ВЫСШЕЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

А. Н. НАРБУТ

АВТОМОБИЛИ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ

УЧЕБНИК

Допущено
Учебно-методическим объединением
по образованию в области транспортных машин
и транспортно-технологических комплексов
в качестве учебника для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»
направления «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного
оборудования»

ACADEMA

Москва
Издательский центр «Академия»
2007

УДК 629.113/.115(075.8)
ББК 39.33я73
Н28

Рецензенты:
профессор кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э.Баумана,
д-р техн. наук *Г И. Гладов*;
первый заместитель генерального директора ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»,
д-р техн. наук, профессор, Заслуженный машиностроитель РФ,
лауреат Государственной премии *О. И. Гируцкий*

Нарбут А. Н.

Н28 Автомобили : Рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник для студ. высш. учеб. заведений / А. Н. Нарбут. — М. : Издательский центр «Академия», 2007. — 256 с.
ISBN 978-5-7695-2873-6

Представлен анализ рабочих процессов механизмов и систем автомобиля, выполненный с использованием схем действующих сил и расчетов выходных характеристик. Для каждого механизма или системы автомобиля приведены классификация, расчетные нагрузки, элементы расчета.

Для студентов высших учебных заведений.

УДК 629.113/.115(075.8)
ББК 39.33я73

Оригинал-макет данного издания является собственностью Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом без согласия правообладателя запрещается

© Нарбут А. Н., 2007
© Образовательно-издательский центр «Академия», 2007
© Оформление. Издательский центр «Академия», 2007

ISBN 978-5-7695-2873-6

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 4

Глава 1. Сцепление 7

1.1. Классификация сцеплений 7
1.2. Требования к сцеплениям 8
1.3. Рабочий процесс фрикционного дискового сцепления 12
1.3.1. Включенное состояние сцепления 13
1.3.2. Выключенное состояние сцепления 17
1.3.3. Включение сцепления 19
1.3.4. Выключение сцепления 27
1.4. Рабочий процесс комбинированного сцепления (фрикционного с гидродинамической передачей) 29
1.5. Автоматизация управления сцеплением 31
1.6. Расчеты на работоспособность 32

Глава 2. Коробка передач 36

2.1. Классификация коробок передач 36
2.2. Требования к коробкам передач 37
2.3. Рабочий процесс механической ступенчатой коробки передач (с зубчатым механизмом с неподвижными осями зубчатых колес) 40
2.3.1. Включенное состояние коробки передач 41
2.3.2. Включение передач 45
2.4. Автоматизация механических ступенчатых коробок передач 52
2.5. Особенности рабочего процесса планетарной коробки передач 54
2.6. Дополнительные коробки передач 60
2.7. Расчеты на работоспособность 62

Глава 3. Бесступенчатые и комбинированные передачи 66

3.1. Классификация бесступенчатых и комбинированных передач 66
3.2. Фрикционные передачи 68
3.3. Гидрообъемные (гидростатические) передачи 73
3.4. Электрические передачи 76
3.5. Гидродинамические передачи 80
3.5.1. Рабочий процесс гидротрансформатора 80
3.5.2. Установившиеся режимы работы 81
3.5.3. Неустановившиеся режимы работы 85
3.5.4. Гидромеханические коробки передач 88

Глава 4. Главная передача 99

4.1. Классификация главных передач и требования к ним 99
4.2. Рабочий процесс главных передач 100
4.3. Раздаточные коробки 105
4.4. Расчеты на работоспособность 107

Глава 5. Дифференциал 109

5.1. Классификация дифференциалов и требования к ним 109
5.2. Рабочий процесс дифференциала 110
5.2.1. Коэффициент блокировки и КПД 110
5.2.2. Дифференциалы других схем 115
5.2.3. Влияние дифференциала на эксплуатационные свойства автомобилей 120
5.3. Расчеты на работоспособность 121

Глава 6. Карданная передача 123

6.1. Классификация карданных передач и требования к ним 123
6.2. Рабочий процесс карданных передач 125
6.2.1. Карданные шарниры 125
6.2.2. Вибрации карданных передач 130
6.3. Полуоси 135
6.4. Расчеты на работоспособность 137

Глава 7. Рулевое управление 143

7.1. Классификация рулевых управлений и требования к ним 143
7.2. Рабочий процесс рулевого управления с управляемыми колесами 146
7.2.1. Основные параметры рабочего процесса 146
7.2.2. Рулевой привод 147
7.2.3. Рулевые механизмы 151
7.3. Усилители рулевого управления 156
7.4. Расчеты на работоспособность 163

Глава 8. Тормозное управление 167

8.1. Классификация тормозного управления и требования к нему 167
8.2. Рабочий процесс тормозных механизмов 170
8.2.1. Барабанные колодочные тормозные механизмы 170
8.2.2. Дисковые тормозные механизмы 172
8.2.3. Гидродинамические тормозные механизмы 173
8.2.4. Сравнительный анализ механических тормозных механизмов 175
8.2.5. Расчет тормозных механизмов на нагрев 177
8.3. Тормозные приводы 178
8.4. Регулятор тормозных сил 189
8.5. Антиблокировочная система 195
8.6. Расчеты на работоспособность 198

Глава 9. Подвеска 199

9.1. Классификация подвесок и требования к ним 199

9.2. Рабочий процесс подвески 201
9.2.1. Направляющее устройство подвески 201
9.2.2. Упругое устройство подвески 208
9.2.3. Гасящее устройство подвески 212
9.2.4. Управляемые подвески 214
9.3. Расчеты на работоспособность 215

Глава 10. Колеса и шины 223

Глава 11. Кузов и рама 226

11.1. Классификация кузовов и рам, требования к ним 226
11.2. Основы расчета кузовов и рам 228
11.3. Расчеты на работоспособность 234

