, возбуждаемых двигателем, и воздействий дороги при движении автомобиля. Подшипники выходных валов, расположенные рядом с фланцем крепления карданного вала, а также подшипники дифференциала дополнительно испытывают динамическую нагрузку, обусловленную колебаниями карданного вала и дифференциала. Приблизненно значение коэффициента $K_{д1}$ можно определить по табл. 3.8. Можно принимать: $K_{д2}=1,2$ для подшипников, расположенных рядом с фланцем крепления карданного вала; $K_{д2}=1,5$ для подшипников дифференциала; $K_{д2}=1...1,2$ для прочих подшипников агрегатов трансмиссии (в зависимости от вида трансмиссии и особенностей подвески агрегата).

Коэффициент температуры K_T учитывает влияние теплового режима работы подшипника на его долговечность. В агрегатах трансмиссии автомобилей температура масла ограничивается обычно 100°C , поэтому можно принимать $K_T=1$.

Коэффициент материала K_M учитывает влияние поверхностной твердости деталей, выполняющих роль беговых дорожек, на долговечность подшипника. Для подшипников с внутренним

и внешним кольцом $K_M=1$. Для подшипников без одного или обоих колец K_M определяют по графику (рис. 3.31) в зависимости от поверхностной твердости деталей, выполняющих роль беговых дорожек.

Число оборотов подшипника за 1 км пробега автомобиля $n_1 = [500/(\pi r_0)] u_{п.к.}$, где $u_{п.к.}$ — передаточное число участка трансмиссии от рассчитываемого подшипника до ведущих колес.

Динамическая грузоподъемность подшипника C — расчетная нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевая для упорных и упорно-радиальных), которую подшипники могут выдержать в течение расчетного срока службы, соответствующего 1 млн. оборотов внутреннего кольца. Расчетный срок службы соответствует числу оборотов, при котором не появляется признаков усталости металла не менее чем у 90% подшипников данной группы, находящихся в одинаковых условиях. Значения C для стандартных подшипников приведены в справочниках; для нестандартных — рассчитывают по формулам, приведенным в ГОСТ 18855—82.

Расчет подшипников при статическом нагружении. Работоспособность

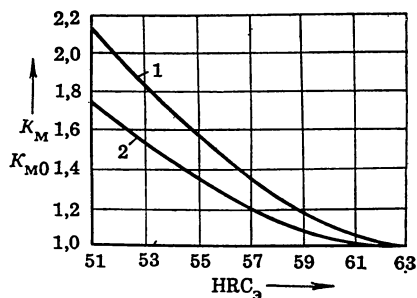


Рис. 3.31. Зависимость коэффициентов материала от твердости его поверхности:

1 — при расчете долговечности подшипника; 2 — при расчете подшипника по статической нагрузке

подшипника при статическом нагружении обеспечивается, если выполняется условие

$$C_0 \geq F_0 K_{b0} K_{M0}, \quad (3.51)$$

где C_0 — статическая грузоподъемность подшипника, Н; F_0 — эквивалентная статическая нагрузка, Н; K_{b0} — коэффициент безопасности при статическом нагружении; K_{M0} — коэффициент материала.

Статическая грузоподъемность C_0 — статическая нагрузка, (радиальная для радиальных и радиально-упорных и осевая для упорных подшипников), вызывающая в наиболее нагруженной зоне контакта общую остаточную деформацию тела качения и колец, равную 0,0001 диаметра тела качения. Для стандартных подшипников значения C_0 приведены в справочниках; для нестандартных — рассчитывают по формулам, приведенным в ГОСТ 18854—73.

Эквивалентная статическая нагрузка F_0 определяется исходя из радиальной F_{r0} и осевой F_{a0} нагрузок на подшипник, которые находят в результате статического расчета узла. При этом расчет выполняют по максимальному динамическому моменту $M_{j \max}$ на входном валу узла. Формулы для расчета F_0 подшипников различных видов приведены в справочниках. В частном случае, относящемся к

подшипникам ступиц зубчатых колес постоянного зацепления вторичного вала коробок передач, $F_0 = F_{r0}$, где F_{r0} — геометрическая сумма окружного и радиального усилий в соответствующем зубчатом зацеплении.

Коэффициент безопасности K_{b0} при расчете указанных выше подшипников можно принимать равным единице. Коэффициент материала K_{M0} при отсутствии одного кольца или обоих определяется по рис. 3.31 в зависимости от поверхностной твердости детали, на которую установлены тела качения. Для подшипников с кольцами $K_{M0} = 1$.

3.6.3. Валы

Для валов в коробках передач автомобилей применяют те же стали, что и для зубчатых колес. Конструкция и размеры валов определяются главным образом по условию обеспечения достаточной жесткости. Статистический анализ показывает, что достаточная жесткость валов коробок передач с двумя степенями свободы обеспечивается, если: отношение большего диаметра вала d к расстоянию между опорами l — $d/l \approx 0,16...0,18$ для первичного и промежуточного валов и $d/l \approx 0,18...0,21$ для вторичного вала; отношение диаметра вала d к межосевому расстоянию a_w для промежуточного и вторичного валов — $d/a_w \approx 0,45$.

Указанные пропорции могут учитываться при предварительном выборе диаметров промежуточного и вторичного валов. Предварительный диаметр (мм) первичного вала выбирается из условия прочности по эмпирической формуле:

$$d \approx k_d \sqrt[3]{M_{e \max}},$$

где $k_d = 4...4,6$; $M_{e \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Проверочные расчеты валов коробки передач выполняются на прочность и жесткость. Усталостные поломки валов при эксплуатации не наблюдаются,

так как при размерах, обеспечивающих необходимую жесткость, действующие напряжения в валах значительно ниже предела выносливости. Валы находятся в сложном напряженном состоянии. При расчете на прочность определяются напряжения изгиба и кручения, соответствующие запасы прочности и общий запас прочности по пределу текучести.

Для каждой ступени в плоскости валов и в поперечной к ней строятся эпюры моментов и перерезывающих сил и определяется опасное сечение вала. Нагрузки при этом определяются в результате статического расчета коробки передач исходя из максимального динамического момента на входном валу коробки. Общий запас прочности по пределу текучести должен быть $n_T \geq 3$.

При расчете валов на жесткость используется расчетный момент M_p . Для каждого вала в плоскости валов и в поперечной к ней по правилам, излагаемым в курсе «Сопротивление материалов», определяются наибольший прогиб y и угол поворота сечения на опоре θ . Максимальный прогиб вала в плоскости, проходящей через оси валов, не должен превышать 0,05 мм, угол поворота сечения вала на опоре — 0,001 рад.

3.6.4. Зубчатые и шлицевые соединения

Общие сведения. В коробках передач применяются два вида соединений: неподвижные и условно-неподвижные. Неподвижными являются соединения, у которых сопрягаемые детали стянуты в осевом направлении соседними деталями, создающими осевой натяг. К ним относится, например, соединение фланца вторичного вала. Условно-неподвижными являются соединения, у которых относительные осевые перемещения сопряженных элементов под нагрузкой не предусмотрены кинематикой узла, но возникают при работе за счет пере-

косов, деформаций и зазоров в соединении: например, передвигное зубчатое колесо — шлицевый вал, ступица ведомого диска сцепления — первичный вал, венцы зубчатых муфт. Основным видом расчета для неподвижных соединений является расчет на смятие боковых поверхностей. Для условно-неподвижных соединений выполняются расчеты на смятие и износостойкость боковых поверхностей.

Расчет соединения на смятие. Расчет на смятие состоит в определении среднего напряжения на рабочих поверхностях σ , допускаемого среднего напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ и сопоставления их:

$$\sigma = M_p / (S_F l) \leq [\sigma_{см}]; \quad (3.52)$$

$$[\sigma_{см}] = \sigma_T / (n K_{см} K_d). \quad (3.53)$$

Для соединения, нагруженного на нескольких передачах, расчет на смятие выполняется на низшей передаче из числа нагружающих соединение.

Расчет соединения на износостойкость. В этом расчете определяют значение допускаемого среднего напряжения по износу $[\sigma_{изн}]$, которое затем сопоставляют со средним напряжением σ , найденным по формуле (3.52):

$$[\sigma_{изн}] = [\sigma_{усл}] / (K_{изн} K_{долг} K_p). \quad (3.54)$$

Принятые параметры соединения должны обеспечивать выполнение условия $\sigma \leq [\sigma_{изн}]$ при работе соединения только на одной передаче и $\sigma_n \leq [\sigma_{изн}]$ при работе на нескольких передачах. Здесь σ_n — среднее напряжение на низшей передаче из числа нагружающих соединение.

В приведенных выше формулах: M_p — расчетный крутящий момент, действующий в соединении; S_F — удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала; l — рабочая длина соединения, мм; σ_T — предел текучести материала; n — коэффициент запаса прочности при расчете на смятие; $K_{см}$ — общий коэффициент неравномерности распределе-

ния нагрузки при расчете на смятие; K_d — коэффициент динамичности нагрузки; $[\sigma_{\text{усл}}]$ — допускаемое условное напряжение при базовом числе циклов N_0 и постоянном режиме работы; $K_{\text{изн}}$ — общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчете на износостойкость; $K_{\text{долг}}$ — коэффициент долговечности; K_p — коэффициент условий работы.

Определение величин, входящих в расчетные формулы. Расчетный крутящий момент M_p (Н·м) определяют по данным гл. 1.

Удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения S_F (мм³/мм):

$$S_F = 0,5 d_{\text{ср}} h z,$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр соединения; $d_{\text{ср}} = 0,5(D + d)$; D — внешний диаметр вала, мм; d — внутренний диаметр втулки (ступицы); h — рабочая высота зуба, мм: $h = 0,5(D - d) - f_v - f_c$; f_v , f_c — радиальные размеры фасок на зубьях вала и ступицы соответственно, мм; z — число зубьев на валу.

Предел текучести материала σ_T (МПа) находят по таблицам механических характеристик материалов. При поверхностном упрочнении детали под σ_T следует понимать предел текучести упрочненного слоя.

Коэффициент запаса n для деталей соединений трансмиссии с закаленными рабочими поверхностями можно принять равным 1,4.

Общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчете на смятие $K_{\text{см}} = K_z K_{\text{пр}} K_{\text{п}}$, где K_z — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями; $K_{\text{пр}}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки (по длине соединения); $K_{\text{п}}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки в связи с погрешностями изготовления. Эти коэффициенты при расчете на смя-

тие определяют для начального периода работы соединения до приработки. Для прямобочных шлицевых соединений их находят по табл. 3 и 4 ГОСТ 21425—75. Указанным ГОСТом с некоторым допущением можно пользоваться и при определении K_z , $K_{\text{пр}}$, $K_{\text{п}}$ для эвольвентных шлицевых соединений, условно относя их к легкой или средней серии. Для зубчатых муфт коробок передач: $K_{\text{пр}} = 1$; $K_{\text{п}} = 1,2$; $K_z \approx 1 + (mz \cos \alpha / d_b)$, где m и α — соответственно модуль и угол профиля зубьев муфты; d_b — основной диаметр зубчатого колеса, блокируемого муфтой.

Коэффициент динамичности нагрузки K_d — отношение максимального динамического момента к расчетному моменту — $K_d = M_{j \text{ max}} / M_p$. Оба момента относятся к одному и тому же валу и одной передаче. Определение $M_{j \text{ max}}$ дано в гл. 1.

Допускаемое условное напряжение при базовом числе циклов и постоянном режиме работы $[\sigma_{\text{усл}}]$ (МПа) для прямобочных соединений указано в ГОСТ 21425—75 (рекомендуемые значения). Для эвольвентных соединений можно принять $[\sigma_{\text{усл}}] \approx 3,5 \text{ HRC}_\sigma$.

Общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на износостойкость $K_{\text{изн}} = K_z' K_{\text{пр}}$, где K_z' и $K_{\text{пр}}$ — коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки соответственно между зубьями и по длине зуба. Эти коэффициенты определяют для периода работы соединения после приработки. Для шлицевых соединений их можно принять по ГОСТ 21425—75. Для зубчатых муфт коробок передач: $K_{\text{пр}} = 1$; $K_z' \approx 1 + [2,5 (mz \cos \alpha / d_b)^2 - 0,2]$. При $(mz \cos \alpha / d_b) < 0,3$ принимается $K_z' = 1$.

Коэффициент долговечности $K_{\text{долг}} = K_n K_{\text{ц}}$, где K_n — коэффициент переменности нагрузки; $K_{\text{ц}}$ — коэффициент числа циклов. Для расчета коэффициентов K_n , $K_{\text{ц}}$ следует, поль-

зуюсь данными гл. 1, определить следующие параметры нагруженного режима: относительный пробег автомобиля на передаче ξ_i и коэффициент пробега $K_{\text{пн}i}$. Эти параметры определяют для каждой из передач, нагружающих соединение. Затем на каждой нагружающей передаче находят число циклов нагружения соединения N_i , соответствующее планируемому ресурсу узла (в километрах общего пробега автомобиля L_0)

$$N_i = [500/(\pi r_0)] L_0 \xi_i u_{\text{в.ки}},$$

где $u_{\text{в.ки}}$ — передаточное число от вала соединения к ведущим колесам автомобиля на данной передаче. Для соединения, работающего на нескольких передачах, определяют также общее число циклов нагружения $N = \sum N_i$.

Коэффициент переменности нагрузки определяют по формулам: для соединения, работающего на одной передаче,

$$K_{\text{н}i} = \sqrt[3]{K_{\text{пн}i}}; \quad (3.55)$$

для соединения, работающего на нескольких передачах,

$$K_{\text{н}} = [\sum N_i K_{\text{пн}i} (\sigma_i/\sigma_{\text{н}})^3] / N, \quad (3.56)$$

где σ_i — среднее напряжение смятия на передаче; $\sigma_{\text{н}}$ — среднее напряжение смятия на низшей передаче из числа нагружающих соединение. При суммировании учитывается и передача, на которой $\sigma = \sigma_{\text{н}}$, т. е. в первом слагаемом суммы имеет место $\sigma_i/\sigma_{\text{н}} = \sigma_{\text{н}}/\sigma_{\text{н}} = 1$.

Коэффициент числа циклов $K_{\text{ц}} = \sqrt[3]{N/N_0}$; N_0 — базовое число циклов, принимаемое равным 10^8 .

Коэффициент условий работы $K_{\text{р}} = K_{\text{с}} K_{\text{ос}}$, где $K_{\text{с}}$, $K_{\text{ос}}$ — коэффициенты, учитывающие условия смазки соединения и осевого закрепления ступицы на валу (ее перемещения под нагрузкой) соответственно.

Рекомендуются следующие значения $K_{\text{с}}$: 1 — для смазываемых соединений в картере; 1,4 — для соединений, работающих с загрязненным маслом;

2 — для соединения первичного вала коробки передач со ступицей ведомого диска сцепления.

Для $K_{\text{ос}}$ принимают значения: 1 — при жестком закреплении ступицы на валу; 1,25 — при закреплении, допускающем небольшие осевые перемещения (например, с помощью вилок механизма переключения передач); 3 — при осевых перемещениях под нагрузкой (например, в карданных передачах).

Если при расчете получено $[\sigma_{\text{изн}}] > 0,6\sigma_{\text{т}}$, следует принять $[\sigma_{\text{изн}}] = 0,6\sigma_{\text{т}}$.

3.6.5. Синхронизаторы

Проверочный расчет инерционного синхронизатора выполняется с учетом замедления автомобиля при движении накатом при переключении передач. Определяются: время синхронизации $t_{\text{с}}$ при заданных условиях переключения передач и удельная работа трения w_{μ} .

Время синхронизации (с):

$$t_{\text{с}} = I_{\Sigma \text{с}} \Delta \omega_{\text{нач}} / (M_{\mu} \mp I_{\Sigma \text{с}} \varepsilon_{\text{с}}), \quad (3.57)$$

где $\varepsilon_{\text{с}}$ — замедление элемента трения, связанного с массой автомобиля, с^{-2} . Знак минус в выражении (3.57) относится к переключению на соседнюю высшую передачу, плюс — на соседнюю низшую.

Работа трения синхронизатора за одно включение передачи (Дж)

$$W_{\mu} = 0,5 M_{\mu} t_{\text{с}} (\Delta \omega_{\text{нач}} \pm \varepsilon_{\text{с}} t_{\text{с}}), \quad (3.58)$$

где плюс относится к переключению на соседнюю высшую передачу, минус — на соседнюю низшую.

Удельная работа трения синхронизатора за одно включение — отношение работы трения W_{μ} к площади поверхности трения (см. рис. 3.20)

$$w_{\mu} = W_{\mu} / (2\pi r_{\mu} b_{\mu}). \quad (3.59)$$

При проверке синхронизаторов грузовых автомобилей в условиях стендовых испытаний руководствуются ОСТ 37.001.007—70.

4 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Требования к конструкции и классификация

Гидромеханическая передача (ГМП) состоит из гидродинамической передачи, механической ступенчатой коробки передач, системы управления и охлаждения.

К ГМП автомобилей, помимо общетехнических, предъявляется ряд специальных требований: широкий диапазон регулирования параметров мощности (крутящего момента и угловой скорости), обеспечивающей высокие тягово-скоростные качества автомобиля; высокий КПД на основных рабочих режимах, определяющий экономические и скоростные свойства автомобиля; автоматизация процесса переключения передач, позволяющая упростить операции по управлению ГМП, снизить их количество, а также предохранить трансмиссию от возможных ошибок водителя.

Классификация ГМП может быть произведена по следующим основным признакам: по типу применяемой гидродинамической передачи (гидромуфта или гидротрансформатор); по числу потоков, передающих мощность двигателя через ГМП (однопоточная или двухпоточная); по типу применяемой коробки передач (вальная, планетарная или комбинированная); по степени автоматизации процесса переключения передач (с командным, полуавтоматическим и автоматическим управлением).

4.2. Гидродинамические передачи

Общие сведения. Гидродинамические передачи по способности изменять подведенный к ним крутящий момент подразделяются на гидромуфты и гидротрансформаторы.

На автомобилях применяются нерегулируемые гидромуфты с симметричным кругом циркуляции и радиальными лопатками (рис. 4.1). Круг циркуляции образуют чаши 1 и плоские лопатки 2 колес (рис. 4.1, а); в некоторых конструкциях дополнительно имеется внутренний тор 3 (рис. 4.1, б). На схемах стрелками показано направление потока рабочей жидкости.

Бесступенчатое регулирование передаточного отношения, высокая энергоемкость, простота конструкции и низкая стоимость производства и технического обслуживания способствовали широкому применению гидромуфт. Однако такие недостатки, как отсутствие преобразования крутящего момента, резкое падение КПД при отклонении режима работы от расчетного и слишком высокая прозрачность, снижающая показатели совместной работы с двигателем, постепенно, по мере совершенствования характеристик, конструкции и технологии производства гидротрансформаторов, обусловили ограничение области применения гидромуфт (в основном, они применяются в легковых автомобилях).

Гидротрансформаторы классифицируются по направлению вращения на-

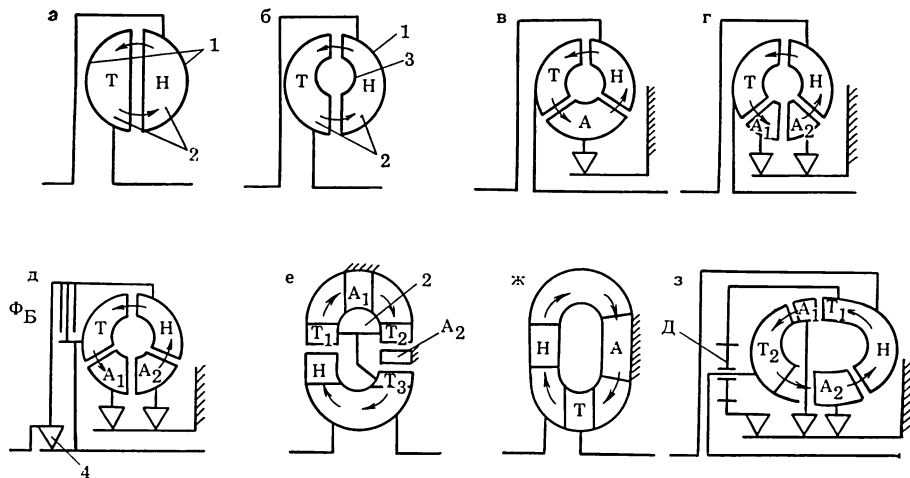


Рис. 4.1. Схемы гидродинамических передач

сосного и турбинного колес; по количеству турбинных колес; по способу установки колес направляющего аппарата.

По направлению вращения насосного и турбинного колес гидротрансформаторы делятся на две группы: прямого и обратного хода. В гидротрансформаторах прямого хода лопастные колеса по направлению движения потока жидкости в круге циркуляции располагаются в следующем порядке: насосное колесо (H), турбинное колесо (T), направляющий аппарат (A) (рис. 4.1, а). В гидротрансформаторах обратного хода колесо направляющего аппарата расположено между насосным и турбинным колесами (рис. 4.1, б, в). Гидротрансформаторы обратного хода на автомобилях применяются только в двухпоточных ГМП.

По количеству турбинных колес гидротрансформаторы делят на одноступенчатые (с одним колесом) и многоступенчатые (два и более колес). В многоступенчатых гидротрансформаторах после каждого турбинного колеса, кроме последнего, расположено колесо направляющего аппарата (рис. 4.1, в, г, з). Турбинные колеса мно-

гоступенчатого гидротрансформатора обычно жестко соединены (рис. 4.1, е) внутри тора 2 круга циркуляции. В некоторых конструкциях (рис. 4.1, з) турбинные колеса соединяются с помощью дифференциального зубчатого механизма D , повышающего коэффициент трансформации и расположенного внутри полости гидротрансформатора. Такой гидротрансформатор называется дифференциальным.

По способу установки колес направляющего аппарата различают гидротрансформаторы простые и комплексные. В простых гидротрансформаторах колеса направляющего аппарата жестко крепятся к картеру передачи (рис. 4.1, в, ж).

В комплексных гидротрансформаторах (рис. 4.1, в...д) колеса направляющего аппарата установлены на муфтах свободного хода. Последние находятся в заблокированном состоянии при работе передачи в режиме трансформации под действием крутящего момента, направленного против вращения насосного колеса. При изменении знака момента муфта свободного хода разблокируется, позволяя колесу направляющего аппарата свободно вращаться

в потоке жидкости. Гидротрансформатор переходит на режим гидромукты. Возможность работы гидропередачи как на режиме трансформатора, так и на режиме муфты определяет ее название — комплексный гидротрансформатор. В некоторых конструкциях колесо направляющего аппарата разделено на две части, установленные последовательно (рис. 4.1, *г*), что позволяет расширить зону работы с высоким КПД. Дифференциальный гидротрансформатор (рис. 4.1, *з*) также является комплексным. Муфты свободного хода обеспечивают плавный трехступенчатый переход на режим гидромукты.

В комплексных гидротрансформаторах широко применяются фрикционные муфты Φ_6 (рис. 4.1, *д*), позволяющие блокировать насосное и турбинное колеса и получать при этом прямую передачу. Включение Φ_6 осуществляется с помощью специальной системы управления на режиме гидромукты, при этом существенно повышается КПД (на 10...12 %) и максимальная скорость движения. В некоторых конструкциях с целью улучшения характеристик торможения автомобиля двигателем применяются муфты свободного хода 4, блокирующие вал турбины с входным валом передачи при изменении направления передачи крутящего момента.

Конструкция гидротрансформаторов. В автомобильных ГМП применяются преимущественно комплексные гидротрансформаторы с симметричным кругом циркуляции (рис. 4.2, *а, б*), обладающие достаточно высоким коэффициентом трансформации, широкой зоной передаточных отношений с высоким КПД и прозрачностью, позволяющей обеспечить оптимальную совместную работу с любым типом автомобильного двигателя.

Гидротрансформатор представляет собой, как правило, разборную конструкцию и размещается в отдельном

картере 7, имеющем торцевые фланцы для соединения с картером маховика двигателя с одной стороны и с картером коробки передач с другой. Картер гидротрансформатора может быть сухим; герметичность достигается применением уплотнительных резиновых колец (рис. 4.2, *б*) или сварной неразъемной конструкции (рис. 4.2, *а*), а также манжетных уплотнений 14. Для улучшения охлаждения гидротрансформатора на наружной поверхности насосного колеса *Н* (рис. 4.2, *б*) выполнены радиальные лопасти, обеспечивающие интенсивную циркуляцию воздуха в полости картера; для этой же цели в стенках картера имеются окна, закрытые сеткой, и устанавливается направляющий кожух 22.

Неразборная конструкция гидротрансформатора целесообразна в тех случаях, когда гарантируется высокая надежность всех его элементов. При этом снижается стоимость изготовления, размеры и масса изделия. Такие конструкции применяются на легковых автомобилях.

Привод насосного колеса может осуществляться различными способами. В конструкции гидротрансформатора (рис. 4.2, *а*) штампованная крышка 6 соединена сваркой с насосным колесом *Н* и крепится болтами к тонкому стальному диску 4. Этот диск с установленным на нем зубчатым венцом 5 для пуска двигателя жестко соединен с фланцем 1 коленчатого вала двигателя. Привод гидротрансформатора городского автобуса (рис. 4.2, *б*) осуществляется с помощью упругой втулочно-пальцевой муфты. Пальцы 26 муфты установлены в крышке 6, соединенной болтами с насосным колесом, а резиновые втулки — в маховике двигателя.

Соосность гидротрансформатора и вала двигателя достигается с помощью центрирующего пояса фланца 21, входящего в отверстие коленчатого вала.

В крышке гидротрансформатора

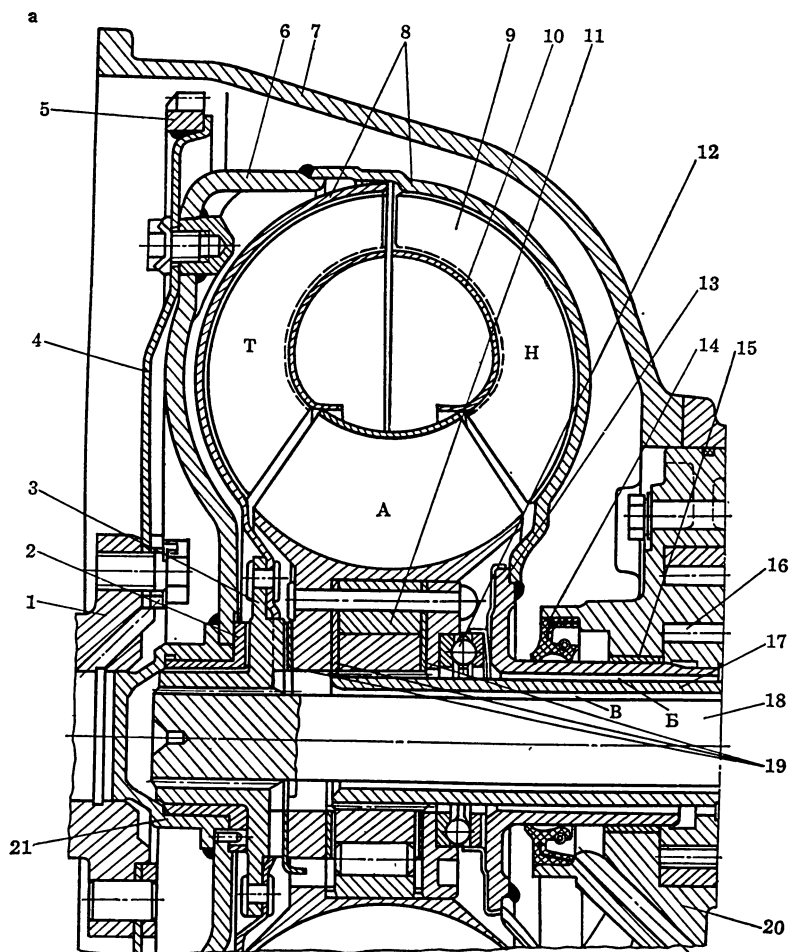


Рис. 4.2. Конструкции гидротрансформаторов:
а — комплексный гидротрансформатор ЗИЛ; б — комплексный блокируемый гидротрансформатор ЛГ-340

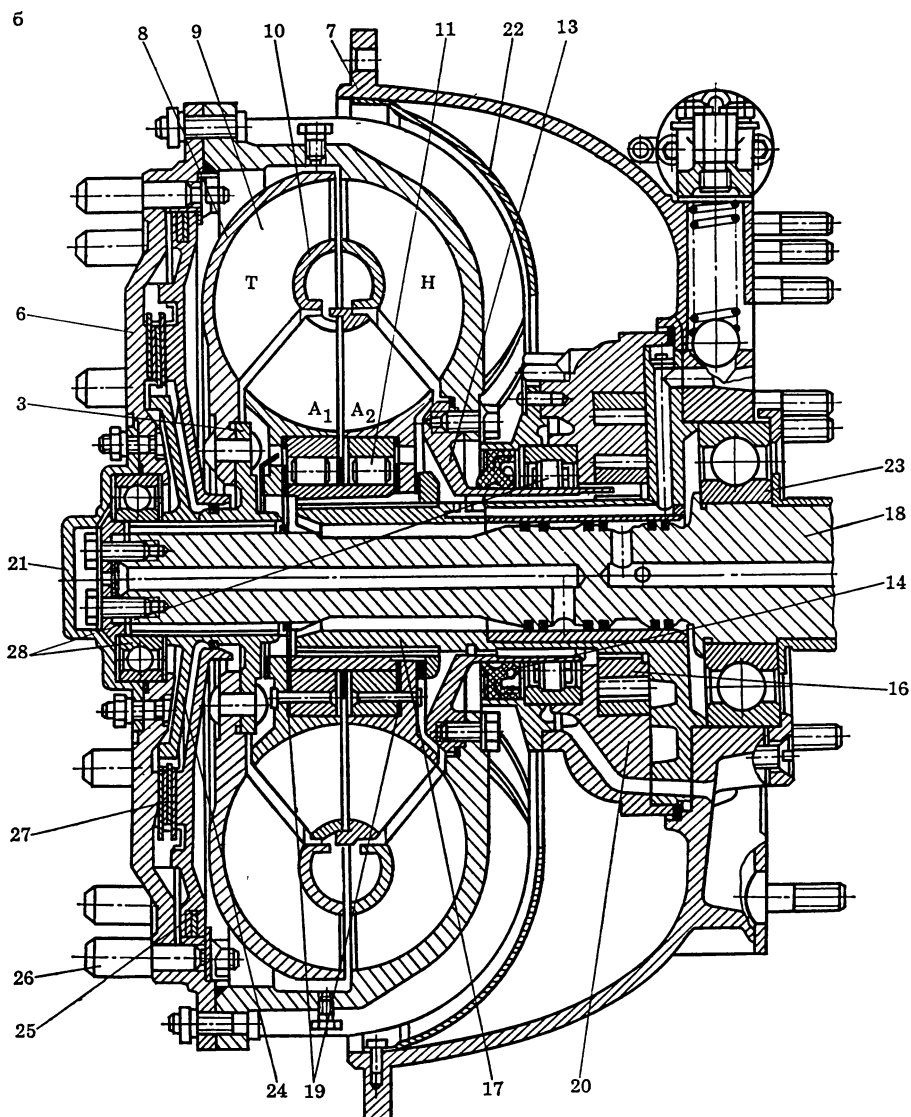
(рис. 4.2, б) размещается блокировочная муфта, соединяющая при включении насосное и турбинное колеса. При этом обеспечивается передача мощности двигателя напрямую, минуя гидротрансформатор.

Основными элементами конструкции гидротрансформатора являются: лопастные колеса, опоры колес, муфты свободного хода, блокировочная фрикционная муфта.

Лопастные колеса состоят из чаши

8, лопаток 9, тора 10 и ступицы 3, 13. Направляющий аппарат А устанавливается на трубчатой опоре 17 с помощью муфты свободного хода 11. Лопастные колеса могут изготавливаться методом литья или штамповки; в последнем случае лопатки колес, чаша и тор выполняются отдельно и соединяются пайкой, сваркой, клепкой и другими способами.

Для изготовления лопастных колес методом литья применяются, как пра-



вило, легкие сплавы типа АЛ 4, АЛ 9, обладающие хорошими литейными качествами и высокой коррозионной стойкостью. Лопатки литых колес чаще всего имеют аэродинамическую форму, что способствует снижению ударных потерь мощности. Недостатком литых колес является высокая шероховатость поверхности круга циркуляции, а следовательно, снижение КПД

из-за повышенных потерь мощности на трение. Литые колеса подвергают механической обработке (сопрягаемые поверхности) и балансировке. Допустимая неуравновешенность составляет 15...20 г·см для легковых и 25...40 г·см для грузовых автомобилей.

Для штампованных колес применяются малоуглеродистые стали 0,8, 20 или 45. Лопатки и тор изготавливаются

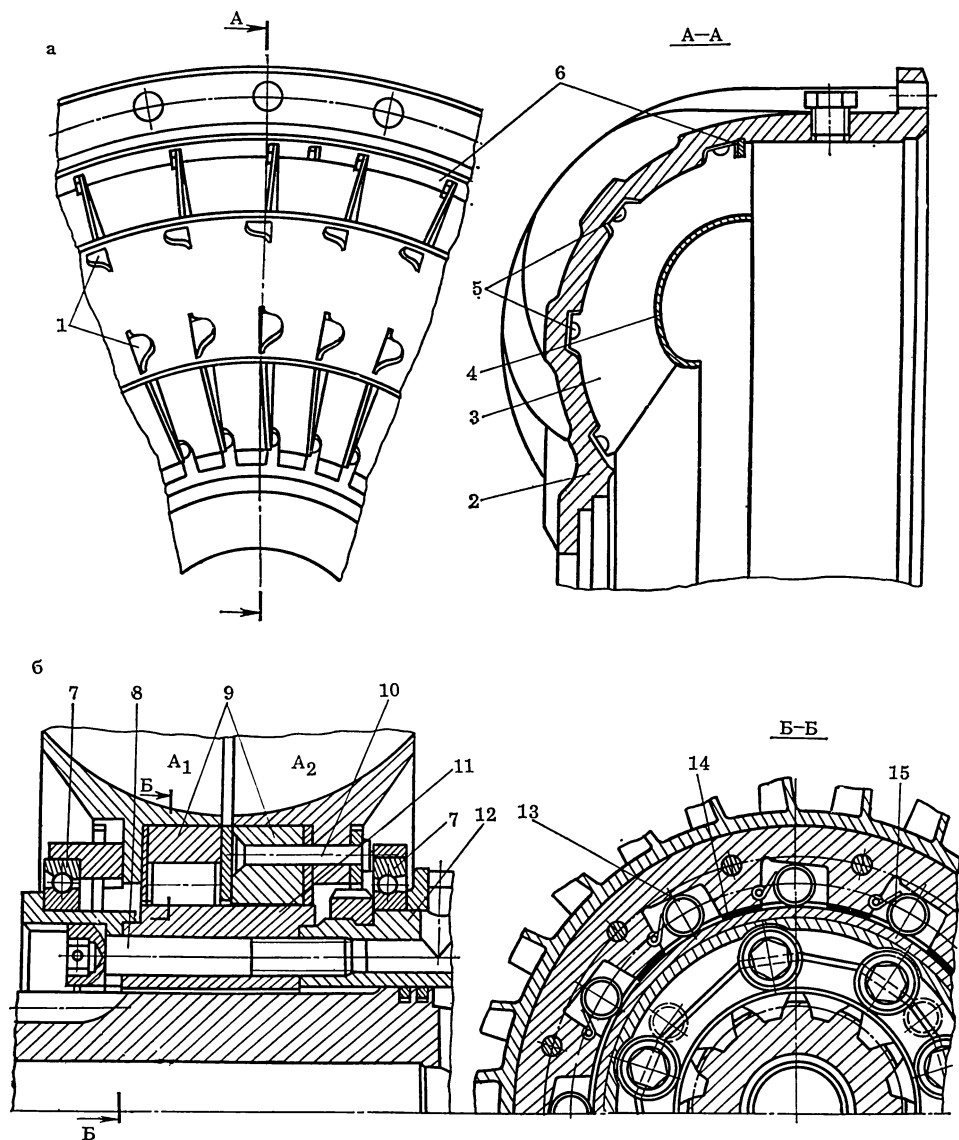


Рис. 4.3. Элементы конструкции гидротрансформатора:
а — сборное насосное колесо; б — опора колес направляющего аппарата

обычно из листовой стали толщиной 0,8...1 мм методом холодной штамповки. Лопатки имеют загнутые под углом 90° кромки, с помощью которых они точечной сваркой соединяются с чашей и тором колеса. Затем места соединения проплавляются. Такой спо-

соб применяется, в частности, при изготовлении насосного *H* и турбинного *T* колес гидротрансформаторов ЗИЛ (рис. 4.2, а). Иногда крепление лопаток осуществляется с помощью усиков, вставляющихся в соответствующие прорези чаши и тора. После сборки

усики отгибаются и для повышения жесткости места соединения пропаиваются.

Применяются также конструкции сборных лопастных колес, отдельные элементы которых выполнены различными способами. Чаша насосного колеса 2 (рис. 4.3, а) отлита из легкого сплава, а лопатки 3 и тор 4 изготовлены штамповкой из стальной ленты. Соединение лопаток с тором осуществлено с помощью отгибных усиков 1, а с чашей — с помощью выступов 5, входящих в соответствующие пазы на внутренней поверхности чаши. Дополнительно все лопатки удерживаются в чаше стопорным кольцом 6.

Опоры лопастных колес образуются с помощью ступиц, выполненных заодно с колесом или отдельно, и подшипников скольжения или качения. Могут применяться одновременно опоры различных типов. Ступица 3 (см. рис. 4.2) служит для соединения турбины с валом 18.

В гидротрансформаторе (см. рис. 4. 2, а) турбинное *T* и насосное *H* колеса установлены на подшипниках скольжения, воспринимающих как радиальные (2, 15), так и осевые нагрузки (2, 19). Осевая сила, создаваемая потоком жидкости в направляющем аппарате *A*, передается на ступицу 13 насосного колеса с помощью упорного подшипника 12.

Подшипники скольжения имеют меньшие размеры и выполняются в виде втулок или шайб из оловянных бронз марок Бр010С10, Бр010Ф1 или методами порошковой металлургии из антифрикционных металлокерамических или бронзографитовых композиций.

В гидротрансформаторе типа ЛГ-340 вал турбины 18 и насосное колесо *H* устанавливаются на подшипниках качения 23, 28 (см. рис. 4.2, б), а колеса направляющего аппарата имеют опоры в виде подшипников скольжения. Осевые силы воспринимаются бронзовыми шайбами 19, а радиальные на-

грузки, возникающие из-за дисбаланса колес аппарата, передаются внутренней поверхностью обоймы муфты свободного хода (рис. 4.3, б, 14). Для снижения трения указанная поверхность покрывается тонким слоем антифрикционного материала (баббитом). В гидротрансформаторах большой мощности осевые нагрузки передаются на опору направляющего аппарата 11 с помощью радиально-упорных подшипников 7.

Ступица насосного колеса 13 (см. рис. 4. 2), как правило, используется для привода переднего масляного насоса 20. Привод осуществляется с помощью торцевых шлицев, выполненных на ступице и входящих в соответствующие пазы ведущей шестерни 16 насоса.

Подача рабочей жидкости в круг циркуляции гидротрансформатора из системы охлаждения осуществляется по кольцевому каналу *Б* (см. рис. 4.2, а), образованному ступицей насосного колеса и трубчатой опорой направляющего аппарата. Далее масло через упорный подшипник поступает на вход в насосное колесо. Отвод масла для охлаждения производится на выходе из турбины по радиальным пазам в ступице турбины и далее по каналу *В* между валом турбины и опорой направляющего аппарата 17 и каналу в стенке картера к радиатору.

Установка колес направляющих аппаратов на муфтах свободного хода обеспечивает работу на режиме гидромукты. Переход на этот режим и обратно на режим трансформации осуществляется автоматически при определенном значении передаточного отношения.

В гидротрансформаторах чаще всего применяются роликовые муфты свободного хода, обладающие высокой нагрузочной способностью и износостойкостью (см. рис. 4.3, б). Наружные обоймы 9, соединенные со ступицами направляющих аппаратов *A*₁ и

A_2 с помощью заклепок 10, имеют пазы с профилированной поверхностью, в которых размещаются ролики 13 и пружины 15. Внутренняя обойма с цилиндрической рабочей поверхностью крепится болтами 8 к неподвижной опоре 12.

Обоймы муфт свободного хода изготавливают из сталей 20Х, 12Х2Н4А с последующей цементацией, закалкой и отпуском. Твердость рабочих поверхностей должна быть не менее HRC₅ 63...66. Для изготовления роликов применяются специальные стали ШХ6 или ШХ15, для пружин — 50ХГА или 50ХФА.

Блокировочная муфта представляет собой дисковое фрикционное устройство, размещаемое, как правило, в крышке гидротрансформатора. Число поверхностей трения обычно не превышает 2...4. Нажимное усилие на поверхностях трения создается давлением рабочей жидкости на поршень.

Входящая в конструкцию гидротрансформатора (рис. 4.2, б) блокировочная муфта состоит из корпуса, выполненного в крышке 6, двух ведущих и одного ведомого дисков 27, поршня 25 и ступицы ведомого диска 24. Ведущие диски с помощью прямобоковых шлицев соединены с крышкой, а ведомый диск — эвольвентными шлицами со ступицей, установленной на валу 18 турбинного колеса. Поршень 25 создает нажимное усилие на поверхностях дисков под давлением масла, которое подерживается внутри гидротрансформатора системой подпитки и охлаждения. Наружная и внутренняя цилиндрические поверхности поршня уплотняются чугунными кольцами. От проворачивания поршень удерживается с помощью торцевых зубьев, входящих в те же шлицевые пазы крышки, которые используются для соединения с ведущими дисками.

Выключение муфты осуществляется подводом более высокого давления, чем давление подпитки гидротрансфор-

матора, по системе каналов, выполненных в стенке картера и в опоре направляющего аппарата, и далее по радиальному и осевому отверстиям в вал 18 турбинного колеса через передний подшипник 28 во внутреннюю полость муфты. Ход поршня при выключении ограничивается упорным диском, установленным и закрепленным на пальцах 21 упругой муфты привода гидротрансформатора.

В некоторых конструкциях блокировочных муфт давление подпитки используется для возвращения поршня в исходное положение, а управляющее давление — для включения муфты.

4.3. Коробки передач ГМП

Общие сведения. Силовой диапазон современных гидротрансформаторов с КПД не ниже 80% составляет 1,6...2, что явно недостаточно и вызывает необходимость применения дополнительно механических коробок передач с числом ступеней 3...10.

Классификация коробок передач гидромеханических трансмиссий проводится: по типу редукторной части (вальная, планетарная или комбинированная); по числу степеней свободы (с двумя или тремя степенями свободы); по числу потоков, передающих мощность через ГМП (однопоточная, двухпоточная или многопоточная).

Широко применяются, особенно на грузовых автомобилях, ГМП с последовательным соединением отдельных узлов: блокируемого гидротрансформатора, сцепления и обычной коробки передач. Такого типа ГМП получили название ГСК (по первым буквам названий узлов, входящих в ее состав).

В ГМП легковых автомобилей применяются исключительно планетарные коробки передач, а в грузовых автомобилях наряду с планетарными широко представлены и вальные передачи.

В планетарных коробках передача мощности осуществляется одновремен-

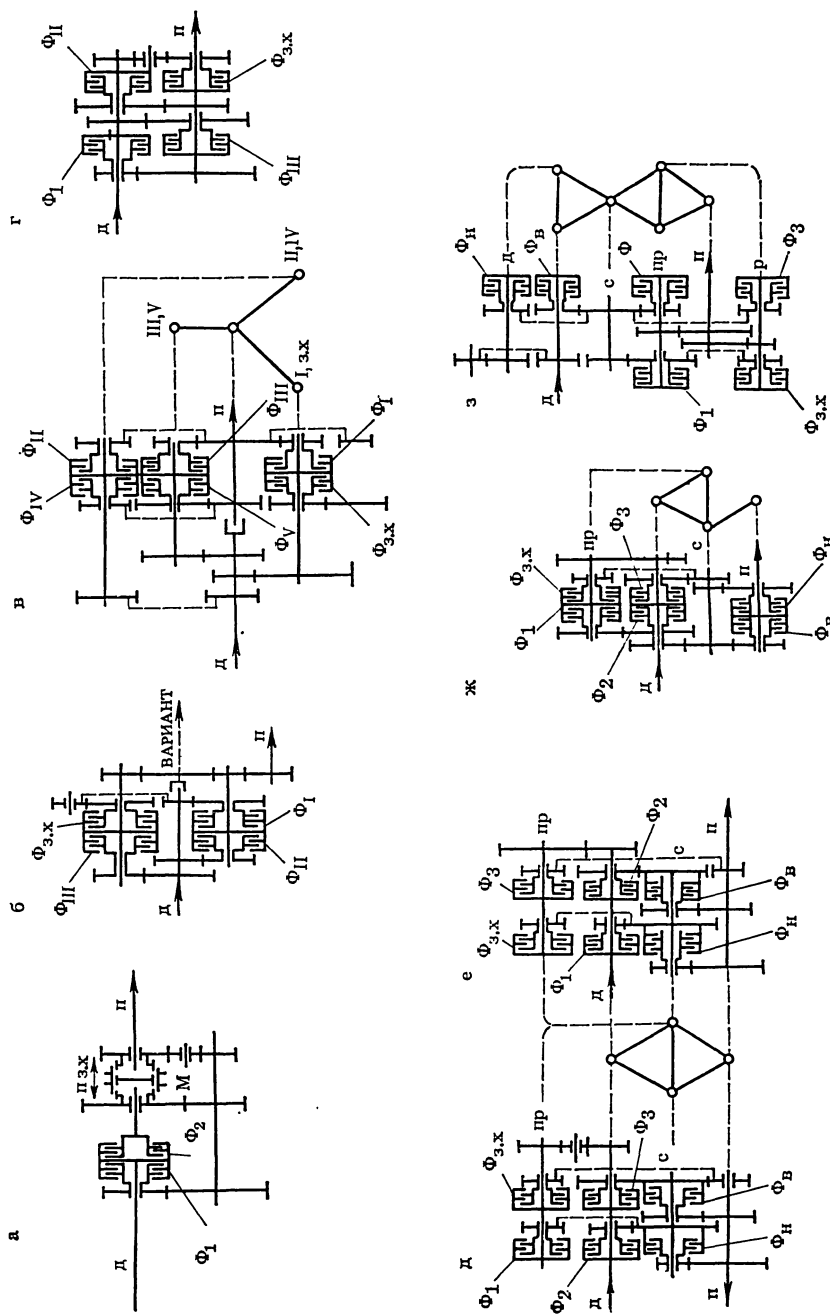


Рис. 4.4. Кинематические схемы валовых коробок передач

но несколькими потоками в соответствии с числом спутников, что способствует снижению нагруженности зубчатых колес и уменьшению размеров и материалоемкости передачи. Отсутствие радиальных нагрузок упрощает конструкцию опор центральных валов, а размещение зубчатых механизмов внутри фрикционных устройств обеспечивает компактность и малый продольный размер передачи. Использование указанных преимуществ планетарных передач позволило в наиболее совершенных конструкциях снизить удельную массу ГМП почти в два раза по сравнению с вальными.

Такие недостатки планетарных коробок передач, как повышенные сложность и стоимость изготовления зубчатых механизмов, соосное расположение входного и выходного валов, увеличенный продольный размер при большом числе передач (более четырех), привели к необходимости разработки вальных коробок передач, применяемых на грузовых автомобилях и автобусах.

Кинематические схемы коробок передач. Вальные коробки передач выполняются с соосным и несоосным расположением входного и выходного валов. Так как многодисковые муфты имеют большой осевой размер, выполнение соосной вальной коробки по классической схеме, применяемой в коробках передач механических трансмиссий, даже при небольшом числе передач приводит к увеличению продольного размера передачи, снижению жесткости валов и усложнению технологии выполнения каналов управления фрикционными муфтами. Отмеченные недостатки объясняют стремление размещать на одном валу не более двух муфт.