Глава 12. Вибрации и шум в автомобиле 236

12.1. Оценка вибраций и шума. 236
12.2. Воздействие вибраций и шума в автомобиле, их источники 239
12.2.1. Воздействие вибраций и шума 239
12.2.2. Источники вибраций 242
12.2.3. Источники шума 245
12.3. Пути снижения вибраций и внутреннего шума 246
12.3.1. Пути снижения вибраций 246
12.3.2. Пути снижения внутреннего шума 247

Заключение 250
Список литературы 251

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс «Автомобили» обычно состоит из трех разделов: «Устройство» («Основы конструкции»); «Теория» («Теория эксплуатационных свойств»); «Рабочие процессы и расчет механизмов и систем» («Анализ конструкций и элементы расчета»). Задача первого раздела — «Устройство» — дать знания по назначению, устройству и принципу действия механизмов и систем автомобиля. Задача второго раздела — «Теория» — дать знания по особенностям и оценке свойств автомобиля, проявляющихся при его движении. Задача третьего раздела — «Рабочие процессы и расчет механизмов и систем» — дать знания по рабочим процессам механизмов и систем автомобиля с определением их выходных характеристик и расчетам на работоспособность.

В третьем разделе курса «Автомобили» применительно к каждому механизму или системе автомобиля рассматриваются следующие вопросы:

- классификация;
- требования и их выполнение в конкретных конструкциях;
- математическое описание рабочего процесса и расчет выходных характеристик;
- выбор расчетных нагрузок и расчеты деталей и узлов на работоспособность (прочность, жесткость, износостойкость и т.д.).

ВВЕДЕНИЕ

Прежде чем перейти к изучению рабочих процессов и связанных с ними вопросов по каждому механизму или системе, рассмотрим некоторые общие вопросы.

Количество и качество автомобилей. Оценивая количество автомобилей* в какой-нибудь стране, обычно имеют в виду ее автомобильную промышленность, т.е. ежегодное производство и продажу новых автомобилей, а также ввезенных из-за рубежа (новых и подержанных), и ее автомобильный парк, т.е. количество автомобилей, составляющих зарегистрированный подвижной состав автомобильного транспорта.

Автомобили классифицируют в основном по следующим признакам:

назначению: транспортные, специальные, гоночные. Транспортные автомобили делят на грузовые (общего назначения и специализированные — СПС), пассажирские (легковые и автобусы), грузопассажирские;

грузоподъемности — на 5 классов для грузовых автомобилей;

рабочему объему двигателя — для легковых автомобилей;

габаритной длине — для автобусов (по классификации ЕЭК ООН — на 3 класса или категории: пассажирские — M_1, M_2, M_3; грузовые — N_1, N_2, N_3, а прицепы и полуприцепы — O_1, O_2, O_3, O_4 — на 4 класса);

проходимости: ограниченной (дорожной и внедорожной), повышенной, высокой проходимости.

Анализируя общее количество автомобилей, обычно выделяют в отдельные группы легковые автомобили, грузовые автомобили, автобусы.

Рабочий процесс. Совокупность физических, физико-химических и других явлений, возникающих в агрегатах и системах, их последовательность, причинность, взаимосвязь — называется рабочим процессом. Изучение рабочего процесса механизмов и систем автомобиля происходит на основе анализа схем действующих сил и математических зависимостей с определением выходных характеристик, которые участвуют в формировании эксплуатационных свойств автомобиля.

Для математического описания основных особенностей рабочего процесса агрегатов, механизмов и систем шасси при использовании условия равновесия системы составляют схему сил.

---

* Под автомобилем понимаются одиночные автомобили и автопоезда.

При анализе рабочего процесса систем и подсистем с автоматическим регулированием дополнительно проводится исследование устойчивости, быстродействия и точности работы системы.

Выходные характеристики для механических систем обычно имеют вид зависимостей силовых параметров: внешних сил P (или моментов M) от кинематических: f, v (или ω). В выходные характеристики входят также функции, позволяющие оценить экономичность агрегата или системы, например удельный расход топлива для тепловых двигателей, КПД для передач и т.д. Колебательные процессы обычно оцениваются с помощью амплитудно-частотных характеристик.

Используются и другие виды характеристик. Необходимо также располагать информацией о граничных условиях для выходных характеристик и о степени влияния на них условий эксплуатации: температуры, влажности, длительности работы и т.д.

Различают статические и динамические выходные характеристики. Первые получают без учета влияния фактора времени, вторые — с учетом или в зависимости от времени.

Таким образом, в расчет выходных характеристик должны входить: определение номинальных статических (и динамических) характеристик; расчет (если это необходимо) характеристик, позволяющих оценить колебательные процессы и работу автоматических подсистем; определение степени влияния возможных условий эксплуатации на параметры выходных характеристик.

Общие понятия. *Работоспособность* деталей — способность выполнять заданные функции в пределах технических требований. Ее оценивают по прочности, жесткости, износостойкости, теплостойкости, вибростойкости, коррозионной стойкости.

Разные детали подвергаются различным воздействиям, и в каждом конкретном случае какие-то из воздействий являются основными. Так, коррозия, наряду с прочностью и жесткостью, должна учитываться при оценке работоспособности кузова и рамы, а иногда и некоторых других деталей, износо- и теплостойкость — при оценке работоспособности сцепления и тормозных механизмов (для поверхностей трения).

Различают нагрузочные и расчетные режимы. Нагрузочный режим характеризует реальные нагрузки, которые испытывают детали и агрегаты автомобиля во время эксплуатации. Расчетным называется реальный или условный нагрузочный режим, принимаемый при расчете деталей автомобиля на работоспособность. Расчетный режим устанавливается на основе анализа нагрузочных режимов. Для различных агрегатов и систем автомобиля используют разные расчетные режимы.

В конечном счете при использовании любого изделия главным является *эффективность использования* этого изделия, которую

можно оценивать такими обобщенными критериями, как производительность, экономичность, неповреждаемость. Повышение эффективности использования обеспечивается, в частности, повышением *качества* изделия. Под качеством изделия обычно понимается совокупность всех свойств, необходимых для всесторонней оценки изделия на соответствие назначению и предъявляемым требованиям.

Свойства — это количественные или качественные характеристики изделий, присущие им и проявляющиеся в определенных условиях взаимодействия с другими изделиями, объектами, явлениями. Обычно выделяют четыре группы свойств изделий: функциональные, технико-экономические, надежность и потребительские.

Функциональные — свойства, необходимые для функционирования изделия и определяющие качество выполнения им своих функций.

Технико-экономические — свойства, определяющие величину затрат, необходимых для создания и функционирования изделия.

Надежность — свойство изделия сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования. Надежность объединяет понятия безотказности, долговечности, ремонтопригодности, сохраняемости.

Потребительские — свойства, удовлетворяющие запросам потребителей.

ГЛАВА 1

СЦЕПЛЕНИЕ

1.1. Классификация сцеплений

Сцепление предназначено для кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии и последующего их плавного соединения, что обычно необходимо при трогании автомобиля с места и при переключении передач во время движения.

Обычно сцепление используют совместно с механической ступенчатой коробкой передач. Однако если в коробке передач, например гидромеханической, применено фрикционное переключение передач, то сцепление не применяют.

Из всего многообразия классификационных признаков отметим только самые основные.

1. По характеру связи между ведущей и ведомой частями:

механические (*фрикционные*) *сцепления* — сухие или работающие в масле; крутящий момент во включенном состоянии передается от ведущей части к ведомой силами трения между твердыми телами;

гидравлические сцепления (*гидромуфты*) — крутящий момент во включенном состоянии передается от ведущей части к ведомой потоком жидкости; в связи с большим временем опорожнения и заполнения, что необходимо для выключения и включения такого сцепления, на автомобилях в качестве сцеплений они не применяются;

электромагнитные порошковые сцепления с сухим или жидким наполнителем; крутящий момент во включенном состоянии передается от ведущей части к ведомой через металлический порошок, частицы которого выстраиваются вдоль магнитных силовых линий; на автомобилях такие сцепления применяются крайне редко;

комбинированные (фрикционные с гидродинамической передачей — гидромуфтой или гидротрансформатором); фрикционное сцепление обеспечивает быстрое выключение и включение при минимальной скорости вращения, а последующее плавное увеличение крутящего момента обеспечивается гидродинамической передачей.

2. По способу управления:

неавтоматические (обычно с воздействием водителя на педаль) с усилителем или без него;

полуавтоматические (обычно с сигналом на выключение или включение от перемещения педали подачи топлива или рычага переключения передач);

автоматические (обычно с управлением от угловой скорости вала двигателя — центробежные сцепления, либо от системы автоматического управления).

Фрикционные сцепления, получившие подавляющее применение на автомобилях, подразделяют:

по форме деталей, имеющих поверхности трения: дисковые (однодисковые, двухдисковые и многодисковые), а также крайне редко применяемые конусные, либо цилиндрические;

способу создания усилия включения сцепления: с пружинами (с периферийными пружинами или с центральной витой либо диафрагменной пружиной), а также крайне редко применяемые полуцентробежные (с пружинами и центробежными грузиками), центробежные, с электромагнитом;

типу привода выключения сцепления: с механическим (с тягами и рычагами либо с тросами), гидравлическим, электрическим (электромагнитным), комбинированным приводом, а также с усилителем или без него.

1.2. Требования к сцеплениям

Тип и конструкция сцепления должны обеспечивать:

плавное включение (уменьшает динамические нагрузки в трансмиссии и улучшает плавность движения);

полное выключение при выключенном состоянии (исключает «ведение» автомобиля и уменьшает опасность остановки двигателя при неподвижном автомобиле, а также уменьшает нагрузку на синхронизаторы коробки передач);

полное включение при включенном состоянии (исключает опасность пробуксовывания сцепления при передаче максимального момента двигателя);

минимальный момент инерции ведомых частей (уменьшает работу трения в синхронизаторах коробки передач, а при отсутствии синхронизаторов — уменьшает ударные нагрузки при переключении передач);

эффективный отвод теплоты (устраняет нарушение нормальной работы сцепления из-за перегрева);

износостойкость поверхностей трения и стабильность коэффициента трения при значительном повышении температуры и износе поверхностей трения (обеспечивают повышение надежности и долговечности фрикционных сцеплений);

удобство и легкость управления (облегчает управление автомобилем).

Кроме того, к сцеплениям, как и к остальным механизмам автомобиля, предъявляют такие общие требования, как обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность, минимальное обслуживание, технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к сцеплению.

Плавное включение. При автоматическом или полуавтоматическом управлении плавное включение обеспечивается системой автоматического управления. При неавтоматическом управлении плавное включение, особенно при трогании автомобиля с места, в основном зависит от действий водителя (подробнее процесс включения фрикционного сцепления рассмотрен в подразд. 1.3.3). Из конструктивных мероприятий, способствующих плавности включения фрикционного сцепления можно отметить применение фрикционных материалов, обеспечивающих плавное нарастание сил трения, упругих ведомых дисков, например, с пластинчатыми пружинами, участие пружин гасителя крутильных колебаний и упругих лепестков диафрагменной пружины в процессе включения сцепления.

При комбинированном сцеплении (фрикционном с гидромуфтой или с гидротрансформатором) плавность увеличения передаваемого крутящего момента обеспечивается гидропередачей (подробнее рассмотрено в подразд. 1.4), поскольку фрикционное сцепление включается при минимальной скорости вращения вала двигателя. Это обеспечивает также его малую работу буксования, а следовательно, увеличение срока службы.