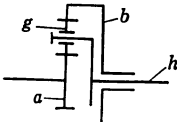
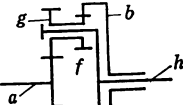
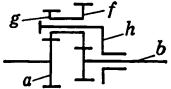
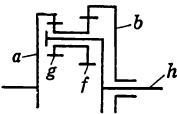
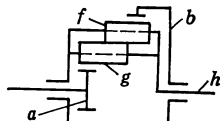
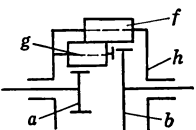
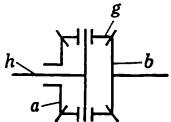
Наибольшую технологическую преемственность с соосными коробками передач механических трансмиссий имеет передача, схема которой показана на рис. 4.4, а, (число передач $2+1$). Обе фрикционные муфты размещены

в общем корпусе на входном валу. Такое расположение позволяет использовать муфты минимальных размеров, так как передаваемый ими крутящий момент в этом случае является наименьшим. Зубчатая муфта M при движении вперед постоянно находится в левом положении ($Л$). На понижающей передаче включена муфта Φ_1 ; на высшей (прямой) — Φ_2 . Для включения передачи заднего хода необходимо переключить зубчатую муфту в правое положение и включить фрикционную муфту Φ_1 . Таким образом, коробка передач имеет различное число степеней свободы: на понижающей передаче и передаче заднего хода — две; на прямой — одну.

Увеличение числа ступеней в соосных вальных коробках передач достигается применением нескольких промежуточных валов с расположением на них не более двух фрикционных муфт. Использование этого принципа в новой ГМП для городских автобусов позволило увеличить число передач до четырех ($3+1$). Эта передача может применяться как в соосном, так и несоосном вариантах (рис. 4.4, б). При трех промежуточных валах можно получить число передач $5+1$ (рис. 4.4, в). Обе рассмотренные схемы, обладающие двумя степенями свободы, имеют общий недостаток — отсутствие прямой передачи.

Несоосные вальные коробки передач также могут выполняться с двумя степенями свободы. На рис. 4.4, г показана схема 3-ступенчатой передачи, устанавливаемой на автомобилях-самосвалах особо большой грузоподъемности. Она отличается простотой, однако не позволяет получать большое передаточное число низшей передачи и передачи заднего хода, так как передаточное число пары зубчатых колес по условиям прочности не должно быть больше трех. При числе передач более четырех несоосные вальные коробки передач выполняются, как правило,

Табл. 4.1. Классификация трехвенных дифференциальных механизмов, используемых в трансмиссии автомобиля

Тип	Схема	Определение	Значение параметра P
A		Механизм с одновенцовыми сателлитами и разноименными зацеплениями	$-\frac{z_b}{z_a}$
B		Механизм с двухвенцовыми (блочными) сателлитами и разноименными зацеплениями	$-\frac{z_b}{z_a} \frac{z_g}{z_f}$
C	 	Механизм с двухвенцовыми сателлитами и одноименными зацеплениями — двумя внешними или двумя внутренними	$+\frac{z_b}{z_a} \frac{z_g}{z_f}$
D	 	Механизм с одновенцовыми парными сателлитами и разноименным зацеплением центральных колес То же, с одноименным зацеплением центральных колес	$+\frac{z_b}{z_a}$ $-\frac{z_b}{z_a}$
E		Механизм с коническими зубчатыми колесами и одновенцовыми сателлитами	$-\frac{z_b}{z_a}$

с тремя степенями свободы. В этом случае передача в принципе представляет сочетание двух последовательно соединенных несоосных коробок передач с двумя степенями свободы, выполненных в общем картере. В таких передачах выходной вал первой условной ко-

робки является входным валом второй условной коробки. Общее возможное число передач при этом равно произведению чисел передач в обеих условных коробках передач, а число фрикционных муфт — сумме этих чисел, в то время как для схем с двумя степенями

свободы число передач равно числу муфт. Этим объясняется уменьшение числа элементов управления в передачах с тремя степенями свободы по сравнению с передачами, имеющими две степени свободы при одинаковом числе передач. К примеру, коробка передач с тремя степенями свободы и числом передач $6+2$ может быть получена в двух вариантах: $(3+1) \times 2 = 6+2$; $2 \times (3+1) = 6+2$. Число элементов управления в обоих вариантах одинаково и равно шести. Для реализации аналогичного числа ступеней в передачах с двумя степенями свободы необходимо иметь восемь элементов управления, а при шести элементах управления можно получить число передач только $4+2$ или $5+1$.

Примеры схем несоосных передач с тремя степенями свободы приведены на рис. 4.4, *д...з*. Коробки передач (рис. 4.4, *д, ж*) выполнены по схеме $(3+1) \times 2$ и практически равнозначны. Отличие заключается в расположении фрикционных муфт второй условной коробки передач. На схеме рис. 4.4, *д* обе муфты второй условной коробки расположены на ее входном валу, а рис. 4.4, *ж* — на выходном валу.

Представленная на рис. 4.4, *з* ГМП выполнена по схеме $2 \times (3+1)$ и также обеспечивает шесть передач переднего и две — заднего хода. Достоинство схемы — наружное (относительно картера передачи) расположение фрикционных муфт, что облегчает доступ и техническое обслуживание этих наиболее сложных и изнашиваемых элементов. Недостатком схемы является относительно большое количество зубчатых колес и валов.

Редуктор планетарной коробки передач представляет собой сочетание нескольких простых трехзвенных зубчатых дифференциальных механизмов. В табл. 4.1 приведена классификация дифференциальных механизмов, рекомендованная Госстандартом СССР. В планетарных ГМП наиболее часто

применяются механизмы типов А и Д, значительно реже — механизмы типов В, С и Е.

Так же как и вальные, планетарные коробки передач выполняются по схемам с двумя и тремя степенями свободы. В передачах с двумя степенями свободы применяется одна фрикционная муфта, блокирующая звенья всех планетарных механизмов, что обеспечивает прямую передачу. Остальные фрикционные устройства являются тормозными (на кинематических схемах обозначены *T*) и выполняются в виде многодисковых муфт с неподвижным корпусом или в виде ленточных тормозов, применяемых в основном в ГМП легковых автомобилей.

На рис. 4.5, *а...в* приведены схемы коробок передач с двумя степенями свободы. В коробке передач легкового автомобиля (рис. 4.5, *а*) применены два однорядных дифференциальных механизма типа А. Понижающая передача и передача заднего хода включаются соответственно с помощью ленточных тормозов T_1 и T_2 . Высшая (прямая) передача достигается включением муфты Φ . Таким образом, число передач составляет $2+1$. На рис. 4.5, *б* показана схема передачи с числом ступеней $5+1$, предназначенной для грузовых автомобилей и автобусов. В этой передаче также применяются механизмы типа А и ленточные тормоза. Схема коробки передач (рис. 4.5, *в*), предназначенной для автомобилей высокой проходимости, служит примером применения двухрядного дифференциального механизма типа Д, который широко используется также и в ГМП легковых автомобилей (число передач $3+1$).

Большинство современных планетарных ГМП легковых и грузовых автомобилей выполняется по схемам с тремя степенями свободы. Широкое распространение получили коробки передач с двумя фрикционными муфтами на входе, что позволяет подводить мощность двигателя к различным

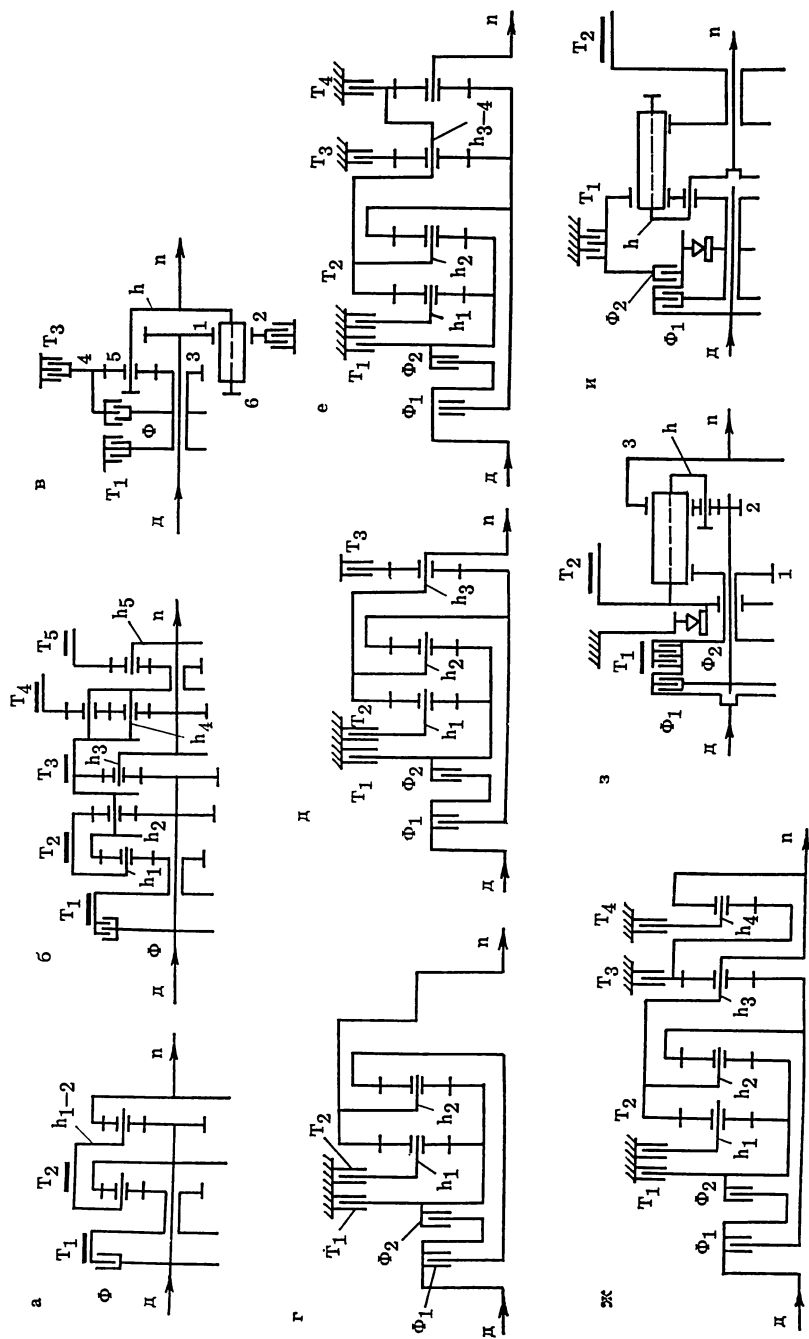


Рис. 4.5. Кинематические схемы планетарных коробок передач

звеньям дифференциального механизма. В результате увеличивается число вариантов использования одного и того же планетарного механизма и, следовательно, число передач. При этом на каждой понижающей передаче включается тормоз и одна из муфт. Прямая передача достигается одновременным включением обеих фрикционных муфт.

На рис. 4.5, *г...ж* приведены схемы семейства передач с тремя степенями свободы. Сравнение схем 5-ступенчатых коробок передач (рис. 4.5, *е, ж*) с аналогичной по числу передач схемой (рис. 4.5, *б*) показывает, что при одинаковом числе фрикционных устройств схема с тремя степенями свободы имеет на один дифференциальный механизм меньше. По схеме с тремя степенями свободы и с применением дифференциальных механизмов типа D выполнены коробки передач легковых автомобилей (рис. 4.5, *з, и*).

Другой вариант построения принципиальной схемы планетарной коробки передач с тремя степенями свободы представляет собой последовательное соединение двух условных коробок, каждая из которых имеет по две степени свободы. Такое построение имеют передачи, схемы которых показаны на рис. 4.6, *а, в, г*. В этих схемах выходной вал первой условной коробки является входным для второй на всех передачах. Особенностью схемы (рис. 4.6, *г*) является то, что первая и вторая условные коробки передач соединены не одним валом, а двумя, один из которых выполнен пустотелым.

Стремление повысить общий КПД гидромеханической трансмиссии привело к созданию двухпоточных передач, у которых мощность передается двумя параллельными потоками — гидравлическим и механическим. При этом за счет более высокого КПД механической ветви повышается общий КПД передачи. На рис. 4.6 *ж* приведена схема двухпоточной ГМП, разработанной для легковых автомобилей с

рабочим объемом цилиндров двигателя 1,2...2,0 л. На первой передаче вся мощность двигателя передается к коробке передач через гидротрансформатор по пустотелому валу турбины. На второй передаче часть мощности двигателя через муфту Φ_1 и внутренний вал подводится к дифференциальному механизму коробки передач. Другая часть подводится к этому же механизму через гидротрансформатор и полый вал. Оба потока суммируются с помощью дифференциального механизма, водило которого соединено с выходным валом. На третьей передаче планетарный механизм блокируется муфтой Φ_2 .

Двухпоточная ГМП (рис. 4.6, *д*) предназначена для городских автобусов. Дифференциальный механизм, установленный перед гидротрансформатором, используется для разделения мощности двигателя на два потока. Суммирование потоков осуществляется на входном валу коробки передач, с которым турбина гидротрансформатора соединяется с помощью муфты свободного хода. При включении тормоза T_1 ГМП превращается в чисто механическую передачу.

В двухпоточной передаче (рис. 4.6, *е*) для разделения потока мощности применяется однорядный дифференциал, установленный перед гидротрансформатором. Использование в ГМП гидротрансформатора обратного хода позволяет получить направление вращения турбины, совпадающее с направлением входного и выходного валов передачи. Сложение потоков мощности осуществляется с помощью второго дифференциального механизма. По двухпоточной схеме ГМП работает только при разгоне автобуса на первой передаче — включены Φ_1 и T_2 . При этом оба потока мощности суммируются на втором дифференциальном механизме. На второй (включены Φ_1 и T_1) и на третьей (включены Φ_1 и Φ_2) передачах ГМП пре-

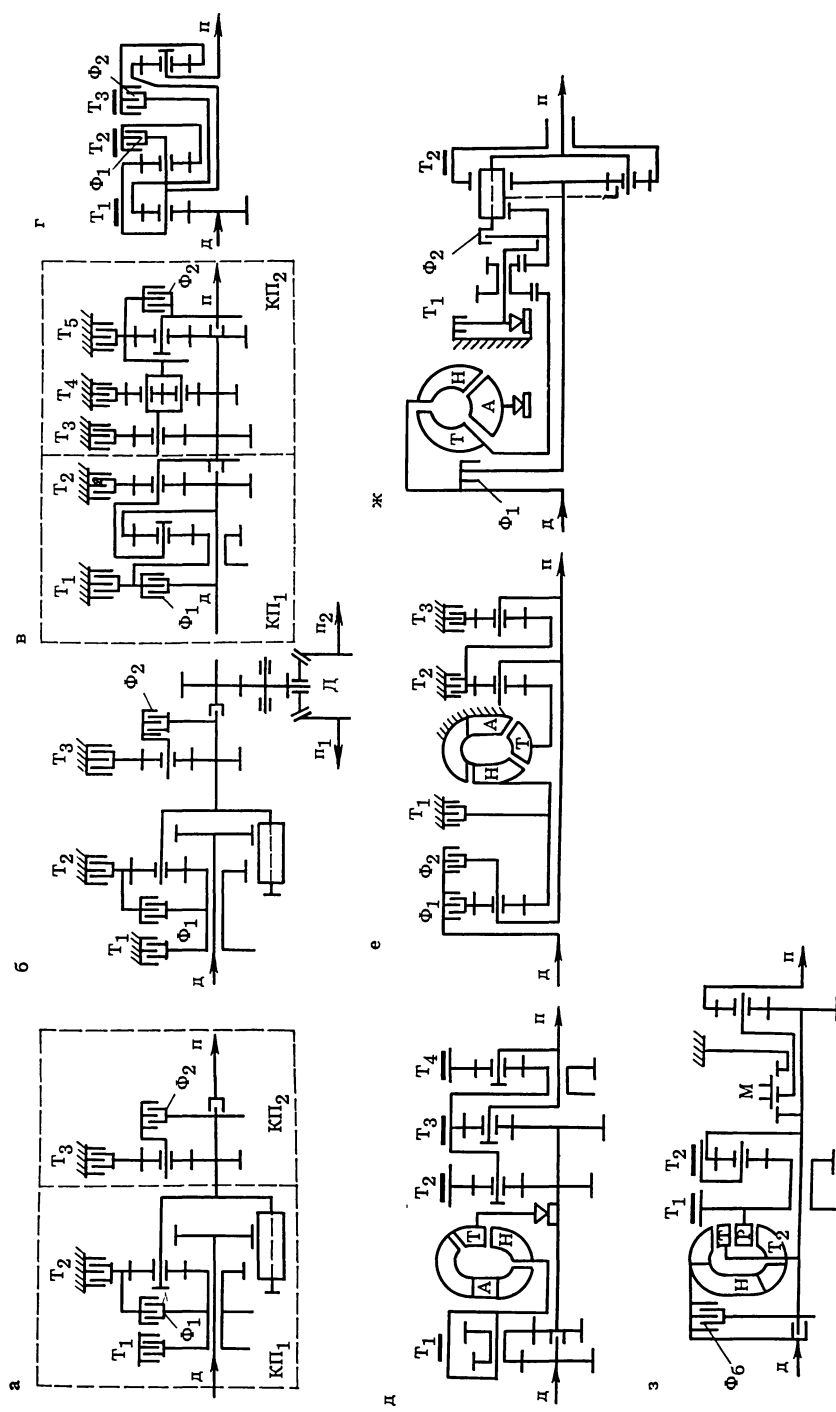


Рис. 4.6. Кинематические схемы планетарных и двухпоточных ГМП

вращается в чисто механическую. На передаче заднего хода ГМП работает так же, как на первой передаче, только вместо тормоза T_2 включен T_3 . ГМП обеспечивает достаточно эффективный режим торможения автомобиля, имеющий две ступени: на первой ступени включены Φ_1 , T_1 и T_2 , на второй — Φ_2 , T_1 и T_2 .

Все рассмотренные выше двухпоточные ГМП относятся к передачам с так называемым внешним разделением потока мощности. Принципиальное отличие ГМП с внутренним разделением состоит в том, что разделение потока мощности осуществляется внутри многоступенчатого гидротрансформатора по отдельным турбинным колесам, не связанным жестко между собой. Дальнейшее преобразование и суммирование потоков мощности осуществляется механическим путем с помощью дифференциальных механизмов. Примером такого рода ГМП может служить передача, предназначенная для городских автобусов (рис. 4.6, з). Входной вал передачи жестко связан с насосным колесом, впереди которого размещена блокировочная муфта Φ_6 . На первой передаче включен тормоз T_2 и мощность в гидротрансформаторе делится на два потока: один — от обоих турбинных колес передается на внутренний вал; а второй — от реактивной турбины P через полый вал подводится к солнечной шестерне первого дифференциала. Так как водило этого дифференциала заторможено, обратное вращение турбины P преобразуется в прямое вращение коронной шестерни, установленной на валу турбинных колес. Происходит суммирование обоих потоков и, далее, через заблокированный с помощью зубчатой муфты M второй дифференциальный механизм мощность поступает на выходной вал ГМП. Вторая передача включается автоматически путем включения тормоза T_1 и выключения тормоза T_2 при скорости движения, составляющей $0,35 v_{a \max}$. При

этом реактивная турбина останавливается и превращается в неподвижный направляющий аппарат. Мощность одним потоком через гидротрансформатор передается на выходной вал. Переход на третью передачу (прямую) осуществляется при скорости $0,7 v_{a \max}$ блокировкой гидротрансформатора с помощью фрикционной муфты и выключением тормоза T_1 . Передача заднего хода получается так же, как первая, только для реверсирования направления вращения зубчатая муфта M переключается в положение, при котором жестко соединяется с корпусом передачи водило второго дифференциала.

Четвертый возможный режим работы ГМП является тормозным. Включение тормоза T_2 приводит к ускоренному вращению реактивной турбины P в направлении, противоположном направлению вращения насосного колеса; одновременное включение блокировочной муфты позволяет полностью использовать тормозные свойства ДВС.

Конструктивные элементы коробок передач. Основными элементами коробок передач являются: картер, элементы управления, зубчатые передачи, валы с опорами.

Картеры изготавливаются литьем из чугуна марок СЧ 21, СЧ 24, а также из легких магниевых сплавов или алюминиевых марок АЛ 4, АЛ 9 с толщиной стенок 6...8 мм и имеют, как правило, разъемную конструкцию в целях облегчения изготовления и сборки. Для повышения жесткости устраиваются перегородки, внутренние и наружные ребра.

В нижней части картера выполняется горизонтальный разъем для крепления поддона, изготавливаемого штамповкой из малоуглеродистых сталей. В некоторых конструкциях поддон отливается вместе с картером. На переднем торце картера обрабатывается фланец для соединения его с картером гидротрансформатора.

На боковых сторонах картера, стенках и крышках могут выполняться окна для улучшения условий сборки и регулировки, а также для установки насосов, фильтров и других элементов системы управления. Кроме того, предусматриваются места для установки устройств контроля уровня и температуры рабочей жидкости, заливки и слива ее.

При разъемной конструкции картера механическая обработка отверстий под подшипники валов производится в сборе; предварительное центрирование отдельных частей картера осуществляется с помощью центрирующих буртиков или штифтов.

Элементы управления. В качестве элементов управления в современных вальных и планетарных коробках передач применяются работающие в масле многодисковые муфты и тормоза, а также ленточные тормоза.

Наибольшее распространение получили многодисковые муфты и тормоза с гидравлическим управлением, обладающие рядом преимуществ: высокой энергоемкостью, обеспечивающей передачу большой мощности при относительно малых размерах; гибкостью изменения момента трения, достигаемого простым изменением числа дисков; отсутствия необходимости в регулировке зазоров между поверхностями трения; одинаковой способностью передавать крутящий момент в любом направлении; отсутствием радиальных сил, нагружающих валы и их опоры при передаче крутящего момента; высокими быстродействием и КПД гидравлических цилиндров, создающих нажимное усилие на поверхности трения.

К недостаткам многодисковых фрикционных устройств относится невозможность полного выключения и, как следствие, необходимость в постоянном подводе рабочей жидкости к поверхностям трения для смазки и охлаждения, что снижает общий КПД ГМП, усложняет ее конструкцию и по-

вышает требования к системе смазки.

На рис. 4.7, а представлена типичная конструкция фрикционной муфты вальной коробки передач. Корпус муфты 1 установлен на валу 10 и соединен с ним шпоночным соединением. Поршень 4 передает нажимное усилие на пакет ведущих и ведомых дисков 5, перемещение которых в осевом направлении ограничивается упорным диском 7. Ведущие стальные диски с помощью прямобочных шлицев, входящих в соответствующие продольные пазы корпуса, воспринимают от него крутящий момент и передают его за счет сил трения на ведомые диски, установленные на эвольвентных шлицах ведомого барабана 9, выполненного заодно с зубчатым колесом. Посадочные поверхности поршня в цилиндре уплотняются с помощью разрезных чугунных колец 3; на наружной поверхности установлены два таких кольца. Возвращение поршня в исходное положение при выключении муфты осуществляется цилиндрическими пружинами 8. С целью сокращения времени выключения в корпусе имеется дроссель 2, выполненный в виде резьбовой пробки с отверстием диаметром 1,5...2 мм и обеспечивающий постоянное соединение полости цилиндра с атмосферой. При выключении основная масса рабочей жидкости выбрасывается наружу через дроссель и только некоторая ее часть выдавливается по каналу управления на слив. Упорный диск жестко соединен с корпусом в осевом направлении с помощью прямоугольных выступов, входящих в кольцевой паз, выполненный на шлицах корпуса (см. рис. 4.7, б). Поэтому осевые силы уравновешены внутри фрикциона и не передаются на соседние узлы. Шпонка 6, входящая одновременно в продольные пазы корпуса и упорного диска, удерживает последний от проворачивания. Сама шпонка прикреплена к упорному диску с помощью болта.

Масло под давлением подводится к

цилиндру муфты по системе каналов 11 в корпусе ГМП, крышке подшипника 12 и в вале 10. Узел подвода масла от крышки к валу уплотняется с помощью чугунных колец 13 по два с каждой стороны радиального отверстия. Для уменьшения интенсивности изнашивания мест контакта с уплотнительными кольцами в крышку запрессована стальная втулка 14 с закаленной до высокой твердости внутренней поверхностью.

В случае расположения на одном валу двух муфт их часто выполняют в одном корпусе. При этом за счет объединения ступиц уменьшается общая длина вала и продольный размер передачи. На рис. 4.7, б показана конструкция двойной муфты, унифицированной по основным деталям с муфтой, конструкция которой рассмотрена выше. Помимо канала управления 11 на разрезе вала показан канал 12, по которому подводится рабочая жидкость для смазывания поверхностей трения муфты и подшипников. С этой целью по радиальным отверстиям в вале и торцевым пазам на ступице корпуса фрикциона масло подается к подшипникам и через отверстия в ведомом барабане 9 к дискам фрикциона.

Существенным недостатком фрикционных муфт с гидравлическим управлением является зависимость момента трения от угловой скорости вращения. Давление от действия центробежных сил жидкости, находящейся внутри силового цилиндра, на высоких скоростях вращения приводит к значительному увеличению нажимного усилия и, как следствие, более быстрому включению муфты по сравнению с включением на низких скоростях. Переключение передач при этом сопровождается рывками автомобиля и высокими динамическими нагрузками в трансмиссии. Кроме того, для преодоления центробежных сил жидкости при выключении муфты приходится повышать жесткость отжимных пружин, что при-

водит к необходимости повышать давление управления для создания требуемого нажимного усилия на поверхностях трения при включении.

В конструкции муфты (рис. 4.7 в) снижение влияния центробежных сил жидкости на нажимное усилие достигается уменьшением размеров поршня. Для создания требуемого усилия на поверхностях трения применена рычажная система усиления. Поршень 4 передает усилие на нажимной диск 19 через рычажки 21, верхний конец которых опирается на корпус 1 фрикциона; передаточное число механического усилия — 2. К особенностям конструкции фрикциона относится также установка зубчатого колеса 20 непосредственно на корпусе муфты, что оказалось возможным благодаря уменьшенному наружному диаметру поршня. Применена также система разводки дисков, включающая цилиндрические пружинки 17, установленные на шплинтах 18 в промежутках между ведущими дисками. Усилие, действующее на упорный диск 7, передается на корпус муфты с помощью стопорного кольца 16. В муфте рассматриваемой конструкции максимальное усилие от центробежных сил жидкости может составлять до 30 % нажимного усилия, обеспечиваемого давлением управления, что вызывает соответствующее изменение коэффициента запаса. В целях исключения влияния центробежных сил жидкости в конструкции муфты планетарной коробки передач (рис. 4.7, г) полость между поршнем 4 и неподвижным диском 22 заполнена маслом, которое постоянно подается по радиальным каналам 15 из системы смазки ГМП. Так как площади поверхностей поршня и неподвижного диска одинаковы, поршень оказывается уравновешенным от действия центробежных сил жидкости, что обеспечивает постоянство коэффициента запаса муфты.

В планетарных коробках передач тормозные устройства размещаются

либо непосредственно над дифференциальным механизмом передачи, либо над муфтой, без увеличения продольного размера ГМП. На рис. 4.7, а представлен последний вариант размещения дискового тормоза, корпус 24 которого одновременно служит опорой для корпуса 1 муфты. Канал управления 11 муфтой также выполнен в корпусе 24. На поршне 4 тормоза, так же как и на поршне муфты, установлены манжетные резиновые уплотнения 14, обеспечивающие полную герметичность силового цилиндра. Перемещение поршня через втулку 25 передается на отжимные пружины 8. Направляющей для втулки служит стяжной болт 23. Ведущие диски тормоза установлены на эвольвентных шлицах, выполненных непосредственно на корпусе муфты 1, упорный диск 7 которой одновременно является элементом водила дифференциала 27. Неподвижные диски тормоза установлены также на эвольвентных шлицах наружного барабана 26, выполненного заодно с упорным диском. Охлаждение и смазывание поверхностей трения тормоза осуществляется тем же маслом, которое подводится к муфте.

Для изготовления корпусов муфт и барабанов применяются конструкционные стали 45, 50, 60 или 40Х и другие, обеспечивающие после термообработки твердость поверхностей шлицев 34...40 HRC₃. Корпуса тормозов отливаются из чугуна СЧ 21, СЧ 24 для легких сплавов типа АЛ 4, АЛ 9.

Ведущие диски (установленные в корпусе) из высокоуглеродистых сталей марок 40, 50, 60Г или стали 12Х2Н4А выполняются с плоской, конусной или гофрированной формами поверхности. Применение дисков конической (с углом конуса 25...30') и гофрированной форм (с глубиной гофра 0,2...0,25 мм) предусмотрено ОН 025 314—68. Диски таких форм позволяют повышать плавность включения.

Ведомые стальные диски выполняются плоскими и, как правило, облицованы накладками из фрикционных материалов для улучшения характеристик процесса буксования. К материалу фрикционных накладок предъявляются особые требования: высокий и стабильный коэффициент трения; необходимые теплоемкость, теплопроводность, износостойкость и плавность включения, а также прочность соединения с диском.

Наиболее широко применяются металлокерамические фрикционные материалы на медной или железной основе, которые обладают стабильным коэффициентом трения и высокой износостойкостью, не вызывают задиров и схватывания с сопряженной поверхностью, допускают высокие нагрузки. Металлокерамические материалы изготавливаются из смеси металлических порошков и некоторых других материалов прессованием под давлением 100...600 МПа с последующим спеканием с металлической основой при температуре плавления основного компонента. Толщина слоя составляет 0,25...3,0 мм. В состав металлокерамики входят медь, железо, олово, свинец, цинк, графит, а также некоторые другие материалы. Примерный состав металлокерамики на медной основе (массовая доля, %): Cu — 60...70; Zn — 5...10; Fe — 5...10; Pb — 5...15; Sn — до 2; графит — 5...7; Si и другие абразивные материалы — 2...3

В качестве фрикционных материалов применяются также бумажные, бумажные с добавкой графита композиции и графитизированные пластмассы.

Бумажные композиции характеризуются высоким и стабильным коэффициентом трения и состоят из целлюлозного и асбестового волокна и фенольных смол, имеют пористую структуру и высокую податливость, что способствует повышению плавности включения. При добавлении к бумажной композиции чешуйчатого графита

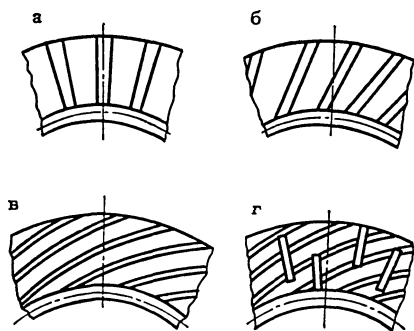


Рис. 4.8. Системы смазочных каналов на поверхностях дисков

повышается теплопроводность фрикционной накладки и ее энергоемкость.

Накладки из графитизированной пластмассы формируются из графитового порошка в смеси с оксидными или фенольными смолами. Этот пористый материал обладает более высокой энергоемкостью, чем бумажные композиции, но меньшим коэффициентом трения.

Рабочие поверхности дисков с фрикционными накладками имеют систему каналов, улучшающих подвод масла к поверхности трения. Проходящая по системе каналов рабочая жидкость восстанавливает масляную пленку на поверхностях трения, которая нарушается в процессе буксования фрикциона вследствие высоких контактных температур и давлений; удаляет продукты изнашивания; охлаждает диски как в процессе буксования фрикционного устройства, так и после его окончания.

Работа фрикциона носит циклический характер и сопровождается интенсивным повышением температуры поверхностей трения при включении и постепенном охлаждении их по окончании процесса буксования за счет отвода тепла. Если за промежуток времени между включениями диски не успевают остыть до начальной температуры, максимальная и средняя температуры поверхностей трения будут возрастать с каждым последующим

включением и могут достичь недопустимо высоких значений, что приведет к короблению дисков и выходу фрикциона из строя. Поэтому подача масла к поверхностям трения должна быть достаточной не только для восстановления масляной пленки, но и для охлаждения дисков за период времени между включениями фрикционного устройства.

На рис. 4.8 представлены различные системы смазочных каналов. Диски с радиальными (рис. 4.8, а) и наклонными (рис. 4.8, б) канавками способствуют образованию масляного клина, вызывающего снижение коэффициента трения, но при этом обеспечивается эффективное охлаждение и уменьшается скорость изнашивания вследствие хорошего подвода масла к поверхностям трения. Устройство каналов в виде спирали (рис. 4.8, в) способствует увеличению коэффициента трения, но ухудшению условий охлаждения. Лучшие результаты достигаются применением дисков (рис. 4.8, г), имеющих спиральные и несквозные радиальные каналы. Такая форма каналов рекомендуется для тяжело нагруженных тормозов и фрикционов. Каналы выполняются шириной и глубиной 0,5...0,7 мм.

4.4. Системы управления ГМП

Система управления предназначена для питания и охлаждения гидротрансформатора, управления фрикционными устройствами передачи, смазывания и охлаждения узлов ГМП. В общую систему управления входят: система подпитки и охлаждения гидротрансформатора; система переключения передач; система смазки. В случае применения гидродинамического тормоза — замедлителя управление им также входит в функции общей системы. В указанных подсистемах, как правило, применяют общие рабочую жидкость, емкости, охладители, насосы и фильтры. Приме-

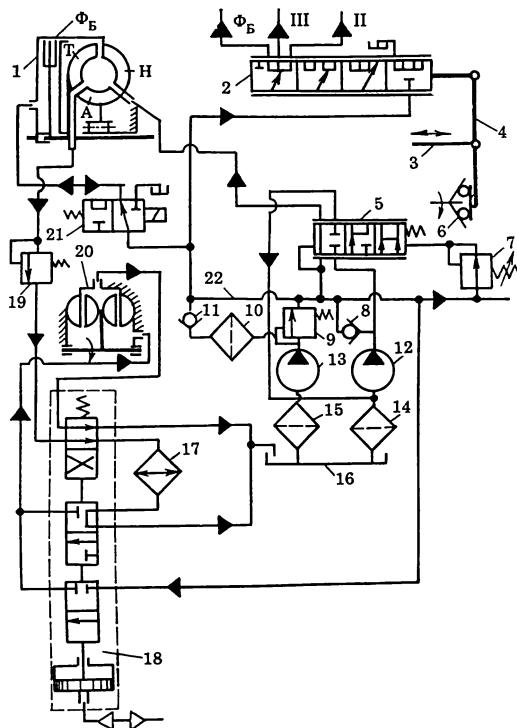


Рис. 4.9. Схема гидравлической системы управления ГМП «Львів-3»

ром такой системы может служить система управления ГМП «Львів-3», предназначенной для установки на городских автобусах ЛИАЗ-677Д, ЛАЗ-4202, «Икарус-200».

ГМП состоит из четырехколесного комплексного гидротрансформатора, 3-ступенчатой коробки передач, гидродинамического замедлителя и системы управления. Кинематическая схема ГМП приведена на рис. 4.4, б, а принципиальная схема гидравлической части системы управления — на рис. 4.9. Давление рабочей жидкости в главной магистрали 22 создается и поддерживается передним 12 и задним 13 насосами, регулятором главного давления 5 и регулятором режима давления 7. Рабочая жидкость из поддона 16 картера ГМП через фильтры 14 и 15 поступает во всасыва-

ющие полости насосов. Передний насос подает масло через обратный клапан 8 в главную магистраль, а задний насос — через фильтр 10 тонкой очистки и обратный клапан 11. В случае засорения фильтра и повышения давления в нагнетательной полости заднего насоса масло поступает от него в главную магистраль через предохранительный клапан 9.

Главное давление поддерживается регулятором 5, работа которого состоит в следующем. Если суммарная подача насосов мала (движение с малой скоростью при низкой частоте вращения двигателя), давление в главной магистрали поддерживается перепуском избытка масла в систему охлаждения гидротрансформатора 1 (положение золотника регулятора 5 при этом соответствует левой позиции на схеме).

Если давление в системе растет вследствие повышения суммарной подачи насосов, золотник регулятора главного давления перемещается еще дальше и открывает сливной канал, возвращающий избыток масла во всасывающую полость переднего насоса (этому положению соответствует средняя позиция на схеме).

При движении с высокими скоростями, т. е. при максимальной подаче насосов, дальнейшее перемещение золотника регулятора приводит к непосредственному соединению нагнетательной полости переднего насоса с его всасывающей полостью при помощи сливного канала (правая позиция на схеме). Давление в главной магистрали в этом случае закрывает обратный клапан 8 и происходит полное отключение переднего насоса. Питание всей системы обеспечивается на таких режимах только задним насосом.

Давление масла, подведенного к торцу регулятора 5 со стороны пружины, переменное и повышается по мере увеличения открытия поворота рычага топливного насоса двигателя. Это достигается за счет увеличения на-

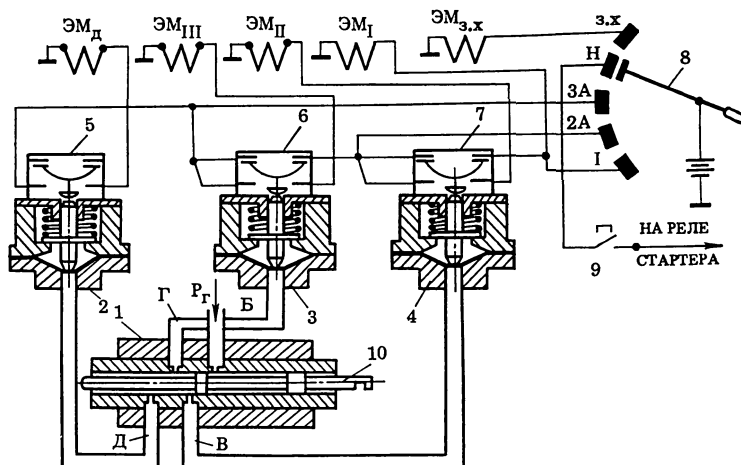


Рис. 4.10. Схема автоматического переключения ГМП «Львів-3»

тяга пружины регулятора 7 при нажатии на педаль подачи топлива. При отпущенной педали, т. е. на холостых режимах работы двигателя, давление на выходе регулятора 7 равно нулю. Таким образом, в рассматриваемой системе главное давление регулируется в соответствии с положением педали подачи топлива и на рабочих режимах изменяется в пределах 0,39...0,68 МПа. Принятый способ регулирования главного давления обеспечивает снижение затрат мощности на привод насосов системы и их изнашивание, повышение общего КПД передачи и плавности при переключении передач.

Переключение передач и управление блокировочной фрикционной муфтой Φ_6 в ГМП осуществляется с помощью автоматического устройства, используемого для определения момента и направления переключения два параметра: скорость движения и положение педали подачи топлива. Измерение скорости осуществляется центробежным регулятором 6, установленным на промежуточном вале ГМП. Изменение скорости вращения вала передается на нижний конец дифференциального рычага 4, который соединен верхним кон-

цом с золотником переключающего клапана 2, а в своей средней части — тягой 3 с педалью подачи топлива таким образом, что при увеличении подачи топлива рычаг перемещается вправо, а при уменьшении — влево. В результате положение верхнего конца дифференциального рычага и, следовательно, золотника переключающего клапана определяется одновременно как скоростью движения, так и положением педали подачи топлива. При перемещении золотника 10 (см. рис. 4.10), вызванного повышением скорости движения или отпуском педали подачи топлива, последовательно соединяются каналы В, Г и Д с главным давлением, подведенным к переключающему клапану по каналу Б. При положении золотника, изображенном на рисунке, каналы В, Г и Д соединены со сливом, поэтому толкатели в диафрагменных камерах 2, 3 и 4 под действием пружин занимают нижнее положение, а в микропереключателях 5, 6 и 7 замкнуты между собой верхние пары контактов. Если в результате перемещения золотника переключающего клапана какой-либо из каналов соединяется с главной магистралью, под действием давления рабочей жидкости диафрагма в соот-

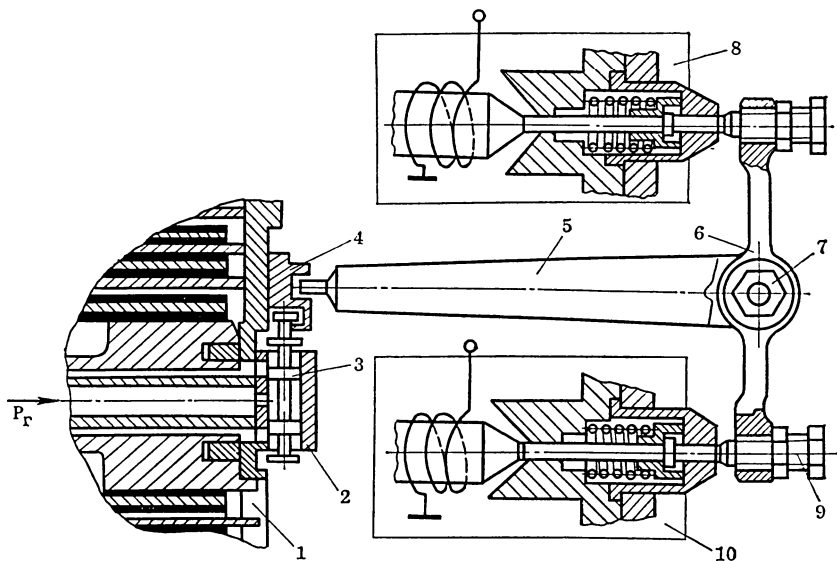


Рис. 4.11. Привод управления периферийными золотниками ГМП «Львів-3»

ветствующей камере поднимается вверх и через толкатель воздействует на микропереключатель, в котором происходит размыкание верхних контактов и замыкание нижних. С помощью этих контактов осуществляется управление электромагнитами привода управления периферийными золотниками фрикционных муфт ГМП, показанного на рис. 4.11.

На наружной цилиндрической поверхности корпуса двойной фрикционной муфты 1 закреплены три периферийных клапана 2, золотники 3 которых соединены с кольцом 4, имеющим возможность перемещаться вдоль оси муфты. Привод, обеспечивающий перемещение кольца 4, включает два электромагнита 8 и 10, коромысло 6 и вилку 5. При включении одного из электромагнитов, установленных снаружи картера ГМП, перемещение сердечника передается через шток и регулировочный болт 9 на коромысло 6, которое поворачивается вместе с валом 7, установленным в опорах картера передачи. На внутреннем участке вала, находящемся внутри картера передачи, жест-

ко закреплена вилка 5, концы которой входят в паз кольца 4. Поэтому поворот коромысла вызывает перемещение кольца и, следовательно, золотников периферийных клапанов из нейтрального положения в одно из двух крайних. За счет этого перемещения главное давление их канала, выполненного в промежуточной стенке корпуса муфты, подводится в цилиндр соответствующей муфты. В нейтральном положении цилиндры обеих муфт соединены со сливом. Точность установки золотников периферийных клапанов в нейтральное положение достигается с помощью регулировочных болтов коромысла.

Для того чтобы начать движение, водитель перемещает контроллер 8 (см. рис. 4.10) из нейтрального положения *Н* в положение *ЗА*. При этом через верхние контакты микропереключателей 6 и 7 запитывается от сети автобуса электромагнит $\mathcal{E}M_1$, которым осуществляется включение первой передачи. С появлением скорости движения начинается перемещение золотника переключающего клапана влево и

при определенном ее значении рабочая жидкость из главной магистрали начнет поступать в канал *В*, в результате чего последует переключение контактов в микропереключателе 7 с верхних на нижние: разрывается цепь питания электромагнита первой передачи и запитывается электромагнит ЭМ_П. Происходит переключение на вторую передачу. При дальнейшем росте скорости возможен подвод главного давления в канал *Г*, а затем и *Д*. Произойдет последовательное включение третьей передачи, а далее с помощью клапана 21 (см. рис. 4.9) и блокировка гидротрансформатора. Переключение на низшие передачи и разблокирование гидротрансформатора происходит в обратной последовательности при снижении скорости движения или увеличении подачи топлива (или одновременном изменении этих параметров в указанных направлениях).

В положении 2А контроллера система осуществляет автоматическое переключение только первой и второй передач. В положении 1 или 3Х принудительно включается только первая передача или передача заднего хода; всякие переключения передач исключаются. В нейтральном положении контроллера все электромагниты обесточены; только в этом положении возможен запуск двигателя стартером с помощью кнопки 10.

В ГМП применена открытая система подпитки и охлаждения гидротрансформатора, характерным признаком которой является слив рабочей жидкости после ее охлаждения в общую емкость с открытой поверхностью (поддон картера передачи) (см. рис. 4.9). Основными элементами системы являются: гидротрансформатор 1, на вход которого подается масло от регулятора главного давления; клапан слива 19, поддерживающий давление на выходе гидротрансформатора в пределах 0,28...0,3 МПа, охладитель 17. В охладитель масло поступает через клапан

18 управления замедлителем 20, после чего сливается в поддон 16.

Двухполостный гидродинамический замедлитель развивает при частоте вращения 2000 мин⁻¹ тормозной момент в 2000 Н·м (на выходе ГМП). Водитель осуществляет включение замедлителя с помощью крана (на схеме не показан). Воздух из тормозной системы подается в пневмоцилиндр клапана управления замедлителем. При этом золотник клапана перемещается в крайнее верхнее положение (по схеме) и рабочая жидкость из главной магистрали поступает в полость замедлителя. Гидротрансформатор при этом с помощью клапана 18 отключен от охладителя и соединен со сливным каналом. Нагретая рабочая жидкость из замедлителя через клапан 18 поступает в охладитель, а затем опять через клапан возвращается в замедлитель. Замедлители разгружают основную тормозную систему и способствуют повышению срока службы тормозных накладок в 4...7 раз в зависимости от условий эксплуатации.

4.5. Типовые конструкции гидромеханических передач

ГМП автомобиля представляет собой единый агрегат, все конструктивные элементы которого объединены в общем картере. В целях упрощения изготовления и сборки передачи общий картер выполняется разъемным. При этом каждая его часть служит картером отдельных элементов передачи: гидродинамической передачи, коробки передач и системы управления.

На рис. 4.12 представлена конструкция ГМП, устанавливаемой на легковых автомобилях высшего класса. Передача включает трехколесный комплексный гидротрансформатор, 2-ступенчатую планетарную коробку передач и систему управления с автоматическим переключением передач; каждый из этих узлов размещается в

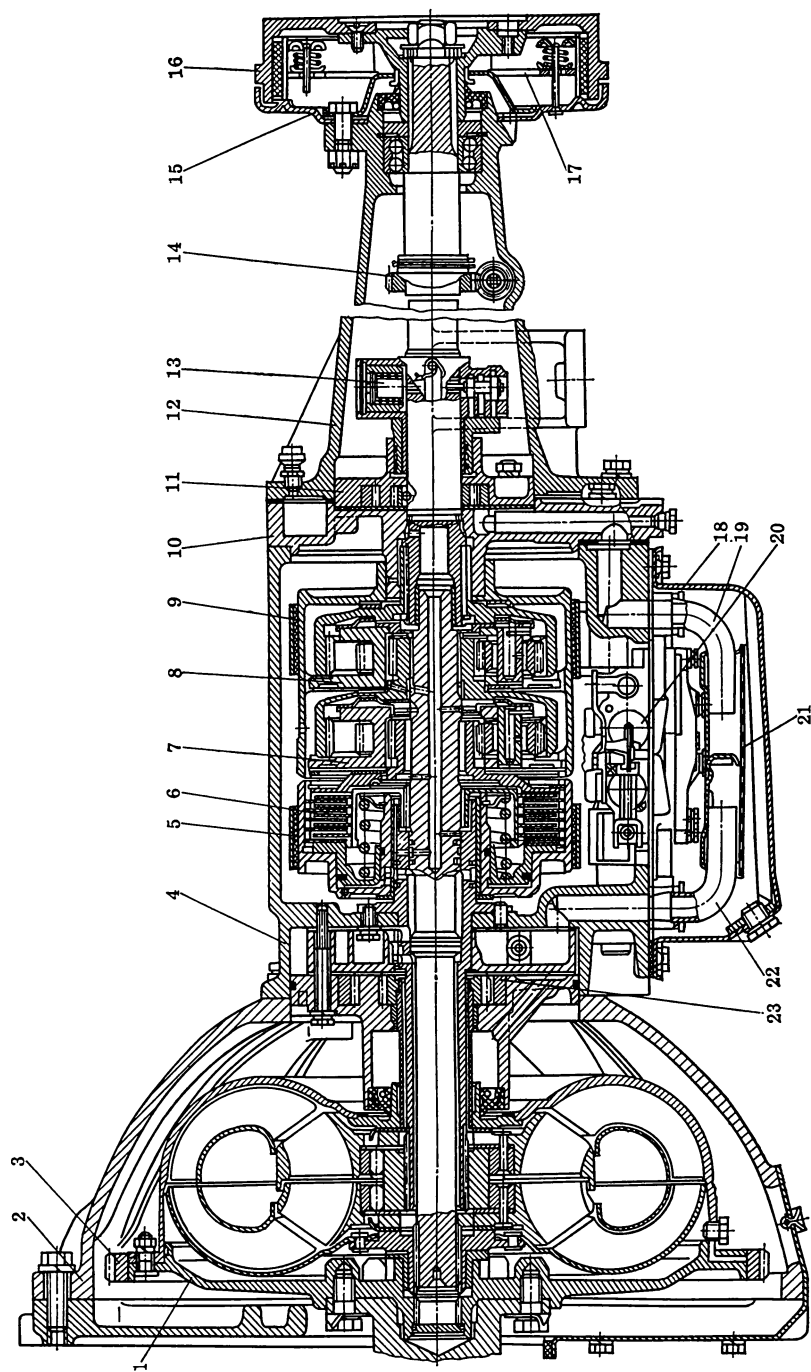


Рис. 4.12. Конструкция ГМП легкового автомобиля

отдельных картерах, соединенных между собой.