Полное выключение. В выключенном состоянии полное выключение обеспечивается у фрикционных сцеплений достаточным ходом нажимного диска (обычно 0,8...1,5 мм для одной пары трения и 0,2...0,3 мм для многодисковых сцеплений) при сохранении параллельности освобожденных поверхностей трения. Нарушение параллельности происходит из-за неодинакового износа концов рычагов, упирающихся в муфту выключения. Для восстановления параллельности предусмотрены регулировочные устройства в местах крепления рычагов к кожуху сцепления.

В двухдисковых сцеплениях, кроме того, предусматривают специальные устройства для отвода промежуточного диска на половину хода нажимного диска (пружины и упоры или равноплечие рычажки на промежуточном диске).

В электромагнитных порошковых сцеплениях для исключения остаточного магнетизма используют металлический порошок из химически чистого железа в форме сферических частиц определенного размера.

Полное включение. Во включенном состоянии полное включение обеспечивается наличием зазора между муфтой выключения сцепления и концами рычагов выключения сцепления, что в ос-

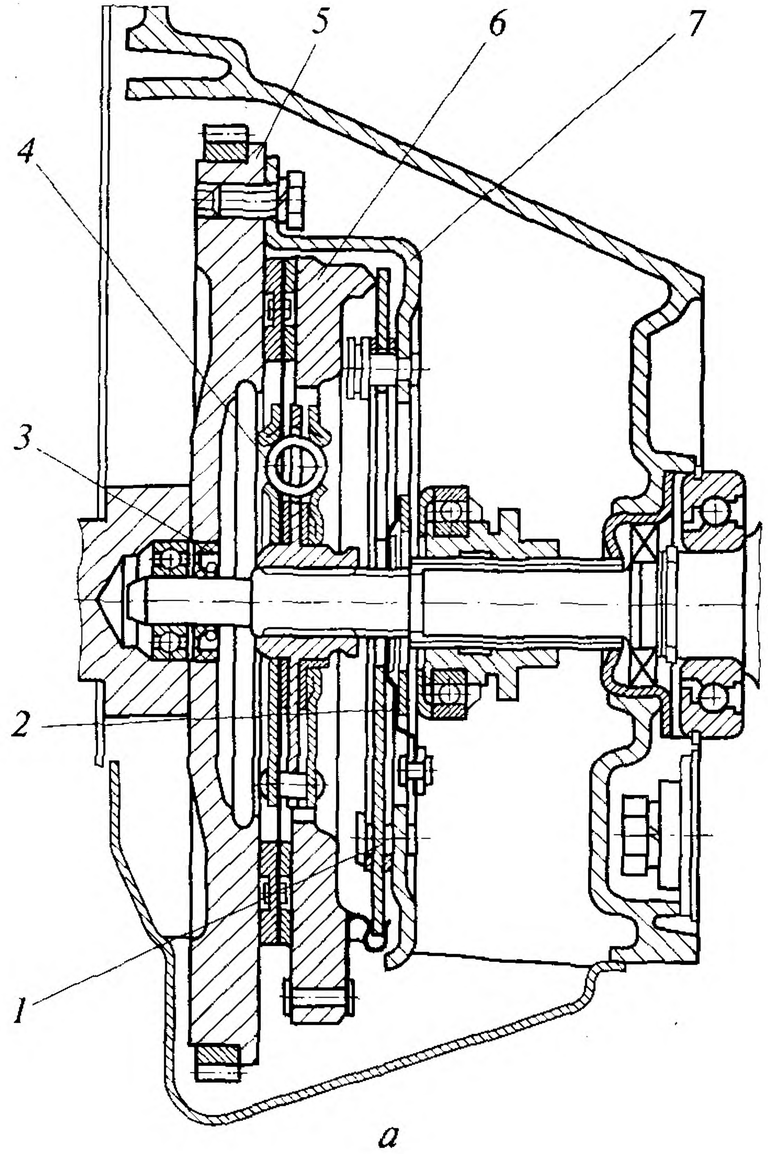
новном соответствует свободному ходу педали сцепления. Отсутствие свободного хода приводит к тому, что часть усилия пружин нажимного устройства будет замыкаться через педаль на кузов автомобиля.

В некоторых однодисковых сцеплениях с гидравлическим приводом зазор у муфты выключения отсутствует, но в рабочем цилиндре на поршне установлено упругое чугунное кольцо увеличенного сечения. Это кольцо обеспечивает по мере износа поверхностей трения смещение поршня, в некоторой степени аналогично автоматическому поддержанию зазора в колодочных тормозных механизмах. Такая конструкция упрощает обслуживание сцепления. Однако при периферийных пружинах часто остается необходимость регулирования положения концов рычагов для избежания перекосов нажимного диска при выключении сцепления.