Картер 2 гидротрансформатора соединяется с картером двигателя, а крышка 1 — с фланцем коленчатого вала. На крышке установлен зубчатый венец 3 для пуска двигателя стартером.

В картере 4 коробки передач размещаются зубчатый механизм с фрикционными устройствами и элементы системы управления. Зубчатый механизм представляет собой два одновальных дифференциала 7 и 8, управляемых с помощью ленточных тормозов 5, 9 и многодисковой муфты 6. К задней съемной стенке 10 картера коробки передач крепится корпус масляного насоса 11 и задняя крышка картера 12. В полости задней крышки установлен датчик скорости движения 13 системы автоматического переключения передач и червячный механизм 14 привода спидометра. На фланце 17 выходного вала установлен барабан 16 стояночного тормоза, суппорт 15 которого жестко соединен с задней крышкой.

Картер снизу закрыт поддоном 18, являющимся емкостью для масла и внутри которого размещаются маслоприемник 21 и блок клапанов 20 гидравлической системы управления ГМП. Маслоприемник соединяется трубами 22 и 19 с всасывающими каналами переднего 23 и заднего 11 масляных насосов передачи.

Цилиндры управления ленточными тормозами выполнены вместе с картером. Предусмотрена регулировка зазора между тормозным барабаном и лентой тормозов с помощью регулировочных болтов.

Охлаждение рабочей жидкости гидротрансформатора осуществляется в водомасляном радиаторе, установленном на двигателе. Из радиатора охлажденное масло поступает в систему смазки.

Управление ГМП осуществляется с помощью кнопочного переключателя, установленного на щитке приборов и

соединенного тросом с золотником распределителя ручного управления в блоке клапанов 20. Четыре кнопки переключателя обозначены: *П* — понижающая передача; *Д* — движение; *Н* — нейтральное положение и *З.Х* — задний ход и позволяют водителю выбирать любой из указанных режимов работы ГМП. С помощью кнопки *Д* выбирается режим движения с автоматическим переключением обеих передач переднего хода. Кнопкой *П* пользуются только для включения понижающей передачи для движения в тяжелых дорожных условиях. Кнопки *Н* или *З.Х* обеспечивают соответственно нейтральное положение в коробке передач или включение передачи заднего хода.

Конструкции ГМП грузовых автомобилей отличаются значительно большим разнообразием, объясняемым спецификой и широтой требований, которые предъявляются к трансмиссии этого типа машин условиями эксплуатации. Так как удовлетворить все требования в одной ГМП практически сложно и экономически нецелесообразно, основным направлением в развитии конструкции является разработка семейства ГМП на основе блочного (модульного) принципа. Основная идея заключается в том, что все необходимые варианты семейства получаются путем присоединения к главному блоку дополнительных, обеспечивая тем самым необходимое сочетание различных характеристик в одной ГМП.

Например, в семействе планетарных ГМП (рис. 4.13) для грузовых автомобилей используется шесть блоков: гидротрансформатор 1, гидрозамедлитель 2, 2-ступенчатый входной редуктор 3, главный блок 4, выходной редуктор 5 и задний корпус 6. Главный блок представляет собой 3-ступенчатый редуктор, конструкция которого разработана для условий массового производства. Присоединение к главному редуктору дополнительных позволяет получать четыре варианта ГМП

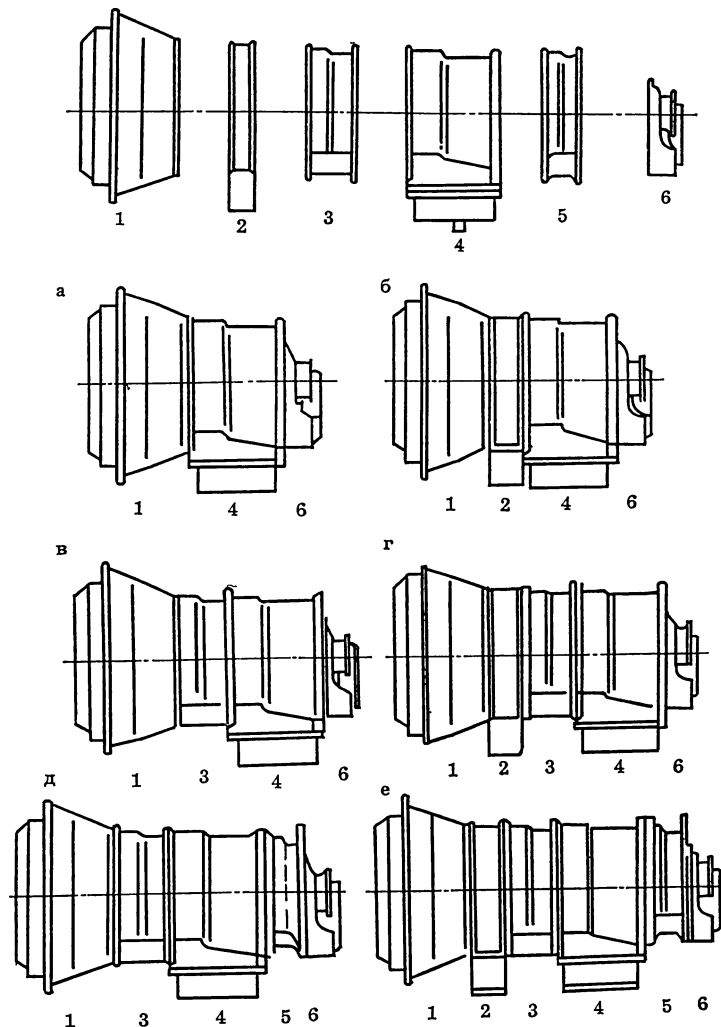


Рис. 4.13. Модульный принцип создания семейства ГМП

без замедлителя (3-ступенчатую — рис. 4.13, а; 4- и 6-ступенчатые — рис. 4.13, в; 7-ступенчатую — рис. 4.13, д) и столько же с замедлителем (рис. 4.13, б, г, е).

Первый блок выпускается с различного типа блокируемыми гидротрансформаторами, позволяющими использовать все варианты ГМП как с дизельными, так и карбюраторными

двигателями мощностью 123...235 кВт. В результате область применения семейств ГМП включает грузовые автомобили общетранспортного и специального назначения, городские и междугородные автобусы.

Следует отметить, что конструкция дополнительных блоков, устанавливаемых только на некоторых моделях семейства ГМП, должна отвечать тре-

бованиям мелкосерийного производства.

Применение блочного принципа снижает стоимость трансмиссии за счет организации массового производства унифицированных узлов, применяемых в различных моделях ГМП. Кроме того, обеспечивается высокая надежность, долговечность и ремонтно-пригодность изделий.

На рис. 4.14 представлена конструкция ГМП, предназначенная для городских автобусов с двигателями мощностью 141...184 кВт. Основными элементами ГМП являются комплексный гидротрансформатор с активным диаметром 470 мм; вальная 3-ступенчатая коробка передач; двухполостный гидродинамический замедлитель и система управления.

Четырехколесный гидротрансформатор размещен в сухом картере 1, имеющем для улучшения охлаждения по два заборных 36 и выпускных 37 окна, закрытых сеткой и разделенных направляющим кожухом 11. С той же целью на наружной поверхности насосного колеса *H* выполнены лопатки, создающие направленное движение воздуха в картере. На переднем фланце картера имеется центрирующий пояс для соединения с переходным картером 2, позволяющим устанавливать ГМП с различными моделями двигателей. На стенке картера со стороны гидротрансформатора установлены передний насос 14 с приводом от ступицы 12 насосного колеса и задний насос 35 с приводом от промежуточного вала коробки передач. Подвод масла из главной магистрали для управления фрикционными муфтами в первый промежуточный вал 21 осуществляется с помощью трубопровода 13, а во второй вал 30 — по системе каналов 34, выполненных в стенке картера. Задний фланец на стенке картера гидротрансформатора служит для соединения с картером коробки передач; в стенке же размещены передние опоры

ее валов. Привод гидротрансформатора производится непосредственно от двигателя двумя тонкими стальными дисками 4, соединяющими маховик с передним фланцем 5 гидротрансформатора, который прикреплен с помощью шпилек к крышке 3. Крышка, являющаяся одновременно корпусом блокировочной муфты, соединяется болтами с насосным колесом 10. Ступица 8 блокировочной муфты с расположенными на ней двумя ведомыми дисками установлена в подшипнике 7 и соединена с помощью шлицев с валом турбины 9. Управление блокировочной муфтой осуществляется по каналу 6, соединяющему клапан блокировки с внутренней полостью под поршнем муфты. При соединении канала со сливом с помощью клапана блокировки масло, находящееся под давлением в полости гидротрансформатора, перемещает поршень влево, при этом муфта включается. Если в канал подведено масло под более высоким давлением из главной магистрали системы управления, происходит ее выключение.

Коробка передач ГМП представляет собой 3-ступенчатый четырехвальный редуктор с расположением валов в одной горизонтальной плоскости. Коробка передач выполняется в двух вариантах: с соосным расположением ведущего и ведомого валов, представленным на рисунке, или с несоосным. Снизу к картеру 19 на шпильках крепится поддон, в котором размещены два маслоприемника, по одному на каждый насос. Сверху на картере имеется заливная горловина, закрытая пробкой, и установлены элементы системы управления: два переключателя периферийных клапанов, клапан блокировки, регулятор режима давления и др. К задней стенке картера с помощью шпилек прикреплен статор замедлителя и крышка 20 опоры промежуточного вала. Внутри картера на пальцах установлены две вилки 15 и

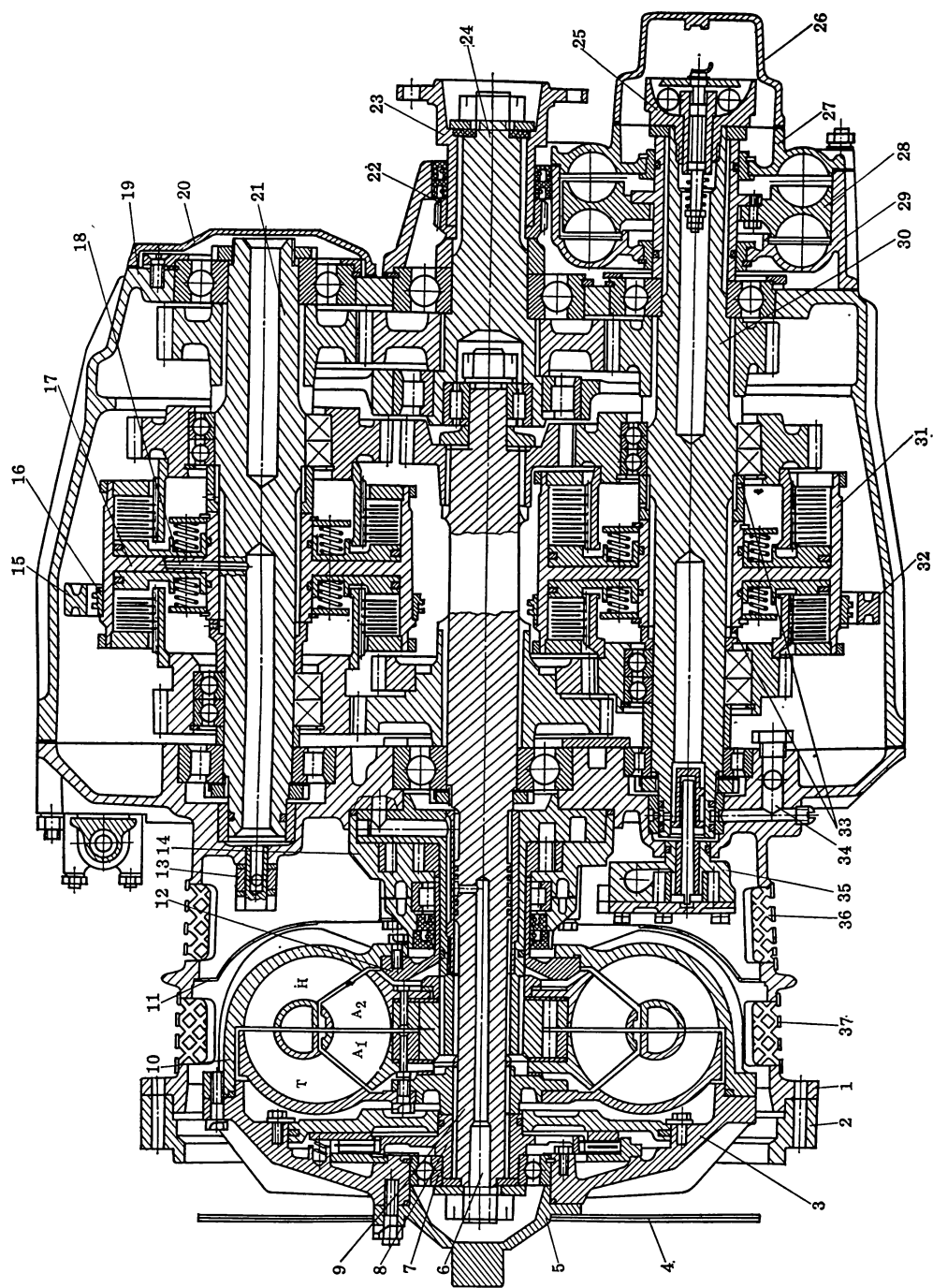


Рис. 4.14. Конструкция ГМП городского автобуса

32 привода периферийных клапанов фрикционных муфт 17 и 31. Сдвоенные фрикционные муфты расположены на промежуточных валах 21, 30 и соединяются с ними посредством шлицев. Управляются муфты с помощью трех периферийных клапанов каждая; клапаны закреплены на наружной поверхности муфт и их золотники перемещаются кольцом 16, соединяющим золотники между собой и с вилкой привода. Масло из главной магистрали подводится к периферийным клапанам по радиальным каналам 18 в корпусе муфт. По дроссельным отверстиям 33, выполненным во втулках промежуточных валов, масло подается для смазывания и охлаждения дисков фрикционных муфт. Задние опоры промежуточных и ведомого 24 валов находятся в задней стенке картера, а вала турбины — в расточке ведомого вала. Внутренняя стенка картера служит для размещения передней опоры ведомого вала и оси промежуточной шестерни заднего хода. На ведомом валу установлены на шлицах ведущая шестерня (червяк) 22 привода спидометра и фланец 23 для соединения с карданной передачей.

Гидродинамический замедлитель состоит из статора и ротора 28. В свою очередь статор выполнен разъемным и включает корпус 29 и крышку 27. Лопатки статора первой полости замедлителя выполнены в корпусе, а второй полости — в крышке. Ротор расположен между корпусом и крышкой статора и имеет с обеих сторон подобные лопастные системы, чем достигается разгрузка его от осевых сил. Привод ротора производится от промежуточного вала, с которым он соединяется с помощью шлицев. В зависимости от модели ГМП применяют различные лопастные системы в замедлителе, обеспечивая тем самым различную эффективность торможения. Подача рабочей жидкости в замедлитель и вывод ее для охлаждения осуществляется по

каналам, выполненным в корпусе и в крышке статора. Гидрозамедлитель закрыт крышкой 26 центробежного регулятора 25, установленного на заднем конце промежуточного вала и являющегося датчиком скорости движения системы автоматического переключения передач.

4.6. Выбор параметров элементов ГМП

Общие сведения. При выборе параметров элементов ГМП считаются известными выходная характеристика гидродинамической передачи, число передач и значения их передаточных чисел. Выбор параметров валов и подшипников ГМП производится так же, как и для механических коробок передач; методика выбора приведена в гл. 2.

Выбор кинематической схемы коробки передач требует предварительного решения следующих принципиальных вопросов: относительное расположение ведущего и ведомого валов; конструктивный вид коробки передач (вальная или планетарная); принципиальная схема и число степеней свободы.

Выбор относительного расположения ведущего и ведомого валов передачи в значительной мере определяется компоновкой автомобиля.

На выбор конструктивного вида коробки передач основное влияние оказывают решение по первому вопросу (несоосные коробки выполняются, как правило, вальными) и технологические возможности предприятия-изготовителя (планетарные передачи требуют более высокой точности изготовления).

Принципиальная схема коробки передач и число ее степеней свободы выбираются с учетом относительного расположения ведущего и ведомого валов, конструктивного вида и требуемого числа передач. Например, для соосных вальных коробок передач с общим числом передач до шести целесообразно применять схемы с двумя сте-

пенями свободы и числом промежуточных валов до трех. Схемы подобных коробок приведены на рис. 4.4. *а...в*. Для несоосных вальных коробок передач с общим числом передач до четырех возможно применение схем, подобных показанным на рис. 4.4, *г*. Если общее число передач должно составлять шесть и более, для получения несоосной вальной передачи с минимальными габаритами следует применять схемы с тремя степенями свободы (см. рис. 4.4, *д...э*). Для конструкций планетарных передач в настоящее время применяют схемы с тремя степенями свободы даже при относительно малом числе передач (см. рис. 4.5, *а...в*).

Необходимость применения ГМП на тягово-транспортных машинах различного назначения выдвигает такие требования к схеме, числу передач и плотности ряда передаточных чисел, которые, как правило, невозможно удовлетворить с помощью одной единственной схемы. В таких случаях целесообразно создание семейства моделей ГМП с высокой степенью унификации. При этом обеспечивается высокая надежность изделий. При разработке семейства ГМП необходимо иметь семейство кинематических схем, в основе которых лежит одна базовая схема. Кинематическая схема любой модели семейства ГМП должна получаться путем добавления к базовой схеме однорядных планетарных механизмов. Примером подобного подхода к выбору схем может служить семейство планетарных ГМП, конструкции МАЗ. В состав семейства входят: *а*) базовая модель (см. рис. 4.5, *в*) с числом передач $3+1$; *б*) модель 4×2 , получаемая добавлением к базовой модели 2-ступенчатого редуктора (см. рис. 4.6, *а*); *в*) модель 4×2 с несоосным расположением входного и выходного валов и дифференциальной раздачей мощности на две стороны (см. рис. 4.6, *б*).

Другим примером является семей-

ство ГМП, показанное на рис. 4.5, *г...ж*. Схема (см. рис. 4.5, *г*) является базовой и обеспечивает число передач 3×1 . Добавление третьего планетарного ряда с тормозом T_3 дает следующую модификацию схемы 4×1 (см. рис. 4.5, *д*). Дальнейшее развитие кинематической схемы, получаемое присоединением четвертого планетарного ряда с тормозом T_4 , позволяет получить две схемы с числом передач 5×1 : с плотным рядом передаточных чисел (см. рис. 4.5, *е*); с расширенным диапазоном передаточных чисел (см. рис. 4.5, *ж*). Рассмотренная гамма кинематических схем применяется в трех выпускаемых сериях ГМП (для мощностей 120...300 кВт), предназначенных для самосвалов, мусоровозов, пожарных автомобилей, грузовых автомобилей малой и большой грузоподъемности, магистральных грузовых автомобилей, городских и междугородных автобусов малой и большой вместимости с карбюраторными, дизельными и газотурбинными двигателями.

Примером унифицированного семейства вальных коробок передач могут служить схемы, представленные на рис. 4.4, *д*, *е*.

После принятия решения о принципиальной схеме производится выбор конкретной схемы коробки передач, который может производиться методом синтеза возможных схем. При синтезе из большого числа возможных схем отбираются лишь несколько, обладающих наиболее благоприятными оценочными показателями. Полученные схемы подвергаются анализу с целью выбора одной, наиболее целесообразной. Выбор схемы может быть сделан и в результате анализа известных конструкций ГМП.

Практика проектирования, производства и эксплуатации ГМП выявила ряд показателей, которыми следует руководствоваться при оценке и выборе кинематической схемы коробки передач: передаточные числа, число пе-

редач и их соответствие заданным значениям (должны обеспечиваться минимальное число передач и их передаточные числа, которые заданы тяговым расчетом автомобиля); общий КПД зубчатых механизмов на каждой передаче; относительная угловая скорость между ведущими и ведомыми дисками выключенных фрикционных устройств (не должна превышать удвоенную угловую скорость вращения входного вала); угловая скорость сателлита относительно водила в планетарных передачах (не должна превышать удвоенную угловую скорость вращения входного вала); отношение числа зубьев центральных колес однорядного дифференциального механизма — абсолютное значение кинематического параметра P (конструктивно целесообразные размеры однорядного планетарного механизма получаются при $1,4 \leq |P| \leq 4$); передаточное число пары зубчатых колес вальных коробок передач (по условиям прочности не рекомендуется применять схемы с передаточными числами одной пары больше трех); относительный (к входному моменту) крутящий момент, передаваемый фрикционными устройствами (полная унификация фрикционных устройств возможна, если разница в значении этого параметра составляет не более 20...30%); общее количество фрикционных устройств (габариты и, следовательно, материалоемкость передачи определяются, в основном, числом и размерами фрикционных устройств, поэтому целесообразно применять при общем числе передач больше четырех схемы с тремя степенями свободы); количество одновременно выключенных дисковых муфт и тормозов (в выключенном состоянии дисковые фрикционные устройства обладают значительным остаточным моментом трения, поэтому при уменьшении их числа, при прочих равных условиях, повышается общий КПД ГМП); количество одновременно переключаемых при

переходе с одной передачи на другую фрикционных устройств (чем меньше их количество, тем проще и надежнее система управления); гибкость в изменении передаточных чисел передач без существенных изменений конструкции ГМП (в этом отношении вальные коробки передач обладают большими преимуществами); перспективность в отношении возможности разработки на базе данной схемы различных модификаций ГМП с целью применения на тягово-транспортных машинах различного назначения; относительная простота конструкции, определяемая числом зубчатых колес, валов и подшипников, а также степенью сложности выполнения каналов управления фрикционными устройствами и их уплотнения; степень унификации (предпочтение должно отдаваться схемам, позволяющим использовать в конструкции передачи возможно больше одинаковых валов, зубчатых колес, подшипников, трехзвенных механизмов и фрикционов).

Кинематический и силовой анализ схем коробок передач. Он производится с целью определения численных значений основных оценочных показателей. Для вальных ГМП основан на использовании элементарных зависимостей и поэтому трудностей не представляет. В дальнейшем рассматриваются вопросы анализа только для планетарных ГМП.

В задачи анализа схем коробок входит определение: кинематических параметров дифференциальных механизмов для заданной схемы и известных передаточных чисел (может решаться и обратная задача — определение передаточных чисел при заданной схеме и известных числах зубьев дифференциальных механизмов или их кинематических параметрах); относительных угловых скоростей дисков разомкнутых муфт и тормозов на каждой передаче; относительной угловой скорости сателлитов как нагруженных,

ветственно соединенного с входным и выходным валами).

Подставляя в систему (4.2) уравнения связи, получаем

$$\omega_{\mathbb{D}} = f_j(P_1; P_2; \dots; P_m), \quad (4.3)$$

где первая часть представляет собой определенную функцию P дифференциальных механизмов на данной передаче.

С помощью последнего выражения можно определить зависимость между передаточным числом и параметрами дифференциальных механизмов на рассматриваемой передаче

$$u_j = \omega_{\text{Д}} / \omega_{\text{П}} = f_j(P_1; P_2; \dots; P_m). \quad (4.4)$$

Аналогично для остальных передач, включая передачи заднего хода, получаем систему уравнений

$$\begin{aligned} u_1 &= f_1(P); & u_2 &= f_2(P); & u_3 &= f_3(P); & \dots; \\ & & & & u_{3,x} &= f_{3,x}(P), \end{aligned} \quad (4.5)$$

которая позволяет по заданным передаточным числам определять кинематические параметры дифференциальных механизмов, а затем и числа зубьев их колес.

Относительная угловая скорость дисков разомкнутых муфт и тормозов определяется как разность угловых скоростей ведущих и ведомых дисков с учетом направления вращения.

Представим редуктор планетарной коробки передач в виде обобщенного трехзвенного дифференциального механизма, звено «д» которого является ведущим, звено «п» — ведомым, а звено «т» — тормозным. Уравнение кинематики такого обобщенного дифференциала записывается в виде уравнения, аналогично уравнению (4.1):

$$\omega_{\Pi} - A\omega_{\Gamma} = (1 - A)\omega_{\Pi}, \quad (4.6)$$

где A — передаточное число между входным звеном «д» и тормозным звеном «т» при остановленном звене «п».

Значение A зависит от конкретной схемы редуктора и может быть выражено через параметры P простейших

так и свободно вращающихся на каждой передаче; крутящих моментов, передаваемых фрикционными устройствами; окружных сил в зубчатых зацеплениях; сил, действующих на оси сателлитов; КПД редукторной части на всех передачах.

Определение кинематических показателей схемы во всех случаях начинается с составления уравнений кинематики и уравнений связи для всех дифференциальных механизмов, используемых на данной передаче. Зависимость между угловыми скоростями звеньев простейших дифференциальных механизмов описывается уравнением вида

$$\omega_a - P\omega_b = (1 - P)\omega_h, \quad (4.1)$$

где ω_a, ω_b — угловые скорости центральных зубчатых колес; ω_h — угловая скорость водила дифференциала; P — кинематический параметр дифференциала, представляющий собой передаточное отношение между центральными колесами a и b при остановленном водиле h (см. табл. 4.1).

Составляя уравнения (4.1) для каждого простейшего дифференциала, передающего мощность на рассматриваемой передаче, получаем систему линейных однородных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{a1} - P_1 \omega_{b1} &= (1 - P_1) \omega_{h1}; \\ \omega_{a2} - P_2 \omega_{b2} &= (1 - P_2) \omega_{h2}; \\ &\vdots \\ \omega_{am} - P_m \omega_{bm} &= (1 - P_m) \omega_{hm}, \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

где m — число трехзвенных дифференциальных механизмов.

Так как все звенья дифференциальных механизмов соединены между собой, с входным «д» и выходным «п» валами или с корпусом передачи (с помощью тормозных фрикционных устройств), следует составить дополнительно систему уравнений связи, имеющую в общем случае вид: $\omega_{a1} = \omega_d$; $\omega_{b1} = 0$; $\omega_{h1} = \omega_{a2}$; ...; $\omega_{hm} = \omega_p$ (ω_d , ω_p — угловая скорость звена соот-

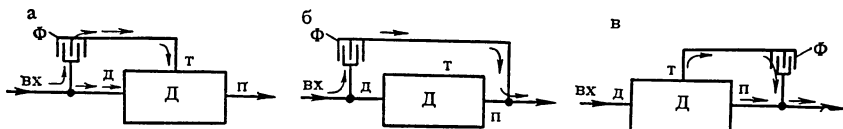


Рис. 4.15. Схема установки фрикционной муфты в планетарных коробках передач (Ф — фрикционная муфта; Д — дифференциал)

механизмов, составляющих редуктор, с помощью уравнений (4.1).

Для фрикционного тормозного механизма относительная угловая скорость дисков во всех случаях равна угловой скорости звена «т», т. е.

$$\omega_{\Phi}^0 = \omega_{\tau}.$$

Подставляя в последнее выражение вместо ω_{τ} ее значение, определяемое уравнением (4.6), находим

$$\omega_{\Phi}^0 = \frac{\omega_{\text{д}}}{A} - \frac{1-A}{A} \omega_{\text{п}}. \quad (4.7)$$

Для дисковых фрикционных муфт относительная угловая скорость дисков зависит от места расположения муфты (рис. 4.15). На рис. 4.15, а муфта установлена между звеньями «д» и «т». Относительная угловая скорость дисков

$$\omega_{\Phi}^0 = \omega_{\text{д}} - \omega_{\text{т}} = \frac{A-1}{A} (\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{п}}). \quad (4.8)$$

На рис. 4.15, б муфта установлена между звеньями «д» и «п». Значение ω_{Φ}^0 равно разности угловых скоростей звеньев «д» и «п», т. е.

$$\omega_{\Phi}^0 = \omega_{\text{д}} - \omega_{\text{п}}. \quad (4.9)$$

На рис. 4.15, в муфта установлена между звеньями «т» и «п»:

$$\omega_{\Phi}^0 = \frac{\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{п}}}{A}. \quad (4.10)$$

Угловая скорость сателлитов относительно водила является его угловой скоростью при неподвижном водиле дифференциала и определяется выражениями:

для однорядного дифференциала типа А

$$\omega_g^0 = \omega_a^0 \frac{z_a}{z_g} = \omega_b^0 \frac{z_b}{z_g};$$

для двухрядного дифференциала типа В или С

$$\omega_g^0 = \omega_a^0 \frac{z_a}{z_g} = \omega_b^0 \frac{z_b}{z_f};$$

для дифференциальных механизмов типа D

$$\omega_g^0 = \omega_a^0 \frac{z_a}{z_g}; \quad \omega_f^0 = \frac{z_b}{z_f} \omega_b^0,$$

где ω_a^0 и ω_b^0 — угловые скорости центральных колес при неподвижном водиле; z_a , z_b , z_f и z_g — числа зубьев колес дифференциала.

Силовой анализ кинематических схем проводится без учета потерь мощности в опорах и зубчатых зацеплениях и основан на использовании следующих основных зависимостей:

уравнения внешних моментов обобщенного трехзвенного дифференциала

$$M_{\text{д}} + M_{\text{т}} + M_{\text{п}} = 0, \quad (4.11)$$

уравнений связи между моментами звеньев обобщенного дифференциала

$$M_{\text{т}} = -A M_{\text{д}}; \quad (4.12)$$

$$M_{\text{п}} = -(1-A) M_{\text{д}}. \quad (4.13)$$

В уравнениях (4.10) ... (4.12) $M_{\text{д}}$, $M_{\text{т}}$ и $M_{\text{п}}$ представляют собой крутящие моменты соответственно на ведущем («д»), тормозном («т») и ведомом («п») звеньях дифференциала.

Крутящий момент $M_{\text{т}}$, передаваемый тормозным устройством, определяется уравнением (4.12). В передачах с тремя степенями свободы, представляющих собой последовательное соединение двух условных коробок передач с двумя степенями свободы (см.

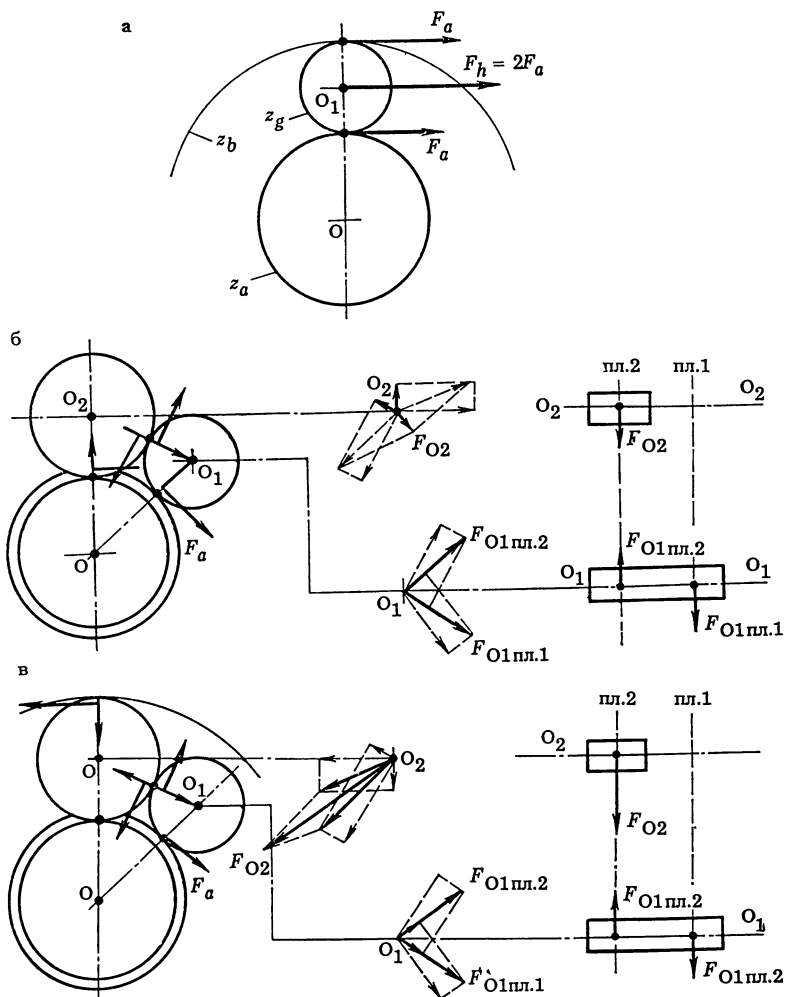


Рис. 4.16. Расчетные схемы для определения сил, действующих в дифференциальных механизмах

рис. 4.6, а, в, г), тормозные моменты следует определять аналогично для каждой условной коробки, принимая выходной момент первой в качестве входного момента второй.

Крутящий момент M_ϕ , передаваемый фрикционной муфтой, зависит от схемы коробки передач и места расположения муфты в ней (см. рис. 4.15). Рассматривая схему на рис. 4.15, а как

двухпоточную передачу и используя формулу (4.12), находим

$$M_{\text{вх}} = M_{\text{д}} + M_{\text{т}} = M_{\text{д}} + M_{\phi} = -M_{\phi}/A + M_{\phi},$$

откуда следует

$$M_{\phi} = \frac{A}{A-1} M_{\text{вх}}. \quad (4.14)$$

В схеме на рис. 4.15, б муфта передает весь входной момент, т. е.

$$M_{\phi} = M_{\text{вх.}} \quad (4.15)$$

Так как $M_{\tau} = M_{\phi}$ (см. рис. 4.15, в) в силу уравнения (4.12) можно найти

$$M_{\phi} = -AM_{\text{вх.}} \quad (4.16)$$

Сила, действующая на ось (подшипник) сателлита, определяется с учетом взаимного расположения зубчатых колес механизма и направления окружных и радиальных сил, действующих в зубчатых зацеплениях. Для однорядного дифференциала типа А (рис. 4.16, а) сила, действующая на ось сателлита, равна удвоенному значению силы в зубчатом зацеплении, т. е. $P_h = 2P_a = 2P_b$.

Расчетные схемы для определения сил, действующих в дифференциалах типа D, показаны на рис. 4.16, б, в. В быстроходных передачах необходимо учитывать и центробежные силы, действующие на сателлиты.

КПД редукторной части коробки передач является одним из важнейших показателей, учитываемых при выборе схемы. Так как при анализе кинематических схем, как правило, отсутствуют необходимые данные для определения потерь мощности в выключенных дисковых фрикционных устройствах, КПД рассчитывается только с учетом потерь в зубчатых зацеплениях.

Используя метод Крейнса, КПД зубчатого механизма можно представить в виде отношения

$$\eta_{\text{д.п}}^{\tau} = \bar{u}_{\text{д.п}}^{\tau} / u_{\text{д.п}}^{\tau},$$

где $u_{\text{д.п}}^{\tau} = \omega_{\text{д}} / \omega_{\text{п}}$ — кинематическое передаточное число при остановленном звене «т»; $\bar{u}_{\text{д.п}}^{\tau} = M_{\text{п}} / M_{\text{д}}$ — силовое передаточное число при остановленном звене «т».

Выше было показано, что кинематическое передаточное число коробки передач на j -й передаче является определенной функцией параметров P диф-

ференциальных механизмов (см. формулу 4.4). Выражение $\bar{u}_{\text{д.п}}^{\tau}$ отличается от выражения (4.4) тем, что при каждом из значений P_j добавляется сомножитель $(\eta_j^h)^{\pm 1}$, в котором следует взять верхний знак при показателе степени, если выражение

$$\frac{P_j}{u_{\text{д.п}}^{\tau}} \frac{du_{\text{д.п}}^{\tau}}{dP_j}$$

положительно и нижний, если отрицательно.

Окончательно выражение для определения КПД планетарной передачи получает вид:

$$\eta_{\text{д.п}}^{\tau} = \frac{f_i [P_{-1} (\eta_1^h)^{\pm 1}, \dots, P_m (\eta_m^h)^{\pm 1}]}{f_i (P_1, \dots, P_m)}.$$

При определении $\eta_{\text{д.п}}^{\tau}$ можно принять для внешнего зацепления $\eta_{\text{внш}} = 0,98$ и для внутреннего зацепления $\eta_{\text{внт}} = 0,99$.

Анализ кинематических схем двухпоточных ГМП. Он состоит в определении характеристик передачи при заданных параметрах дифференциального механизма, известных его активном диаметре и характеристиках гидродинамической передачи.

В общем случае двухпоточная ГМП представляет собой сочетание гидротрансформатора ГТ и четырехзвенного дифференциального механизма D, рис. 4.17, а.

Связь между угловыми скоростями звеньев дифференциала устанавливается уравнениями кинематики:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\text{в}} &= e_1 \omega_{\text{д}} + e_2 \omega_{\text{п}}; \\ \omega_{\text{т}} &= e_3 \omega_{\text{д}} + e_4 \omega_{\text{п}}, \end{aligned} \right\} \quad (4.17)$$

где $e_1; e_2; e_3; e_4$ — параметры диффе-

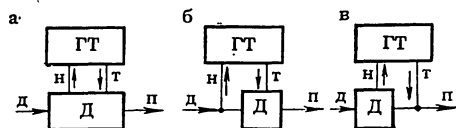


Рис. 4.17. Структурные схемы двухпоточных ГМП:

а — общая; б — с разделением потока в точке; в — разделением потока дифференциалом

ренциала, зависящие от кинематических параметров P простейших трехзвенных механизмов, которые входят в его состав, и от схемы соединения звеньев этих механизмов между собой и с гидротрансформатором: e_1 — передаточное отношение между валами «н» и «д» при остановленном вале «п»; e_2 — то же между валами «н» и «п» при остановленном вале «д»; e_3 — то же между валами «т» и «д» при остановленном вале «п»; e_4 — то же между валами «т» и «п» при остановленном вале «д».

Уравнения (4.17) позволяют определить связь между передаточными отношениями ГМП и гидротрансформатора

$$\begin{aligned} u_{т.н} &= \frac{e_3 + e_4 u_{п.д}}{e_1 + e_2 + u_{п.д}}; \\ u_{п.д} &= \frac{e_1 u_{т.н} - e_3}{e_4 - e_2 u_{т.н}}, \end{aligned} \quad (4.18)$$

где $u_{т.н} = \omega_{т.н} / \omega_{н.д}$, $u_{п.д} = \omega_{п.д} / \omega_{д.т}$.

Рассмотрим особенности схем соединения внешних звеньев дифференциала с ГТ в зависимости от его параметров.

Если $e_1 = 1$, $e_2 = 0$ и $e_3 + e_4 = 1$, получается схема ГМП (рис. 4.17, б) с разделением потока мощности на входе в точке и суммирующим дифференциалом на выходе. По такой схеме выполнена опытная двухпоточная ГМП (см. рис. 4.6, ж).

Если $e_1 + e_2 = 1$, $e_3 = 0$ и $e_4 = 1$, разделение потоков мощности осуществляется дифференциалом, установленным на входе, а суммирование их — в точке на выходном валу (рис. 4.17, в). Примером может служить ГМП, представленная на рис. 4.6, д.

Если $e_1 + e_2 = 1$, $e_3 = 0$, а e_4 не равно нулю или единице, получается схема ГМП с разделяющим дифференциалом на входе и суммирующим дифференциалом с внешней опорой момента на выходе. По такой схеме выполнена ГМП, представленная на рис. 4.6, е.

Роль внешней опоры момента на нижней передаче играет тормоз T_2 , и на передаче заднего хода — T_3 .

Если $e_1 + e_2 = 1$, а $e_3 = e_4 = 0$, получается схема, в которой гидротрансформатор является гидротормозом ($\omega_{т.н} = 0$ всегда) и создает внешнюю опору с переменным моментом для третьего внешнего звена h дифференциала. Для реализации в ГМП такие схемы смысла не имеют.

Если $e_2 = e_3 = 0$, а e_1 и e_4 не равны нулю или единице, дифференциальный механизм распадается на два редуктора с постоянными передаточными числами и последовательно установленными до и после гидротрансформатора.

Наконец, при $e_1 = e_4 = 1$ и $e_2 = e_3 = 0$ ГМП превращается в полнопоточную гидродинамическую передачу.

Таким образом, уравнения (4.17) и (4.18) носят общий характер и позволяют исследовать кинематику двухпоточных ГМП любой схемы.

Связь между крутящими моментами, нагружающими внешние звенья дифференциального механизма двухпоточных ГМП, можно найти исходя из закона сохранения энергии. Пренебрегая потерями в дифференциале, можно записать

$$M_{д\omega_{д}} + M_{п\omega_{п}} + M_{н\omega_{н}} + M_{т\omega_{т}} = 0,$$

т. е. суммарная энергия, подведенная к ведущим звеньям дифференциала, равна суммарной энергии, отведенной по его ведомым звеньям.

Подставляя в последнее уравнение выражения для $\omega_{н}$ и $\omega_{т}$, из уравнения (4.17) получим

$$(M_{д} + e_1 M_{н} + e_3 M_{т}) \omega_{д} + (M_{п} + e_2 M_{н} + e_4 M_{т}) \omega_{п} = 0.$$

Так как множители $\omega_{д}$ и $\omega_{п}$ могут принимать значения, отличные от нуля, последнее выражение справедливо лишь в том случае, если

$$\left. \begin{aligned} M_{д} &= -e_1 M_{н} - e_3 M_{т}; \\ M_{п} &= -e_2 M_{н} - e_4 M_{т}. \end{aligned} \right\} \quad (4.19)$$

Выражения (4.19) представляют собой уравнения связи между нагрузочными показателями внешних звеньев дифференциального механизма и позволяют найти коэффициент трансформации ГМП:

$$k = -M_n/M_d = (e_4 k_r - e_2) / (e_1 - e_3 k), \quad (4.20)$$

где k_r — коэффициент трансформации гидротрансформатора: $k_r = -M_T/M_n$.

Так как для любой передачи механической энергии КПД представляет собой произведение коэффициента трансформации на передаточное отношение, используя выражения (4.18) и (4.20), можно найти

$$\eta = u_{п.д} k = \frac{e_1 e_4 \eta_r - e_3 e_4 k_r - e_1 e_2 u_{т.н} + e_2 e_3}{e_2 e_3 \eta_r - e_3 e_4 k_r - e_1 e_2 u_{т.н} + e_1 e_4}. \quad (4.21)$$

Нагружающая способность ГМП, характеризуемая коэффициентом момента входного вала η_d , может быть оценена с помощью первого уравнения системы (4.19), если крутящие моменты рабочих колес гидropередачи представить в виде:

$$M_n = \rho \lambda_n \omega_n^2 D_a^5 \text{ и } M_T = -k_r M_n,$$

где λ_n — коэффициент момента насосного колеса.

Тогда крутящий момент на входном валу ГМП

$$M_d = \rho \lambda_n \omega_n^2 (e_1 - e_3 k) D_a^5.$$

Подставляя в последнее выражение значение ω_n , определяемое первым уравнением системы (4.17), можно получить

$$M_d = \rho \lambda_n \omega_d^2 (e_1 - e_3 k) (e_1 + e_2 u_{п.д})^2 D_a^5.$$

По аналогии с формулой для крутящего момента насосного колеса окончательно получаем

$$\lambda_d = \rho \lambda_n (e_1 - e_3 k) (e_1 + e_2 u_{п.д})^2.$$

Выбор основных параметров зубчатых передач. Он заключается в определении межосевого расстояния, ширины зубчатых венцов, чисел зубьев,

окружного модуля и производится в два этапа. При выполнении эскизного проекта ведется предварительный выбор основных параметров, значения которых в дальнейшем уточняются по результатам проверочных расчетов зубчатых колес на прочность и долговечность.

Выбор параметров зубчатых передач валовых ГМП может производиться в соответствии с рекомендациями гл. 3 для коробок передач механических трансмиссий. Методика проверочных расчетов зубчатых передач как валовых, так и планетарных ГМП изложена в гл. 3.

Межосевые расстояния в трехзвенных дифференциальных механизмах, образующих планетарную коробку передач, могут быть выбраны предварительно в следующих пределах: $a_w = 38 \dots 55$ мм — для легковых автомобилей; $a_w = 60 \dots 120$ мм — для дорожных грузовых.

Ширина зубчатых венцов составляет: $b = (0,36 \dots 0,50) a_w$ — в коробках передач легковых автомобилей; $b = (0,32 \dots 0,42) a_w$ — грузовых.

Модули зубчатых колес находятся в пределах: $m_n = 1,5 \dots 2,5$ мм — для легковых автомобилей; $m_n = 2,5 \dots 5$ мм — грузовых.

Числа зубьев шестерен трехзвенных механизмов подбираются исходя из требуемых значений параметров P и с учетом выполнения условий соосности, размещения и сборки.

Условие соосности. Для совпадения осей центральных колес дифференциала необходимо, чтобы зацепления центральных колес с сателлитами имели одно и то же межцентровое расстояние.

Для однорядных механизмов типа А условие соосности

$$z_a + 2z_g = z_b, \quad (4.22)$$

для двухрядных механизмов типа В и С

$$m_i (z_a \pm z_g) = m_i (z_b \pm z_j), \quad (4.23)$$

где верхний знак — для наружного за-

Табл. 4.2. Условия сборки для типовых механизмов

Тип механизма	Условие сборки	Тип механизма	Условие сборки
А Е Д с двумя внешними зацеплениями	$\frac{z_a + z_b}{n_p} = \text{Ц.Ч}$	В С с двумя внешними зацеплениями или двумя внутренними	$\frac{z_b z_g + z_a z_f}{n_p} = \text{Ц.Ч}$ $\frac{z_b z_g - z_a z_f}{n_p} = \text{Ц.Ч}$
Д с внешним и внутренним зацеплениями	$\frac{z_b - z_a}{n_p} = \text{Ц.Ч}$		

Примечание. n_p — число сателлитов, зацепляющихся с центральным звеном; Ц.Ч — целое число.

цепления, а нижний — для внутреннего.

В выражениях (4.22) и (4.23), справедливых для некоррегированных и равносмещенных зацеплений, z_a и z_b — числа зубьев центральных колес, а z_g и z_f — числа зубьев сателлитов.

Условие размещения. Для обеспечения зазора между сателлитами необходимо, чтобы сумма радиусов окружностей выступов соседних сателлитов была меньше расстояния между их осями:

$$D_e < 2a_w \sin(\pi/n), \quad (4.24)$$

где D_e — диаметр выступов зубьев сателлитов; n — число сателлитов.

В действительности, расстояние между сателлитами должно быть больше, чем полученное по формуле (4.24), так как необходимо разместить соединительные элементы водила, обеспечивающие его жесткость. Поэтому условие размещения должно быть проверено графическим построением.

Условие сборки. Возможность сборки дифференциала обеспечивается только в том случае, если числа зубьев колес дифференциала удовлетворяют определенным условиям (табл. 4.2).

Выбор чисел зубьев производится на основании предварительно установленных значений кинематических параметров. Сначала выбирается число зубьев самого малого зубчатого коле-

са (солнечной шестерни или сателлита).

Для однорядного дифференциала между числами зубьев сателлита и солнечной шестерни существует соотношение: $z_f \geq z_a$ при $P \geq 3$, $z_f \leq z_a$ при $P \leq 3$. Минимальное число зубьев солнечной шестерни — 20, а сателлита — 16.

Используя зависимость между параметром P и числами зубьев по условиям сборки определяются числа зубьев остальных колес. При этом одновременно следует учитывать условие соосности и размещения.

Выбор параметров многодисковых фрикционных муфт и тормозов. Он заключается в определении коэффициента запаса β , нажимного усилия F_n ; радиуса трения r_μ ; расчетного коэффициента трения μ ; числа поверхностей трения z_μ ; коэффициента k_z , учитывающего снижение нажимного усилия из-за трения в шлицевых соединениях дисков; толщины дисков; хода поршня и расхода масла, необходимого для охлаждения и смазывания поверхностей трения. Параметры β , r_μ , F_n , μ , z_μ , k_z входят в соотношение (2.6), определяющее момент трения фрикционного устройства.

Коэффициент запаса β выбирается с учетом возможного изменения в эксплуатационных условиях некото-

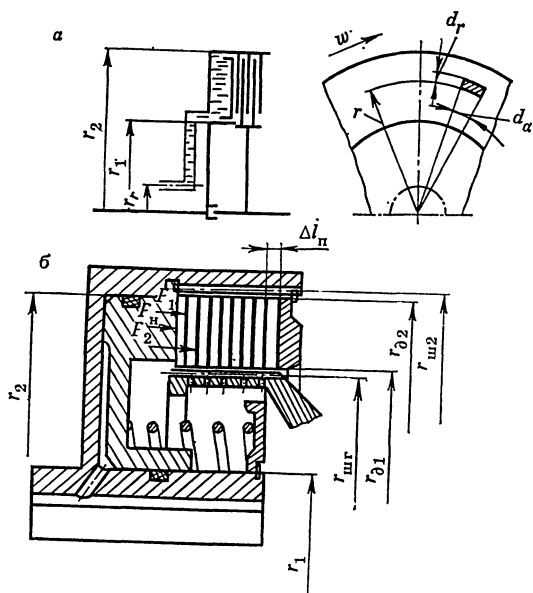


Рис. 4.18. Расчетная схема дисковой фрикционной муфты

рых параметров (коэффициента трения, давления рабочей жидкости, сил трения в подвижных соединениях и др.), при котором снижается развиваемый фрикционными устройствами момент трения. Для фрикционных устройств коробки передач β принимается равным 1,1...1,3, а для фрикциона блокировки гидротрансформатора — 1,4...1,8.

Нажимное усилие в общем случае

$$F_{\text{н}} = (F_{\text{ж}} - F_{\text{тр}} - F_{\text{п}}) u_{\text{р}}, \quad (4.25)$$

где $F_{\text{ж}}$ — сила, действующая на поршень вследствие давления жидкости; $F_{\text{тр}}$ — сила трения в уплотнениях поршня; $F_{\text{п}}$ — усилие отжимных пружин; $u_{\text{р}}$ — передаточное число рычажков, передающих усилие от поршня на нижний диск.

Для дискового тормоза сила, действующая на поршень,

$$F_{\text{ж}} = p_{\text{г}} A_{\text{п}},$$

где $p_{\text{г}}$ — главное давление рабочей жидкости; $A_{\text{п}}$ — площадь поршня.

Для муфты (рис. 4.18, а, б) кроме статического давления на поршень действует центробежное давление жидкости, которое на радиусе r определяется выражением

$$p_{\text{ц}} = \int_{r_0}^r \rho \omega^2 r dr = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r^2 - r_r^2),$$

где ρ — плотность рабочей жидкости; ω — угловая скорость вращения муфты; r_r — радиус точки подвода давления.

Суммарная сила, действующая на поршень,

$$F_{\text{ж}} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \left[p_{\text{г}} + \frac{1}{2} \rho (r^2 - r_r^2) \right] dr d\alpha = \pi (r_2^2 - r_1^2) \left[p_{\text{г}} + \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_2^2 + r_1^2 - 2r_r^2) \right].$$

Так как $\pi (r_2^2 - r_1^2) = A_{\text{п}}$,

$$F_{\text{ж}} = A_{\text{п}} \left[p_{\text{г}} + \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_2^2 + r_1^2 - 2r_r^2) \right], \quad (4.26)$$

где r_1 и r_2 — внутренний и наружный радиусы поршня.

Если давление подводится к цилиндру через осевое отверстие вала, $r_r = 0$ и формула (4.36) принимает вид

$$F_{\text{ж}} = A_{\text{п}} \left[p_{\text{г}} + \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_2^2 + r_1^2) \right].$$

Давление $p_{\text{г}}$ в современных ГМП составляет 0,5...2 МПа. Повышение давления требует более надежных уплотнений, поэтому в ряде случаев для достижения больших усилий при малых размерах поршня используют рычажный усилитель (см. рис. 4.7, в).

Усилие $F_{\text{п}}$ выбирается таким, чтобы при выключении фрикциона отжимные пружины были способны преодолеть действие центробежного давления жидкости на поршень и силы трения

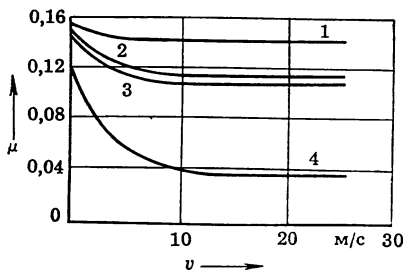


Рис. 4.19. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения для различных фрикционных материалов:

1 — бумажная композиция; 2 — графитизированная бумажная композиция; 3 — графитизированная пластмасса; 4 — металлокерамическая композиция на медной основе

в уплотнениях и переместить его в исходное положение, т. е.

$$F_n \geq \frac{1}{4} A_n \rho \omega_{\max}^2 (r_2^2 + r_1^2 - 2r_r^2) + F_{\text{тр}} + c l_n,$$

где $\omega_{\max}$ — максимально возможная угловая скорость вращения фрикциона при выключении; c — жесткость отжимной пружины; l_n — ход поршня.

Силами трения можно пренебречь, если в качестве уплотнений применяются металлические или фторопластовые разрезные кольца. Для резиновых колец круглого или эллиптического сечения можно принять $F_{\text{тр}} = (0,1...0,2) F_n$.

Коэффициент трения μ зависит от свойств материалов, образующих пару трения, скорости относительного скольжения, температуры и давления на поверхностях трения. На рис. 4.19 представлены зависимости коэффициента μ для различных фрикционных материалов при работе в масле. Для наиболее употребительного материала — металлокерамики — коэффициент трения изменяется от статического значения, равного 0,12, до 0,04, т. е. в три раза. Поэтому для расчетов принимается осредненное значение коэффициента между его статическим и минимальным динамическим значениями (для металлокерамики — 0,8).

Радиус трения r_μ зависит от внутреннего $r_{д1}$ и наружного $r_{д2}$ диаметров поверхностей трения и определяется соотношениями (2.4) и (2.5) (см. гл. 2).

Значение $r_{д2}$ ограничивается допустимыми значениями относительной окружной скорости скольжения дисков разомкнутых фрикционов: 30...35 м/с на режиме длительной работы и 60...65 м/с — кратковременно.

При выборе $r_{д1}$ необходимо соблюдать условие

$$\frac{F_n}{\pi (r_{д2}^2 - r_{д1}^2)} \leq [q] \gamma_\mu,$$

где $[q]$ — допустимая средняя удельная нагрузка; γ_μ — коэффициент, учитывающий уменьшение действительной площади поверхности трения за счет маслоподводящих каналов.

Значение $[q]$ составляет для металлокерамических материалов 3,5...4 МПа, для пластмассовых и бумажных композиций 2,5...3 МПа.

Коэффициент γ_μ при радиальных каналах равен 0,8...0,9; спиральных — 0,6...0,65; радиальных и спиральных — 0,45...0,55.

Число поверхностей трения z_μ во фрикционных устройствах, как правило, не превышает 12...16. Это обусловлено тем, что каждый диск, начиная с первого, передает на последующий нажимное усилие за вычетом силы трения в шлицевом соединении этого диска с корпусом или ведомым барабаном фрикциона. Увеличение момента трения фрикционного устройства за счет дальнейшего увеличения числа поверхностей трения может оказаться малоэффективным и следует избирать другой путь (например, увеличивать r_μ).

На рис. 4.18, б представлена схема передачи нажимного усилия на диски фрикционной муфты. Сила F_1 передается от поршня на первую поверхность трения через ведущий диск. Сила трения в шлицевом соединении диска с корпусом может быть определена че-

рез момент трения на первой поверхности

$$F_{\mu 1} = F_1 \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 2}),$$

где F_1 — нажимное усилие на первой поверхности трения; μ_1 — коэффициент трения в шлицевом соединении; $r_{\mu 2}$ — средний радиус шлицевого соединения ведущих дисков. Можно записать

$$F_1 = F - F_1 \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 2}).$$

Решая это выражение относительно F_1 , находим

$$F_1 = F \frac{1}{1 + \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 2})}.$$

Аналогично для усилий на второй и третьей поверхностях трения

$$F_2 = F_1 \frac{1 - \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 1})}{1 + \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 1})},$$

$$F_3 = F_1 \frac{[1 - \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 1})][1 - \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 2})]}{[1 - \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 1})][1 + \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 2})]}.$$

Приняв обозначения

$$\frac{1 - \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 1})}{1 + \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 1})} = A \text{ и}$$

$$\frac{1 - \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 2})}{1 + \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 2})} = B,$$

находим

$$F_2 = F_1 A; \quad F_3 = F_1 AB; \quad F_4 = F_1 A^2 B; \quad F_5 = F_1 A^2 B^2 \text{ и т. д.}$$

Переходя к моментам трения на ведомых дисках, получаем

$$M_{\mu 1} = \mu r_{\mu} (F_1 + F_2) = F_1 \mu r_{\mu} (1 + A);$$

$$M_{\mu 2} = \mu r_{\mu} (F_3 + F_4) = F_1 \mu r_{\mu} (1 + A) AB;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$M_{\mu z} = \mu r_{\mu} (F_{2z-1} + F_{2z}) = F_1 \mu r_{\mu} (1 + A) (AB)^{z-1}.$$

Полный момент трения фрикциона находим как сумму моментов трения всех ведомых дисков

$$M_{\mu} = F_1 \mu r_{\mu} (1 + A) [1 + AB + (AB)^2 + \dots + (AB)^{z-1}]. \quad (4.27)$$

Выражение (4.27) можно упростить, так как в больших скобках

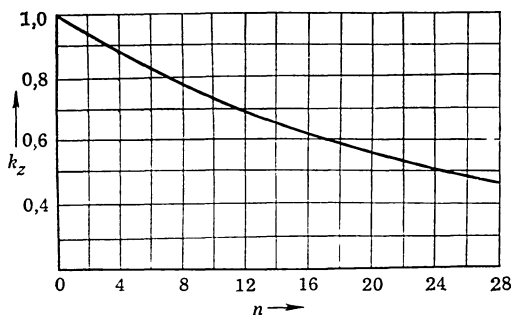


Рис. 4.20. Зависимость коэффициента k_z от числа дисков n

представлена сумма членов убывающей геометрической прогрессии:

$$M_{\mu} = F_1 \mu r_{\mu} (1 + A) \frac{1 - (AB)^z}{1 - AB}, \quad (4.28)$$

где z — число ведомых дисков.

В выражении (4.28) сила F_1 равна нажимной силе F_n , если поршень непосредственно воздействует на ведомый диск.

Когда толкающая сила, развиваемая поршнем, передается через ведущий диск (как показано на расчетной схеме), полный момент трения определяется выражением

$$M_{\mu} = F \frac{\mu r_{\mu}}{1 + \mu_1 (r_{\mu} / r_{\mu 2})} (1 + A) \times \frac{1 - (AB)^z}{1 - AB}.$$

Сравнивая последнее выражение с формулой (2.6), находим коэффициент k_z , устанавливающий влияние числа дисков на момент трения:

$$k_z = \frac{(1 + A) (1 - (AB)^z)}{2z (1 + \mu_1 r_{\mu} / r_{\mu 2}) (1 - AB)}. \quad (4.29)$$

На рис. 4.20 представлена зависимость коэффициента k_z от числа ведомых дисков. Исходные данные при построении графика: $\mu = 0,08$; $\mu_1 = 0,2$; $r_{\mu} = 110$ мм; $r_{\mu 1} = 94$ мм; $r_{\mu 2} = 128$ мм. График показывает, что при восьми ведомых дисках действительный момент трения фрикциона снижается на 23 %, а при 16 — на 38 % по сравне-

нию с теоретическим (т. е. без учета сил трения в шлицевых соединениях). Отмеченное снижение момента трения будет еще более существенным при увеличении коэффициентов трения μ и μ_1 .

Толщина дисков фрикционов зависит от передаваемого крутящего момента и наружного диаметра и составляет 0,9...3 мм. Нижний предел относится к легковым автомобилям, верхний — тяжелым грузовым. Для предварительного выбора толщины диска можно воспользоваться эмпирической зависимостью $\delta = 0,8 + 0,01r_{д2}$, где $r_{д2}$ — наружный диаметр диска, мм. Толщина фрикционных накладок ведомых дисков составляет 0,25...3 мм. При выборе толщины дисков для ГМП грузовых автомобилей следует руководствоваться ОН 025-314—68.

Ход l_n поршня зависит от установленного зазора для одной поверхности трения в выключенном состоянии фрикциона и числа поверхностей трения:

$$l_n = z_n \Delta,$$

где Δ — зазор, приходящийся на одну поверхность трения.

Значение Δ выбирается в зависимости от наружных диаметров дисков и составляет 0,2...0,4 мм. Для ГМП грузовых автомобилей по ОН 025-314—68 зазор должен составлять 0,3...0,4 мм.

Расход рабочей жидкости для смазывания и охлаждения поверхностей трения приближенно может быть определен с помощью эмпирических зависимостей коэффициента трения и времени охлаждения после включения фрикционного устройства от удельного расхода $\bar{Q}_\Phi$ (расхода, отнесенного к полной площади поверхности трения), которые показывают, что для образования устойчивой масляной пленки и стабилизации коэффициента трения удельный расход должен быть не менее 0,8...1 л/(м²·с).

При необходимости более интенсив-

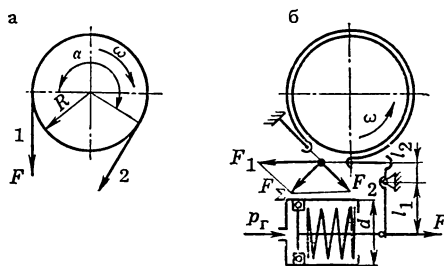


Рис. 4.21. Расчетные схемы ленточных тормозов

ного охлаждения дисков удельный расход может быть увеличен, но не более чем до $\bar{Q}_\Phi = 3$ л/(м²·с), так как при этом существенно уменьшается коэффициент трения. Кроме того, при чрезмерных подачах повышаются потери мощности на разбрызгивание масла, протекающего через зазоры между дисками выключенного фрикционного устройства.

Таким образом, расход жидкости, охлаждающей поверхность трения дисков фрикционной муфты или тормоза,

$$Q_\Phi = \bar{Q}_\Phi A_\Sigma, \quad (4.30)$$

где A_Σ — полная площадь поверхности трения.

Выбор основных параметров ленточных тормозных устройств. Выбор параметров ленточных тормозных устройств заключается в определении силы натяжения ветвей ленты; радиуса барабана; ширины, толщины и угла охвата барабана лентой и коэффициента трения.

В связи с тем, что направление вращения тормозных барабанов коробки передач постоянно, применяются, как правило, простейшие ленточные тормоза с одним неподвижным концом (рис. 4.21, а, б).

Развиваемый тормозным механизмом момент определяется выражением

$$M_\mu = F_2 \left[\left(1 - \frac{E l \delta}{2 F_2 R^3} \right) e^{\mu \alpha} - 1 \right], \quad (4.31)$$

где F_2 — сила натяжения ветви 2 лен-

ты, совпадающая с направлением вращения барабана; E — модуль упругости; I — момент инерции поперечного сечения ленты; δ — толщина ленты — 0,03...0,05 м; R — радиус барабана; α — угол охвата барабана (5,5...5,9 рад).

Силы натяжения ветвей ленты связаны между собой зависимостью

$$F_1 = F_2 \left(1 - \frac{EI\delta}{F_2 R^3} \right) e^{\mu\alpha}, \quad (4.32)$$

где F_1 — сила натяжения ветви 1 ленты, действующая в противоположном вращению барабана направлению.

При толщине ленты, не превышающей 3...4 мм, жесткостью ленты можно пренебречь; тогда выражения (4.31) и (4.32) преобразуются в соотношения для гибкой связи, установленные Эйлером,

$$\left. \begin{aligned} M_\mu &= F_2 (e^{\mu\alpha} - 1); \\ F_1 &= F_2 e^{\mu\alpha}. \end{aligned} \right\} \quad (4.33)$$

В зависимости от того, какая ветвь ленты тормоза является управляемой, требуется большее или меньшее усилие натяжения для достижения одного и того же тормозного момента. При выполнении тормозного устройства с управляемой ветвью 2 (рис. 4.21, а) требуется значительно меньшее усилие по сравнению с вариантом управления ветвью 1. Такое различие в усилиях натяжения ветвей является следствием того, что в первом случае сила трения совпадает с направлением усилия затяжки ленты, помогая затягивать тормоз, а во втором — препятствует натяжению.

При самозатягивании ленты (самоусилении) снижается необходимое усилие, что приводит к резкому включению тормоза и динамическим нагрузкам в трансмиссии. Поэтому в ряде случаев управление ленточным тормозом осуществляется воздействием на ветвь 1, что обеспечивает высокую плавность включения при постепенном нарастании давления в силовом

цилиндре. Для достижения больших усилий натяжения в этом случае воздействие от цилиндра может передаваться на ленту с помощью рычага (рис. 4.21, б).

Усилие поршня F , необходимое для создания требуемого натяжения ленты, определяется зависимостью

$$F = \frac{F_{1,2} l_2}{l_1},$$

где $F_{1,2}$ — усилие затяжки ленты, зависящее от схемы тормоза (F_1 или F_2); l_2/l_1 — передаточное число рычага, равное 5...8.

Диаметр силового цилиндра

$$d = \sqrt{\frac{4(F - F_\Pi)}{\pi P_\Gamma}},$$

где F_Π — усилие отжимной пружины.

Усилие отжимной пружины F_Π должно быть достаточным для преодоления сил трения в уплотнениях и гидравлического сопротивления в канале управления.

Ширина ленты b определяется предельной удельной нагрузкой

$$q_{\max} = \frac{F_2 e^{\mu\alpha}}{Rb} \left(1 - \frac{EI\delta}{2F_2 R^3} \right).$$

Без учета жесткости лент эта формула получает вид

$$q_{\max} = \frac{F_2 e^{\mu\alpha}}{Rb}.$$

При выборе значений $q_{\max}$ и коэффициента трения μ следует руководствоваться рекомендациями для многодисковых фрикционных устройств.

Выбор параметров системы управления ГМП. Определяется: принципиальная схема системы, количество насосов, их подача, площадь поверхности охлаждения радиатора.

Схема системы управления зависит, в основном, от выбранных схем системы подпитки и охлаждения гидротрансформатора и системы переключения передач.

Выбор схемы системы подпитки и охлаждения зависит от типа автомо-

бия, условий его работы и необходимого количества насосов системы с приводом от двигателя. В автомобилях высокой и повышенной проходимости, а также самосвалах применяются системы закрытого типа с двумя насосами. Один из них обеспечивает циркуляцию масла из радиатора в гидротрансформатор и обратно по замкнутому контуру, а второй восполняет утечки в этом контуре и поддерживает необходимое давление, исключаящее кавитационные режимы работы гидротрансформатора. Второй насос, как правило, питает систему переключения передач. В легковых автомобилях, городских и междугородных автобусах используются в основном системы открытого типа (см. рис. 4.9). Если техническими условиями предусматривается запуск двигателя буксировкой или буксировка неисправного автомобиля, в системе должен быть предусмотрен насос с приводом от выходного вала ГМП. Общее количество насосов системы управления зависит также от конструкции коробки передач (В ГМП с сухим картером требуется дополнительный откачивающий насос) и может достигать четырех. На легковых автомобилях и автобусах применяются системы с двумя насосами: передним и задним.

Схема системы переключения передач определяется ее типом (командная, автоматическая или полуавтоматическая), числом передач и видом энергоносителя. На автомобилях высокой проходимости и самосвалах применяются, как правило, командные системы. Двухпараметрические системы автоматического переключения передач предназначены только для автомобилей, эксплуатирующихся на дорогах с твердым покрытием (легковые автомобили, городские и междугородные автобусы). Для автомобилей повышенной проходимости иногда применяются системы, обеспечивающие возможность пере-

ключения передач как в командном режиме (в тяжелых дорожных условиях), так и в автоматическом (на хороших дорогах). Выбор режима в таких системах осуществляется водителем с помощью специального устройства. В ряде случаев для легковых автомобилей и грузовых с числом передач более четырех применяются полуавтоматические системы с автоматическим переключением только высших, наиболее часто используемых передач.

Блокирование гидротрансформатора только на высшей передаче можно рассматривать как введение еще одной передачи. Это требует применения клапана блокировки. Если же блокировка гидротрансформатора предусматривается на всех передачах, помимо клапана блокировки, в состав системы переключения передач должно входить устройство, обеспечивающее предварительное выключение блокировочной муфты при каждом переключении передач.

Общая схема системы управления ГМП получается объединением рассмотренных выше систем, а также системы смазки. В некоторых случаях в общую систему может входить и система управления гидродинамическим тормозом замедлителем.

Необходимая подача насосов определяется расходом рабочей жидкости в отдельных частях системы управления: в системе подпитки и охлаждения гидротрансформатора; смазки; переключения передач.

Расход жидкости в системе охлаждения гидротрансформатора зависит от количества теплоты, которое необходимо отвести из круга циркуляции для поддержания нормальной температуры рабочей жидкости. Наибольшие потери мощности P_n имеют место при работе гидротрансформатора на нижней границе рабочего диапазона:

$$P_n = P_e (1 - \eta_{r \min}), \quad (4.34)$$

где P_e — мощность двигателя при рабо-

те гидротрансформатора на нижней границе рабочего диапазона передаточных чисел; $\eta_{г\ min}$ — КПД гидротрансформатора при тех же условиях (обычно равен 0,75...0,8).

Объемный расход рабочей жидкости в гидротрансформаторе

$$Q_{г} = P_{п} / (c \Delta t_p),$$

где c — удельная теплоемкость рабочей жидкости (для минеральных масел 1,67 кДж/(кг·°С); Δt — перепад температур рабочей жидкости на входе и выходе гидротрансформатора (18...20 °С); ρ — плотность рабочей жидкости.

Расход рабочей жидкости в системе смазки включает расходы на охлаждение фрикционных устройств и на смазывание подшипников передачи

$$Q_{см} = Q_{ф} + Q_{п},$$

где $Q_{ф}$ — суммарный расход масла на охлаждение всех фрикционных устройств ГМП (расчет ведется по формуле (4.30); $Q_{п}$ — расход масла для смазывания подшипников (определяется из расчета 0,02...0,03 л/с на один подшипник).

Расход масла в системе переключения передач

$$Q_{п.п} = V_{\Sigma} / t_{п},$$

где V_{Σ} — суммарный объем исполнительных цилиндров одновременно включаемых фрикционных устройств; $t_{п}$ — время перемещения поршней при включении (0,1...0,2 с).

Необходимая подача насосов зависит от схемы системы подпитки и охлаждения гидротрансформатора и принимается несколько больше расчетной (примерно на 20%) с учетом утечек через уплотнения.

Если применяется система охлаждения гидротрансформатора открытого типа, передний насос должен обеспечивать подачу, достаточную для питания всех систем ГМП

$$Q_{п.п} \simeq 1,2(Q_{г} + Q_{см} + Q_{п.п}).$$

Табл. 4.3. Формулы для определения коэффициента теплопередачи k_t

Конструкция радиатора	Значение k_t при скорости охлаждаемой жидкости в трубках радиатора $v_{ж}$, м/с	
	0,16...0,39	0,4...0,92
Радиатор с двумя рядами трубок	$84,2v_{ж}^{0,29}v_{ж}^{0,22}$	$70,8v_{ж}^{0,34}v_{ж}^{0,14}$
Радиатор с тремя рядами трубок	$82v_{ж}^{0,4}v_{ж}^{0,2}$	$72,9v_{ж}^{0,45}v_{ж}^{0,15}$

В системах охлаждения гидротрансформатора закрытого типа циркуляция жидкости обеспечивается отдельным насосом с соответствующей подачей, а требуемая подача переднего насоса определяется потребностями системы смазки и системы переключения передач

$$Q_{п.п} \simeq 1,2(Q_{см} + Q_{п.п}).$$

Обычно подача заднего насоса

$$Q_{з.п} \simeq 0,5Q_{п.п}.$$

Подача откачивающего насоса ГМП с сухим картером принимается в 2...2,5 раза больше подачи переднего насоса.

Общая площадь поверхности радиатора системы охлаждения гидротрансформатора

$$A_p = P_{п} / (k_t \Delta t_p),$$

где $P_{п}$ — максимальные потери мощности в гидротрансформаторе; Δt_p — разность температур охлаждаемой рабочей жидкости и охлаждающей среды; k_t — коэффициент теплопередачи радиатора.

Значение Δt_p для радиаторов с воздушным охлаждением — 80 °С, а для радиаторов, включенных в систему жидкостного охлаждения двигателя, — 30...40 °С.

Коэффициент теплопередачи можно определить с помощью экспериментальных зависимостей, приведенных в табл. 4.3.

Средняя скорость воздуха v_v перед радиатором принимается 10...15 м/с. Средняя скорость рабочей жидкости в трубках радиатора

$$v_{ж} = Q_r / A_{тр},$$

где Q_r — максимальный расход жидкости в системе охлаждения гидротрансформатора; $A_{тр}$ — общая площадь проходного сечения трубок радиатора.

4.7. Расчет элементов ГМП

Расчет фрикционных устройств ГМП. В задачи расчета входит определение показателей нагруженности и оценка правильности выбора параметров основных элементов ГМП (методы расчета зубчатых колес, подшипников и валов ГМП и коробок передач механических трансмиссий одинаковы и изложены в гл. 3). Данный расчет состоит в определении ряда показателей (степень нагрева, удельная работа трения, удельная мощность трения), которые используются для косвенной оценки работоспособности и износостойкости элементов трения. Так как трогание с места автомобиля с ГМП осуществляется только за счет скольжения рабочих колес гидротрансформатора с предварительным включением передачи на режиме холостого хода двигателя, расчет ведется для режима переключения передач при работе двигателя по внешней характеристике.

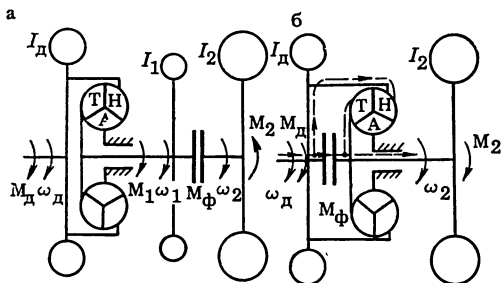


Рис. 4.22. Схемы динамических систем трансмиссии автомобиля с ГМП

На рис. 4.22 представлены расчетные схемы трансмиссии автомобиля с ГМП для исследования процесса включения фрикционной муфты коробки передач (рис. 4.22, а) и блокировочной муфты гидротрансформатора (рис. 4.22, б). В соответствии с принятыми обозначениями работа трения муфты

$$W_{\phi} = \int_0^{t_6} M_{\phi}(t) [\omega_1(t) - \omega_2(t)] dt, \quad (4.35)$$

где $M_{\phi}(t)$ — момент трения; ω_1 и ω_2 — угловая скорость ведущих и ведомых дисков в функции времени; t_6 — продолжительность буксования муфты.

Функции $\omega_1(t)$ и $\omega_2(t)$ находятся решением системы уравнений движения масс динамической системы трансмиссии, которая для автомобиля с вальной ГМП имеет вид

$$\left. \begin{aligned} M_d &= I_d \frac{d\omega_d}{dt} + M_n; \\ M_{нk_r} &= M_r; \\ M_r &= I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + M_{\phi}; \\ M_{\phi} &= I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + M_2, \end{aligned} \right\} \quad (4.36)$$

где M_d , M_n , M_r — соответственно крутящие моменты двигателя, насосного колеса и турбины, приведенные к ведущей части муфты; I_d — момент инерции двигателя и насосного колеса гидротрансформатора, приведенные к ведущей части муфты; I_1 — момент инерции деталей трансмиссии от турбины до ведущих дисков включительно, приведенный к ведущей части муфты; I_2 — момент инерции автомобиля, колес и деталей трансмиссии до ведомых дисков включительно, приведенный к ведомой части муфты; k_r — коэффициент трансформации гидротрансформатора; M_2 — крутящий момент сил сопротивления движению автомобиля, приведенный к ведомой части муфты.

Система уравнений (4.36) может быть использована и для расчета пла-

нетарных ГМП, так как работа и мощность трения практически не зависят от места расположения фрикционного устройства в коробке передач и определяются параметрами динамической системы и начальными и конечными условиями процесса включения. Для этого дифференциальный механизм и его фрикционное устройство условно заменяются зубчатой передачей с постоянным передаточным числом, равным передаточному числу включаемой передачи, и фрикционной муфтой, установленной на ведущем или ведомом валу этой передачи. Подобное упрощение недопустимо для нахождения действительных законов изменения крутящих моментов и угловых скоростей элементов трения планетарных ГМП.

Аналитическое решение системы уравнений (4.36) может быть найдено при допущениях, что скорости двигателя и автомобиля за время переключения передач не изменяются, т. е.

$$\frac{d\omega_1}{dt} = 0, \quad \frac{d\omega_2}{dt} = 0,$$

и момент трения фрикционной муфты в процессе включения изменяется по линейному закону

$$M_{\text{ф}} = k_{\mu} t,$$

где k_{μ} — коэффициент пропорциональности.

Первое из принятых допущений позволяет считать, что крутящий момент на турбине $M_{\text{т}}$ в процессе включения изменяется в соответствии с выходной характеристикой гидротрансформатора, которую возможно представить в линеаризованном виде (см. рис. 4.23).

$$M_{\text{т}} = M_{\text{т}0} + k_1 \omega_1,$$

где $M_{\text{т}0}$ — приведенный максимальный крутящий момент на турбине (находится по линеаризованной выходной характеристике гидротрансформатора); k_1 — коэффициент пропорциональности.

Коэффициент k_1 определяется коор-

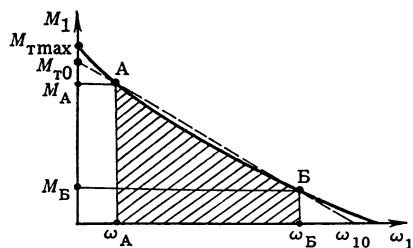


Рис. 4.23. Выходная характеристика гидротрансформатора

динатами точек A и B на графике выходной характеристики гидротрансформатора (рис. 4.23)

$$k_1 = (M_A - M_B) / (\omega_A - \omega_B).$$

Точки A и B соответствуют моментам переключения передач (A — на низшую, B — на высшую) и являются точками пересечения тяговых характеристик автомобиля на рассматриваемых передачах.

В качестве дополнительного условия принимаем, что фрикционная муфта предыдущей передачи полностью выключена к моменту включения муфты рассматриваемой передачи, а угловая скорость турбины за счет разрыва потока мощности достигла ω_{10} .

Включением муфты турбина затормаживается до скорости ω_B при переключении на низшую передачу и до ω_A при переключении на высшую. Таким образом, начальными условиями процесса включения (при $t = 0$) являются: $\omega_1 = \omega_{10}$, $M_{\text{т}} = 0$ — для любого переключения; а конечными (при $t = t_6$): $\omega_1 = \omega_A - \omega_2$ или $\omega_1 = \omega_B - \omega_2$ — в зависимости от направления переключения передач.

Коэффициент k_{μ} характеризует собой темп нарастания момента трения в процессе включения фрикционной муфты и может быть найден с помощью зависимости

$$k_{\mu} = M_{\text{тmax}} \beta / t_{\text{ф}},$$

где $M_{\text{тmax}}$ — максимальный крутящий момент на турбине, приведенный к ве-

дущей части муфты; β — коэффициент запаса фрикционной муфты; t_{ϕ} — продолжительность нарастания момента трения, составляющая 0,4...0,8 с.

С учетом принятых допущений система (4.36) сводится к одному уравнению

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} - k_1 \omega_1 = M_{T0} - k_{\mu} t.$$

После интегрирования и подстановки начальных условий находим закон изменения угловой скорости ведущей части муфты

$$\omega_1 = \omega_{10} + A(e^{at} - 1) + Bt, \quad (4.37)$$

где $A = -k_{\mu} I_1 / k_1^2$; $B = k_{\mu} / k_1$; $a = k_1 / I_1$.

Уравнение (4.37) позволяет определить t_6 , если вместо ω_1 подставить ее значение в конце процесса включения муфты: $\omega_1 = \omega_2$.

Окончательно работа трения определяется подстановкой в выражение (4.35) полученных зависимостей для ω_1 и ω_2 и интегрированием его:

$$W_{\phi} = k_{\mu} \left[\frac{B}{3} t_6^3 + \frac{1}{2} (\omega_{10} - \omega_2 - A) t_6^2 + \frac{A}{a^2} (e^{at_6} - 1) \right]. \quad (4.38)$$

Для определения работы трения блокировочной муфты гидротрансформатора составляется система уравнений движения масс динамической системы, представленной на рис. 4.22, б:

$$\left. \begin{aligned} M_d &= I_d \frac{d\omega_d}{dt} + M_n + M_{\phi}; \\ M_T &= M_n k_r; \\ M_{\phi} + M_T &= I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + M_2, \end{aligned} \right\} \quad (4.39)$$

где M_d , M_n , M_T — крутящие моменты соответственно двигателя, насосного и турбинного колес гидротрансформатора; M_2 — крутящий момент сил сопротивления движению автомобиля, приведенный к турбине; I_d — суммарный момент инерции двигателя и насосного колеса гидротрансформатора; I_2 — момент инерции ведомой части систе-

мы, приведенный к турбине; ω_2 — угловая скорость вращения турбины.

Полагая, что за время блокировки гидротрансформатора крутящий момент двигателя и скорость движения автомобиля остаются постоянными, заменяем систему (4.39) одним уравнением:

$$M_d = I_d \frac{d\omega_d}{dt} + M_n + M_{\phi}. \quad (4.40)$$

Представим момент двигателя линейной функцией разности угловых скоростей ω_d и ω_2 :

$$M_n = k_n (\omega_d - \omega_2),$$

где k_n — коэффициент пропорциональности: $k_n = M_{n0} (\omega_{d0} - \omega_2)$, M_{n0} и ω_{d0} — начальные момент и угловая скорость насосного колеса, определяемые по графику совместной работы двигателя и гидротрансформатора; ω_2 — постоянная скорость движения автомобиля, приведенная к турбине.

Момент трения блокировочной муфты можно представить в виде линейной функции

$$M_{\phi} = k_{\mu} t,$$

где k_{μ} — коэффициент пропорциональности: $k_{\mu} = \beta M_{\phi \max} / t_{\phi}$; β — коэффициент запаса муфты, равный 1,4...1,8; t_{ϕ} — продолжительность нарастания момента: $t_{\phi} = 0,2...0,3$ с.

С учетом принятых допущений уравнение движения (4.40) принимает вид:

$$M_d = I_d \frac{d\omega_d}{dt} + k_n (\omega_d - \omega_2) + k_{\mu} t,$$

интегрируя которое, находим

$$\omega_d = \omega_{d0} - A(e^{at} - 1) + Bt, \quad (4.41)$$

где $A = -k_{\mu} I_d / k_n^2$, $B = k_{\mu} / k_n$, $a = -k_n / I_d$.

Подстановкой полученных зависимостей для ω_d и ω_2 в выражение (4.35) и интегрированием его получаем формулу работы трения блокировочной муфты, аналогичную формуле (4.38), в которой следует заменить ω_{10} на ω_{d0} ,

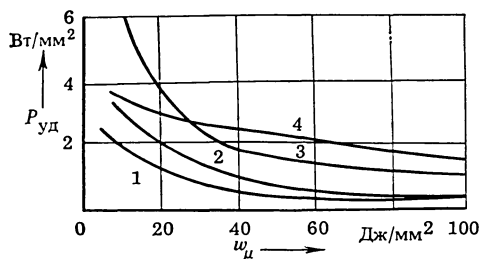


Рис. 4.24. Зависимость допустимой удельной мощности буксования от удельной работы буксования для различных фрикционных материалов:

1 — бумажная композиция; 2 — графитизированная бумажная композиция; 3 — графитизированная пластмасса; 4 — металлокерамическая композиция на медной основе

а t_6 находится подстановкой в уравнение (4.41) условия $\omega_d = \omega_2$.

Повышение температуры элементов трения за одно включение определяется по формуле:

$$\Delta t = W_{\phi} \gamma / (m c), \quad (4.42)$$

где γ — коэффициент, учитывающий долю теплоты, которая приходится на элемент трения: $\gamma = 1$ — для дисковых фрикционных устройств, $\gamma = 0,5$ — для ленточных тормозов; m — масса рассчитываемого элемента трения; c — удельная теплоемкость: для стали $c = 0,48$ кДж/(кг·°С).

Значение Δt , определяемое формулой (4.42), не должно превышать 20...25 °С.

Удельная работа трения рабочих поверхностей фрикционных устройств

$$w_{\mu} = W_{\phi} / A, \quad (4.43)$$

где A — площадь (действительная) поверхности трения.

Удельная мощность буксования наиболее полно характеризует скорость изнашивания рабочих поверхностей:

$$P_{уд} = w_{\mu} / t_6 = W_{\phi} / (A t_6). \quad (4.44)$$

Значения w_{μ} и $P_{уд}$, определяемые формулами (4.43) и (4.44), не должны превышать предельных значений, представленных на рис. 4.24 для различных фрикционных материалов.

Расчет муфт свободного хода гидротрансформатора. Он заключается в проверке условий заклинивания и контактной прочности.

Условие заклинивания может быть представлено в виде

$$\mu > \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

где μ — коэффициент трения (принимается равным 0,11...0,13); α — угол заклинивания.

Контактные напряжения в роликах муфт свободного хода рассчитываются по формуле Герца — Беляева

$$\sigma = 0,418 \sqrt{FE / (lr)}, \quad (4.45)$$

где F — нормальная сила, действующая на ролик:

$$F = 2M_{p.m} / (zR\alpha),$$

$M_{p.m}$ — расчетный момент, передаваемый муфтой: $M_{p.m} \approx M_{e \max} (k_T - 1)$; z — число роликов: $z = 8...20$; R — радиус цилиндрической рабочей поверхности муфты; l , r — соответственно длина ролика и его радиус.

Напряжение, определяемое по формуле (4.45), не должно превышать $4 \cdot 10^3$ МПа при твердости рабочих поверхностей HRC₆₃...66.

Расчет шлицевых соединений дисковых фрикционных устройств. Для подвижных шлицевых соединений дисков с корпусом или барабаном основное значение имеет расчет на смятие, так как при больших напряжениях на шлицах возникают вмятины, препятствующие чистоте выключения. Напряжения рассчитываются по формуле

$$\sigma = \frac{2M_{\mu}}{\gamma_{ш} (r_2^2 - r_1^2) \delta z_{ш} n k_z}, \quad (4.46)$$

где $\gamma_{ш}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами: $\gamma_{ш} = 0,5...0,75$; r_2 , r_1 — наружный и внутренний радиусы шлицев; δ — толщина дисков; $z_{ш}$ — число шлицев; n — число дисков.

Напряжения в корпусах и барабанах из конструкционных сталей 45, 50, 40X не должны превышать 7,5...8 МПа.

5 РАЗДАТОЧНЫЕ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

5.1. Требования к конструкции, классификация

Для распределения крутящего момента между ведущими мостами полноприводных автомобилей устанавливается механизм, называемый раздаточной коробкой. На автомобилях с бортовым приводом раздаточные коробки могут устанавливаться для распределения момента между бортами или отдельными группами ведущих колес борта. Иногда раздаточная коробка устанавливается на полноприводных автомобилях 6×4 , она распределяет крутящий момент между мостами тележки.

Основные требования к конструкции раздаточной коробки: распределение крутящего момента не должно сопровождаться циркуляцией мощности в приводе от раздаточной коробки к ведущим колесам автомобиля; конструкция, не удовлетворяющая указанному выше требованию, должна иметь устройство, позволяющее отключать вспомогательный ведущий мост в условиях, когда циркуляция мощности может быть значительной; раздаточная коробка грузового автомобиля должна быть приспособлена к установке механизма отбора мощности; при 2-ступенчатом исполнении раздаточная коробка должна иметь привод спидометра; механизм переключения в двухступенчатой раздаточной коробке должен иметь устройство для надежной фиксации включен-

ной ступени и нейтрального положения.

Классификация раздаточных коробок производится по следующим признакам: характеру деления силового потока; количеству ступеней передаточного числа; количеству выходных валов; взаимному расположению выходных валов; периодичности включения привода вспомогательного моста.

По характеру деления силового потока различают раздаточные коробки с дифференциальным приводом выходных валов, блокированным и смешанным. Блокированный привод может быть или с кинематически жесткой связью выходных валов или со связью с помощью муфты свободного хода. Смешанный привод может применяться при наличии трех выходных валов.

Количество ступеней передаточного числа в раздаточной коробке — одна или две. Двухступенчатые применяются для расширения диапазона передаточных чисел трансмиссии. Необходимость в этом возникает в тех случаях, когда диапазон устанавливаемой коробки передач недостаточен для полноприводного автомобиля.

Число выходных валов в раздаточной коробке чаще всего два. Три выходных вала имеют раздаточные коробки автомобилей 6×6 с раздельным приводом мостов тележки.

В раздаточных коробках с двумя выходными валами последние могут иметь соосное или несоосное расположение. При несоосном расположении

Один из выходных валов может устанавливаться соосно входному валу. Это позволяет осуществить прямую передачу мощности с входного вала на соосный выходной.

По периодичности включения привода вспомогательного ведущего моста, которым обычно является передний мост, различают раздаточные коробки с постоянно включенным и с периодически включаемым передним мостом.

5.2. Кинематические схемы и конструкции

Можно выделить несколько типовых групп наиболее распространенных кинематических схем раздаточных коробок. Три основные группы схем показаны на рис. 5.1...5.3. Первой группе (рис. 5.1) присущи следующие признаки: два соосных выходных вала с дифференциальным приводом; постоянно включенный передний мост; второй (рис. 5.2) — два несоосных выходных вала с заблокированным приводом; один из выходных валов соосен входному; периодически включаемый передний мост. Схемы третьей группы

(рис. 5.3) имеют: два соосных выходных вала с заблокированным приводом; периодически включаемый передний мост. Раздаточные коробки первой группы выполняются двухступенчатыми и одноступенчатыми, второй и третьей групп — обычно двухступенчатыми.

Для раздаточных коробок первой группы характерно отсутствие в приводе ведущих мостов циркуляции мощности, что позволяет иметь постоянно включенный привод всех ведущих мостов и, следовательно, обеспечить более равномерную их загрузку. Раздаточные коробки этой группы наиболее полно удовлетворяют первому из указанных выше требований (см. параграф 5.1). Для улучшения проходимости автомобиля в сложных дорожных условиях в раздаточных коробках первой группы устанавливается муфта принудительной блокировки межосевого дифференциала (МБ, рис. 5.1). При движении с заблокированным дифференциалом может иметь место циркуляция мощности. Поэтому на сухих твердых дорогах, где циркулирующий момент может быть значительным, блокировать дифференциал не разре-

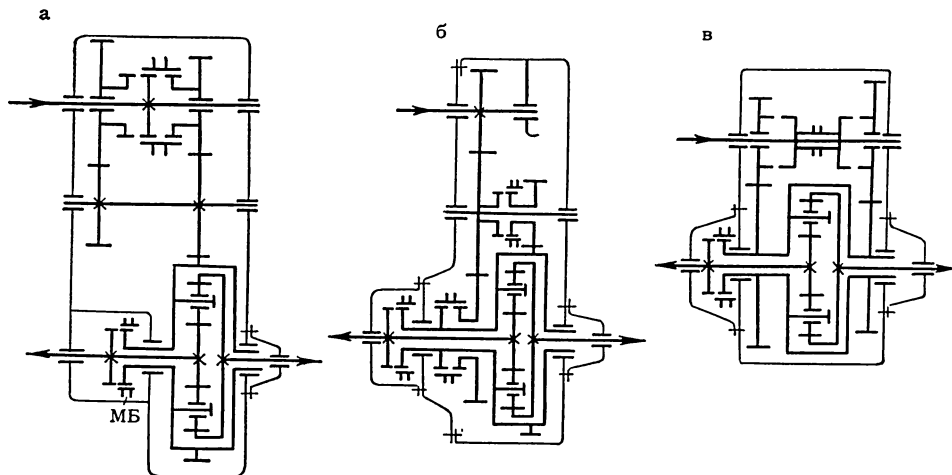


Рис. 5.1. Схемы раздаточных коробок с дифференциальным приводом:

а — УРАЛ-375; б — КамАЗ-4310; в — Zahnradfabrik «VG-275, 380, 800»

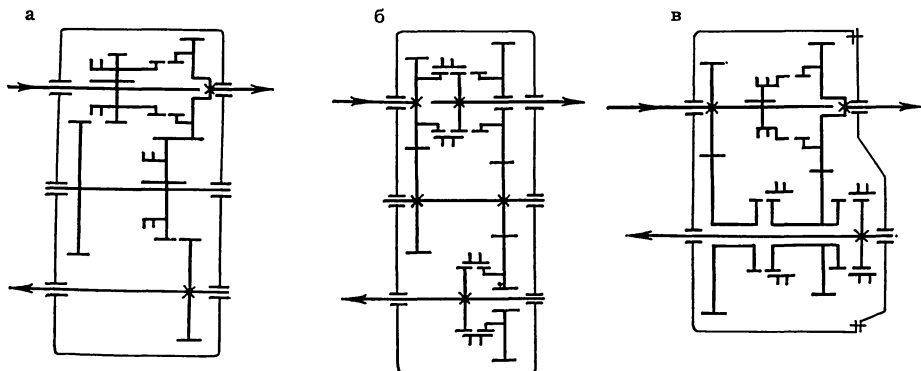


Рис. 5.2. Схемы раздаточных коробок с блокированным приводом и несоосными выходными валами:

а — ГАЗ-66, УАЗ-452; б — Aystin Gipsy; в — ЗИЛ-131

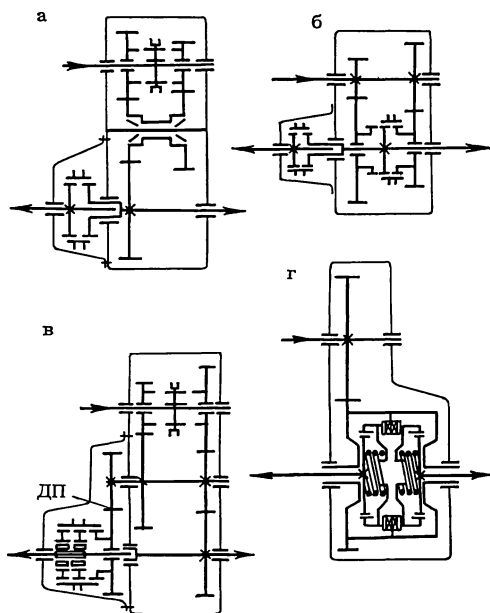


Рис. 5.3. Схемы раздаточных коробок с блокированным приводом и соосными выходными валами:

а — Tatra «138»; б — Henschel; в — Timken; г — МАЗ-7310 (проходной редуктор)

шается. Раздаточные коробки первой группы рекомендуются для автомобилей, предназначенных для постоянной работы в качестве полноприводных.