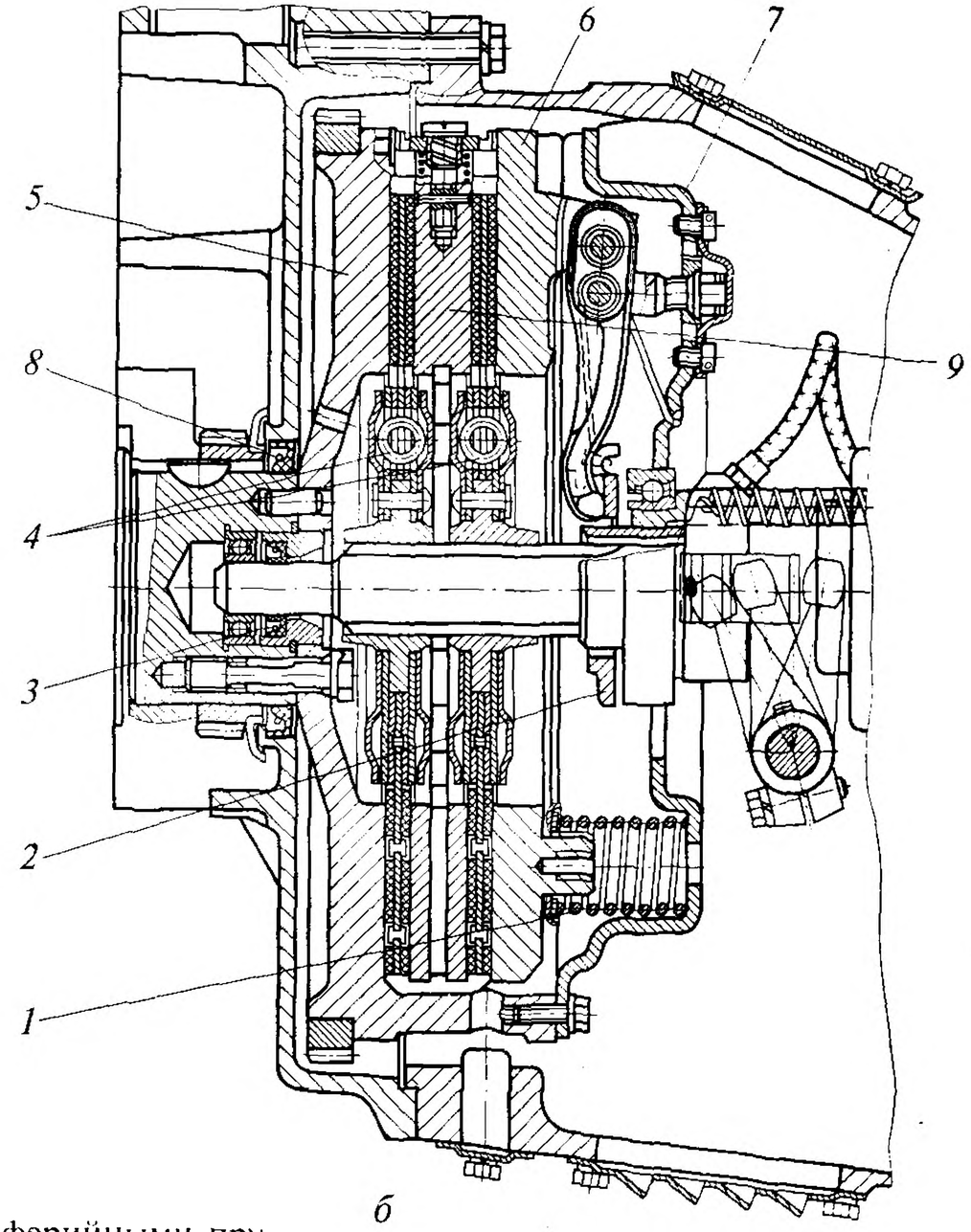
Минимальный момент инерции ведомых частей. Легче всего это требование обеспечивается в дисковых сцеплениях с фрикционными накладками на ведомых дисках. В электромагнитных порошковых сцеплениях и во фрикционных центробежных сцеплениях с цилиндрической ведомой частью, к внутренней поверхности которой при включении прижимаются колодки ведущей части, моменты инерции ведомой части несколько больше, чем у дисковых сцеплений.

Эффективный отвод теплоты. Отвод теплоты от фрикционных и электромагнитных порошковых сцеплений, а также от гидромуфт комбинированных сцеплений производится обтекающим их воздухом. Для улучшения отвода теплоты применяют радиальные ребра на наружных вращающихся частях, окна в кожухе сцепления, радиальные отверстия в промежуточном диске двухдисковых сцеплений. Все это может оказаться недостаточным при непрерывном буксовании сцепления в автомобильных пробках при высокой температуре воздуха. Периферийные пружины устанавливают на термоизоляционных прокладках.

Износостойкость поверхностей трения и стабильность коэффициента трения. Так как одной поверхностью трения обычно является чугун, то подбор пар трения ведется для фрикционных накладок. При современных накладках в сухих сцеплениях коэффициент трения снижается примерно на 15...20 % при температуре сцепления 200...300 °С, а при 400 °С накладки разрушаются (при 1 000 °С разрушаются металлокерамические накладки, работающие в масле). Износ поверхностей трения тем больше, чем больше работа буксования. Существенное уменьшение работы буксования обеспечивает автоматизация включения сцепления, ориентированная на минимальную скорость вращения вала двигателя, а также перенос работы буксования в гидропередачу при комбинированном сцеплении.



а



б

Рис. 1.1. Основные типы конструкций сцеплений:

а — однодисковое с диафрагменной пружиной; *б* — двухдисковое с периферийными пружинами; *1* — пружины; *2* — фланец; *3*, *8* — сальники; *4* — демпфер крутильных колебаний; *5* — маховик двигателя; *6* — нажимной диск; *7* — кожух; *9* — промежуточный диск

Удобство и легкость управления. Удобство, как и для любого органа управления, определяется двумя факторами: удобным расположением педали сцепления и величиной полного хода, который не должен превышать 200 мм. Легкость определяется значениями усилия, необходимого для перемещения педали сцепления. Обычно считается, что это усилие не должно превышать 150 Н для легковых и 250 Н для грузовых автомобилей. Если это требование невозможно обеспечить без усилителя, применяется усилитель. Соответственно работа, затрачиваемая водителем на перемещение педали сцепления, не должна превышать 20 Дж для легковых и 40 Дж для грузовых автомобилей.

Для конструкций современных сцеплений характерно применение диафрагменных пружин *1* (рис. 1.1, *а*) — в основном на легковых и частично на грузовых автомобилях, или витых периферийных пружин *1* (рис. 1.1, *б*) — в основном на грузовых автомобилях. В отличие от моделей предыдущего поколения, например ГАЗ-24, ЗИЛ-130, для повышения надежности на концах рычагов в кожухе сцепления установлен фланец *2*, в который упирается подшипник муфты при выключении сцепления. У переднего подшипника ведущего вала коробки передач установлен сальник *3* для исключения подтекания смазки из подшипника. Вместо фланцевого крепления маховика к коленчатому валу применено бесфланцевое крепление, что позволило установить в этом месте сальник *8*, исключающий подтекание масла из картера двигателя.