В раздаточных коробках второй

группы есть прямая передача с входного вала на соосный с ним выходной. При движении на прямой передаче в раздаточной коробке автомобиль работает как неполноприводной, с отключенным передним мостом. При этом подшипники и зубчатые колеса раздаточной коробки не нагружены. Для работы автомобиля в качестве полноприводного в раздаточной коробке второй группы производится включение привода переднего моста с помощью передвижной зубчатой муфты. Привод при этом оказывается блокированным, с кинематически жесткой связью выходных валов. В контур возможной циркуляции мощности входят зубчатые колеса раздаточной коробки, соединяющие ее выходные валы, карданные и главные передачи, полуоси и шины. При движении по сухой твердой дороге привод переднего моста должен быть выключен для предупреждения возможной циркуляции момента. Раздаточные коробки второй группы рекомендуются для автомобилей, работающих в качестве полноприводных лишь периодически, если при этом на высшей ступени для них допустимо иметь передаточное число, равное единице.

Раздаточные коробки третьей группы качественно отличаются от разда-

точных коробок второй группы отсутствием прямой передачи, вследствие чего их зубчатые колеса и подшипники нагружены при всех режимах работы. Блокированный привод в раздаточных коробках третьей группы выполняется в двух вариантах: с кинематически жесткой связью выходных валов, осуществляемой с помощью передвижной зубчатой муфты (рис. 5.3, *а, б*), и со связью указанных валов с помощью муфты свободного хода, действующей автоматически (рис. 5.3, *в, г*). В первом варианте возможна циркуляция мощности, однако благодаря соосному расположению выходных валов зубчатые колеса раздаточной коробки в контур циркуляции не входят. Во втором варианте циркуляция мощности практически отсутствует.

В каждой группе типовых схем раздаточных коробок имеется несколько вариантов, отличающихся общим числом валов, способом переключения ступеней, расположением элементов переключения. Многие схемы, кроме входного и выходных валов, включают еще промежуточный вал. Схемы с промежуточным валом имеют соответственно большее количество зубчатых колес и подшипников, но обеспечивают более широкие компоновочные возможности. Схема с промежуточным валом позволяет распределить передаточное число низшей ступени между двумя парами зубчатых колес и тем самым уменьшить диаметр ведомого зубчатого колеса. Таким образом, при одинаковых расстояниях между осями входного вала и вала привода переднего моста и передаточных числах низшей ступени схема с промежуточным валом обеспечивает большую компактность раздаточной коробки в поперечном направлении, чем схема без промежуточного вала. Кроме того, при соосном расположении выходных валов в схеме с промежуточным валом меньше реактивный момент, действующий на элементы крепления раздаточ-

ной коробки. Для таких схем реактивный момент равен разности выходного и входного моментов. При отсутствии промежуточного вала в схеме с соосными выходными валами реактивный момент равен сумме выходного и входного моментов.

На рис. 5.4 показаны схемы некоторых раздаточных коробок, отличающихся от типовых. Особенностью схем, показанных на рис. 5.4, *а, б*, является наличие трех выходных валов. Первая имеет дифференциальный привод к среднему и заднему мосту и блокированный — к переднему; вторая — блокированный привод ко всем трем мостам. Для схем, показанных на рис. 5.4, *в, г*, характерно разделение потока мощности, проходящего через зубчатые зацепления. Первая из них имеет дифференциальный привод; поток мощности на входном валу делится между двумя одинаковыми зубчатыми передачами, а суммируется на корпусе дифференциала. При такой схеме для наиболее полного использования материала зубчатых колес и равномерной загрузки параллельных передач требуется высокая точность и полная идентичность выполнения последних. Вторая схема (рис. 5.4, *г*) имеет два идентичных двухступенчатых редуктора, расположенных за межосевым дифференциалом. За счет усложнения конструкции обеспечивается равномерная нагрузка параллельных редукторов.

В схеме, показанной на рис. 5.4, *д*, три выходных вала — вал блокированного привода заднего моста и два вала дифференциального привода бортовых передач передних колес. Принятое расположение муфт переключений обеспечивает на высшей ступени прямую передачу всей мощности на задний мост.

На рис. 5.4, *е* показана схема двухступенчатой раздаточной коробки с планетарным редуктором. Планетарный трехзвенный механизм используется в качестве редуктора на высшей ступени, при этом вся мощность пере-

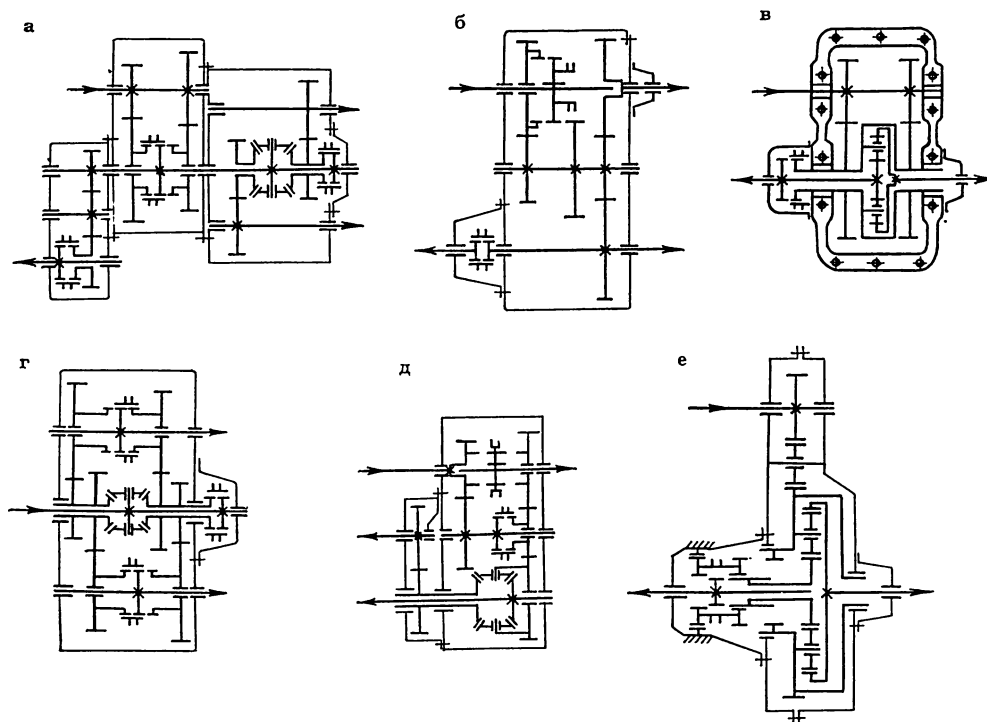


Рис. 5.4. Схемы комбинированных раздаточных коробок:

а — КрАЗ-255; б — ЗИЛ-157К; в — Magirus-Deutz; г — Т-70 (США); д — Berliet; е — Magirus Д15/Д22

дается на задний мост. На нижней ступени включены оба моста и указанный планетарный механизм используется в качестве несимметричного межосевого дифференциала, который в случае необходимости может быть заблокирован.

В раздаточных коробках грузовых полноприводных автомобилей предусматривается установка механизма отбора мощности. Отбор, как правило, производится с входного вала. В зависимости от принятой схемы при работе механизма отбора мощности зубчатые колеса раздаточной коробки могут вращаться без нагрузки (см. рис. 5.1, б; 5.3, б) или быть неподвижными (см. рис. 5.1, а, в; 5.3, а, в). В первом случае может быть обеспечено достаточно длительное смазывание элементов раздаточной коробки и

механизма отбора мощности разбрызгиванием масла. Во втором — возможно лишь кратковременное смазывание элементов механизма отбора мощности, а также подшипников входного вала и установленных на нем шестерен маслом, попавшим на детали при движении автомобиля. Если предусматривается более длительная работа механизма отбора мощности, то устанавливается масляный насос с приводом от входного вала или вала механизма отбора.

Выбор схемы раздаточной коробки производится также с учетом требуемого направления вращения карданных валов и условий их размещения. Так, например, условия размещения карданного вала привода переднего моста иногда делают целесообразной установку дополнительной зубчатой

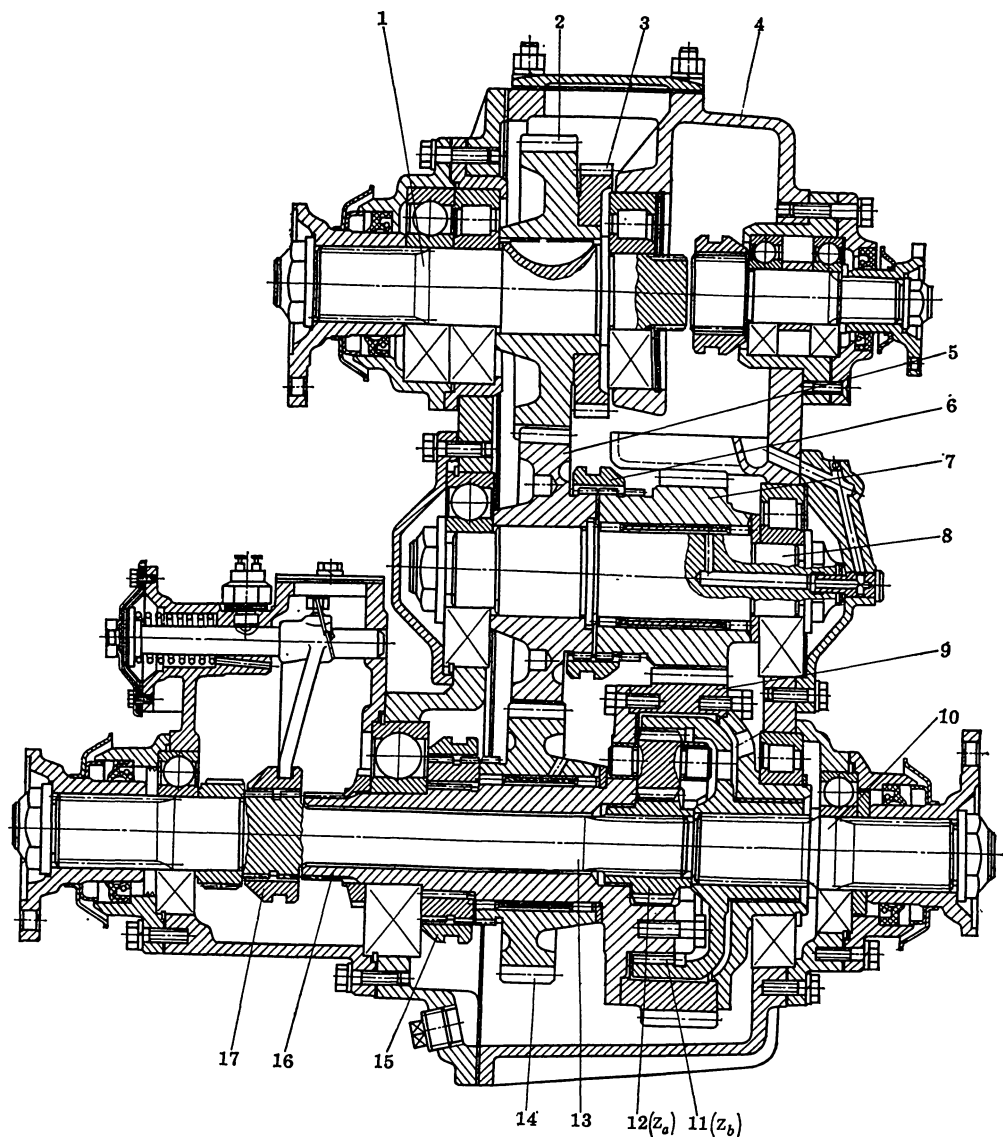


Рис. 5.5. Раздаточная коробка автомобиля КамАЗ-4310

передачи между соответствующим выходным валом раздаточной коробки и валом привода переднего моста. Такую передачу имеют раздаточные коробки автомобилей МАЗ-509 (см. рис. 5.7) и КрАЗ-255 (рис. 5.4, а). Установка дополнительной передачи по-

зволяет унифицировать раздаточные коробки различных модификаций этих автомобилей, отличающихся расположением карданного вала привода переднего моста.

Конструкции раздаточных коробок показаны на рис. 5.5...5.8. Двухступен-

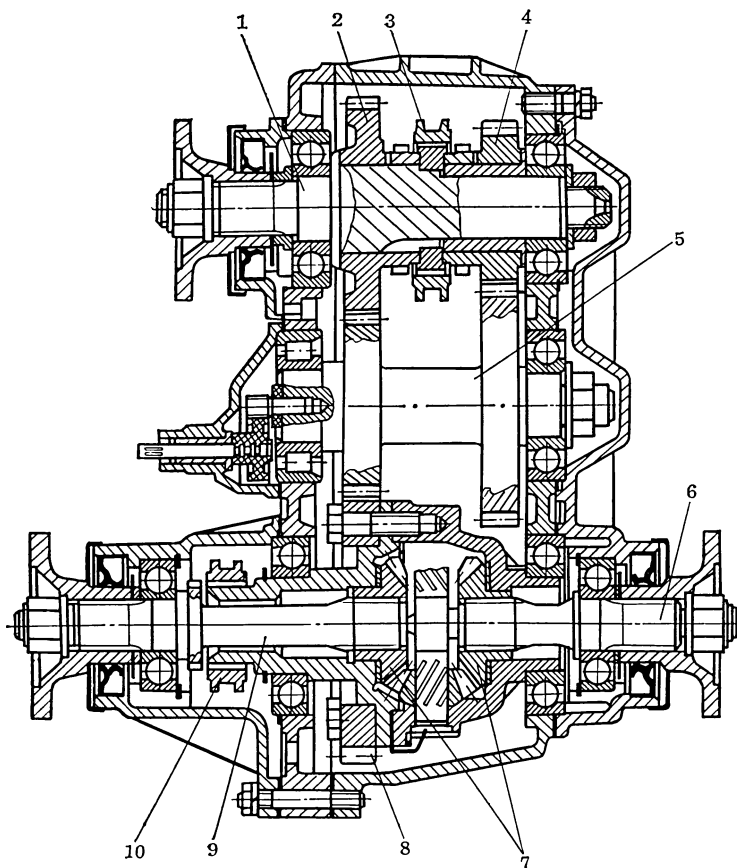


Рис. 5.6. Раздаточная коробка автомобиля ВАЗ-2121

чатая раздаточная коробка трехшестерного полноприводного автомобиля КамАЗ (рис. 5.5) имеет несимметричный межосевой цилиндрический дифференциал и постоянно включенный привод переднего моста. На входном валу 1 закреплена ведущая шестерня 2, входящая в зацепление с шестерней 5, установленной неподвижно на промежуточном валу 8. Шестерни нижней ступени 7 и верхней 14 свободно установлены соответственно на промежуточном валу 8 и пустотелом валу 16 корпуса дифференциала. Включение нижней ступени производится при перемещении муфты 6, а верхней — муфты 15. Выходной вал 10 привода мостов те-

лежки соединен с эпициклом 11 дифференциала. Вал 13 привода переднего моста соединен с центральной шестерней 12 дифференциала. Отношение моментов на указанных валах равно отношению чисел зубьев эпицикла 11 и центральной шестерни 12 и выбрано равным двум, что приблизительно соответствует распределению нагрузки автомобиля между тележкой и передним мостом. Для блокировки дифференциала установлена муфта 17. Блокировка имеет место при соединении этой муфтой валов 13 и 16. Предусмотрен отбор мощности от шестерни 3, а также на заднем конце входного вала 1. Картер 4 раздаточной коробки

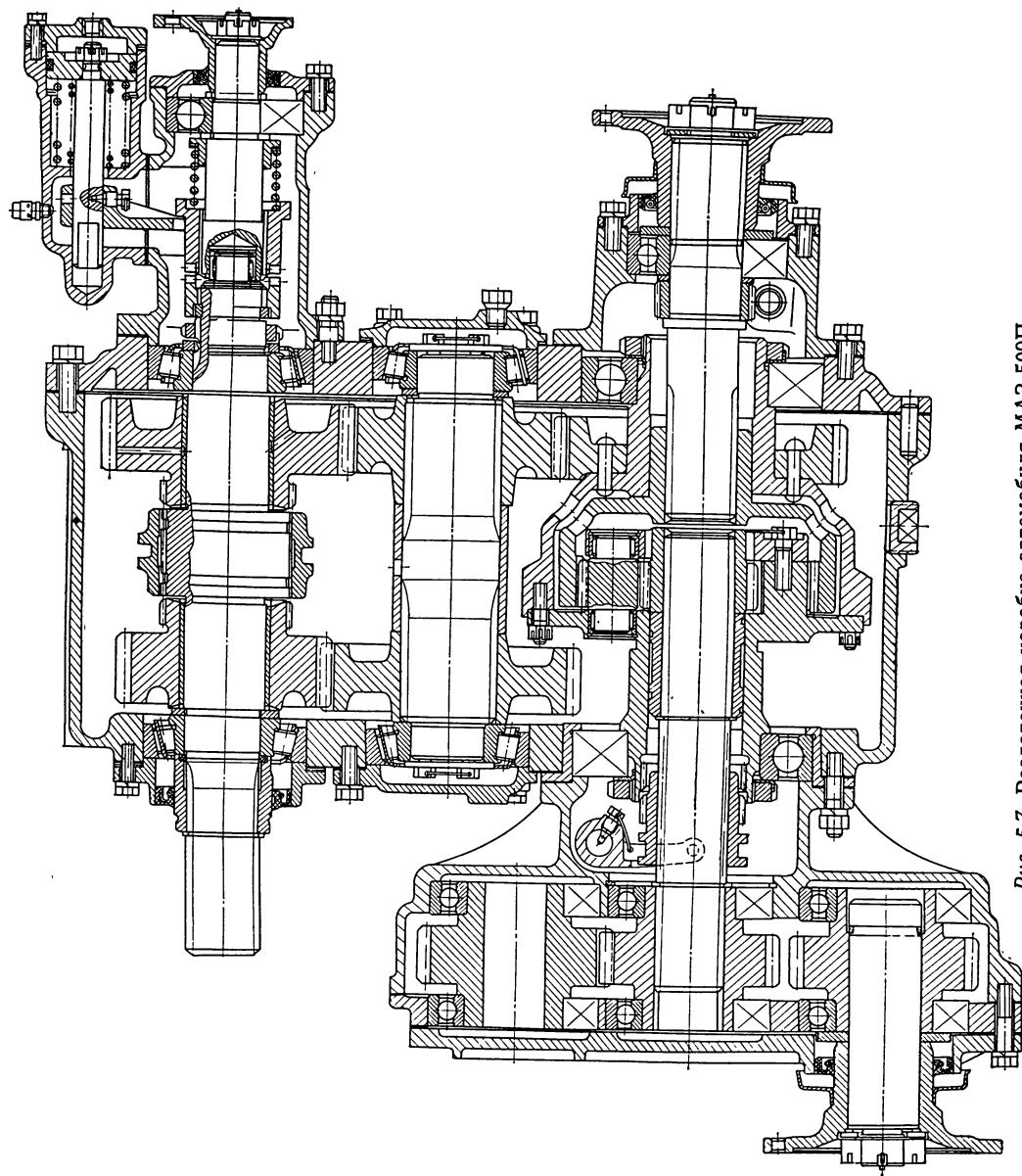


Рис. 5.7. Раздаточная коробка автомобиля МАЗ-509П

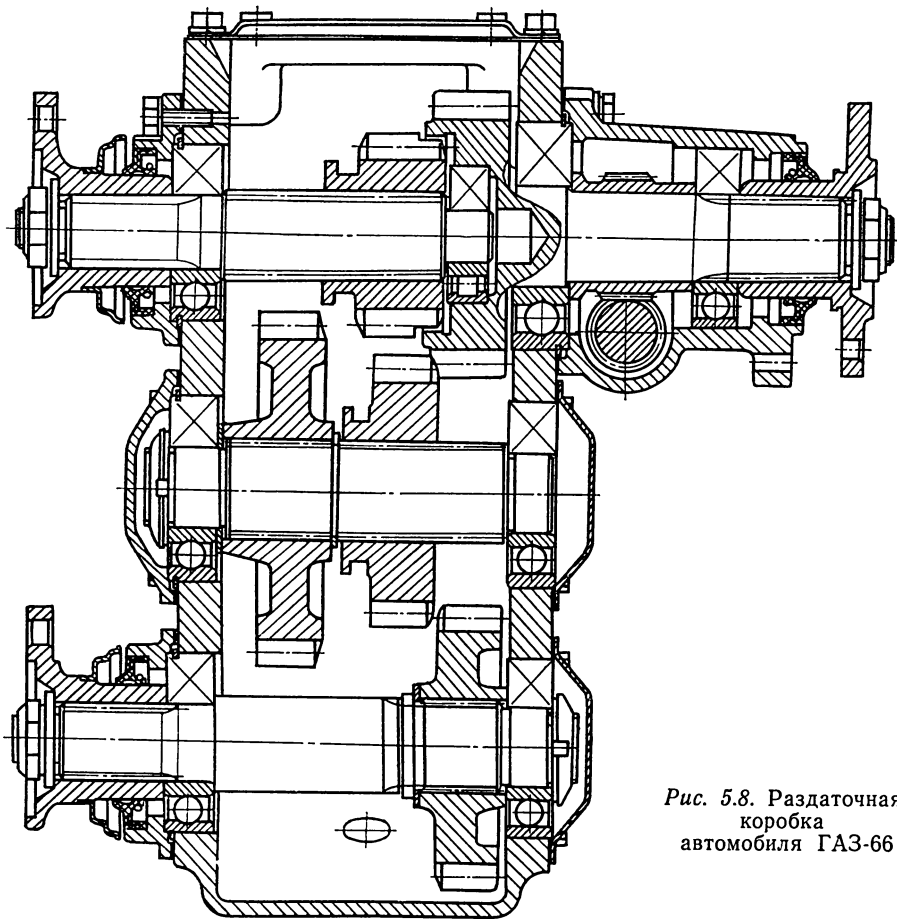


Рис. 5.8. Раздаточная
коробка
автомобиля ГАЗ-66

имеет разъем в плоскости, перпендикулярной к осям валов.

Двухступенчатая раздаточная коробка полноприводного легкового автомобиля ВАЗ-2121 (рис. 5.6) имеет симметричный межосевой конический дифференциал и постоянно включенный привод переднего моста. На входном 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 шестернями в виде блока. На корпусе дифференциала закреплена ведомая шестерня 8. Выходные валы

6 и 9 соединены с помощью шлицев с шестернями 7 дифференциала. Для блокировки дифференциала установлена муфта 10.

На рис. 5.7 показана двухступенчатая раздаточная коробка автомобиля-лесовоза. Особенностью ее является наличие в приводе дополнительной передачи к переднему карданному валу.

Конструкция двухступенчатой раздаточной коробки с блокированным приводом выходных валов, применяемой на автомобиле ГАЗ-66, показана на рис. 5.8. В этой коробке применены прямозубые колеса. За счет использования модифицированного исходного

контура с увеличенной высотой зубьев коэффициент перекрытия в сопряженных парах увеличен до 1,6. Это способствует уменьшению шума при работе под нагрузкой до допустимого уровня. Отсутствие осевых сил в зацеплениях обуславливает применение конструктивно наиболее простых радиальных шариковых подшипников. Схема раздаточной коробки обеспечивает одновременное включение привода переднего моста при включении низшей ступени.

5.3. Межосевые дифференциалы

В зависимости от требуемого отношения крутящих моментов на выходных валах раздаточной коробки межосевой дифференциал выполняется симметричным или несимметричным. При этом используются трехзвенные дифференциальные зубчатые механизмы типов А, Д, Е (см. табл. 4.1). Для несимметричных дифференциалов предпочтение отдается механизму типа А, а для симметричных — типа Е. Значение параметра p для несимметричного межосевого дифференциала выбирается исходя из целесообразного соотношения между крутящими моментами на выходных валах, обеспечивающего наилучшее использование сцепного веса автомобиля. Полное использование сцепного веса при одинаковых коэффициентах сцепления шины с дорогой ϕ для всех ведущих колес имеет место, если отношение моментов на выходных валах раздаточной коробки равно отношению долей сцепного веса, приходящихся на соответствующие ведущие мосты. Практически указанное равенство соблюдается приближенно:

$$|p| = z_b/z_a \approx G_{\phi b}/G_{\phi a},$$

где $G_{\phi b}$, $G_{\phi a}$ — сцепной вес, приходящийся на выходные валы раздаточной коробки, соединенные со звеном b и a дифференциала соответственно.

Отношение крутящих моментов на выходных валах M_b/M_a для дифференциала определенной конструкции остается практически постоянным, поскольку влияние внутренних сил трения между деталями неблокированного дифференциала незначительно. Если автомобиль оказывается в условиях, при которых для одного из ведущих мостов коэффициент сцепления шин с дорогой значительно меньше, чем для остальных, вследствие постоянства отношения M_b/M_a предельная тяговая сила соответственно снижается не только на колесах этого моста, но также и на остальных колесах. В этих условиях проходимость автомобиля ухудшается. В качестве средств борьбы с указанным недостатком дифференциального привода применяют самоблокирующиеся дифференциалы или принудительную блокировку простого дифференциала. В раздаточных коробках устанавливаются, как правило, простые дифференциалы с принудительной блокировкой. Наличие муфты блокировки в простых межосевых дифференциалах является обязательным.

В раздаточных коробках с дифференциальным приводом используются цилиндрические и конические межосевые дифференциалы: цилиндрические — для несимметричных дифференциалов, конические — для симметричных. Сателлиты конических дифференциалов имеют сквозные отверстия и устанавливаются на осях. В цилиндрических дифференциалах сателлиты выполняются с шипами, которые устанавливаются в отверстия корпуса (водила). Корпус дифференциала делают обычно из двух частей, соединяемых винтами. Приводная шестерня крепится к корпусу винтами или заклепками. В некоторых конструкциях (см. рис. 5.5) приводная шестерня 9 используется как средняя часть корпуса дифференциала. Межосевой дифференциал раздаточной коробки должен

быть достаточно компактным, чтобы его можно было разместить в радиальных габаритах приводной шестерни, закрепляемой на корпусе. Зубчатые колеса и подшипники сателлитов являются поэтому особо напряженными элементами дифференциала. Выбор параметров зубчатых колес и подшипников сателлитов производится по условию прочности при нагрузках двух уровней: максимальном моменте, ограничиваемом сцеплением шин при $\varphi=0,8$, и максимальном динамическом моменте $M_{j\max}$. По нагрузке первого уровня определяются напряжения в зубчатых колесах и условная удельная нагрузка на поверхностях, обработанных под подшипники сателлитов. Указанные показатели сопоставляются со статистическими для успешно работающих конструкций. По нагрузке второго уровня определяются максимальные напряжения в зубчатых колесах и максимальная статическая нагрузка на подшипники сателлитов. Оценка полученных показателей производится как и для зубчатых колес и подшипников коробок передач (см. гл. 3).

5.4. Элементы управления раздаточными коробками

Для управления раздаточной коробкой используются зубчатые муфты и реже передвижные зубчатые колеса. Перемещение зубчатых муфт и передвижных колес производится с помощью вилок, устанавливаемых на штоках. Переключение ступеней предусматривается обычно при остановке автомобиля, и синхронизаторы для облегчения включения муфт, за редким исключением, не применяются. Привод к штокам вилок выполняется механическим, пневматическим или электропневматическим. При выборе типа привода учитываются: расстояние от рабочего места водителя до раздаточной коробки; тип кабины; требования ком-

фортабельности; наличие на автомобиле постоянно действующего источника сжатого воздуха. В раздаточных коробках с блокированным приводом и периодически включаемым вспомогательным мостом привод переключений должен обеспечивать включение вспомогательного моста при включении низшей ступени. Это требование удовлетворяется различными способами: блокировкой в приводе перемещений соответствующих штоков; выбором самой схемы раздаточной коробки (см. рис. 5.2, *а* и 5.8); применением автоматической системы, где в качестве сигнала используется перемещение штока вилки включения низшей ступени. В системе управления раздаточной коробкой автомобиля ЗИЛ-131 (рис. 5.9) привод штоков вилок переключения ступеней является механическим, а штока вилки включения переднего моста — электропневматическим. При включении низшей ступени шток 3, воздействуя на микровыключатель, замыкает цепь питания обмотки электровоздушного клапана 14, который открывает доступ сжатого воздуха в пневматическую диафрагменную камеру 13. Под действием сжатого воздуха шток вилки включения привода переднего моста перемещается. Включение последнего происходит сжатым воздухом, а выключение — возвратной пружиной пневмокамеры. Возвратная пружина, оказывая сопротивление при включении, тем самым уменьшает нагрузку на торцы зубьев. Чтобы было возможно передний мост включать также и на высшей ступени, в кабине установлен соответствующий электровыключатель, замыкающий при необходимости цепь питания электровоздушного клапана 14.

На рис. 5.3, *в* была показана схема раздаточной коробки с автоматическим включением переднего моста с помощью роликовой муфты свободного хода. Кинематическое рассогласование обеспечивается соответствующим

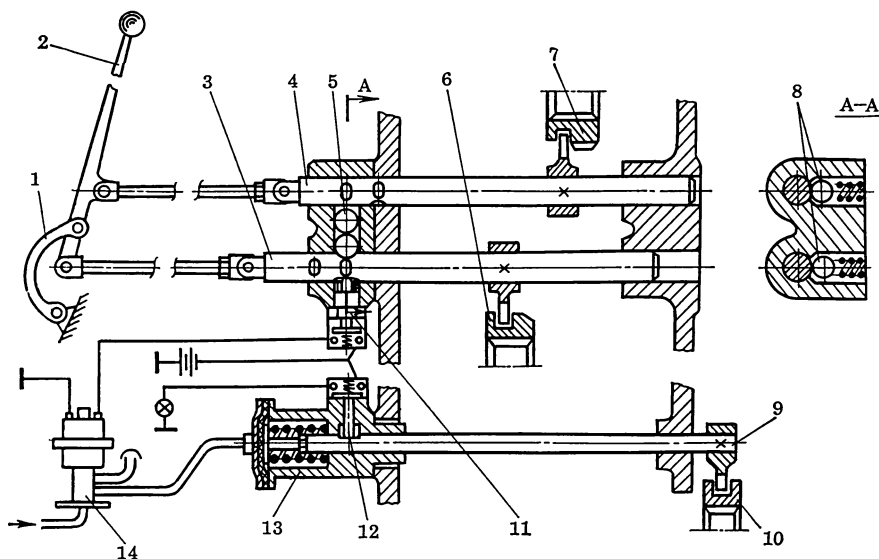


Рис. 5.9. Управление раздаточной коробкой ЗИЛ-131 с электропневматическим включением переднего моста:

1 — серьга рычага; 2 — рычаг переключения ступеней; 3, 4 — шток и вилка включения соответственно низшей и высшей ступеней; 5 — шарики блокировочного механизма; 6, 7 — муфта включения соответственно низшей и высшей ступеней; 8 — шарики фиксаторов; 9 — шток и вилка включения привода переднего моста; 10 — муфта включения привода переднего моста; 11, 12 — микровыключатель соответственно привода переднего моста и сигнальной лампы; 13 — пневматическая диафрагменная камера включения привода переднего моста; 14 — электровоздушный клапан управления приводом переднего моста

выбором передаточного числа дополнительной передачи ДП — или за счет соответствующего увеличения передаточного числа главной передачи переднего моста. В этом случае дополнительная передача не требуется.

Система автоматического включения привода вспомогательного моста, основанная на использовании роликовой муфты свободного хода, широкого распространения не получила вследствие возможной перегрузки заднего моста на низшей ступени и малой долговечности муфты.

Проходной редуктор автомобиля МАЗ-7310 (см. рис. 5.3, г) подобно раздаточной коробке имеет узел разветвления потока мощности, выполненный в виде двусторонней кулачковой муфты свободного хода. Такую муфту условно называют дифференциалом свободного хода, в данном слу-

чае межосевым. Описание конструкции и работы дифференциала свободного хода дано в гл. 7.

5.5. Дополнительные коробки передач

Применение многоступенчатых коробок передач, рассмотренных в гл. 3, в настоящее время является основным средством увеличения количества ступеней и расширения диапазона передаточных чисел механической трансмиссии. Их развитию предшествовало использование таких средств, как установка дополнительной коробки передач или двухступенчатой главной передачи. Двухступенчатые главные передачи заметного развития не получили ввиду значительного усложнения управления переключением ступеней. Управление оказывается особенно сложным, если переключение необхо-

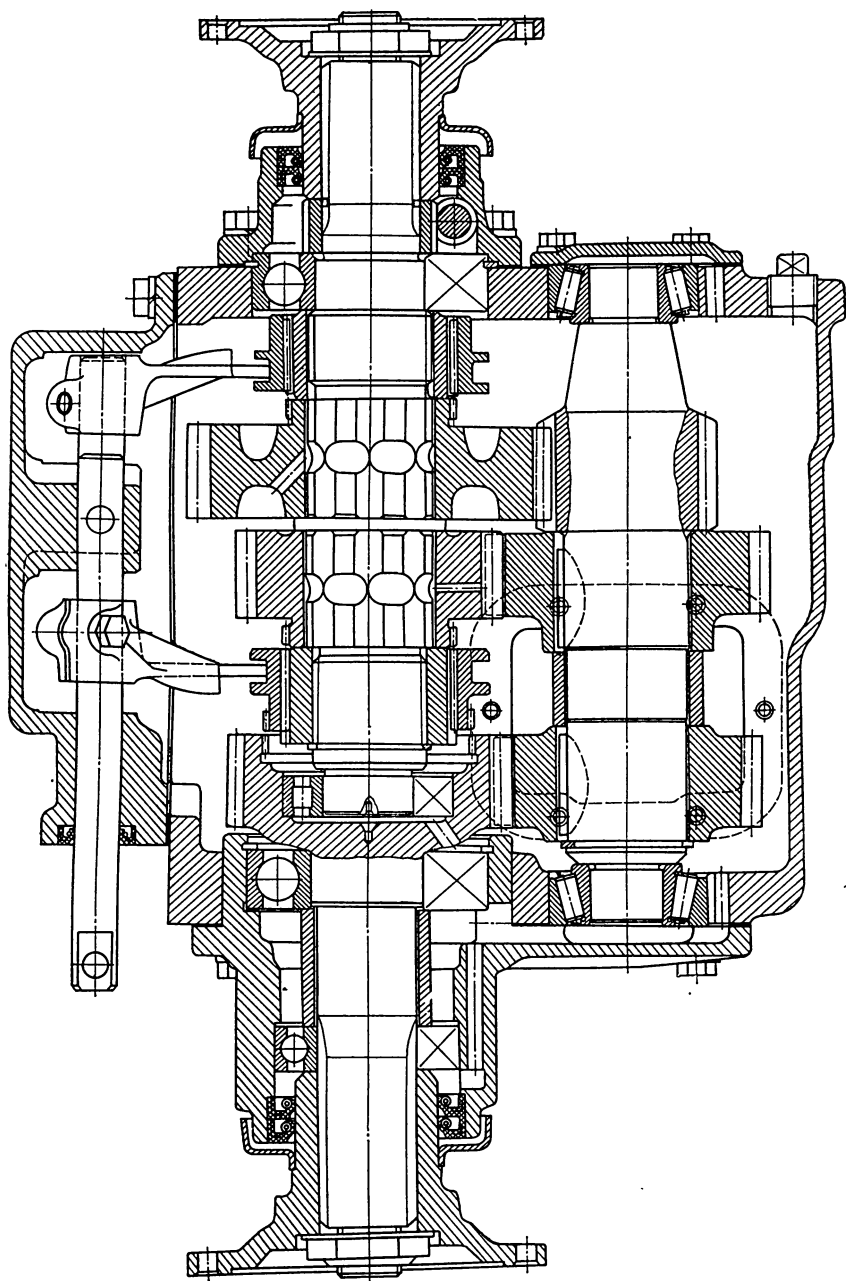


Рис. 5.10. Трехступенчатая дополнительная коробка передач

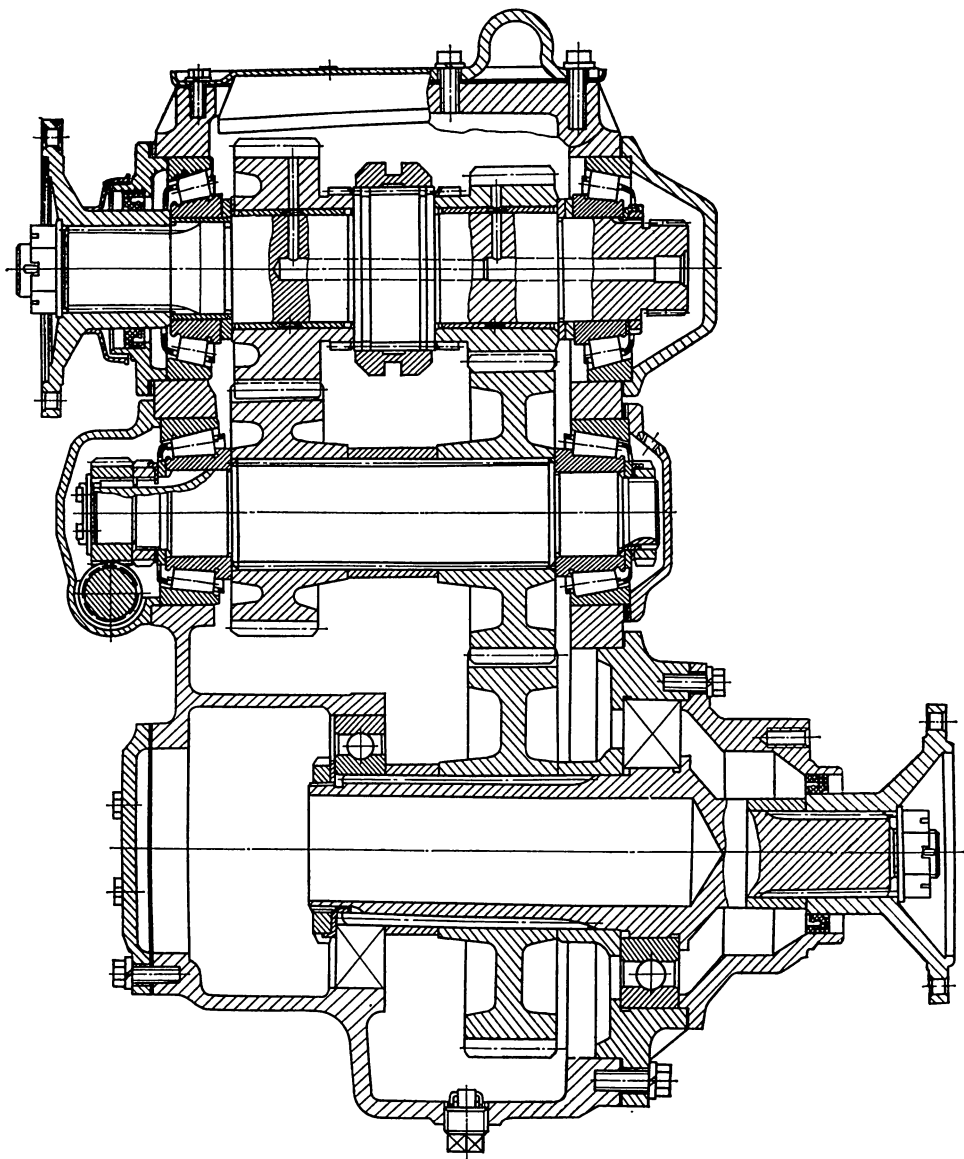


Рис. 5.11. Двухступенчатая дополнительная коробка передач автомобиля Урал-377

димо производить одновременно в нескольких ведущих мостах многоприводного автомобиля. Применение дополнительных коробок передач относится к периоду, когда начали развиваться перевозки с помощью ав-

топоездов. Специализированные предприятия к тому времени имели налаженное производство коробок передач с числом ступеней 4—5. На первых порах оказалось целесообразным увеличивать число ступеней и диапазон пе-

редаточных чисел путем установки дополнительных коробок передач с числом ступеней 2...4. Дополнительные коробки имели технологическую преемственность с выпускавшимися в то время основными коробками передач. В дальнейшем, с целью упрощения управления, уменьшения металлоемкости и достижения компактности, основная и дополнительная коробки передач в трансмиссии были заменены многоступенчатой коробкой передач.

Дополнительная коробка передач отличается от основной числом ступеней, в ней отсутствует передача заднего хода, а первичный вал имеет другую конструкцию. На рис. 5.10 показана конструкция трехступенчатой дополнительной коробки передач. Эта коробка выполнена по соосной трехвальной схеме. Зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. Переключение ступеней производится с помощью зубчатых муфт. Синхронизаторов нет. Механизм переключения расположен в верхней крышке. Для управления в кабине водителя устанавливаются два рычага, один — для основной коробки, второй — для дополнительной. Привод от рычага к механизму переключения дополнительной коробки дистанционный механический.

В большинстве случаев общий ряд передаточных чисел основной и дополнительной коробок передач состоит из нескольких диапазонов. Переключение дополнительной коробки передач производится при смене дорожных условий и означает переход на другой диапазон передаточных чисел. При движении переключается обычно только основная коробка передач. Таким образом, использование дополнительной коробки передач для увеличения количества ступеней и диапазона передаточных чисел трансмиссии аналогично использованию с этой же целью двухступенчатой раздаточной коробки.

На рис. 5.11 показана конструкция двухступенчатой дополнительной коробки передач автомобиля 6×4. Эта коробка выполнена на базе раздаточной коробки автомобиля 6×6 и имеет с последней значительную степень унификации. Показанная дополнительная коробка передач вместе с установленной на автомобиле пятиступенчатой основной коробкой передач обеспечивает получение 10 ступеней передаточного числа, включающих два диапазона — высший (при движении автомобиля в легких и средних условиях) и низший (при движении в тяжелых условиях).

5.6. Выбор размеров и расчет основных деталей

Зубчатые колеса в раздаточных и дополнительных коробках выполняют преимущественно косозубыми. В случае применения прямозубых колес принимаются меры для уменьшения шумности их работы (например, в конструкции раздаточной коробки автомобиля ГАЗ-66). С этой же целью применяются зубчатые колеса с нечетным числом зубьев. Нагрузка на зубчатые колеса раздаточных коробок выше нагрузок, действующих в коробке передач, установленной на данном автомобиле. Вследствие этого зубчатые колеса раздаточных коробок имеют несколько большую относительную рабочую ширину и на 15...25 % больший модуль, чем в коробке передач.

Коэффициент рабочей ширины зубчатых колес ($\Psi_a = b_w/a_w$) принимают в пределах 0,18...0,22 для автомобилей малой грузоподъемности и 0,22...0,38 для остальных. Суммарное число зубьев в паре z_Σ и угол наклона линии зуба β находятся примерно в тех же пределах, которые характерны для механических коробок передач. Направление линии зуба выбирается из

условия наиболее рационального нагружения подшипниковых узлов, а межосевые расстояния в раздаточных коробках — с учетом особенностей передачи силового потока для различных типовых схем. В раздаточных коробках с промежуточным валом и соосными выходными валами межосевое расстояние между входным и промежуточным валом предварительно принимается примерно равным межосевому расстоянию в коробке передач. Несколько больше (на 10...25%) межосевое расстояние между промежуточным и выходными валами. В раздаточных коробках без промежуточного вала межосевое расстояние выбирается на 25...40% больше межосевого расстояния в коробке передач. В раздаточных коробках с промежуточным валом, несоосными выходными валами и периодически включаемым приводом переднего моста межосевые расстояния выбираются примерно равными межосевому расстоянию в коробке передач.

Проверочные расчеты зубчатых колес выполняются с учетом нагрузок на всех возможных режимах, определяемых включенной ступенью в коробке передач и в раздаточной коробке. Целесообразно сначала определить расчетные крутящие моменты на первичном валу основной коробки передач для каждой ее ступени в отдельности, полагая сначала высшую ступень в раздаточной коробке, а затем — низшую. При определении расчетного момента следует учитывать, что для режима, на котором в раздаточной коробке включена низшая ступень и в коробке передач также низшая, момент по сцеплению ведущих колес должен определяться при меньшем значении коэффициента ϕ (например, $\phi=0,6...0,5$, что соответствует дорожным условиям, при которых рекомендуется использовать указанный режим). Затем следует распределить общий пробег автомобиля и установить относительный

пробег для каждого режима. Для каждой зубчатой пары раздаточной коробки необходимо установить те режимы, на которых они находятся под нагрузкой. Дальнейшие расчеты выполняются в порядке, указанном выше для зубчатых колес коробок передач. Расчетные моменты и частота вращения для зубчатых колес раздаточной коробки определяются исходя из значений этих величин на первичном валу основной коробки передач.

Валы раздаточных коробок выполняются более жесткими, чем валы основной коробки. Выбор их диаметров выполняется с учетом унификации подшипников и приводных фланцев. Для валов большинства раздаточных коробок отношение наибольшего диаметра к расстоянию между серединами опор $d/l \approx 0,25...0,35$, наибольшего диаметра к межосевому расстоянию $d/a_w \approx 0,35...0,45$. Проверочные расчеты валов раздаточных коробок выполняются в порядке, указанном выше для валов коробок передач.

Для подшипников раздаточных коробок обычно $D/a_w \approx 0,6...0,8$. Преимущественное применение имеют шариковые радиальные подшипники средней серии. В некоторых конструкциях для опоры с меньшей радиальной нагрузкой применяется шариковый радиальный подшипник, а на другой опоре — роликовый радиальный. Первый воспринимает комбинированную нагрузку, а второй — только радиальную. Если осевая нагрузка такова, что установка шарикового подшипника, способного ее воспринимать, затруднена по конструктивным условиям или экономически нецелесообразна, устанавливаются конические роликовые подшипники и обеспечивается возможность их регулировки. Применение более сложных подшипниковых узлов целесообразно лишь при особо тяжелых условиях работы и малых габаритах узлов. При выполнении проверочных расчетов подшипников раздаточных

(дополнительных) коробок соблюдается тот же порядок, который указан выше для подшипников коробок передач.

Габариты картера раздаточной коробки в поперечной плоскости определяются межосевыми расстояниями и заданными передаточными числами, а его конфигурация — определяется относительным расположением валов,

которое выбирается с учетом необходимого просвета под картером и условий размещения карданных валов. В некоторых случаях выбор межосевого расстояния зависит от условий размещения карданных валов. Как правило, раздаточная коробка выполняется отдельно от коробки передач и имеет самостоятельную подвеску на раме или кузове.

6

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Требования к конструкции и классификация

Карданная передача включает три основных элемента: карданные шарниры, карданные валы и их опоры. Она должна удовлетворять следующим основным требованиям: передавать крутящий момент между соединяемыми агрегатами равномерно (синхронно); иметь высокий КПД; быть долговечной; вибрационные нагрузки и шум при работе карданной передачи должны быть минимальными.

По числу применяемых шарниров передачи бывают одношарнирные, двухшарнирные, трехшарнирные и т. д.

Карданные шарниры подразделяются по кинематическим свойствам на шарниры неравных и равных угловых скоростей, а по наличию фиксированных осей качания — на полные карданные и полукарданные шарниры.

Карданным шарниром неравных угловых скоростей называют шарнир, у которого при равномерной скорости вращения ведущего вала угловая скорость ведомого вала неравномерна (шарниры 1—4, рис. 6.1), а карданным шарниром равных угловых скоростей — такой, у которого угловые скорости ведущего и ведомого валов равны (шарнир 5, рис. 6.1, б).

Полным карданным называют шарнир, имеющий фиксированные оси качания (шарниры 1, 2 и 5, рис. 6.1), полукарданным — шарнир, не имеющий фиксированных осей качания

(шарниры 3, 4, рис. 6.1, в, г). Полукарданные упругие шарниры 3 (рис. 6.1, в) допускают угловые отклонения осей валов до 5° , а жесткие шарниры 4 (рис. 6.1, г) — до 2° .

На рис. 6.2, а показана схема карданной передачи, получившей распространение на автомобилях с одним задним ведущим мостом. Мощность от коробки передач 1 к мосту 5 передается через два карданных вала 2 и 4 и три шарнира. Вал 2 имеет промежуточную опору 3.

Три двухшарнирных передачи имеют полноприводные автомобили с двумя ведущими мостами (рис. 6.2, б). Здесь между карданными передачами установлена раздаточная коробка 6. На рис. 6.2, в показана схема трансмиссии автомобиля с индивидуальными приводами мостов. При этом 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, среднему 8 и переднему 11 мостам.

В современных большегрузных автомобилях применяется схема со средним проходным мостом (рис. 6.2, г). В этом случае карданный вал 4 обеспечивает привод дополнительного редуктора 12, от которого мощность раздается к мостам: к среднему 8 — непосредственно, а к заднему — через карданный вал 7.

Для привода ведущего управляе-

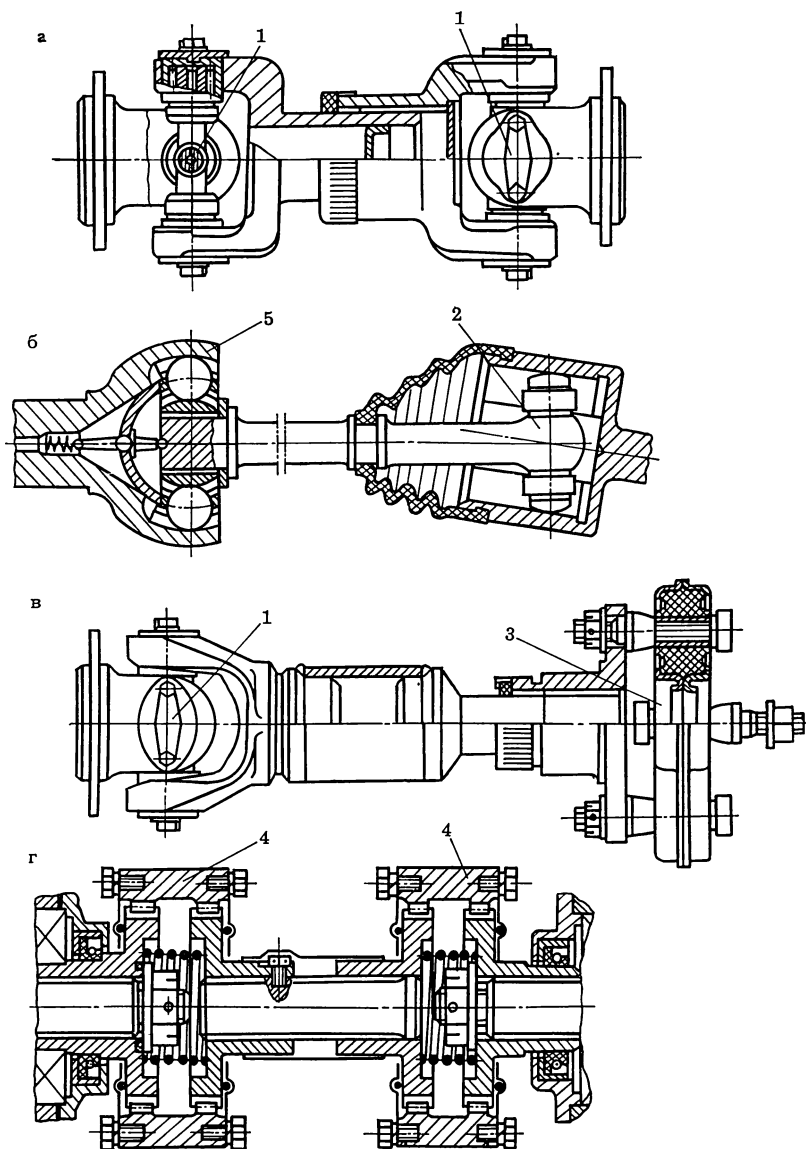


Рис. 6.1. Карданные передачи:

а — с шарнирами, имеющими крестовину; б — двухшарнирная передача привода ведущего управляемого колеса; в — с шарниром, имеющим крестовину, и с упругим полукарданным шарниром; г — с жесткими полукарданными шарнирами

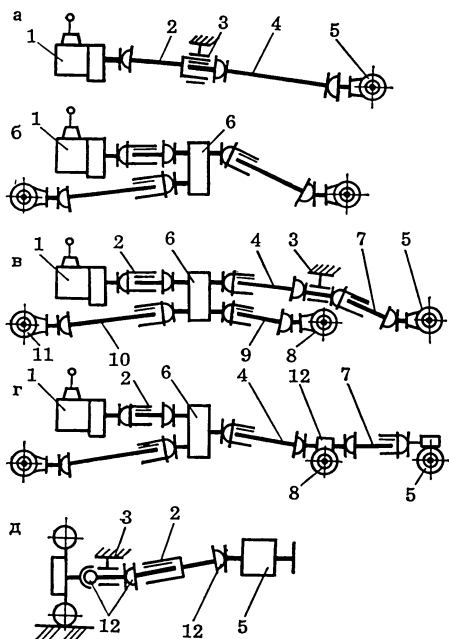


Рис. 6.2. Схемы карданных передач

мого колеса используется схема, изображенная на рис. 6.2, д, где устанавливается несколько шарниров 12, с промежуточной опорой 3 и шлицевым соединением на валу 2.

6.2. Конструкции карданных передач и их элементов

В трансмиссиях современных автомобилей преобладают карданные передачи (рис. 6.3, а), имеющие полные карданные шарниры, промежуточный и основной карданные валы и промежуточную опору (шарикоподшипник 16).

Карданный шарнир состоит из двух вилок 12 и 13 (рис. 6.3, б) и крестовины 27, соединяющей вилки шарнирно.

Крайние вилки 1 и 13 карданных шарниров снабжены фланцами, которые крепят болтами к фланцам на концах валов агрегатов, соединяемых карданной передачей. Вилка 2 левого карданного шарнира приварена к про-

межуточному валу 3, а вилка 10 среднего шарнира — к основному карданному валу 11. Вилка 9 среднего шарнира с помощью шлицев 17 соединена с промежуточным валом 3. Это скользящее шлицевое соединение необходимо для компенсации изменения длины вала, которое возникает при деформации упругих элементов подвески агрегатов автомобиля, соединяемых карданной передачей.

Крестовины карданных шарниров из легированных сталей 20ХГНТР, 15ХГНТА и 12ХНЗА подвергают нитроцементации на глубину до 1,2 мм с последующей закалкой, а из углеродистой стали 55ПП пониженной прокаливаемости — с поверхностной закалкой при нагреве токами высокой частоты с прерывистым отпуском. Твердость поверхностного слоя крестовин после окончательной обработки должна быть на цилиндрической поверхности шипов крестовины HRC₃ 61...64, на торцах шипов крестовин не менее HRC₃ 59 (ОСТ 37.001.068—76).

На шипах крестовины установлены стаканы 22 с игольчатыми подшипниками 23. Иголки подшипника опираются на стопорную шайбу 24. Стакан уплотнен на крестовине резиновым или пробковым сальником 25, установленным в металлическом корпусе 26, который надет на крестовину. От осевых перемещений стаканы 22 игольчатых подшипников фиксируются в ушках вилок 12 и 13 крышками 19 и стопорными пластинками 20 с болтами 21 или, как показано на рис. 6.4, а, б, стопорным кольцом 1, которое может устанавливаться как снаружи, так и внутри шарнира. Установка стопорного кольца снаружи (см. рис. 6.4, а) облегчает сборку, но увеличивает размеры вилок. От центральной масленки 8 масло к подшипникам подается по каналам в крестовине. Для удаления лишнего масла в крестовину ввернут на резьбе корпус с предохранитель-

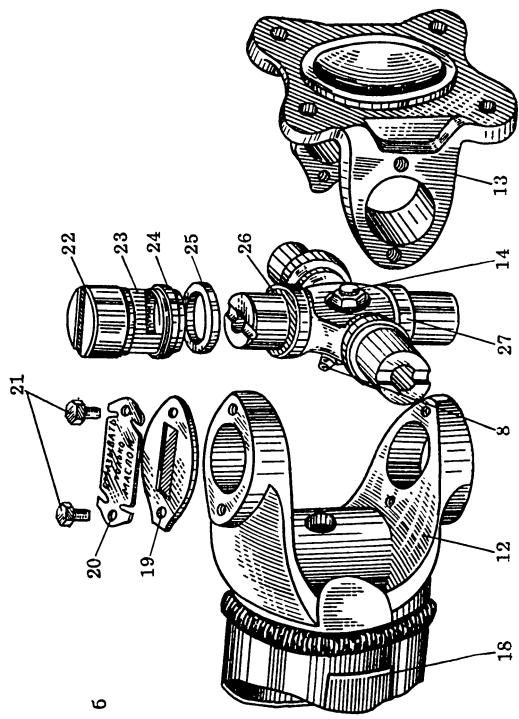
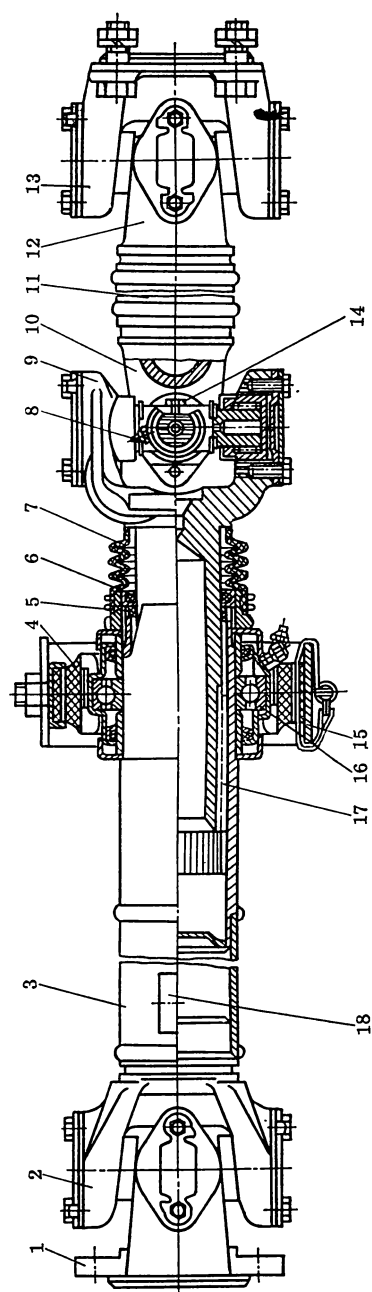


Рис. 6.3. Карданная передача автомобиля ЗИЛ-130 и детали карданного шарнира

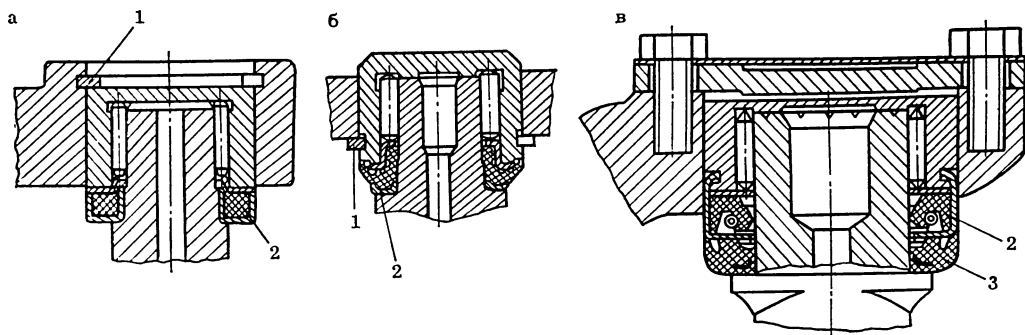


Рис. 6.4. Варианты крепления стакана и уплотнения игольчатого подшипника

ным клапаном 14, через который выдавливается масло в случае превышения допустимого давления в каналах.

Применяют также карданные шарниры, у которых клапан в крестовине отсутствует, а излишнее смазочное масло и продукты изнашивания выдавливаются из подшипников через резиновые сальники (см. рис. 6.4, в), установленные под стаканами на крестовине (проточная система смазки).

В последнее время игольчатые подшипники смазывают на длительный срок эксплуатации. Поэтому крестовина карданного шарнира маслянки и каналов не имеет (одноразовая система смазки). Смену смазочного материала в таких карданных шарнирах производят только при капитальном ремонте карданного вала.

Вытеканию смазочного материала из игольчатых подшипников и попаданию в них грязи препятствуют резиновые армированные сальники 2 (рис. 6.4). На рис. 6.4, б показан многокромочный сальник с радиально-торцевым уплотнителем, а на рис. 6.4, в изображено уплотнение с однокромочным резиновым радиальным самоподжимным сальником 2, допускающим проход продуктов изнашивания и смазочного материала при его прокачивании через подшипник, и двухкромочным резиновым торцевым сальником 3, предотвращающим попадание грязи в полость подшипника.

Шлицевое соединение 17 (см. рис. 6.3, а) смазывают при сборке карданной передачи; вытеканию масла из него препятствуют резиновый сальник 5 и войлочный 6. Шлицевое соединение, кроме того, защищается от грязи чехлом 7.

Карданные валы состоят из тонкостенных труб, к которым привариваются вилки или шлицевые наконечники. Трубы изготавливаются из ленточной малоуглеродистой стали (сталь 20), свариваемой встык. Размеры сечений труб карданных валов стандартизованы. Шлицевые наконечники подвижных соединений изготавливают из стали 40Х с последующей закалкой токами высокой частоты. Твердость поверхностного слоя 44,5...46,5 HRC₂.

Карданные валы динамически балансируют. Карданные передачи, состоящие из двух карданных валов, балансируются совместно. Норма остаточного дисбаланса карданного вала на каждом конце вала или у промежуточной опоры для трехшарнирных карданных передач оценивается по удельному дисбалансу, определяемому отношением крутящего момента к массе карданной передачи и количеству шарниров в ней. Максимально допустимая норма удельного остаточного дисбаланса карданного вала (или у промежуточной опоры для трехшарнирной карданной передачи) не должна быть более 0,6 мН·м/кг для транс-

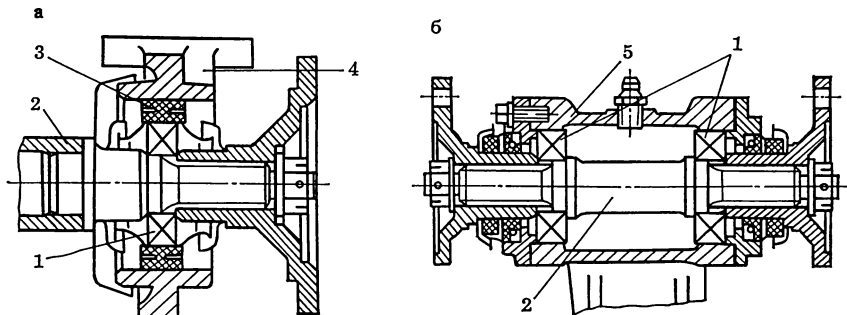


Рис. 6.5. Промежуточные опоры

миссий легковых автомобилей, грузовых автомобилей малой грузоподъемности (до 1 т) и особо малых автобусов; 1,0 мН·м/кг для трансмиссий остальных автомобилей.

При балансировке к валам приваривают балансировочные пластины 18 (см. рис. 6.3).

Карданный вал 3, изображенный на рис. 6.3, а, опирается на промежуточную опору. Шарикоподшипник 16 расположен в резиновой подушке 4, укрепленной болтами вместе с кронштейном 15 опоры на поперечине рамы автомобиля. Резиновая подушка гасит вибрации и уменьшает нагрузки на карданный вал, вызванные неточностью установки опоры и деформациями рамы.

На рис. 6.5, а показана промежуточная опора с радиальным шарикоподшипником 1, внутренняя обойма которого установлена на наконечнике карданного вала 2, а внешняя — в резиновой втулке 3; втулка с помощью кронштейна 4 крепится на раме (несущем кузове) автомобиля. Упругий элемент 3 имеет специальные прорезы, повышающие его эластичность и способствующие гашению вибраций.

Промежуточная опора, состоящая из вала 2, установленного в корпусе 5 на подшипниках 1 (рис. 6.5, б), включается в карданную передачу при значительных относительных перемещениях агрегатов трансмиссии, соединен-

ных карданным валом, или при невозможности соединить агрегаты одним валом (например, для привода заднего моста автомобиля с тремя мостами). Двухопорные промежуточные опоры воспринимают осевые нагрузки, поэтому в них часто устанавливают роликовые конические подшипники.

6.3. Кинематика карданного шарнира

Если валы карданной передачи соединены шарниром неравных угловых скоростей и расположены под углом друг к другу при равномерном вращении одного вала, другой будет вращаться неравномерно. Это вызвано тем, что при вращении валов крестовина шарнира совершает сложное движение.

На рис. 6.6 изображены два характерных положения крестовины: 1) ось O_1O_1 , относительно которой поворачивается плоскость крестовины, находится в плоскости рисунка, а плоскость крестовины расположена перпендикулярно к оси вала 1 (рис. 6.6, а); 2) ось O_1O_1 перпендикулярна к плоскости рисунка, а плоскость крестовины расположена перпендикулярно к оси вала 2 (рис. 6.6, б). Ось O_1O_1 вращается в пространстве относительно перпендикулярной к ней оси вала 1. Выражая линейные скорости точек C_1 и C_2 через угловые скорости валов 1 и 2, получим:

$$v_{C1} = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = v_{C2}.$$

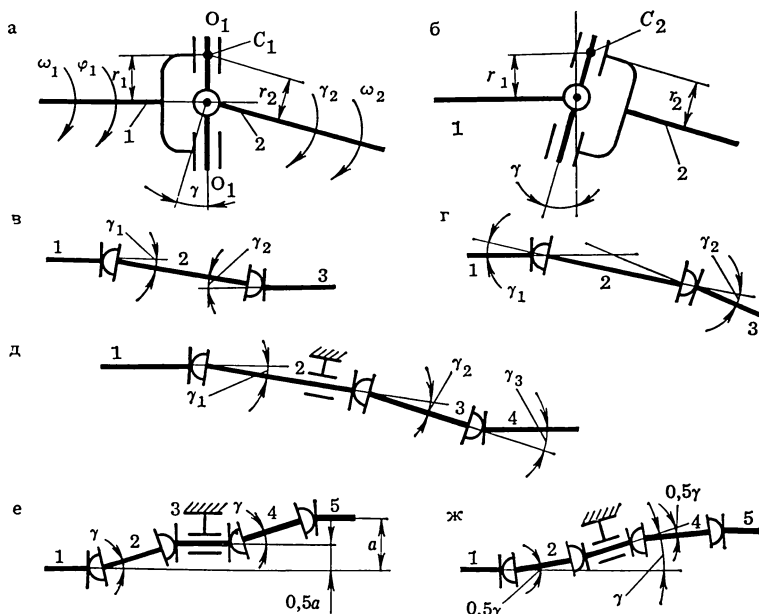


Рис. 6.6. Схемы расположения валов карданной передачи

Радиусы r_1 и r_2 точек C_1 и C_2 относительно осей валов 1 и 2 $r_2 = r_1 \cos \gamma$; $r_1 = r_2 \cos \gamma$. Таким образом, для первого положения $\omega_2 = \omega_1 / \cos \gamma$, для второго $\omega_2 = \omega_1 \cos \gamma$. Для промежуточных положений крестовины угловая скорость вала 2 находится в интервале $\omega_1 / \cos \gamma > \omega_2 > \omega_1 \cos \gamma$; полученный результат свидетельствует о том, что валы 1 и 2 вращаются неравномерно. Соотношение между углами поворота φ_1 и φ_2 валов 1 и 2, соединенных карданным шарниром с крестовиной, определяется выражением $\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma$.

Степень неравномерности вращения вала 2 при равномерном вращении вала 1 тем больше, чем больше угол γ . Поэтому при номинальной нагрузке в статическом состоянии автомобиля углы установки карданных валов не должны превышать 3° — для легковых автомобилей, 4° — для грузовых автомобилей и автобусов, 8° — для автомобилей высокой проходимости. Кроме

того, угол γ должен быть не меньше 1° из-за опасности бринеллирования контактирующих поверхностей игольчатых подшипников.

В двухшарнирной карданной передаче (рис. 6.6, в, г) для первого шарнира соотношение между углами поворота валов 1 и 2 выражается формулой: $\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_1 / \cos \gamma_1$. Для второго шарнира соотношение между углами поворота валов 2 и 3: $\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_3 / \cos \gamma_2$.

Для рассмотрения приведенных выше выражений необходимо обеспечить одинаковое начало отсчета углов φ_1 и φ_3 , что достигается установкой вилок на карданном валу 2 в одной плоскости. Тогда равенство углов γ_1 и γ_3 обеспечивается, если $\cos \varphi_1 = \cos \varphi_3$ или $\gamma_1 = \gamma_2$.

В случае трехшарнирной карданной передачи с промежуточной опорой синхронное вращение валов 1 и 4 при остановке вилок, как показано на рис. 6.6, д, будет при условии $\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3$. В приведенной схе-

ме вал 3 имеет вилки, установленные в одной плоскости, а вал 2 — вилки, развернутые под углом 90° .

Если повернуть на 90° правую вилку на валу 2, номера углов в предыдущем равенстве изменятся: $\cos \gamma_1 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_2$.

Во время движения автомобиля углы γ_2 и γ_3 трехшарнирной передачи могут меняться при постоянном угле γ_1 , потому полной синхронизации вращения валов 1 и 4 достичь нельзя. Синхронизация, однако, тем ближе к полной, чем меньше угол γ_1 , поэтому рекомендуется его назначать малым ($1 \dots 2^\circ$).

В четырехшарнирной карданной передаче с промежуточной опорой (рис. 6.6, *е, ж*) синхронное вращение не только конечных валов 1 и 5, но и вала 3 промежуточной опоры обеспечивается при соблюдении указанных выше условий для каждой из двух двухшарнирных передач, составляющих четырехшарнирную.

Если углы установки карданного вала находятся в двух взаимно перпендикулярных плоскостях,

$$\gamma = \sqrt{\gamma_{\text{гор}}^2 + \gamma_{\text{верт}}^2}.$$

От угла установки карданных валов зависит КПД карданной передачи. Для карданной передачи с двумя шарнирами неравных угловых скоростей КПД доходит в среднем до 0,99 при угле γ между валами, не превышающем 8° . При увеличении этого угла до 14° КПД снижается до 0,95 при одновременном увеличении нагрева и изнашивания деталей карданного шарнира.

6.4. Выбор конструктивных параметров

Размеры сечения и длина карданного вала определяются крутящим моментом, передаваемым валом, и критической частотой его вращения. Вследствие эксцентрисности или неравномер-

ного распределения материала по поверхности вала при его вращении возникает центробежная сила. Эта сила может вызвать изгибные колебания вала, частота которых при определенной скорости вращения вала может совпадать с частотой собственных крутильных колебаний трансмиссии автомобиля (явление резонанса). Соответствующую частоту вращения карданного вала называют критической. Таким образом, под критической частотой вращения понимают частоту, при которой происходит потеря устойчивости прямолинейной формы оси вращающегося вала. Критическая частота вращения зависит от характера защемления карданного вала в опорах, жесткости опор, величины зазоров в соединениях и подшипниках, несоосности деталей, некруглости и разности несущих трубы вала.

В соответствии с ОСТ 37.001.053—74 критическая частота вращения карданного вала (мин^{-1}) определяется по формуле:

$$n_k = 1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2} / L^2. \quad (6.1)$$

где D, d — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы карданного вала, см; L — максимальная длина карданного вала, см.

Формула (6.1) получена в результате решения дифференциального уравнения изгибных колебаний трубчатого вала постоянного сечения с равномерно распределенной нагрузкой от собственного веса. При этом считается, что вал свободно лежит на опорах, которые не воспринимают изгибающие моменты.

За длину двухшарнирного карданного вала принимается расстояние между центрами карданных шарниров, установленных на концах данного вала. Длина одношарнирного карданного вала определяется расстоянием между центром карданного шарнира и центром промежуточной опоры. Карданный вал, имеющий подвижное шлицевое соединение, характеризуется минимальной длиной и максимальным рабо-

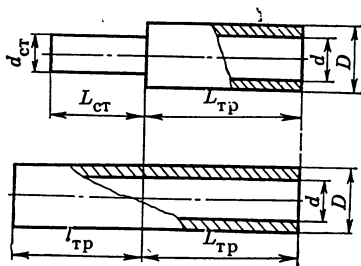


Рис. 6.7. Схема определения приведенного диаметра карданного вала

чим перемещением в подвижном шлицевом соединении.

Максимальная длина карданного вала L определяется его минимальной длиной и максимальным рабочим перемещением.

Критическую частоту вращения карданного вала, имеющего комбинированный вал в виде трубы и стержня, следует рассчитывать по формуле (6.1), подставляя вместо L приведенную длину вала $L_{пр}$. Для определения $L_{пр}$ воспользуемся рис. 6.7. Сплошная часть вала (стержень) имеет диаметр $d_{ст}$ и длину $L_{ст}$, а трубчатая часть — диаметры D и d и длину $L_{тр}$. Приведем сплошную часть вала к трубчатому валу с диаметрами D и d на основе равенства критической частоты вращения действительного и приведенного валов:

$$n_k = 1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2} / l_{тр}^2 = \\ = 1,185 \cdot 10^7 d_{ст} / L_{ст}^2.$$

Отсюда длина (см) трубы, заменяющей стержень,

$$l_{тр} = L_{ст} \sqrt{D^2 + d^2} / d_{ст}.$$

Приведенная длина вала $L_{пр} = L + (l_{тр} - L_{ст})$.

Аналогично можно трубчатую часть вала привести к сплошной.

Допустима длина карданного вала, при которой максимальная частота вращения карданного вала n_{max} , соответствующая максимальной скорости

движения автомобиля, удовлетворяет соотношению

$$n_{max} / n_k \leq 0,7. \quad (6.2)$$

Выполнение данного условия необходимо для удовлетворительной работы карданной передачи.

Допустимая длина карданного вала L_{max} и размеры его сечения находятся в следующем порядке:

1) определяется расчетный крутящий момент (Н·м) на карданном валу на низшей передаче в коробке передач:

$$M_p = M_{u1}, \quad (6.3)$$

где M_1 — расчетный крутящий момент на первичном валу коробки передач, Н·м; u_1 — передаточное число от первичного вала коробки передач до карданного вала на низшей передаче;

2) определяется максимальная частота вращения (мин⁻¹) карданного вала:

$$n_{max} = 2,65 v_{a \max} u_{в-к} / r_0, \quad (6.4)$$

где $u_{в-к}$ — передаточное число от карданного вала к ведущим колесам; $v_{a \max}$ — максимальная скорость движения автомобиля, км/ч;

3) выбираются диаметры D и d трубы карданного вала из ряда стандартных размеров сечений труб по ГОСТ 5005—65* и значения крутящих моментов, соответствующие напряжениям кручения 100...120 МПа в карданных валах грузовых автомобилей и 25...55 МПа — легковых автомобилей.

4) определяется допустимая длина карданного вала L_{max} (см).

Для этого представим условие работоспособности карданной передачи (6.2) в виде $n_k = n_{max} / 0,7$ и подставим вместо n_k ее значение из выражения (6.1), предварительно заменив в нем L на L_{max} :

$$1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2} / L_{max}^2 = n_{max} / 0,7.$$

Разрешив последнее равенство относительно L_{max} , получим

$$L_{max} = \sqrt{0,83 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2} / n_{max}}.$$

Основные размеры крестовины и вилок карданного шарнира стандартизованы и должны выбираться из указанных в отраслевом стандарте ОСТ 37.001.068—76.

Предварительный выбор шлицевого соединения вилки карданного шарнира с валом и его параметров производят, ориентируясь на существующие конструкции. Выбранные параметры должны соответствовать ГОСТ 6033—80 и ГОСТ 1139—80.

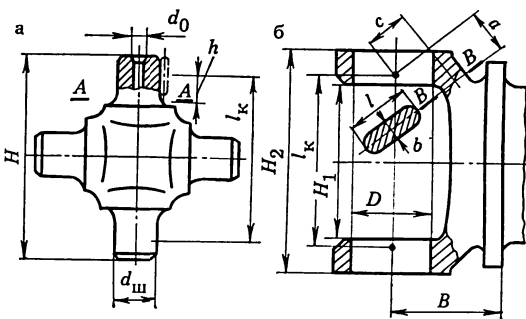


Рис. 6.8. Основные размеры крестовины и вилок карданного шарнира

6.5. Расчет основных деталей

Шипы крестовины рассчитывают на изгиб и срез под действием условно сосредоточенной нормальной силы, приложенной в середине шипа:

$$F_{\text{ш}} = M_{j \max} / l_k, \quad (6.5)$$

где l_k — расстояние между серединами игольчатых роликов противоположно расположенных карданных подшипников (рис. 6.8), м.

Напряжение изгиба (МПа) шипа в сечении А—А (рис. 6.8, а):

$$\sigma_{\text{и}} = F_{\text{ш}} h / W_{\sigma},$$

где h — плечо силы $P_{\text{ш}}$, мм; определяется исходя из того, что сила приложена в середине иглы карданного подшипника; W_{σ} — момент сопротивления сечения шипа, мм³; для шипа без отверстия для смазочного масла $W_{\sigma} = 0,1d_{\text{ш}}^3$, для шипа с отверстием диаметром d_0 $W_{\sigma} = 0,1d_{\text{ш}}^3 [1 - (d_0/d_{\text{ш}})^4]$.

Оценка напряженного состояния шипа при изгибе производится путем сопоставления значения $\sigma_{\text{и}}$ со средним статистическим уровнем напряжений изгиба в выполненных конструкциях (250...350 МПа).

Напряжение среза (МПа) шипа по сечению А—А (рис. 6.8, а)

$$\tau_s = 4P_{\text{ш}} / (\pi d_{\text{ш}}^2) \text{ или } \tau_s = 4P_{\text{ш}} / [\pi (d_{\text{ш}}^2 - d_0^2)].$$

Напряжения среза шипа в выпол-

ненных конструкциях находятся в пределах $\tau_s = 80...120$ МПа.

Вилка шарнира под действием силы $P_{\text{ш}}$ испытывает изгиб и кручение (рис. 6.8, б). В сечении В—В: напряжение изгиба (МПа)

$$\sigma_{\text{и}} = P_{\text{ш}} a / W_{\sigma},$$

напряжение кручения (МПа)

$$\tau_k = P_{\text{ш}} c / W_{\tau}.$$

Моменты сопротивления зависят от формы опасного сечения В—В. Во многих случаях эта форма может быть принята прямоугольной (рис. 6.8, б). При размерах прямоугольника b и l моменты сопротивления определяются по формулам:

$$W_{\sigma} = bl^2/6 \text{ и } W_{\tau} = klb^2.$$

Значения коэффициента k при отношении $l/b = 1; 1,5; 1,75; 2,0; 2,5; 3; 4; 10$ соответственно равны 0,208; 0,231; 0,239; 0,246; 0,258; 0,267; 0,282; 0,312. Напряжения в выполненных конструкциях находятся в пределах: $\sigma_{\text{и}} = 50...80$ МПа; $\tau_k = 80...160$ МПа.

Подшипники промежуточных опор подбираются конструктивно или рассчитываются аналогично подшипникам других агрегатов автомобиля.

Расчет трубы карданного вала производится на кручение. Напряжения кручения (МПа) при действии расчет-

ного момента M_p и максимального динамического момента M_{kj} :

$$\tau_k = M_p / W_\tau \text{ и } \tau_{kj} = M_{kj} / W_\tau.$$

Момент сопротивления трубы W_τ определяется по формуле:

$$W_\tau = (\pi/16) (D^4 - d^4) / D.$$

Напряжения кручения трубы не должны превышать 300 МПа.

Угол закручивания (в градусах) трубы карданного вала под действием расчетного момента M_p :

$$\theta_k = [M_p L_{тр} / (I_\tau G)] (180^\circ / \pi),$$

где $L_{тр}$ — длина трубы карданного вала, м; I_τ — полярный момент инерции сечения, м⁴; $I_\tau = (\pi/32) (D^4 - d^4)$; G — модуль упругости при кручении, для стали $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа. Условие жесткости вала при кручении: $\theta_k \leq 3 \dots 9^\circ$ на 1 м длины вала.

При расчете шлицевого соединения скользящей вилки определяется номинальное напряжение смятия $\sigma_{см}$ боковых поверхностей шлиц. Условие прочности при смятии: $\sigma_{см} \leq 15 \dots 25$ МПа.

6.6. Шарниры равных угловых скоростей

Карданные шарниры равных угловых скоростей применяются для привода управляемых ведущих колес и ведущих колес с независимой подвеской, где они обеспечивают равномерное вращение колес при углах γ между валами до 50° .

Наибольшее практическое применение получили шарниры равных угловых скоростей следующих типов.

Сдвоенные карданные шарниры (рис. 6.9) представляют собой карданную передачу с двумя шарнирами неравных угловых скоростей, у которой длина карданного вала равна нулю, вилки расположены в одной плоскости и центрирующим устройством обеспечивается равенство углов наклона валов γ_1 и γ_2 . Устройство состоит из сфе-

рической 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.

Недостатком сдвоенного шарнира является конструктивная сложность, а также то, что он не может передавать большие крутящие моменты из-за ограничения давления игловок на палец крестовины.

Кулачковый шарнир (рис. 6.10, а) имеет: две вилки 2 и 6, насаженные на валы 1 и 7 или откованные с ними как одно целое; два полуцилиндрических кулачка 3 и 5, охватываемых вилками; диск 4, входящий в цилиндрические пазы кулачков. Такой шарнир работает аналогично сдвоенному, в котором первый шарнир создает неравномерность вращения, а второй устраняет эту неравномерность. В результате этого приводной вал вращается равномерно. На рис. 6.10, б приведена 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 и паза 5.

Кулачковые шарниры отличаются простотой конструкции и способностью передавать крутящий момент до 30 кН·м вследствие наличия развитых передающих поверхностей. Однако КПД этих шарниров ниже, чем у сдвоенных. Они устанавливаются в картерах или имеют специальные защитные кожухи.

Шариковые шарниры обеспечивают равенство угловых скоростей соединяемых валов за счет того, что их рабочие шарики всегда располагаются в бисекторной плоскости.

Валы 1 и 5 шарикового шарнира с делительными канавками (рис. 6.11, а...в) имеют вилки, в которых вырезано по четыре канавки 2 и 4. В со-

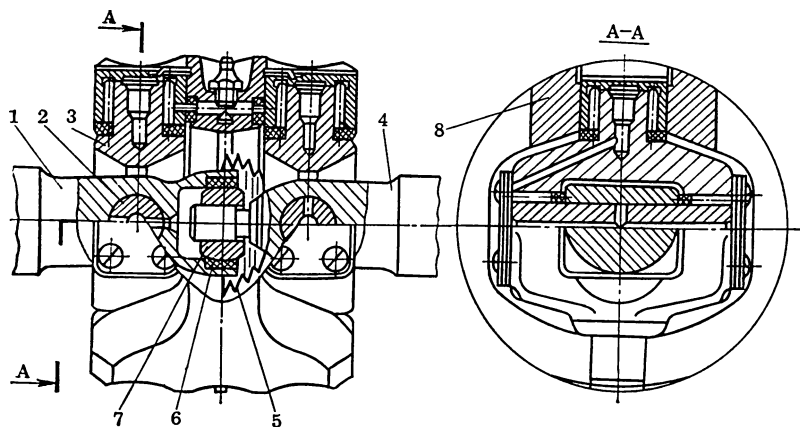


Рис. 6.9. Сдвоенный карданный шарнир

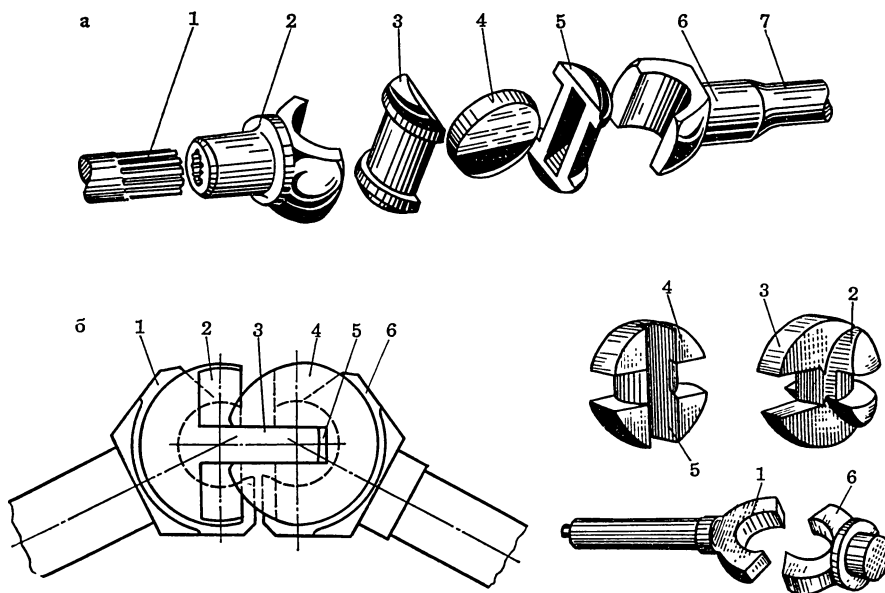


Рис. 6.10. Кулачковые шарниры

бранном виде вилки располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях, а между ними устанавливаются шарики 3. Для центрирования вилок в одной из них устанавливается на штифте 7 центрирующий шарик 6 с лыской, которая нужна для прохода рабочих шариков 3 при сборке. Применяются также шариковые шарниры,

у которых шарик 6 устанавливается без штифта 7. Средние линии канавок (рис. 6.11, а) представляют собой окружности равного радиуса с центрами O_1 и O_2 , которые находятся на одинаковом расстоянии от центра карданного шарнира O . В результате при любом угле между валами рабочие шарики 3 удерживаются в плоскости,

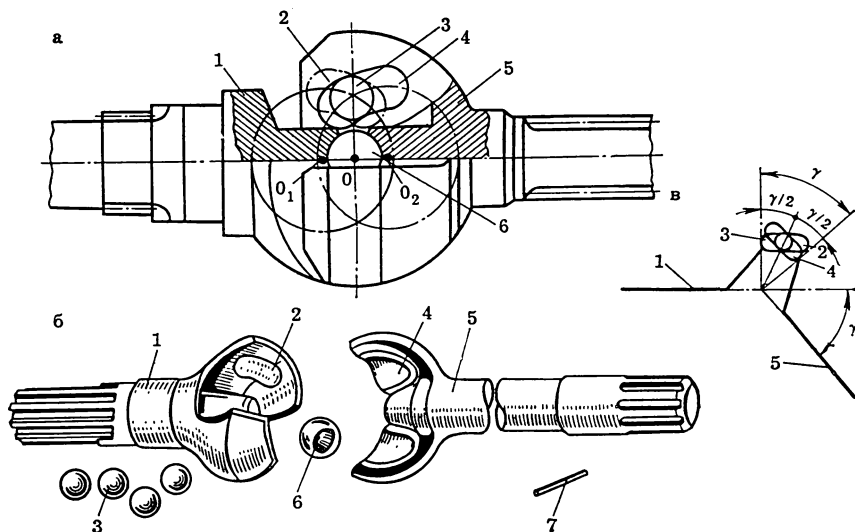


Рис. 6.11. Шариковый шарнир с делительными канавками:

а — продольный разрез; б — детали; в — схема

проходящей через точки пересечения средних линий канавок 2 и 4 и делящей пополам угол между осями валов (рис. 6.11, в).

В зависимости от размеров шарниры этого типа рассчитаны на передачу крутящего момента 1,34...7,60 кН·м. Шариковые шарниры собирают с предварительным натягом, зависящим от размеров шарнира. Сборка шарнира — селективная. Для этого подбираются шарики одинакового диаметра в пределах жесткого допуска.

Разновидностью рассмотренного шарнира является шариковый шарнир с прямолинейными делительными канавками (рис. 6.12), который допускает угловые и осевые перемещения соединяемых валов.

На рис. 6.13 показана конструкция шарикового шарнира. Он состоит из внутренней обоймы 1, сепаратора 2, шести шариков 3 и чашки 4. Центры кривизны канавок O_1 и O_2 расположены на одинаковом расстоянии от центра шарнира O . Так как положение средней линии канавки относительно

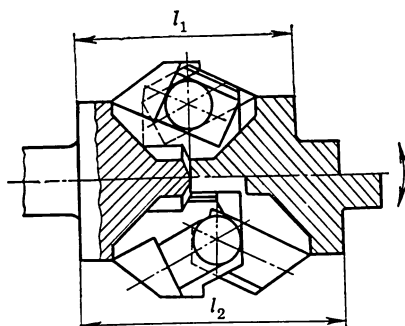


Рис. 6.12. Шариковый шарнир с прямолинейными делительными канавками:

l_1 — при сжатии; l_2 — при растяжении

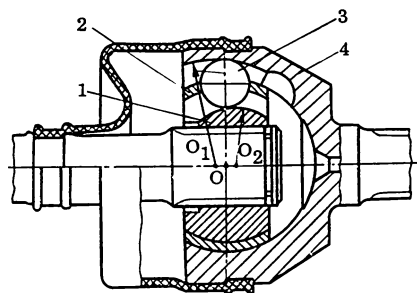


Рис. 6.13. Шариковый шарнир с канавками переменной сечения

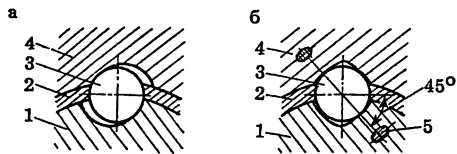


Рис. 6.14. Схема расположения шарика в канавках с поперечным сечением различной формы:

1 — обойма, 2 — сепаратор; 3 — шарик; 4 — чашка; 5 — проекция пятна контакта

центра шарнира изменяется, угловые перемещения валов вызывают подъем или опускание канавок, за счет чего изменяется положение шариков. В этой конструкции шарики устанавливаются в биссекторной плоскости сепаратором 2.

Поперечное сечение канавок шарикового шарнира может представлять не окружность (рис. 6.14, а), а эллипс (рис. 6.14, б). Конфигурация эллипса такова, что линия действия сил в точках контакта шариков с канавками составляет 45° с направлением действия окружной силы. Центры пятен контакта 5 шариков шарнира с поверхностью канавок располагаются при

этом на определенном удалении 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 $50 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Расчет сдвоенных карданных шарниров с крестовинами аналогичен расчету карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей.

В кулачковых шарнирах напряжения смятия на контактирующих поверхностях относительно невысокие вследствие значительной площади последних. Расчет вилок ведется как и для шарниров неравных угловых скоростей.

Основные размеры и передаваемые расчетные крутящие моменты для шарниров равных угловых скоростей, применяемых на отечественных полноприводных автомобилях, приведены в ОН 025. 315—68.

Вилки шариковых шарниров равных угловых скоростей обычно изготовляют из стали 15 НМ с последующей цементацией и закалкой, шарик — из стали ШХ15.

7 ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ПРИВОД К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ

7.1. Требования к конструкции и классификация

Главная передача — это механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами автомобиля.

Основные требования к главной передаче сводятся к тому, что она должна: обеспечивать оптимальные тягово-динамические и топливно-экономические характеристики автомобиля при соответствующем выборе передаточных чисел; иметь высокий КПД; обеспечивать требуемый дорожный просвет; работать плавно и бесшумно; иметь высокую жесткость корпуса, опор и валов.

Главные передачи классифицируют по числу, виду и расположению зубчатых колес.

По числу зубчатых колес главные передачи подразделяются на *одинарные* — главные передачи с одной парой зубчатых колес и *двойные* — с двумя парами зубчатых колес.

Одинарные главные передачи по виду зубчатых колес подразделяются на *конические* — с коническими зубчатыми колесами, *гипоидные* — с гипоидным зацеплением зубчатых колес, *цилиндрические* — с цилиндрическими зубчатыми колесами, *червячные* — с червяком и червячным колесом.

Двойные главные передачи по расположению зубчатых колес подразделяются на *центральные* — двойные

главные передачи, у которых обе пары зубчатых колес расположены в одном картере, и *разнесенные* — двойные главные передачи, у которых вторая пара зубчатых колес находится в приводе к каждому из ведущих колес.

По числу ступеней главной передачи различают *одноступенчатые* — главные передачи с одним передаточным числом и *двухступенчатые* — главные передачи, имеющие две переключаемые передачи с разными передаточными числами (высшую и низшую ступень).

7.2. Конструкции главных передач и их элементов

Одинарная главная передача (рис. 7.1) компактна, имеет минимальную массу, невысокую стоимость. Она проста в производстве и эксплуатации. Применение ее ограничивается передаточным числом $u_0 \leq 7$ 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.

Одинарная коническая главная передача (рис. 7.1, а) применяется на легковых автомобилях и грузовых малой грузоподъемности.

Более широкое распространение получила одинарная гипоидная главная передача (рис. 7.1, б), обладающая рядом преимуществ.

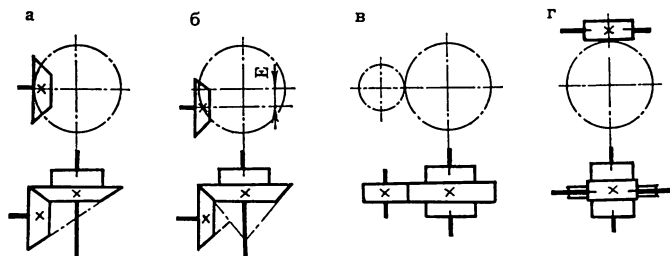


Рис. 7.1. Схемы одинарных главных передач автомобилей

ществ: повышенной несущей способностью по контактным напряжениям, плавностью работы и бесшумностью. Иногда применение гипоидной передачи связывается с использованием гипоидного смещения Е (рис. 7.1, б) как расширяющего компоновочные возможности автомобиля. В отечественном автомобилестроении применяется на автомобилях семейства ВАЗ, «Москвич», «Волга», ГАЗ-53А, ГАЗ-14, ЗИЛ-4104, РАФ-2203.

В одинарной гипоидной главной передаче (рис. 7.2) вал с шестерней 1 установлен в приливе картера 10 на двух конических роликоподшипниках 2 и 4. Между подшипниками поставлена стальная (с упругим гофром) распорная втулка 3. На шлицах наружного конца вала закреплён самоконтращейся (с пластмассовой вставкой) гайкой 5 фланец 6 карданного шарнира с грязеуловительным щитком 7. Ступица фланца уплотнена в картере самоподжимным сальником 8. Между ступицей фланца 6 и подшипником 4 закреплено маслоотражательное кольцо 9. Масло к подшипникам 2 и 4 поступает по каналу в приливе картера 10. Ось вала шестерни 1 смещена относительно оси зубчатого колеса 20 вниз на 31,75 мм.

Гайка 14 стопорится пластиной 15, которая крепится болтом 16 к бугелю 17 подшипника.

Колесо 20 прикреплено болтами к неразъемной коробке дифференциала 12. В коробку запрессован палец 19, фиксируемый выступом зубчатого ко-

леса 20. На пальце поставлены два сателлита 18, находящиеся в зацеплении с полуосевыми шестернями 21, которые цилиндрическими шейками входят в выточки коробки 12. С торцов под полуосевые шестерни 21 поставлены упорные кольца 22, подбором которых регулируют правильность зацепления шестерен дифференциала. На пальце 19 под сателлитами сделана винтовая канавка для лучшего прохода масла, а в упорных кольцах 22 имеются отверстия. Полуосевые шестерни 21 соединяются на шлицах с внутренними концами полуосей 23.

Одинарная цилиндрическая главная передача (см. рис. 7.1, в) широко используется на легковых автомобилях, в особенности переднеприводных, при поперечном расположении двигателя.

Одинарная червячная передача (см. рис. 7.1, г) позволяет получить передаточное число более 7. Однако низкий по сравнению с конической и гипоидной передачами КПД червячной передачи, пониженная несущая способность при тех же габаритах и несколько повышенная стоимость производства ограничивают область применения таких передач.