1.3. Рабочий процесс фрикционного дискового сцепления

Для сцепления можно выделить четыре состояния:
включение;
включенное;
выключение;
выключенное.
Особенности рабочего процесса фрикционного сцепления состоят в следующем.

При включении: соединение ведущих и ведомых частей происходит плавно благодаря возможности длительного взаимного проскальзывания (буксования) поверхностей трения;

при включенном состоянии: передача крутящего момента происходит за счет сил трения между поверхностями трения ведущих и ведомых частей, прижатых друг к другу;

при выключении: возможно быстрое и беспрепятственное прекращение передачи крутящего момента благодаря разъединению ведущих и ведомых частей;

при выключенном состоянии: отсутствует передача крутящего момента при нагруженном состоянии привода выключения сцепления.

1.3.1. Включенное состояние сцепления

Для описания рабочего процесса при включенном состоянии сцепления достаточно использовать зависимости вида $\sum M = 0$ и $\sum P = 0$, где M — моменты; P — внешние силы.

К сцеплению приложено только два момента $M_1 = M_2$ (рис. 1.2, *а*; утолщенными линиями на рис. 1.2, *а* и *б* изображены нагруженные детали). Моменты M_1, M_2 равны моменту, передаваемому сцеплением, $M_{сц}$.

Детали привода выключения сцепления не нагружены.

Ведомый диск зажат между маховиком и нажимным диском усилием P периферийных (или центральной) пружин, как показано на схеме сил. Это усилие передается через детали: пружина — нажимной диск — ведомый диск — маховик — кожух — пружина. Таким образом, под нагрузкой от силы P находится только эта силовая цепь, замкнутая внутри сцепления.

Кроме того, поверхности трения нагружены крутящим моментом M_1. Если радиальные размеры и коэффициенты трения обеих пар трения одинаковы, тогда поверхность трения между маховиком и ведомым диском передает $M_1/2$, другая часть $M_1/2$ переда-

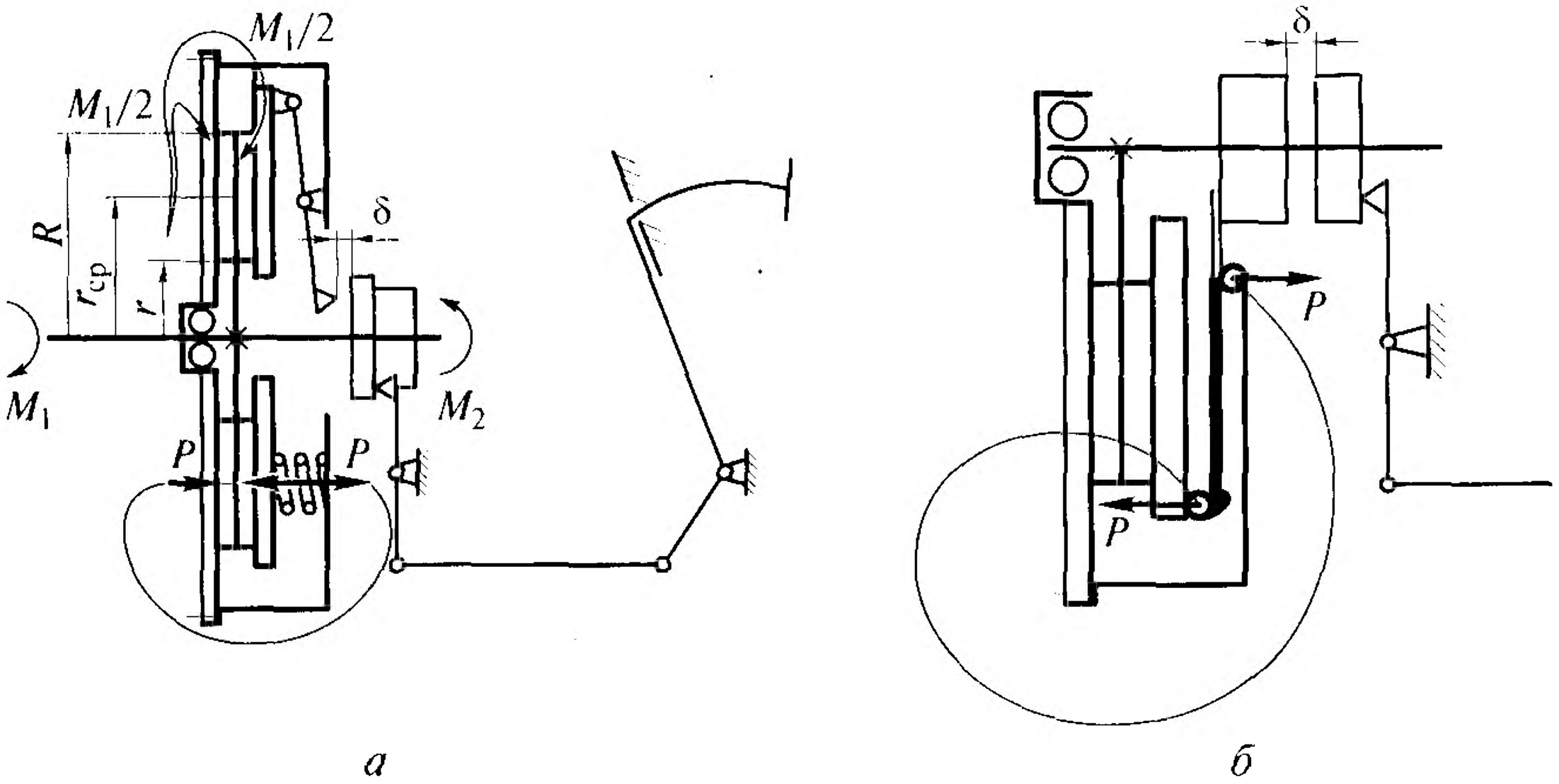


Рис. 1.2. Схемы сил при включенном состоянии сцепления:

а — с периферийными пружинами; *б* — с диафрагменной пружиной; M_1 — момент, подводимый к поверхностям трения; M_2 — момент, отводимый от поверхностей трения; P — суммарное усилие пружин; R, $r_{ср}$, r — соответственно наружный, средний, внутренний радиусы ведомого диска; δ — зазор, соответствующий свободному ходу

ется на кожух — нажимной диск — вторую поверхность трения ведомого диска.