Двойная центральная главная передача имеет большие размеры, массу и стоимость по сравнению с одинарной, но позволяет получить большие передаточные числа ($u_0 \leq 12$) без уменьшения дорожного

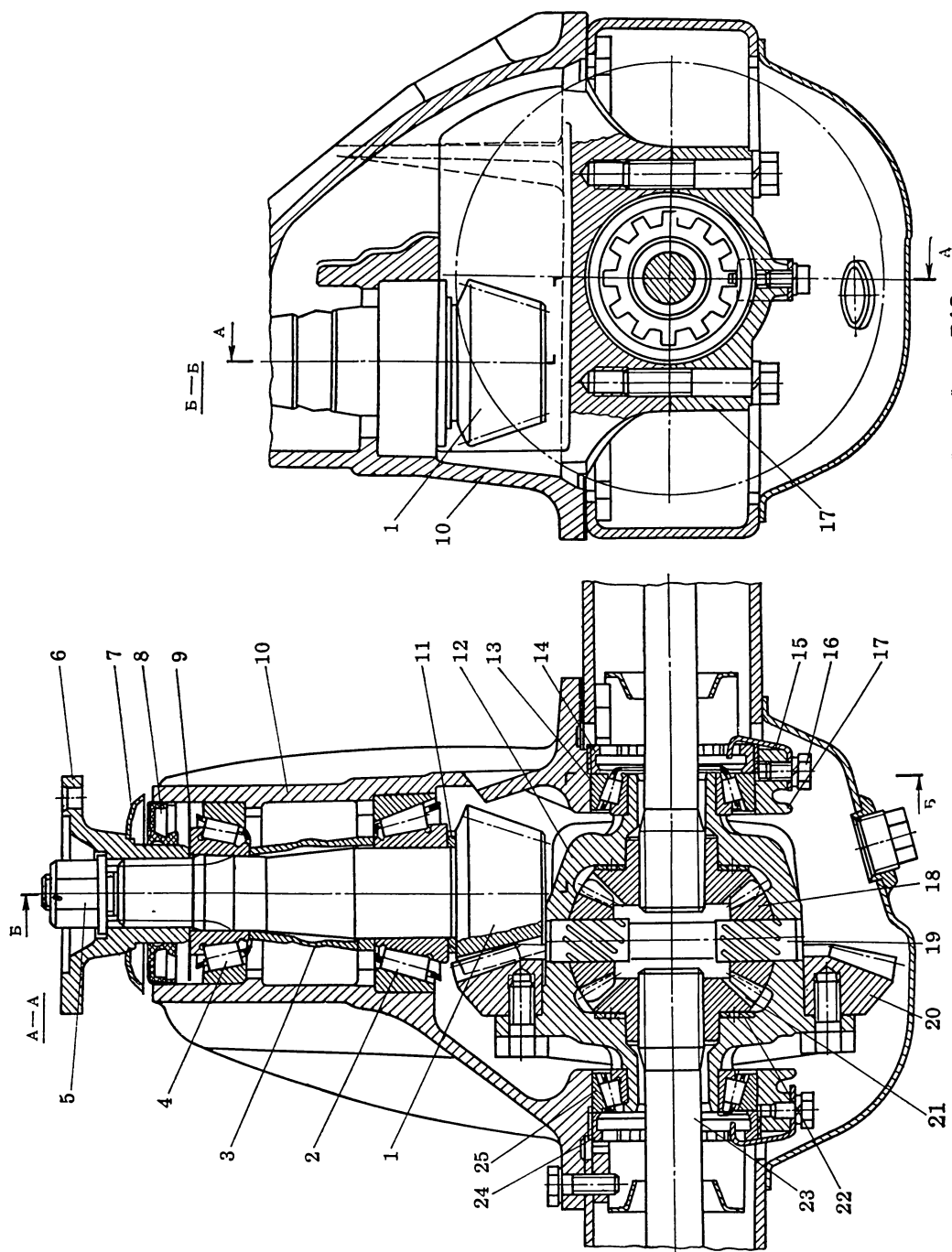


Рис. 7.2. Одинарная гипонидная главная передача автомобилей семейства ВАЗ

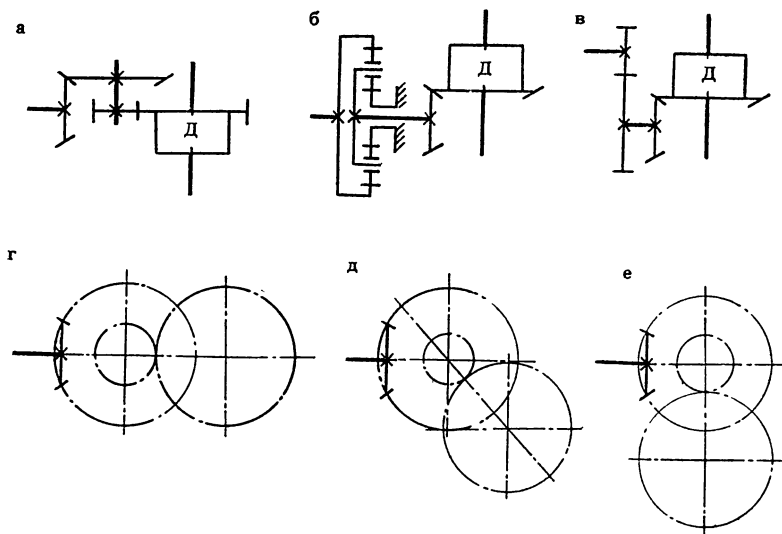


Рис. 7.3. Схемы двойных центральных главных передач

просвета под картером главной передачи.

Двойные центральные главные передачи выполняют по различным схемам: а) первая ступень коническая (гипоидная), вторая — цилиндрическая (рис. 7.3, а); б) первая ступень коническая (гипоидная, червячная), вторая — планетарная (рис. 7.9, а); в) первая ступень планетарная, вторая — коническая (гипоидная) (рис. 7.3, б); г) первая ступень цилиндрическая, вторая — коническая (гипоидная) (рис. 7.3, в).

В отечественном автомобилестроении наибольшее распространение получила схема, представленная на рис. 7.3, а. Применяются следующие три варианта данной схемы: I — все валы шестерен главной передачи располагаются в горизонтальной плоскости (по типу ЗИЛ-130, рис. 7.3, г); II — в двух неперпендикулярных плоскостях (по типу КраЗ-257, рис. 7.3, д); III — в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (по типу Урал-4320, ЗИЛ-131, КамАЗ — 5320, рис. 7.3, е). Последний вариант позволяет получить наи-

более компактный средний проходной мост тележки трехосного автомобиля.

Двойная центральная главная передача, выполненная по первому варианту схемы, представлена на рис. 7.4. Вал с конической шестерней 9 установлен в двух конических роликоподшипниках 27 и 29 в отдельном корпусе 26, прикрепленном к картеру 25 болтами на регулировочных прокладках 8. Между подшипниками на валу установлены распорная втулка 28 и два шлифованных стальных кольца 6, подбором толщины которых регулируют затяжку подшипников. Подшипники затянуты шплинтуемой гайкой 1, которой также крепится фланец 2 карданного шарнира и упорная шайба. Корпус закрыт крышкой 5 с сальником 4. К фланцу приварен грязеотражатель 3.

Коническая шестерня 9 входит в зацепление с коническим колесом 11, прикрепленным к фланцу поперечного вала 12. Шестерни имеют спиральные зубья. Вал 12 установлен в гнездах картера 25 на двух конических роликоподшипниках 14. Под фланцами гнезд

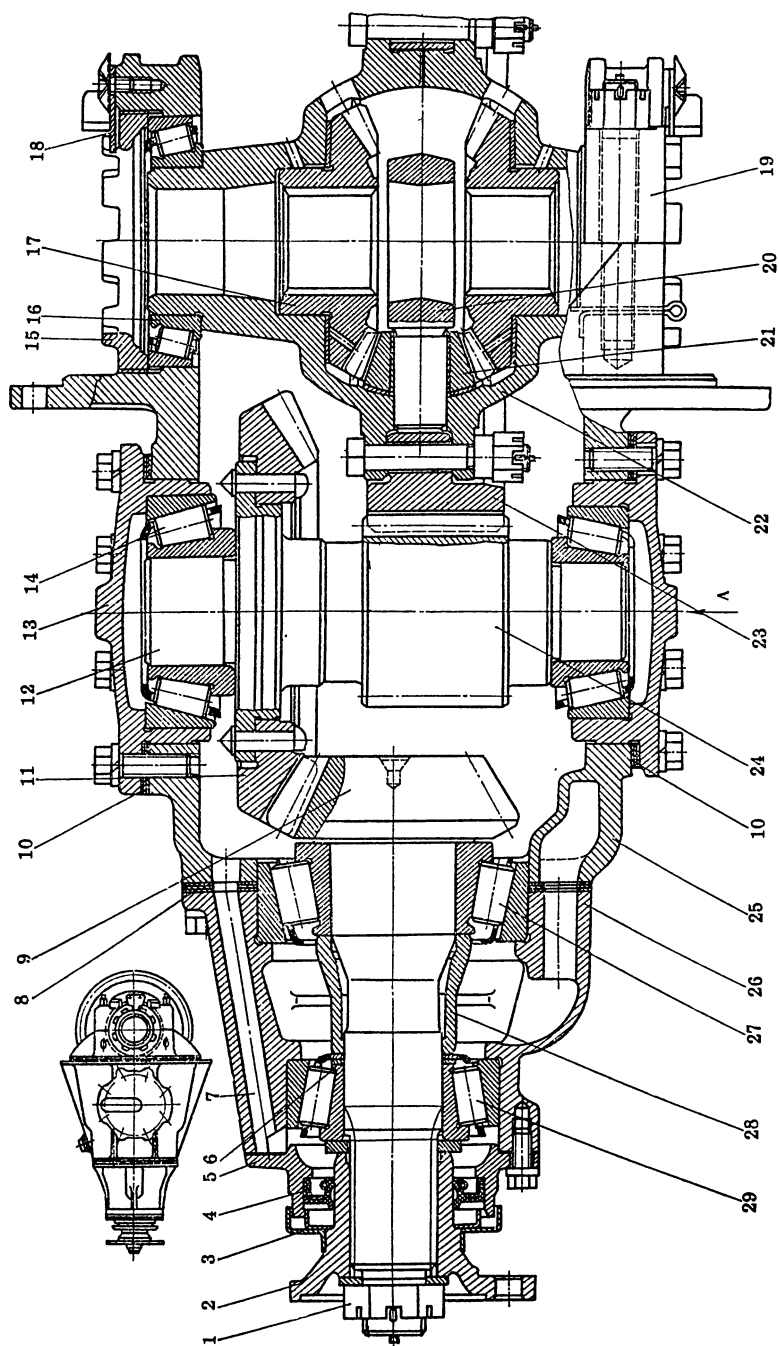


Рис. 7.4. Двойная центральная главная передача автомобиля ЗИЛ-130

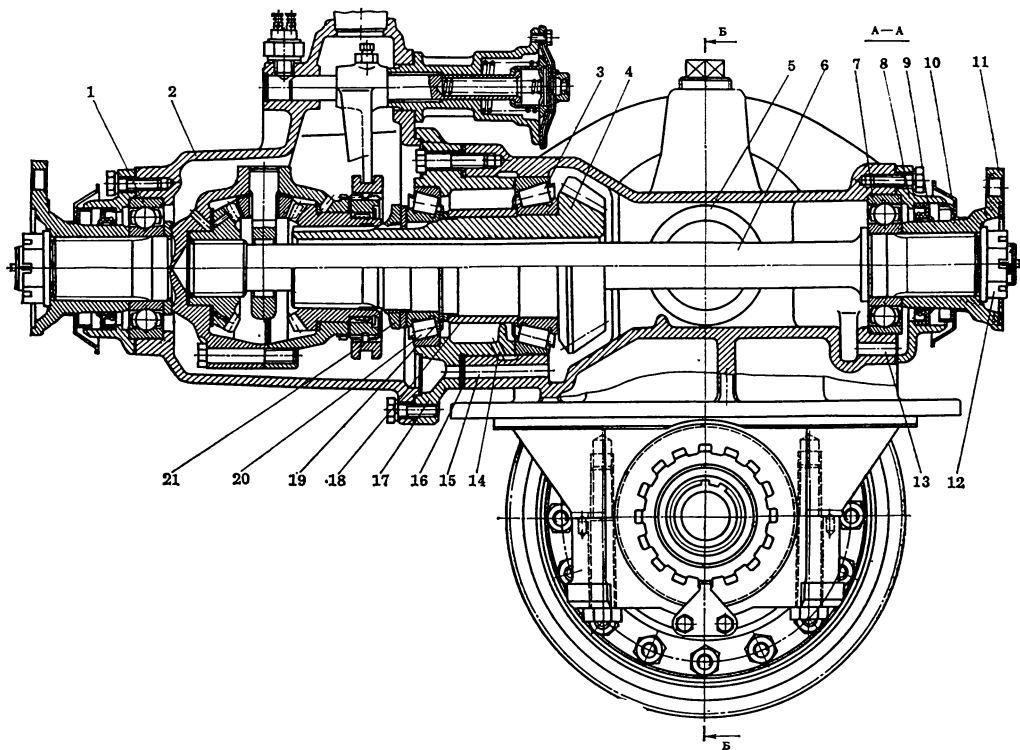


Рис. 7.5. Двойная центральная главная передача среднего моста автомобиля КамАЗ-5320:

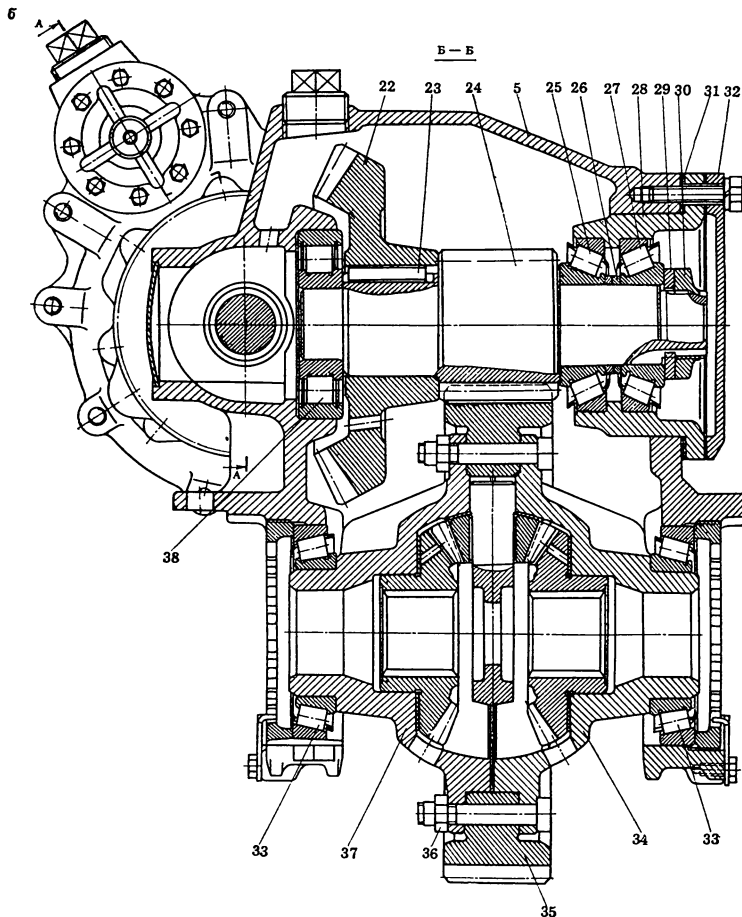
а — продольный разрез; б — поперечный

13 подшипников 14 установлены регулировочные прокладки 10.

Совместно с валом 12 изготовлена цилиндрическая шестерня 24, находящаяся в зацеплении с колесом 23, соединенным болтами с чашками коробки дифференциала 22. Зубчатые колеса 23 и 24 имеют косые зубья. Коробка 22 установлена в гнездах фланца картера 25 на двух конических роликоподшипниках 16. Подшипники закреплены крышками 19 на шпильках, а с наружной стороны фиксируются регулировочными гайками 15 со стопорами 18. Между чашками коробки дифференциала расположена крестовина 20 с четырьмя сателлитами 21, установленными на бронзовых втулках. Сателлиты входят в зацепление с полуосевыми

шестернями 17, ступицы которых расположены в выточках коробки дифференциала. Под сателлитами и полуосевыми шестернями имеются опорные шайбы. Масло к подшипникам 27 и 29 поступает по каналам 7 в картере. В главной передаче, выполненной по первому варианту схемы, сокращается расстояние между фланцами крепления карданного вала, что вызывает увеличение углов его наклона. При втором и третьем вариантах схемы пара конических шестерен размещается над балкой моста, что требует увеличения высоты пола кузова и соответственно погрузочной высоты платформы.

По степени нагруженности опор промежуточного вала преимущество



имеет первый вариант схемы, где радикальные усилия, действующие на промежуточный вал со стороны конического колеса и цилиндрической шестерни, направлены в противоположные стороны и лежат в одной плоскости. Это приводит к уменьшению результирующей этих усилий.

Условия смазки опор вала шестерни и промежуточного вала хуже во втором и третьем вариантах схемы. В этих передачах необходимо предусматривать принудительную систему смазки или специальные ловушки и каналы со стоком масла к опорным подшипникам указанных валов.

Двойная центральная главная передача среднего моста, выполненная по третьему варианту схемы, изображена на рис. 7.5, а, б. Шестерня 4 главной передачи среднего ведущего моста установлена на двух конических подшипниках 3 и 20. Внутреннее кольцо заднего подшипника 3 напрессовано на шейку шестерни. Наружное кольцо установлено в гнезде картера 5 на посадке скольжения. Наружное кольцо переднего подшипника 20 запрессовано в гнездо стакана 17, а внутреннее — установлено на посадке скольжения на валу шестерни 4. Между подшипниками установлена распорная втулка 18

и регулировочные шайбы 19, предназначенные для регулировки преднатяга подшипников. Внутреннее кольцо фиксируется от осевого перемещения специальной гайкой 21, навинченной на резьбовую часть шестерни 4. Для обеспечения смазки подшипников 3 и 20 в картере 5 и стакане 17 предусмотрены продольный 15 и радиальный 14 каналы. Стакан 17 подшипников болтами крепится к картеру 5, а к стакану подшипников, в свою очередь, крепится картер 2 межосевого дифференциала.

Вал 6 предназначен для передачи крутящего момента к заднему мосту. Он установлен на двух опорах: передней опорой является подшипник 1 чашки межосевого дифференциала, задней опорой — подшипник 7, установленный в гнезде картера 5 главной передачи. Концы вала шлицевые. На задний конец вала до упора во внутреннее кольцо подшипника установлен фланец 11, зафиксированный на валу гайкой 12. Для предотвращения вытекания масла из картера и попадания пыли и грязи в крышку 8 подшипника 7 запрессован резиновый сальник 9, а к фланцу приварен гряземаслоотражатель 10. Для подведения масла к подшипнику в картере предусмотрен канал 13.

Коническое колесо 22 (рис. 7.5, б) напрессовано на шейку цилиндрической шестерни 24 до упора и от проворачивания стопорится шпонкой 23. Шестерня 24 в сборе с коническим колесом установлена на двух опорах в гнездах картера 5. Передней опорой является роликовый цилиндрический подшипник 38, внутреннее кольцо которого установлено на шейке вала шестерни 24, а наружное — в гнезде картера. Задней опорой являются два роликовых конических подшипника 25 и 27, внутренние кольца которых установлены на шейке шестерни 24, а наружные — в стакане 28 подшипников.

Регулировка преднатяга подшипников 25 и 27 осуществляется с помощью регулировочных шайб 26. Внутреннее

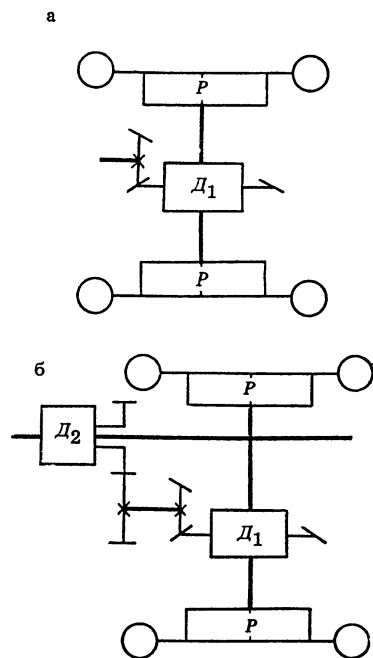


Рис. 7.6. Схемы двойных разнесенных главных передач

кольцо подшипника 27 опирается на шайбу 29 и оба подшипника фиксируются на валу цилиндрической шестерни гайкой 30. Для регулировки зацепления конической пары зубчатых колес между стаканом 28 и картером устанавливается набор регулировочных прокладок 31. После установки и регулировки стакан подшипников закрывается крышкой 32.

Косозубое колесо 35 в сборе с дифференциалом установлено в картере 5 на двух конических подшипниках 33. На чашки 34 и 37 дифференциала зубчатое колесо 35 поставлено на посадке скольжения и крепится к чашкам болтами с самоконтрящимися гайками 36.

Двойная разнесенная главная передача состоит из центрального редуктора с одинарной конической или гипонидной передачей и межколесным дифференциалом Д₁, за которым расположены два редуктора Р в приводе каждого ведущего колеса (рис. 7.6,

а). На рис. 7.6, б представлена схема двойной разнесенной главной передачи проходного моста. Здесь D_2 — межосевой дифференциал.

Двойная разнесенная главная передача сложнее центральной, имеет большее число зубчатых колес и подшипников. Несмотря на это, она получила большое распространение на автомобилях средней и большой грузоподъемности вследствие ряда преимуществ, основными из которых являются: 1) меньшие размеры межколесного дифференциала и диаметр полуосей ввиду малой степени редукции момента, подводимого к межколесному дифференциалу; 2) компактность центральной части ведущего моста и достаточно большой дорожный просвет под центральной частью балки ведущего моста; 3) возможность изменить передаточное число главной передачи без изменения центрального редуктора и центральной части балки ведущего моста.

В практике конструирования привода ведущих колес редукторы двойной разнесенной главной передачи разделяют на бортовые, расположенные перед ведущими колесами или непосредственно за межколесным дифференциалом, и колесные, расположенные в ступице колеса или его тормозного барабана.

Применяют следующие виды редукторов: с цилиндрической передачей внешнего зацепления (рис. 7.7, а, г); с конической передачей внешнего зацепления (рис. 7.7, в); с цилиндрической передачей внутреннего зацепления (рис. 7.7, д, е); с цилиндрической планетарной передачей с заторможенными эпициклической (рис. 7.7, б, ж) или солнечной (7.7, з) шестернями; с конической планетарной передачей (рис. 7.7, и).

Типовая конструкция бортового редуктора с цилиндрической передачей внешнего зацепления изображена на рис. 7.8, а. Вал 9 служит для передачи

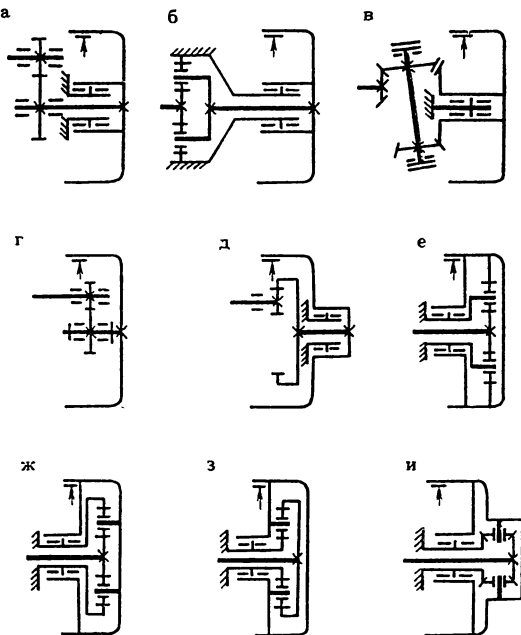


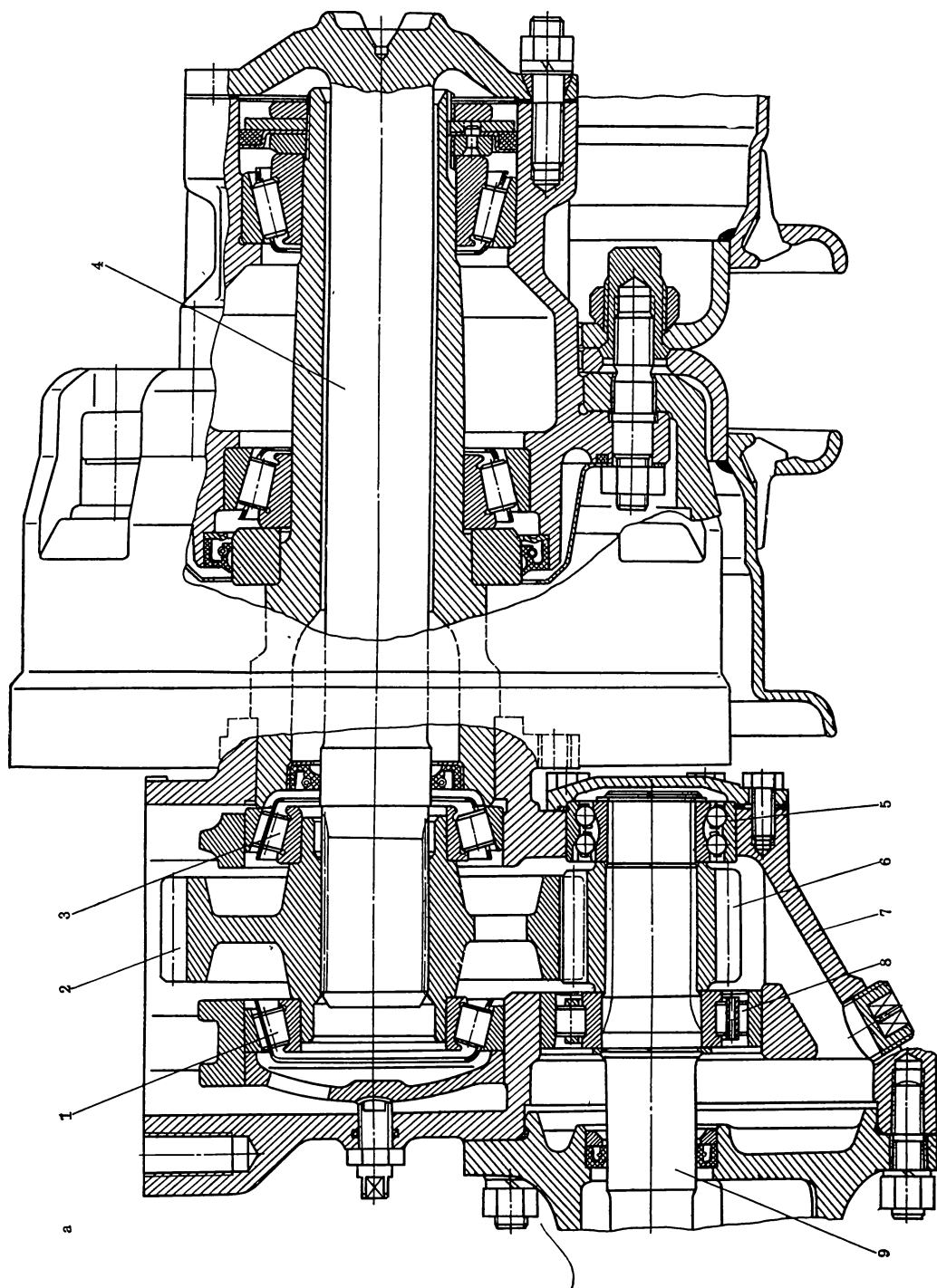
Рис. 7.7. Схемы редукторов привода ведущих колес:

а .. в — бортовые; г.. и — колесные

крутящего момента от центрального редуктора к шестерне 6 бортового редуктора. Он размещен в картере 7 на двух подшипниках 5 и 8. Косозубая шестерня 6 входит в зацепление с колесом 2, установленным в картере 7 на конических роликовых подшипниках 1 и 3. Зубчатое колесо 2 располагается на шлицах вала 4 привода ведущего колеса.

По сложности конструкции такие редукторы занимают промежуточное место между двойными центральными передачами и передачами с колесными планетарными редукторами. Одним из недостатков их схемы является трудность получения относительно большого передаточного числа.

Этого недостатка лишена схема с цилиндрической передачей внутреннего зацепления, которая к тому же обладает большей компактностью кон-



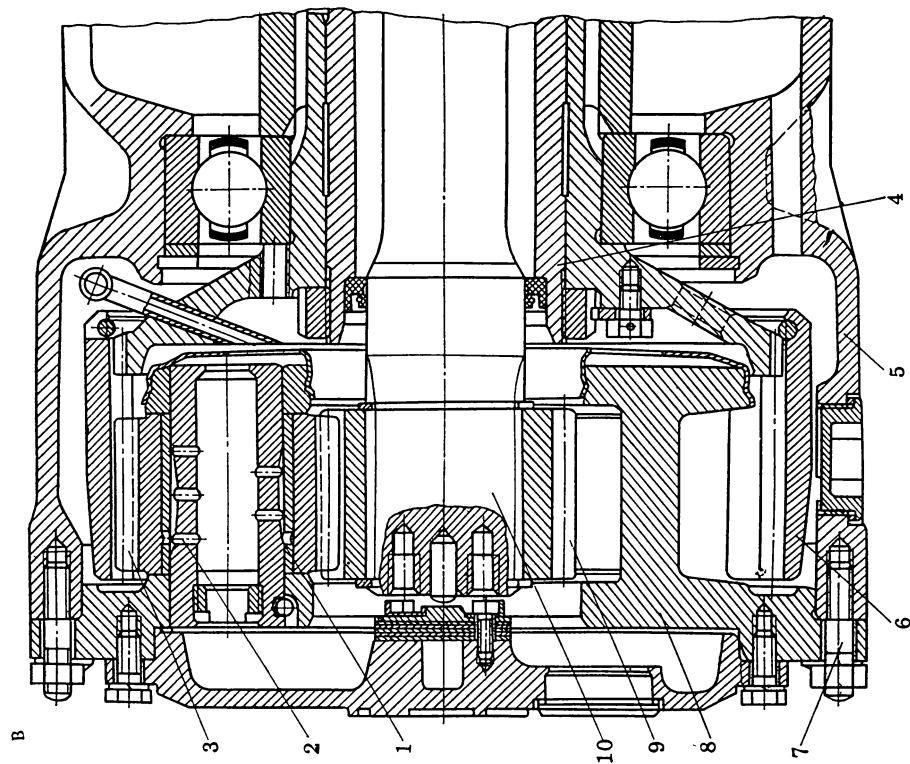
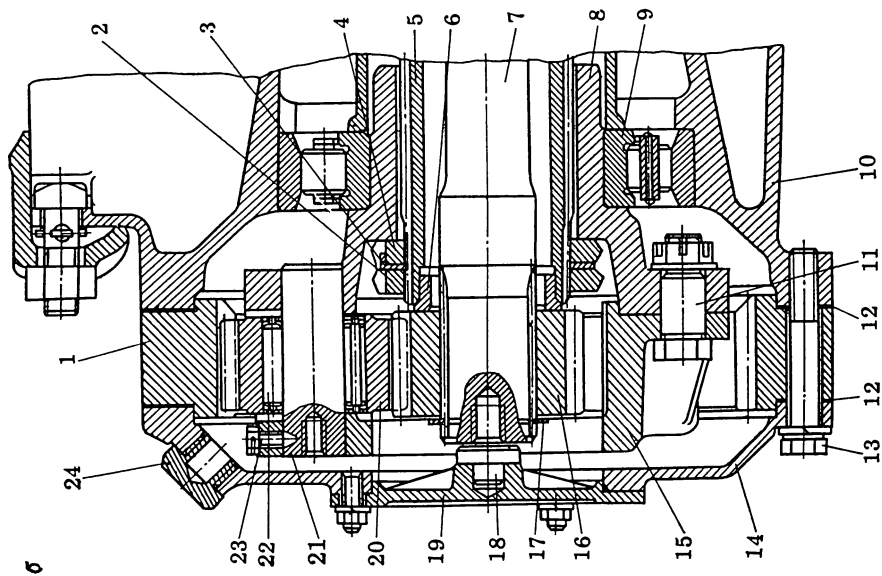


Рис. 7.8. Редукторы привода ведущих колес:

а — с внешним зацеплением шестерен; б — с заторможенным водилом; в — с заторможенной эпициклической шестерней

струкции. К недостаткам этой схемы следует отнести некоторую сложность в размещении тормозов и установке ступицы колеса.

Разнесенные главные передачи с многосателлитными планетарными и непланетарными цилиндрическими передачами благодаря повышенной несущей способности и компактности конструкции получили наиболее широкое применение. Некоторая сложность конструкции ограничивает их применение в мостах с осевой нагрузкой менее 60 кН.

В колесном редукторе автомобиля МАЗ-5335 (рис. 7.8, б) все зубчатые колеса цилиндрические, прямозубые. Солнечная шестерня 16 посажена на эвольвентные шлицы внешнего конца вала 7 ведущего колеса и ограничена от осевого перемещения с одной стороны упором 6, с другой — кольцом 17. Солнечная шестерня находится в зацеплении с тремя сателлитами 20, установленными на роликотоподшипниках 22 на осях 21. Оси изготовлены из легированной стали и термически обработаны. Закреплены стопорными болтами 23 в кронштейне-водителе, состоящем из двух частей: внутренней чашки 8, кованой из стали, и литого стального фланца 15 сложной формы. Обе части скреплены тремя болтами 11.

Водило ступицей внутренней чашки 8 соединено на шлицах с концом трубы рукава 5 и закреплено на трубе вместе с подшипниками 9 ступицы колеса 10 гайкой 4 со стопорной шайбой 3 и контргайкой 2.

Сателлиты 20 входят в зацепление с эпициклической шестерней 1, прикрепленной болтами 13 к ступице колеса 10. Редуктор закрыт литым кожухом 14 с крышкой 19. Между шестерней 1 и ступицей 10, а также между шестерней 1 и кожухом 14 установлены уплотнительные прокладки 12. В кожухе 14 расположено отверстие для слива масла, закрытое пробкой 24. В центральную выточку крышки 19 запрессован

упорный сухарь 18, ограничивающий перемещение полуоси.

Редукторы с многосателлитными непланетарными передачами (с заторможенным водилом) практически обеспечивают передаточные числа в пределах 2...5. Преимуществом таких конструкций является несколько меньшая относительная скорость вращения подшипников сателлитов. Редукторы с заторможенной эпициклической шестерней, благодаря возможности получения больших передаточных чисел ($u_{к.р} = 3...6$), получили наибольшее распространение в ведущих мостах автомобилей.

Колесная планетарная передача, изображенная на рис. 7.8, в, имеет солнечную шестерню 9, соединенную с валом ведущего колеса 10, эпициклическую шестерню 6, неподвижную относительно трубчатого рукава 4 вала ведущего колеса, и сателлиты 3, находящиеся в зацеплении с обеими шестернями. Сателлиты установлены на подшипниках скольжения 1 на осях 2, закрепленных в водиле 8, которое соединено шпильками 7 со ступицей колеса 5.

При заторможенной солнечной шестерне передаточные числа планетарной передачи находятся в пределах $u_{к.р} = 1,2...1,5$, что ограничивает ее применение.

В цилиндрических планетарных колесных передачах обычно три сателлита. Находят применение конструкции с четырьмя и пятью сателлитами. Однако увеличение числа сателлитов приводит к повышению стоимости конструкции, а также требует дополнительных конструктивных мероприятий по выравниванию нагрузки между ними.

Двойные разнесенные главные передачи с планетарной конической передачей отличаются особой компактностью. Однако сложность получения передаточных чисел более трех ограничивает применение этой конструкции.

Некоторые фирмы Италии, Фран-

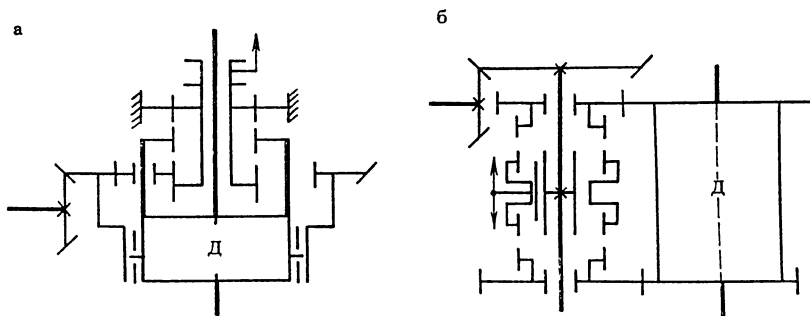


Рис. 7.9. Схемы двухступенчатых главных передач

ции и ФРГ используют 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 расширить диапазон передаточных чисел трансмиссии при сохранении без изменений ее узлов. Низшая ступень такой передачи используется при движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях (например, в горной местности) для преодоления значительного сопротивления движению. Она позволяет реже применять промежуточные передачи в коробке. Использование высшей ступени в легких дорожных условиях или при неполной загрузке автомобиля способствует улучшению его экономичности, увеличению средней скорости движения и уменьшению крутящего момента в приводе ведущих колес.

Двухступенчатая главная передача может быть получена за счет установки блокируемого планетарного ряда между дифференциалом и ведомой конической шестерней (рис. 7.9, а) или дополнительной пары цилиндрических зубчатых колес (рис. 7.9, б).

Первая схема применима для одинарных и двойных главных передач. Выполненная по этой схеме конструк-

ция двухступенчатой главной передачи показана на рис. 7.10. На высшей передаче солнечная шестерня 9 блокируется с водилом 10 планетарного ряда (корпусом дифференциала) и вращается как одно целое со скоростью ведомого конического колеса 1. На низшей передаче солнечная шестерня зубчатым венцом 6 через гайку 5 блокируется с картером 4 главной передачи, благодаря чему эпициклическая шестерня 8, составляющая одно целое с коническим колесом 1, вращает через сателлиты 2 и оси 3 водило 10 планетарного редуктора, соответственно уменьшая его угловую скорость. Переключение передач осуществляется перемещением солнечной шестерни в осевом направлении. Для включения повышающей передачи необходимо шестерню 9 ввести в зацепление с зубчатым венцом 7, связанным с водилом (корпусом дифференциала), для включения понижающей с зубьями гайки 5, соединенной с корпусом 4. Передаточное число планетарного редуктора двухступенчатой передачи равно 1,391.

Вторая схема используется при разработке двухступенчатой главной передачи на базе двойной центральной, изображенной на рис. 7.3, а. В данном случае на промежуточном валу и корпусе дифференциала установлены две пары цилиндрических зубчатых колес. Шестерни на промежуточном валу

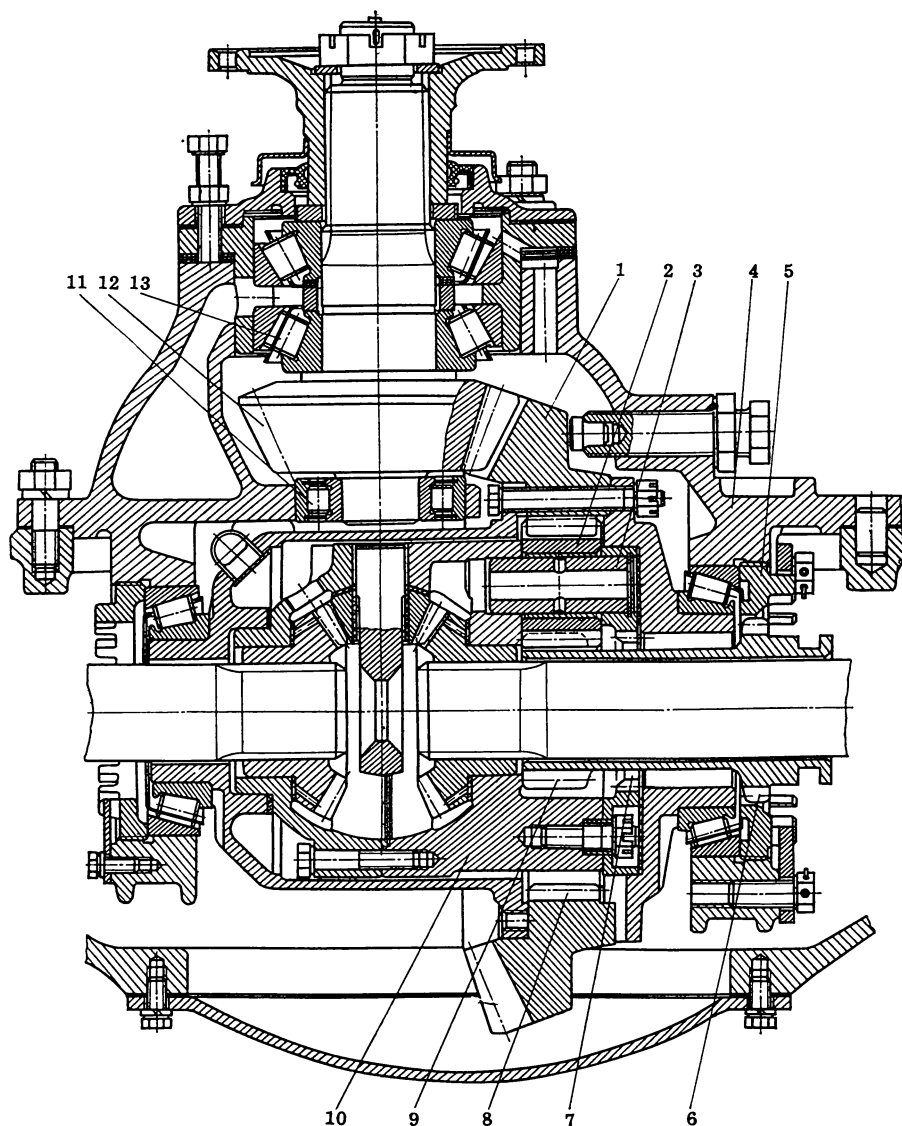


Рис. 7.10. Двухступенчатая главная передача опытной модели автомобиля МАЗ-500А

устанавливаются на подшипниках скольжения и соединяются с валом через зубчатую муфту.

К недостаткам двухступенчатых главных передач следует отнести некоторую сложность конструкции и то,

что без усложнения управления невозможно осуществить переключение ступеней при движении автомобиля. Кроме того, главные передачи выпускаются максимально унифицированными и приспособленными не только для авто-

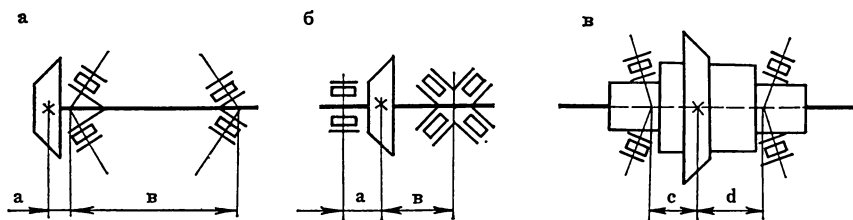


Рис. 7.11. Схемы установки зубчатых колес и подшипников главной передачи

мобилей с одним ведущим мостом, но также и для многоприводных автомобилей. При необходимости синхронного переключения нескольких ступенчатых главных передач на одном автомобиле усложняется система управления и снижается ее надежность. Эти недостатки в условиях широкого распространения многоступенчатых коробок передач обусловили ограничение двухступенчатых главных передач.

Зубчатые колеса главных передач изготавливают из высококачественных легированных и высоколегированных сталей марок 20ХНМ (ГАЗ), 30ХГТ, 20Х2Н4А, 20ХГНМ (ЗИЛ), 25ХГНМ (КамАЗ), 20ХГНТА и 15ХГН2ТА (КраАЗ) с цементацией на глубину 1,2...1,5 мм. После закалки твердость поверхностного слоя зубьев составляет 59...65 HRC₃, что обуславливает их высокую износостойкость. Твердость сердцевины у основания зубьев — HRC₃ 26...35, чем обеспечивается вязкое сопротивление ударным нагрузкам и прочность на изгиб.

Картер главной передачи изготавливают как одно целое с балкой ведущего моста или отделяемым от балки с разъемными гнездами под подшипники корпуса дифференциала (см. рис. 7.2, 7.4). Наибольшее распространение имеет вторая конструкция, облегчающая монтажно-демонтажные и регулировочные работы. Для облегчения сборки часто горловину картера, в которой размещены ведущий вал и его подшипники, делают разъемной (см. рис. 7.4). В отдельном картере предусматривают

фланец для крепления главной передачи к балке моста.

Основное требование, предъявляемое к картеру главной передачи, — жесткость конструкции. Последняя определяет точность зацепления зубчатых колес главных передач. Для увеличения жесткости на картере главной передачи делают наружные и внутренние ребра (см. рис. 7.2). Повышение жесткости опор конического колеса достигается тем, что гнезда этих опор располагают непосредственно в корпусе картера. Картер главной передачи изготавливают из ковкого чугуна КЧ 37-12 КЧ 35-10 или высокопрочного чугуна ВЧ 50-2.

Вал конической шестерни в современных конструкциях устанавливают, как правило, по двум типовым схемам: с креплением вала на подшипниках консольно (рис. 7.11, а) или по обе стороны шестерни (рис. 7.11, б). Схема с креплением вала на подшипниках, расположенных по обе стороны шестерни, обеспечивает большую жесткость конструкции, чем первая. Однако она конструктивно сложнее и применяется в основном в одинарных главных передачах. Схема с консольным креплением вала на двух подшипниках применяется чаще в двойных главных передачах.

Повышение жесткости узла шестерни главной передачи достигается: увеличением расстояния b между опорами, расположенными с одной стороны шестерни, и уменьшением длины консоли a (рис. 7.11, а); уменьшением расстояния между опорами ($a + b$), распо-

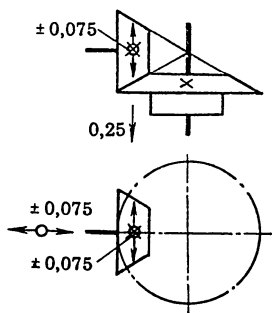


Рис. 7.12. Допустимые прогибы и перемещения вала, шестерни и колеса главной передачи

ложенными по обе стороны шестерни (рис. 7.11, б).

Жесткость вала должна быть такой, чтобы обеспечивалось постоянство зацепления зубчатых колес центрального редуктора при максимальных нагрузках.

Допустимые прогибы и перемещения (в миллиметрах) валов, шестерни и колеса главной передачи в трех направлениях указаны на схеме, изображенной на рис. 7.12.

Подшипники (их тип и расположение) также оказывают большое влияние на жесткость главной передачи. Так, для передачи, изображенной на рис. 7.4, угловое смещение оси шестерни 9 зависит главным образом от типа подшипника 27, установленного у основания данной шестерни, диаметра внутреннего кольца подшипника, расстояния между опорами и длины консоли. Тип подшипника 29 хвостовика шестерни 9 влияет на жесткость конструкции значительно меньше. При установке роликоподшипника (конического или цилиндрического) у основания шестерни жесткость конструкции больше, чем при шарикоподшипнике.

Для уменьшения длины консоли a и увеличения расстояния между опорами b конические роликоподшипники следует располагать так, чтобы вершины их конусов были обращены внутрь

вала, навстречу один другому (см. рис. 7.11).

Для повышения жесткости главной передачи расстояние $c+d$ между опорами (см. рис. 7.11, в) должно быть по возможности малым, для чего конические роликоподшипники устанавливают так, чтобы вершины их конусов были обращены наружу по отношению к корпусу дифференциала. С целью повышения жесткости при сборке главной передачи производят предварительный натяг подшипников. Сущность предварительного натяга поясняют схемы на рис. 7.13. При отсутствии предварительного поджатия пружин 1 и 2 (рис. 7.13, а) зависимость между осевой силой F и деформацией (укорочением) пружины f носит линейный характер (штриховая линия на рис. 7.13, б): $F = cf$, где c — жесткость одной пружины. Если пружины предварительно поджать на величину f_1 , осевая сила определяется формулой $F = 2cf$ (сплошная линия до точки А), т. е. при наличии предварительного натяга уменьшается деформация при той же осевой силе. Так, при наличии предварительного натяга сила F_1 вызывает деформацию f_1 , а при его отсутствии — f_2 . Следовательно, цель предварительного натяга подшипника заключается в устранении зазора между его кольцами и роликами и создании некоторой деформации элементов подшипника.

Предварительный натяг подшипников влияет на долговечность главной передачи. С увеличением натяга повышается стабильность зацепления зубчатых колес. Однако чрезмерный натяг

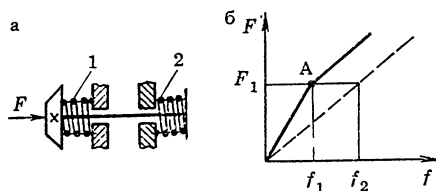


Рис. 7.13. Схема предварительного натяга подшипников

Табл. 7.1. Различные случаи отпечатков на рабочих поверхностях зубьев шестерни главной передачи

Взаимное расположение зацепляющихся зубчатых колес	Характер отпечатков	
	без нагрузки (при сборке)	с полной нагрузкой (в работе)
Колесо слишком далеко отодвинуто вдоль своей оси от шестерни		
Колесо слишком близко придвинуто вдоль своей оси к шестерне		
Шестерня слишком далеко отодвинута вдоль своей оси от колеса		
Шестерня слишком близко придвинута вдоль своей оси к колесу		
Правильное взаимное расположение зубчатых колес		

вреден, так как он может ухудшить условия работы подшипников, снизить КПД передачи и привести к ускоренному ее изнашиванию. Предварительный натяг контролируется измерением момента, необходимого для проворачивания вала. Для подшипников конических шестерен главной передачи грузовых автомобилей натяг составляет 0,03...0,05 мм, при этом момент, необходимый для проворачивания шестерен главной передачи, — 1...3 Н·м.

В качестве опор конического зубчатого колеса могут применяться сферические роликоподшипники. Грузоподъемность и жесткость этих подшипников меньше, чем конических роликоподшипников, но зато они самоустанавливающиеся и потому менее чувствительны к перекосам, что весьма существенно при значительных размерах подшипников

колеса главной передачи. Шарикоподшипники, для которых не требуется регулировки, устанавливают в настоящее время только в главных передачах малолитражных легковых автомобилей.

Регулировка подшипников и шестерен главной передачи производится следующим образом. Подшипники вала шестерни главной передачи обычно регулируют при помощи регулировочных колец 6 (см. рис. 7.4) или 19 (см. рис. 7.5, а).

Для регулировки подшипников главной передачи 13 и 25 (см. рис. 7.2) применяют регулировочные гайки 14, 24, упирающиеся в наружные кольца подшипников, или регулировочные прокладки 10 (см. рис. 7.4).

После регулировки подшипников регулируют зацепление конических ше-

стерен. Зацепление конических шестерен должно быть отрегулировано так, чтобы зубья сопрягаемых шестерен входили в зацепление по всей длине и между зубьями был определенный боковой зазор, равный в среднем 0,15... 0,30 мм. Данный зазор проверяют по угловому перемещению фланца карданного шарнира, закрепленного на валу шестерни главной передачи. При этом зубчатое колесо должно быть закреплено.

Правильность зацепления конических шестерен проверяют по расположению пятна контакта на зубьях. Для этой цели на зубья шестерни наносят слой краски, затем шестерни проворачивают. При правильном зацеплении шестерен пятно контакта располагается по середине высоты зуба с небольшим сдвигом к его узкому концу.

В табл. 7.1 приведены возможные случаи расположения пятна контакта на зубьях шестерни и указано взаимное расположение при этом зубчатых колес.

Шестерню 9 (см. рис. 7.4) при регулировке зацепления перемещают с помощью регулировочных прокладок 8, расположенных между картером главной передачи и фланцем стакана. Аналогично производится регулировка шестерни 4 прокладками 16 (см. рис. 7.5, а). Если подшипники шестерни 1 (см. рис. 7.2) установлены непосредственно в картере, перемещение вала шестерни осуществляется путем изменения толщины кольца 11.

Для перемещения зубчатого колеса 20 (см. рис. 7.2) отворачивают на определенный угол гайку 14, упирающуюся в наружное кольцо подшипника 13, и заворачивают на такой же угол гайку 24 с противоположной стороны. Эту же регулировку можно осуществлять перестановкой необходимого числа прокладок 10 (см. рис. 7.4) с одной стороны на другую, не изменяя их общего числа, чтобы не нарушить предварительный натяг подшипников.

7.3. Выбор конструктивных параметров и расчет главных передач

Одинарная главная передача и центральные редукторы двойных главных передач выполняются с парой конических или гипоидных колес.

Зубчатые колеса гипоидных передач внешне похожи на конические колеса с круговыми зубьями, но их геометрия существенно отличается от геометрии последних. Основные особенности гипоидных передач заключаются в том, что оси вращения шестерни и колеса перекрещиваются; средние углы наклона зубьев шестерни β_{m1} и колеса β_{m2} неодинаковы ($\beta_{m1} > \beta_{m2}$), окружной модуль шестерни больше окружного модуля колеса. Последнее означает, что шестерня гипоидной передачи имеет больший диаметр по сравнению с соответствующей конической шестерней, чем обеспечивается и большая ее прочность. Кроме того, передаточное число гипоидной передачи $u_{o.r}$ будет больше, чем конической при одинаковом отношении чисел зубьев. Так, передаточное число конической передачи $u_{o.k} = z_2/z_1$, а гипоидной передачи $u_{o.r} = (z_2/z_1) k_r$, где k_r — коэффициент увеличения диаметра гипоидной шестерни: $k_r = \cos \beta_{m2} / \cos \beta_{m1}$.

Поскольку $\beta_{m1} > \beta_{m2}$, $k_r > 1$ и $u_{o.k} > u_{o.r}$. В гипоидных передачах $k_r = 1,3...1,5$, а угол $\beta_{m1} = 50^\circ$ при числе зубьев шестерни $z_1 \leq 13$ и $\beta_{m1} = 45^\circ$ при $z_1 \geq 14$.

Приближенное значение внешнего делительного диаметра гипоидного колеса d_{e2} (см) и среднего угла наклона линии зуба гипоидной шестерни β_{m1} (в градусах) могут быть найдены по формулам:

$$d_{e2} \approx (1,81 \dots 2,06) \sqrt[3]{M_p u_{o.r}};$$

$$\beta_{m1} \approx 25 + 5 \sqrt{u_{o.r}} + 90E/d_{e2}.$$

Гипоидное смещение E (см. рис. 7.1, б) в главных передачах легковых автомобилей не должно превышать $0,20d_{e2}$, а в грузовых — $0,125d_{e2}$.

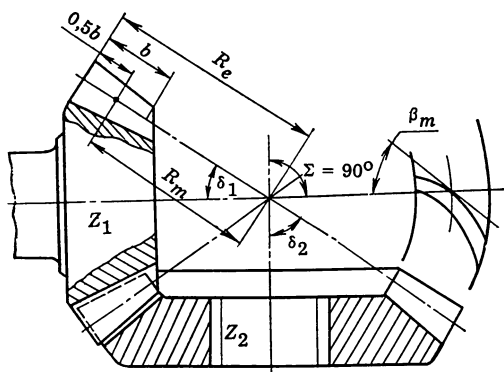


Рис. 7.14. Основные размеры конической передачи с межосевым углом 90°

Внешний окружной модуль конической передачи m_{te} зависит от передаваемого передачей момента M_p . Вид этой зависимости может быть определен путем аппроксимации данных, полученных в результате анализа значений m_{te} и M_p в существующих конструкциях конических передач с круговыми зубьями:

$$m_{te} \approx (3,13 \dots 4,63) \sqrt[3]{M_p},$$

где M_p — расчетный крутящий момент на шестерне главной передачи, Н·м.

Среднее делительное расстояние R_m и средний нормальный модуль m_{nm} (рис. 7.14) определяются в такой последовательности:

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad b = 0,3 R_e;$$

$$R_m = R_e - 0,5b;$$

$$m_{nm} = m_{te} (R_m / R_e) \cos \beta_m.$$

Средний угол наклона линии зуба β_m (в градусах) определяется из выражения:

$$\beta_m \approx 25 + 5 \sqrt{u_{o.k.}}$$

При выборе размеров цилиндрической пары двойной центральной главной передачи можно воспользоваться выражениями, аппроксимирующими зависимость межосевого расстояния a_w (мм) и рабочей ширины зубчатых

венцов b (мм) от крутящего момента в существующих конструкциях:

$$a_w \approx (87,7 \dots 100,16) \sqrt[3]{M_p};$$

$$b \approx (0,38 \dots 0,41) a_w.$$

У косозубых колес двойных центральных главных передач угол наклона зуба $\beta = 16 \dots 20^\circ$.

Валы главной передачи рассчитывают на прочность и жесткость, которая должна обеспечивать постоянство зацепления зубчатых колес при передаче больших нагрузок.

Расчет подшипников и шестерен цилиндрической пары главной передачи производится по методике, принятой для расчета аналогичных элементов в коробке передач (см. гл. 3). При расчете конических и гипоидных зубчатых колес учитывают следующие особенности.

1. Напряжения определяются исходя из параметров среднего сечения зубчатого колеса. Поэтому в расчетные формулы вместо начального диаметра d_w подставляется начальный средний диаметр d_{wm} , а вместо модуля m_n — нормальный средний модуль m_{nm} .

2. Коэффициент контактного напряжения Z_H определяется по формулам: $Z_H = 2 \sqrt{u^2 + 1} \cos^2 \beta_m / (u \sin 2\alpha_n)$ — для конической передачи с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$ (см. рис. 7.14);

$$Z_H = 2 \sin \delta_2 [(\operatorname{ctg} \delta_1 / k_r) + k_r \operatorname{ctg} \delta_2] \cos^2 \beta_{cp} / (u \sin 2\alpha_n) —$$

для гипоидной передачи, где δ_1 и δ_2 — угол делительного конуса соответственно шестерни и колеса; β_{cp} — среднее значение углов наклона зубьев шестерни и колеса: $\beta_{cp} = 0,5 (\beta_{m1} + \beta_{m2})$.

3. Коэффициент напряжения изгиба Y_F^0 определяется по графику, приведенному на рис. 3.25, исходя из коэффициента X и эквивалентного числа зубьев z_v , определяемого по формуле $z_v = z / (\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m)$. Для прямозубых конических колес в приведенных формулах $\beta_m = 0$.

7.4. Межколесные дифференциалы

Межколесные дифференциалы обычно устанавливают совместно с главной передачей. По конструктивному выполнению межколесные дифференциалы могут быть шестеренчатыми, кулачковыми, червячными и с муфтами свободного хода.

Кинематическая схема симметричного шестеренчатого конического дифференциала изображена на рис. 7.15. Данный дифференциал представляет собой планетарный механизм, который состоит из ведущего звена 1 (води́ла), полуосевых шестерен 3 и 4 и сателлитов 2 (рис. 7.15, 7.16).

Конструкции конических дифференциалов, как составных частей главных передач, представлены на рис. 7.2, 7.4, 7.5, б и 7.10.

Дифференциал обеспечивает передачу крутящих моментов на колеса, которые вращаются с различными угловыми скоростями при движении на повороте, по неровной дороге и при неизбежном различии радиусов качения ведущих колес. В симметричных дифференциалах с коническими или цилиндрическими зубчатыми колесами внутреннее трение мало и они распределяют крутящий момент между полуосями почти поровну. Поэтому если одно из колес начинает буксовать, вто-

рое останавливается, движение автомобиля прекращается.

Пусть, например, сцепные качества у одного колеса низкие ($\varphi_{\min}=0,1$), а у другого высокие ($\varphi_{\max}=0,8$), тогда при дифференциальном приводе максимальная сила тяги $F_{k\max}=G_{\text{сц}}\varphi_{\min}=0,1 G_{\text{сц}}$, где $\varphi_{\min}$ — минимальный коэффициент сцепления; $G_{\text{сц}}$ — сцепной вес автомобиля. Если заблокировать полуоси, чтобы ведущие колеса работали совместно как соединенные между собой жестким валом, максимальная сила тяги $F_{k\max}$ увеличится за счет использования силы сцепления другого колеса, находящегося в более благоприятных условиях, т. е. при заблокированном приводе $F_{k\max}=0,5 G_{\text{сц}}\varphi_{\min} + 0,5 G_{\text{сц}}\varphi_{\max}=0,45 G_{\text{сц}}$.

Из сопоставления двух последних выражений видно, что во втором случае вследствие полного использования сцепного веса максимальное тяговое усилие увеличивается в 4,5 раза. Поэтому в автомобилях высокой проходимости с целью улучшения тяговых свойств применяют блокирующие дифференциалы.

Наиболее простым способом полной блокировки является блокировка с помощью зубчатой или штифтовой муфты (5 на рис. 7.16). Однако постоянное движение с включенной муфтой может привести при повороте автомобиля к интенсивному изнашиванию шин или поломке полуосей.

Применяют также самоблокирующиеся дифференциалы. Дифференциалы, в которых самоблокировка осуществляется вследствие увеличения внутреннего трения, называются дифференциалами с повышенным внутренним трением. В случае применения такого дифференциала моменты на валах привода ведущих колес (или полуосях) при их относительном вращении будут неодинаковыми. Их соотношение зависит от момента внутреннего трения механизма.

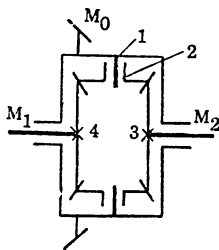


Рис. 7.15. Схема симметричного конического дифференциала

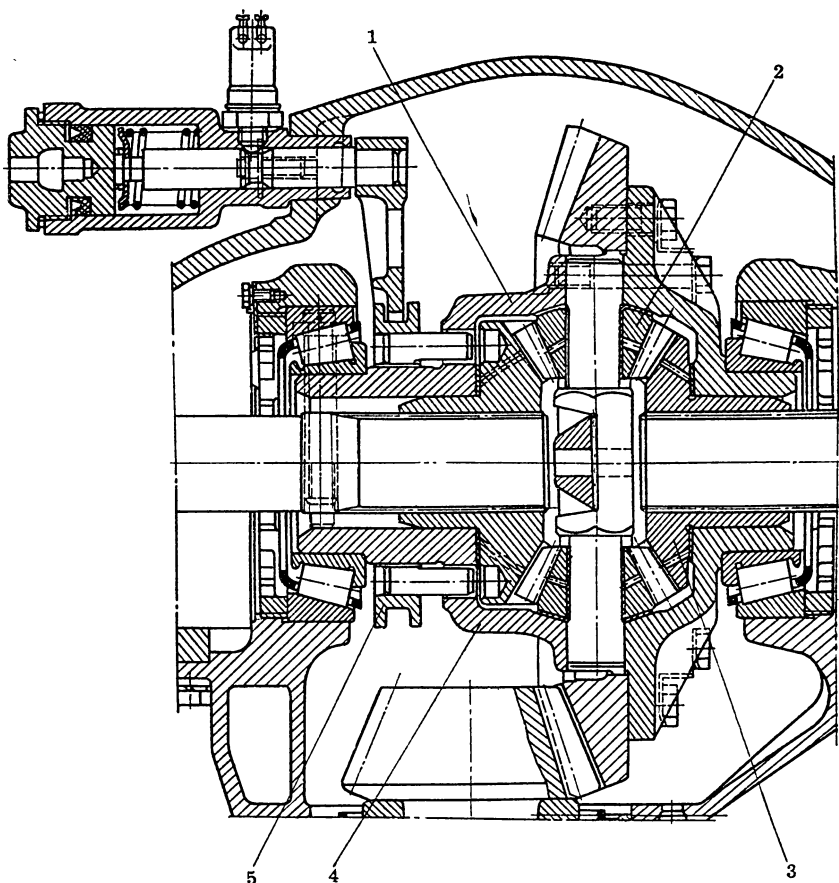


Рис. 7.16. Блокируемый конический дифференциал

КПД дифференциала при относительном вращении полуосей

$$\eta_d = M_1/M_2. \quad (7.1)$$

Относительное вращение полуосей может возникнуть при повороте автомобиля, тогда M_1 — момент на наружной полуоси (меньший), M_2 — момент на внутренней полуоси (большой). Величину, обратную η_d , называют коэффициентом блокировки дифференциала:

$$k_{\delta 1} = M_2/M_1 = 1/\eta_d. \quad (7.2)$$

Чем ниже КПД дифференциала, т. е. чем больше внутренние силы трения, тем выше коэффициент блокиров-

ки. Дифференциал с повышенным внутренним трением при заедании или пробуксовке одного колеса вызывает повышение тягового усилия на другом колесе в $k_{\delta 1}$ раз.

При проектировании не следует выбирать коэффициент блокировки $k_{\delta 1}$ $\varphi_{\max}$ к $\varphi_{\min}$ не превышает 8. Исследования слишком большим, так как отношения тяговой динамики автомобилей и практики их эксплуатации показывают, что для 80 % случаев достаточно иметь $k_{\delta 1} = 3$, а для 94 % — $k_{\delta 1} = 5$. В современных блокирующихся дифференциалах $k_{\delta 1} = 2 \dots 5$.

Максимальная сила тяги моста с

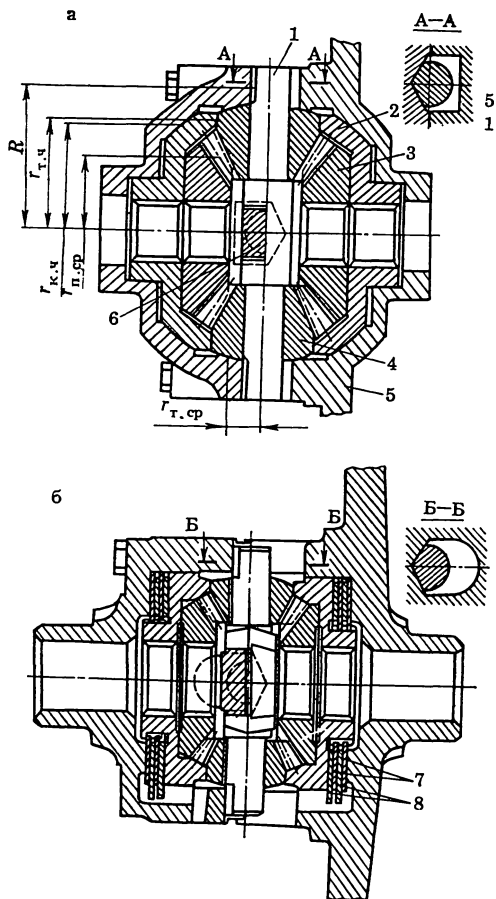


Рис. 7.17. Дифференциал повышенного трения с фрикционными конусами

блокирующимся дифференциалом определяется из выражения:

$$F_{k\max} = F_{k1} + F_{k2} = F_{k1} + F_{k1}k_{\delta 1} = (1 + k_{\delta 1}) G_{\text{сц}} \varphi_{\min}.$$

Следовательно, блокирующий дифференциал повышает проходимость автомобиля.

Установим зависимость между моментом внутреннего трения дифференциала $M_{\text{тр}}$ и коэффициентом блокировки $k_{\delta 1}$. Баланс внешних моментов, действующих на дифференциал (трехзвенный механизм), выражается уравнением:

$$M_1 + M_2 = M_0, \quad (7.3)$$

где M_0 — крутящий момент, подводимый к корпусу дифференциала.

Баланс моментов, действующих на валы:

$$M_2 - M_1 = M_{\text{тр}}. \quad (7.4)$$

Складывая и вычитая уравнения (7.3) и (7.4), получим:

$$M_2 = 0,5(M_0 + M_{\text{тр}}); \quad M_1 = 0,5(M_0 - M_{\text{тр}}).$$

Тогда, в соответствии с выражением (7.2):

$$k_{\delta 1} = (M_0 + M_{\text{тр}})/(M_0 - M_{\text{тр}}) = (1 + M_{\text{тр}}/M_0)/(1 - M_{\text{тр}}/M_0). \quad (7.5)$$

Иногда предпочитают связывать степень перераспределения крутящих моментов по полуосям $(M_2 - M_1)$ с моментом на корпусе дифференциала M_0 и коэффициентом блокировки называют отношение $k_{\delta 2} = M_{\text{тр}}/M_0$.

Между двумя коэффициентами блокировки существует связь:

$$k_{\delta 1} = (1 + k_{\delta 2})/(1 - k_{\delta 2}) \quad \text{или} \quad k_{\delta 2} = (k_{\delta 1} - 1)/(k_{\delta 1} + 1).$$

Дифференциалы, изображенные на рис. 7.17, отличаются от обычных тем, что в них крестовина заменена двумя осями 1 и 6, соединенными между собой и водилом 5 дифференциала через V-образные кулаки, а также тем, что на торцах полуосевых шестерен 3 этих дифференциалов установлены фрикционные конусные чашки 2 (см. рис. 7.17, а) или диски 7 и 8 (на рис. 7.17, б). Момент внутреннего трения с учетом нормального давления в зубчатом зацеплении и давления со стороны V-образных скосов (кулаков) на осях сателлитов 4 (рис. 7.17, а) для дифференциала с конусными чашками:

$$M_{\text{тр}} = (M_0 \mu \operatorname{tg} \alpha / r_{\text{п.ср}}) [r_{\text{к.ч}} \cos \delta / \sin \gamma + r_{\text{т.ср}} (z_{\text{п}} / z_{\text{с}}) \sin \delta] + [M_0 \mu / (R \cdot \operatorname{tg} \beta)] \times (r_{\text{т.ч}} + r_{\text{к.ч}} / \sin \gamma),$$

где μ — коэффициент трения; α — угол зацепления зубьев шестерен дифференциала; $r_{\text{п.ср}}$, $r_{\text{к.ч}}$, $r_{\text{т.ч}}$ и $r_{\text{т.ср}}$ — средние радиусы соответственно начального конуса полуосевой шестерни,

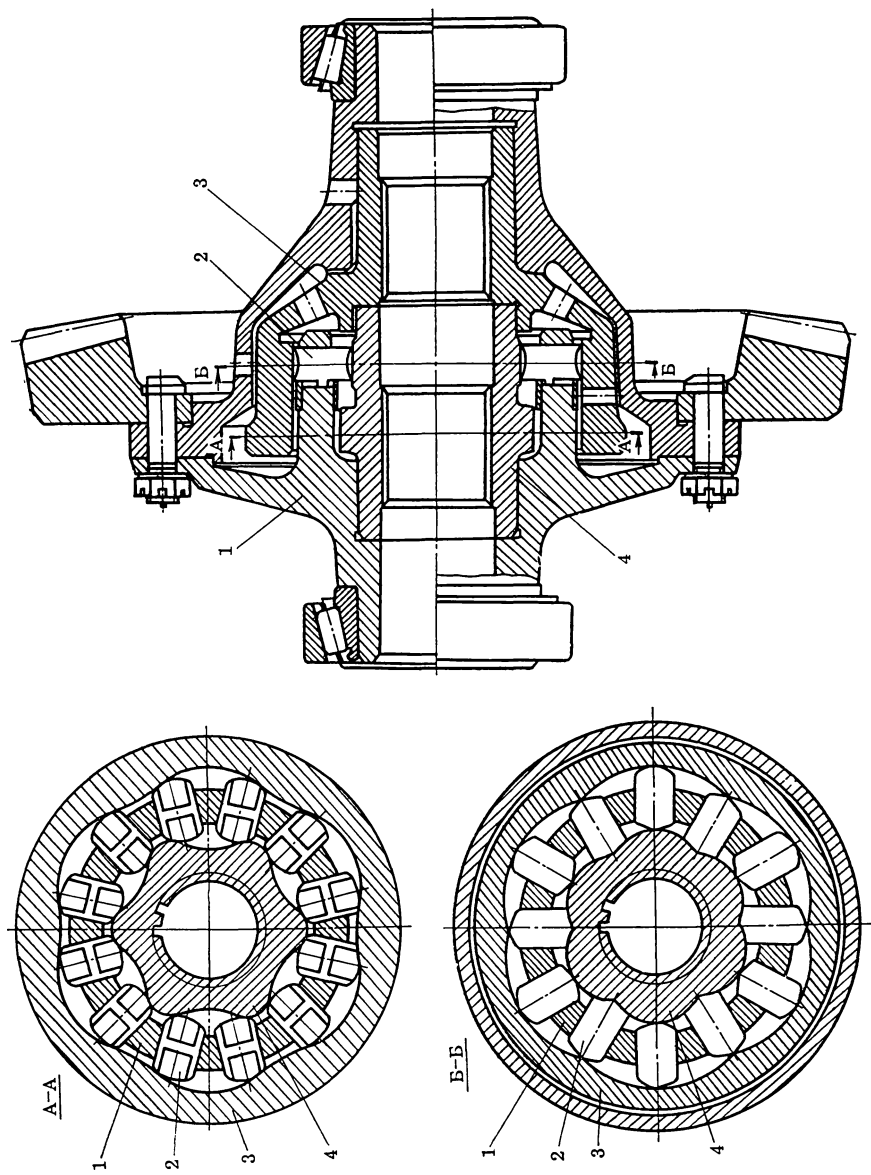


Рис. 7.18. Кулачковый дифференциал с радиальным расположением кулачков

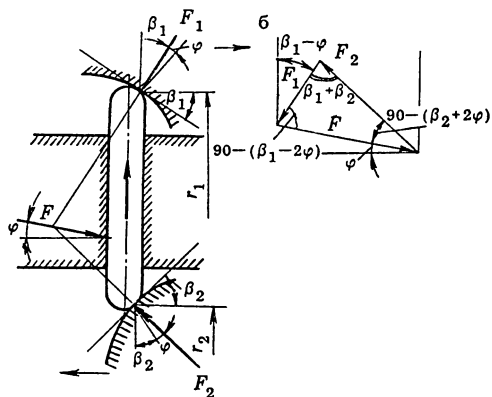


Рис. 7.19. Силы, действующие на плунжер кулачкового дифференциала:
а — схема сил; б — треугольник сил

конусной и торцевой поверхностей чашек и опорных поверхностей торцов сателлитов; γ и δ — половины углов соответственно при вершине конуса чашек и начального конуса сателлитов; β — угол скоса на осях сателлитов; R — плечо окружной силы на скосах корпуса дифференциала; z_n и z_c — число зубьев соответственно полуосевой шестерни и сателлита.

Первое слагаемое равно моменту трения на торцевых поверхностях сателлитов и конусных чашек полуосевых шестерен при действии давления со стороны зубчатого зацепления, а второе — трению на торцах и конусах чашек под действием давления со стороны V-образных скосов.

Коэффициент блокировки $k_{б2}$ при этом:

$$k_{б2} = M_{тр}/M_0 = (\mu \operatorname{tg} \alpha / r_{п.ср}) \times \\ \times [r_{к.ч} \cos \delta / \sin \gamma + r_{т.ср} (z_n / z_c) \sin \delta] + \\ + [\mu / (R \operatorname{tg} \beta)] (r_{т.ч} + r_{к.ч} / \sin \gamma).$$

Зубчатые колеса шестеренчатых дифференциалов рассчитывают на прочность при максимальном динамическом моменте на корпусе дифференциала.

Шип крестовины рассчитывается на смятие и срез. Напряжение смятия не должно превышать 100 МПа, а сре-

за — 120 МПа. Напряжение смятия между торцом сателлита и корпусом дифференциала не должно превышать 200 МПа.

Кулачковый дифференциал с повышенным внутренним трением и радиальным расположением кулачков показан на рис. 7.18. Момент от зубчатого колеса главной передачи подводится к сепаратору 1, в пазах которого расположены плунжеры 2. Наружные концы плунжеров соприкасаются с внутренней поверхностью обоймы 3, связанной шлицевым соединением с правой полуосью. Внутренние концы 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 разные скорости вращения полуосей.

На плунжер (рис. 7.19, а) со стороны обоймы 3 (см. рис. 7.18) действует сила F_1 , со стороны звездочки 4 — сила F_2 и со стороны сепаратора 1 (водила) — сила F .

На рис. 7.19, б показан треугольник сил, действующих на плунжер. Согласно теореме синусов

$$F_1 / \sin [90^\circ - (\beta_2 + 2\varphi)] = F_2 / \sin [90^\circ - (\beta_1 - 2\varphi)] = F / \sin (\beta_1 + \beta_2), \quad (7.6)$$

где β_1 и β_2 — углы профилей обоймы и звездочки; φ — угол трения.

Спроектировав на горизонтальную ось силы F_1 и F_2 , получим:

$$F'_1 = F_1 \sin (\beta_1 - \varphi); \quad F'_2 = F_2 \sin (\beta_2 + \varphi). \quad (7.7)$$

Подставив значения F_1 и F_2 , полученные из формулы (7.6), в (7.7), получим выражения для определения крутящих моментов на полуосях:

$$M_2 = F'_2 r_2 = F \sin [90^\circ - (\beta_1 -$$

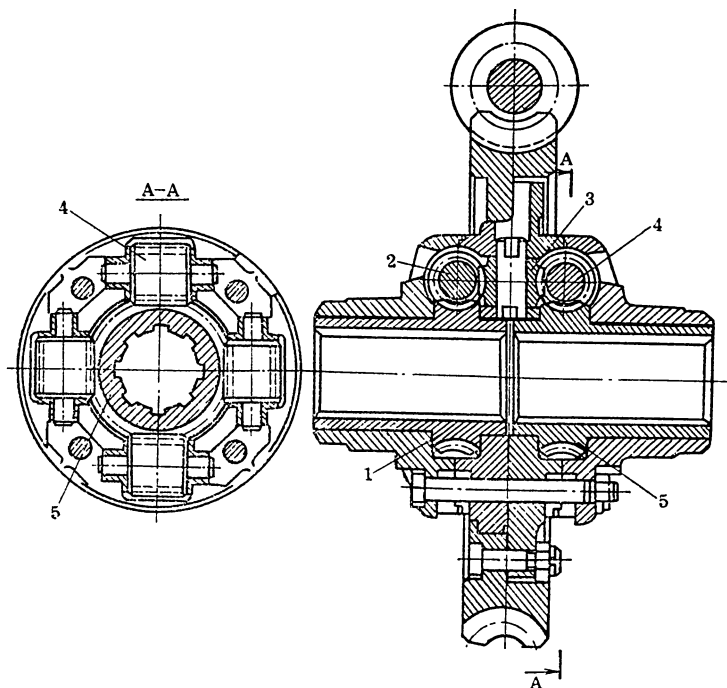


Рис. 7.20. Червячный дифференциал

$$- 2\varphi)] \sin(\beta_2 + \varphi) \cdot r_2 / \sin(\beta_1 + \beta_2);$$

$$M_1 = F'_1 r_1 = F \sin[90^\circ - (\beta_2 + 2\varphi)] \sin(\beta_1 - \varphi) \cdot r_1 / \sin(\beta_1 + \beta_2).$$

Следовательно, коэффициент блокировки

$$k_{b1} = M_2 / M_1 = \cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) \times r_2 / [\cos(\beta_2 + 2\varphi) \cdot \sin(\beta_1 - \varphi) r_1].$$

Коэффициент блокировки кулачкового дифференциала $k_{b2} = 0,4 \dots 0,5$.

Расчет плунжеров, кулачков обоймы и звездочки производится на смятие для случая прямолинейного движения автомобиля

$$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{F_{1(2)} E [(1/\rho_1 \mp (1/\rho_2))/l]}, \quad (7.8)$$

где E — модуль упругости, для стали $E = 200$ ГПа; ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны контактирующих поверхностей плунжера и кулачка, для которых определено значение $F_{1(2)}$; l — длина

пятна контакта плунжера и кулачка вдоль образующей кулачка.

В выражении (7.8) знак «плюс» соответствует случаю контакта обеих выпуклых поверхностей соприкасающихся деталей, а знак «минус» — выпуклой с вогнутой. Напряжение $\sigma_{см}$ не должно превышать 2500 МПа.

К числу дифференциалов с повышенным внутренним трением относится также червячный дифференциал (рис. 7.20). На концах полуосей на шлицах расположены червячные колеса 1 и 5, находящиеся в зацеплении с червяками 2 и 4. Червяки входят в зацепление с сателлитами 3. Если крутящие моменты на колесах 1 и 5 не равны, то при определенной разности моментов происходит относительное вращение сателлитов 3 и червяков 4, 2 по отношению к корпусу дифференциала (водителю); если моменты равны, весь механизм вращается как одно целое.

Коэффициент блокировки червячного дифференциала определяется КПД всех последовательно соединенных червячных пар. КПД определяется при условии: при неподвижном водиле мощность подводится к одной полуоси и снимается с другой — $\eta_d = \eta_{12}\eta_{23}\eta_{34}\eta_{45}$. КПД червячной пары с ведущим червячным колесом и ведомым червяком $\eta_{12} = \eta_{34} = \operatorname{tg}(\beta - \rho) / \operatorname{tg} \beta$, где β — угол наклона витков червяка; ρ — угол трения.

КПД червячной пары с ведущим червяком и ведомым червячным колесом $\eta_{23} = \eta_{45} = \operatorname{tg} \beta / \operatorname{tg}(\beta + \rho)$. Согласно выражению (7.2),

$$k_{61} = 1/\eta_d = 1/(\eta_{12} \cdot \eta_{23} \eta_{34} \eta_{45}) = \operatorname{tg}(\beta + \rho) / \operatorname{tg}(\beta - \rho).$$

Рекомендуется угол β принимать равным 20...30°, чтобы по мере изнашивания дифференциала коэффициент блокировки несколько уменьшался и тем самым исключалась возможность самоблокировки червячной пары.

Угол трения ρ определяется из равенства $\mu = \operatorname{tg} \rho$, где μ — коэффициент трения, равный 0,08...0,15.

Для самоблокирующегося червячного дифференциала возможны высокие значения коэффициента блокировки ($k_{61} = 5,65...9$; $k_{62} = 0,7...0,8$). В этом случае $\eta_d = 0,1...0,17$ и дифференциал будет быстро изнашиваться. При меньших значениях коэффициента блокировки ($k_{61} = 2,65...3$; $k_{62} = 0,4...0,5$) срок службы может быть удовлетворительным. Однако применение данных дифференциалов ограничено из-за сложности их конструкции и высоких требований к точности изготовления.

Находят применение и дифференциалы, представляющие собой роликовые или кулачковые муфты свободного хода. Ведущим элементом кулачковой (зубчатой) муфты (рис. 7.21) является кольцо 1, жестко связанное с корпусом муфты. На обоих торцах кольца нарезаны прямоугольные, сходящиеся к центру зубья. Внутри ведущего кольца 1 установлено центральное опорное

кольцо 2, на обоих торцах которого нарезаны зубья с криволинейным профилем. От осевого перемещения центральное кольцо 2 удерживается стопорным кольцом 3. Центральное кольцо может поворачиваться в пределах зазора между боковыми поверхностями шпонки 8 и паза на центральном кольце 2.

Ведомыми элементами являются две полумуфты 5, которые на внутреннем торце имеют по два ряда зубьев (кулачков). Наружный ряд зубьев зацепляется с аналогичными зубьями ведущего кольца 1. Ширина впадин между зубьями принята из расчета образования бокового зазора, необходимого для выхода силовых зубьев при отключении муфты.

На наружную цилиндрическую поверхность внутреннего ряда зубьев полумуфты надевается разрезное зазорное кольцо 10, которое может перемещаться по окружности в пределах зазора между шпонкой и срезами кольца. На внутреннем торце кольца выполнены трапецеидальные зубья одинакового профиля с зубьями полумуфты, но имеющие меньшую толщину. Полумуфты прижимаются к ведущему кольцу пружинами 7. Пружины опираются наружными кольцами на ступицу полумуфты 4, а внутренними — на стакан 9. Между ступицами установлена втулка 6.

При прямолинейном движении автомобиля ведущие и ведомые звенья муфты свободного хода заблокированы, полуоси соединены шлицами со ступицами полумуфт 4 и вращаются как одно целое со скоростью ведущего кольца 1.

При повороте автомобиля происходит автоматическое отключение зацепления полумуфты от ведущего кольца. В период выключения наружная полумуфта разгружается от передаваемого крутящего момента и стремится повернуться вперед. При этом на ее зубья в точке контакта с зубьями

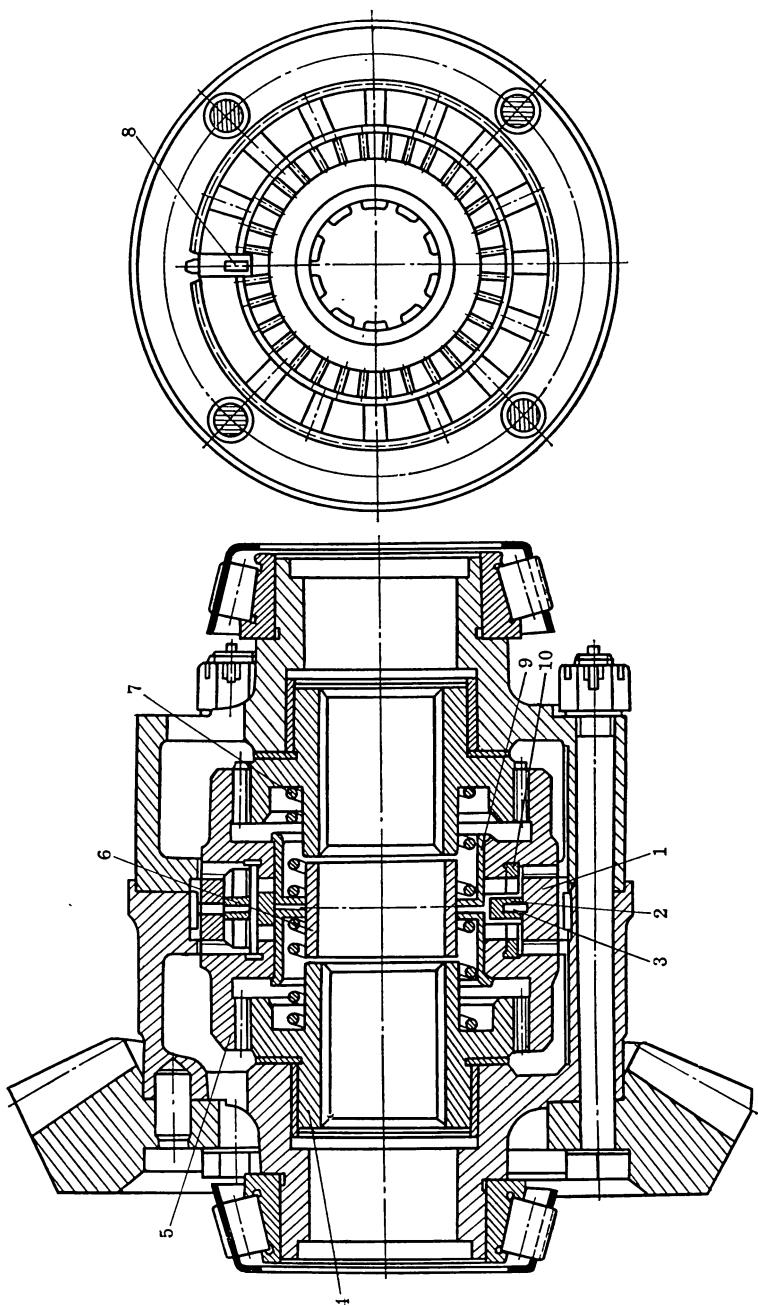


Рис. 7.21. Самоблокирующийся дифференциал с механизмом свободного хода

центрального кольца воздействует реактивная сила, горизонтальная составляющая которой стремится переместить полумуфту вправо. Перемещаясь вправо и сжимая пружину 7, полумуфта увлекает за собой запорное кольцо. Выйдя из зацепления с силовыми зубьями ведущего кольца, а затем и с зубьями центрального кольца, полумуфта начинает свободно вращаться. При этом запорное кольцо поворачивается, выбирая зазор между торцами среза и шпонкой, и его зубья становятся напротив зубьев центрального кольца 1, что препятствует включению забегающей полумуфты. Весь крутящий момент в этом случае подводится к одному ведущему колесу.

При выходе автомобиля из поворота и незначительном опережении ведущего элемента отключенная полумуфта вместе с запорным кольцом повернется в обратную сторону относительно кольца 2. Вершины зубьев запорного кольца сойдут с зубьев кольца 2 и под действием силы сжатой пружины полумуфта войдет в зацепление с зубьями кольца 2 и ведущим кольцом 1. Ведущие и ведомые элементы муфты блокируются.

Работа муфты свободного хода на повороте при движении задним ходом или накатом аналогична рассмотренной выше. При этом или меняются рабочие поверхности выключающего устройства, или ведущие элементы становятся ведомыми.

Шестерни и крестовины дифференциалов, звездочки и кулачковые муфты изготавливают из хромоникелевых (20ХН2М, 15ХГН2ТА и др.) и безникелевых (20ХГРА, 18ХГТА) сталей хорошей прокаливаемости с высокими механическими свойствами.

Химико-термическая обработка, которой подвергают шестерни дифференциалов, — это цементация на глубину 0,9...1,5 мм, закалка и отпуск; твердость поверхностного слоя 59...64 HRC₃, твердость сердцевины 32...43 HRC₃.

Для шестерен дифференциалов легковых автомобилей используют также стали 35Х, 40ХН и 30ХГТ; шестерни цианируют на глубину 0,2...0,4 мм, твердость поверхностного слоя 57...59 HRC₃.

Детали кулачковых дифференциалов подвергают фосфатированию на глубину 0,005...0,010 мм для предотвращения появления задиров и улучшения антифрикционных свойств. Опорные шайбы и втулки сателлитов изготавливаются из бронзы БрОЦС 5-5-5, БрОЦС 6-6-3, фрикционные диски — из стали 65Г, 60С2 с закалкой или 40Х и 45 с цианированием и закалкой до твердости 57...61 HRC₃.

7.5. Привод к ведущим колесам

Крутящий момент от межколесного дифференциала к каждому из ведущих колес может передаваться с помощью: вала и шарнира в приводе ведущих управляемых колес (см. параграф 6.6); редуктора привода ведущих колес (см. параграф 6.2); 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. 7.22 приведены схемы трех вариантов подшипникового узла ведущего колеса. В первом варианте (рис. 7.22, а) колесо имеет ступицу, которая установлена на двух подшипниках, расположенных на картере ведущего моста. Благодаря тому, что подшипники несколько разнесены, изгибающие моменты от сил взаимодействия колес с дорогой воспринимаются картером. При такой схеме узла полуось называется *разгруженной*. Второй вариант (рис. 7.22, б) отличается от первого тем, что вместо двух подшипников

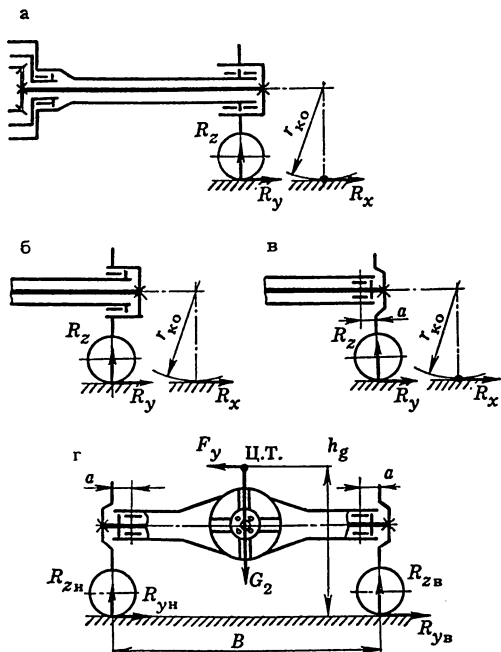


Рис. 7.22. Схемы к расчету полуосей

имеется лишь один. Изгибающие моменты от сил взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются совместно полуосью и картером ведущего моста. Полуось при этой схеме называется *разгруженной на три четверти*.

В третьем варианте (рис. 7.22, в) полуось у внешнего конца имеет шейку, на которую установлен подшипник, расположенный во внутренней расточке картера ведущего моста. На внешнем конце полуоси крепится ступица колеса, а если она отсутствует, полуось выполюется с фланцем, к которому крепится тормозной барабан и диск колеса. В данном варианте изгибающие моменты от сил взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются полуосью. Моменты от вертикальной R_z и продольной R_x сил малы, так как плечо a выполняется возможно меньшим, момент от поперечной силы R_y может быть значительным. Полуось

при такой схеме узла называется *полуразгруженной*.

По первой схеме (рис. 7.22, а) выполняется подшипниковый узел колеса в грузовых автомобилях, вторая (рис. 7.22, б) — применяется редко, по третьей схеме (рис. 7.22, в), наиболее простой, выполняется подшипниковый узел колеса в легковых автомобилях.

Расчет полуосей производят на статическую прочность и выносливость. При расчете на прочность разгруженной полуоси определяются напряжения кручения τ и деформация кручения Θ :

$$\tau_{\max} = R_x r_0 / W_\tau = M_{j\max} / W_\tau;$$

$$\theta_{\max} = [M_{j\max} l / (GI_\tau)] (180^\circ / \pi),$$

где W_τ — момент сопротивления сечения полуоси; $M_{j\max}$ — максимальный динамический момент на полуоси; I_τ — полярный момент инерции сечения; G — модуль упругости при кручении; l — длина полуоси.

Ориентировочно можно принимать $M_{j\max} = M_\phi$, $\tau_{\max} = 500 \dots 700$ МПа; $\theta_{\max} = 6 \dots 15^\circ$ на 1 м длины полуоси.

При расчете на прочность полуразгруженной полуоси (см. рис. 7.22, в) рассматриваются три характерных режима нагрузок.

1. Интенсивное торможение или разгон:

а) вертикальная сила R_z имеет значение $R_{z\max}$. При отсутствии данных для расчета можно принимать $R_{z\max} = 1,2 R_{z\text{ст}}$, где $R_{z\text{ст}}$ — нагрузка на колесо при статистическом состоянии автомобиля;

б) продольная сила R_x имеет предельное значение

$$R_{x\max} = R_{z\max} \varphi_{\max}, \text{ где } \varphi_{\max} = 0,8;$$

в) поперечная сила R_y отсутствует.

2. Занос на повороте:

а) вертикальная сила R_z имеет значение, соответствующее повороту автомобиля или заносу ведущего моста, при которых к центру тяжести массы, относящейся к ведущему мосту, при-

ложена сила $F_y = G_2 \varphi_{\max}$ (см. рис. 7.22, з), где G_2 — вес, приходящийся на ведущий мост автомобиля.

Расчет силы R_z производится в отдельности для наружного и внутреннего колес:

$$R_{zn} = G_2 \left(0,5 + \frac{h_d}{B} \varphi_{\max} \right);$$

$$R_{zv} = G_2 - R_{zn}, \text{ где } \varphi_{\max} = 1;$$

б) поперечная сила R_y имеет предельное значение:

$$R_{yn} = R_n \varphi_{\max} \text{ и } R_{yv} = R_{zv} \varphi_{\max};$$

в) продольная сила R_x отсутствует.

3. Переезд через препятствие:

а) вертикальная сила R_z имеет значение R_{zd} , соответствующее случаю удара колеса о дорожное препятствие:

$$R_{zd} = R_z \text{ ст } k_d,$$

где k_d — коэффициент динамичности (1,75 — для легковых автомобилей; 2,0 — для грузовых автомобилей и 2,5 — для автомобилей высокой проходимости);

б) продольная сила R_x отсутствует;

в) поперечная сила R_y отсутствует.

Для первого режима определяется

суммарное напряжение изгиба и кручения

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

где

$$\sigma = \frac{a \sqrt{R_{x\max}^2 + R_{z\max}^2}}{W_\sigma}$$

$$\text{и } \tau = \frac{R_{x\max} r_{k0}}{W_\tau}.$$

На втором режиме определяется напряжение изгиба для полуоси наружного колеса σ_n и полуоси внутреннего колеса σ_v :

$$\sigma_n = (R_{yn} r_{k0} - R_{zn} a) / W_\sigma;$$

$$\sigma_v = (R_{yv} r_{k0} + R_{zv} a) / W_\sigma.$$

Напряжение изгиба для третьего режима

$$\sigma_{\max} = R_{zd} a / W_\sigma.$$

Выполненные конструкции полуразгруженных полуосей имеют напряжения в пределах $\sigma' = 600 \dots 750$ МПа.

Валы ведущих колес (или полуоси) изготавливают из сталей 35ХГСА (МАЗ), 45РП (КамАЗ, ЗИЛ), 40Г, 35ХГС (ГАЗ), 40 (АЗЛК). Твердость шлицев 46...54 НРС.

ЛИТЕРАТУРА

Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля/Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин; Под ред. Н. А. Бухарина.— Л.: Машиностроение, 1973.— 504 с.

Анохин В. И. Отечественные автомобили.— М.: Машиностроение, 1977.— 592 с.

Грузовые автомобили/М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес и др.— М.: Машиностроение, 1979.— 384 с.

Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости/Под общ. ред. Н. Ф. Бочарова, И. С. Цитовича.— М.: Машиностроение, 1983.— 299 с.

Применение ЭВМ при конструировании и

расчете автомобиля /А. И. Гришкевич, Л. А. Молибошко, О. С. Руктешель и др.; Под общ. ред. А. И. Гришкевича.— Мн.: Выш. шк. 1978.— 264 с.

Проектирование трансмиссии автомобиля: Справочник/А. И. Гришкевич, Б. У. Бусел, Г. Ф. Бутусов и др.; Под ред. А. И. Гришкевича.— М.: Машиностроение, 1984.— 272 с.

Прочность и долговечность автомобиля/Под ред. Б. В. Гольда.— М.: Машиностроение, 1974.— 328 с.

Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А. Трансмиссии автомобилей.— Мн.: Наука и техника, 1979.— 256 с.