Схема действующих сил при использовании диафрагменной пружины (см. рис. 1.2, *б*) иная, чем при периферийных пружинах. На рис. 1.2, *б*, как и на рис. 1.2, *а* силы показаны не распределенными по окружностям, а условно приложенными к точке. При включенном состоянии сцепления внешними (по отношению к диафрагменной пружине) силами P нагружена собственно пружина (на рисунке зачернена), сжатая до плоского состояния. Лепестки пружины, выполняющие функции рычагов, не нагружены.

Здесь и далее очень важно иметь в виду следующие особенности. Составляя или анализируя схему сил и моментов, необходимо представлять, к какой именно детали приложена каждая из сил. Следует знать, что это за сила: сила действия или противодействия, активная или реактивная. Например, средняя стрелка в нижней части рис. 1.2, *а* обозначает активную силу пружины, если считать, что кожух сцепления является опорой пружины. В этом случае правая стрелка обозначает реактивную силу пружины. Активная сила равна реактивной. Какая из этих двух сил является реактивной зависит иногда, как и в рассматриваемом примере, от нашего выбора, если не ясно, что именно является опорой для данной детали.

Внешние силы, приложенные к данной детали, всегда являются активными, а силы, возникающие в опорах в ответ на действие активных сил, являются силами реактивными.

Понятия действующая и противодействующая силы взаимозаменяемы. Однако очень важно знать, к какой именно детали приложена данная сила. Например, средняя стрелка на рис. 1.2, *а* обозначает силу действия пружины на нажимной диск. Эта сила приложена к нажимному диску. Правая стрелка обозначает силу действия пружины на кожух сцепления. Она приложена к кожуху сцепления.

Для дискового сцепления с числом пар трения n ($n = 2$ для однодискового, $n = 4$ для двухдискового) максимальный момент, который оно может передать (его потенциальные возможности):

$$M_{\text{сц.п}} = P\mu_0 r_{\text{ср}} n, \qquad (1.1)$$

где μ_0 — коэффициент трения, причем $M_{\text{сц}} \le M_{\text{сц.п}}$ (передаваемый момент не может быть больше $M_{\text{сц.п}}$).

Значение среднего расчетного радиуса $r_{\text{ср}}$, на котором приложена результирующая касательная сила трения, приближенно можно брать равным $(R + r)/2$. При этом по сравнению с точным значением $r_{\text{ср}} = 0{,}67(R^3 - r^3)/(R^2 - r^2)$, соответствующим равномерному распределению удельного давления по поверхности трения, значение $M_{\text{сц.п}}$ получается меньше на 3,5 % при $r/R = 0{,}5$ и на 1,3 % при $r/R = 0{,}7$. Обычно у сцеплений $r/R = 0{,}5 \ldots 0{,}7$.

Принимая равномерное распределение удельного давления по поверхностям трения, получим, МПа:

$$p_0 = P/F = P \cdot 10^6/|a_к\, \pi(R^2 - r^2)|, \qquad (1.2)$$

где F, R, r — площадь, наибольший и наименьший радиусы одной поверхности трения ведомого диска; $a_к = 0{,}9 \ldots 1{,}0$ — коэффициент, учитывающий площадь канавок на поверхности ведомого диска.

Для сухих сцеплений должно быть $p_0 \le 0{,}15 \ldots 0{,}30$ МПа, для металлокерамики, работающей в масле, допускается $p_0 \le 2 \ldots 3{,}5$ МПа. Использование значений p_0, превышающих допустимые, приводит к быстрому разрушению накладок. Значение коэффициента трения $\mu_0 = 0{,}32 \ldots 0{,}36$ для образцов картонно-бакелитовых накладок сухих сцеплений. На автомобильных заводах обычно принимают в расчетах $\mu_0 = 0{,}25$ с учетом реализации в конкретных конструкциях. При температуре 200 °С для тканых (при 300 °С — для формованных) накладок μ_0 уменьшается на 15 ... 20 %, а при 400 °С накладки разрушаются. Для металлокерамики, работающей в масле по стали, — $\mu_0 = 0{,}1$, разрушение ее происходит при 1 000 °С.

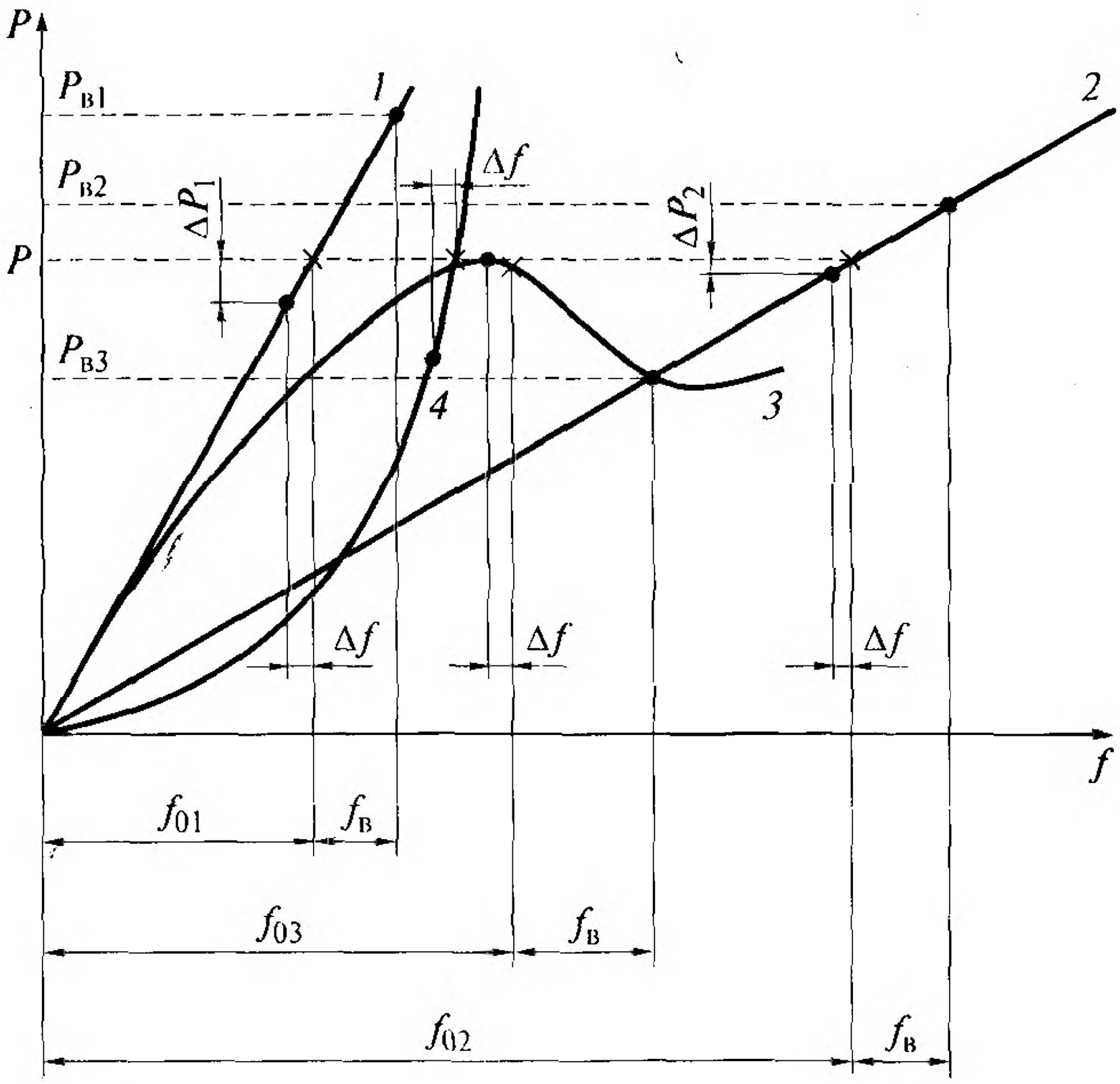


Рис. 1.3. Зависимость силы P от прогиба f для пружин сцепления:

1 — периферийных жестких цилиндрических; *2* — периферийных мягких цилиндрических; *3* — диафрагменной; *4* — конической; f_0 — предварительное сжатие; $f_в$ — сжатие при выключении сцепления; Δf — уменьшение сжатия при износе поверхностей трения; ΔP — уменьшение силы P, соответствующее Δf; $P_в$ — значение силы P при полном выключении сцепления

Величина момента $M_{сц.п}$ не зависит от направления вращения и величины угловой скорости, но может изменяться из-за изменения P и μ_0 во время эксплуатации. При установке в сцепление витые пружины сжимают на величину f_{01} (рис. 1.3), что обеспечивает получение суммарной силы P. При износе поверхностей трения величина предварительного сжатия уменьшается на Δf_1, а суммарная сила P уменьшается на ΔP_1. Например, для грузового автомобиля уменьшение толщины ведомого диска на 2 мм может привести к уменьшению $M_{сц.п}$ на 10 %.

Для уменьшения ΔP применяют с меньшей жесткостью $c = P/f$ цилиндрические пружины (линия *2* на рис. 1.3), например, за счет увеличения числа витков, располагая по две пружины одна в одной для уменьшения осевых габаритов сцепления. Диафрагменная пружина (линия *3*) позволяет получить $\Delta P = 0$ и уменьшение усилия P до $P_{в3}$ при выключении сцепления.

В сцеплении некоторых грузовых автомобилей, например МАЗ-200, выпускавшихся до 1966 г., применялась центральная коническая пружина. Она имела параболическую зависимость силы от прогиба (линия *4*), что приводило к необходимости часто использовать регулировочные прокладки для восстановления усилия пружины по мере износа поверхностей трения сцепления. Поэтому коническая пружина была заменена периферийными цилиндрическими пружинами.

Чтобы сцепление не пробуксовывало во включенном состоянии, при уменьшении P и μ_0 в эксплуатации, необходимо иметь расчетное максимальное значение $M_{сц.п}$ в 1,3—1,5 раза и более превышающее максимальный статический момент двигателя $M_{e\,max}$. В выполненных конструкциях обычно применяют следующие значения коэффициента запаса сцепления: $\beta = M_{сц.п}/M_{e\,max} = 1{,}3 \ldots 1{,}75$ — для легковых автомобилей; $\beta = 1{,}6 \ldots 2{,}5$ — для грузовых автомобилей и автобусов.

Для уменьшения крутильных колебаний в трансмиссии, вызываемых неравномерными колебаниями крутящего момента поршневого двигателя, в ведомом диске устанавливают *демпфер крутильных колебаний 4* (см. рис. 1.1). Кроме того, демпфер способствует снижению динамических нагрузок при резких включениях сцепления или резких торможениях с неотключенным двигателем, а также позволяет компенсировать несоосность вала двигателя и ведущего вала коробки передач.

Основными частями демпфера являются упругие элементы (пружины или резиновые блоки, расположенные по окружности в окнах между диском-держателем и ступицей) и элементы сухого трения (пластины), закрепленные на диске-держателе и ступице. При повышении момента упругие элементы сжимаются, при понижении момента — разжимаются. При этом на элементах сухого трения работа трения переходит в теплоту.

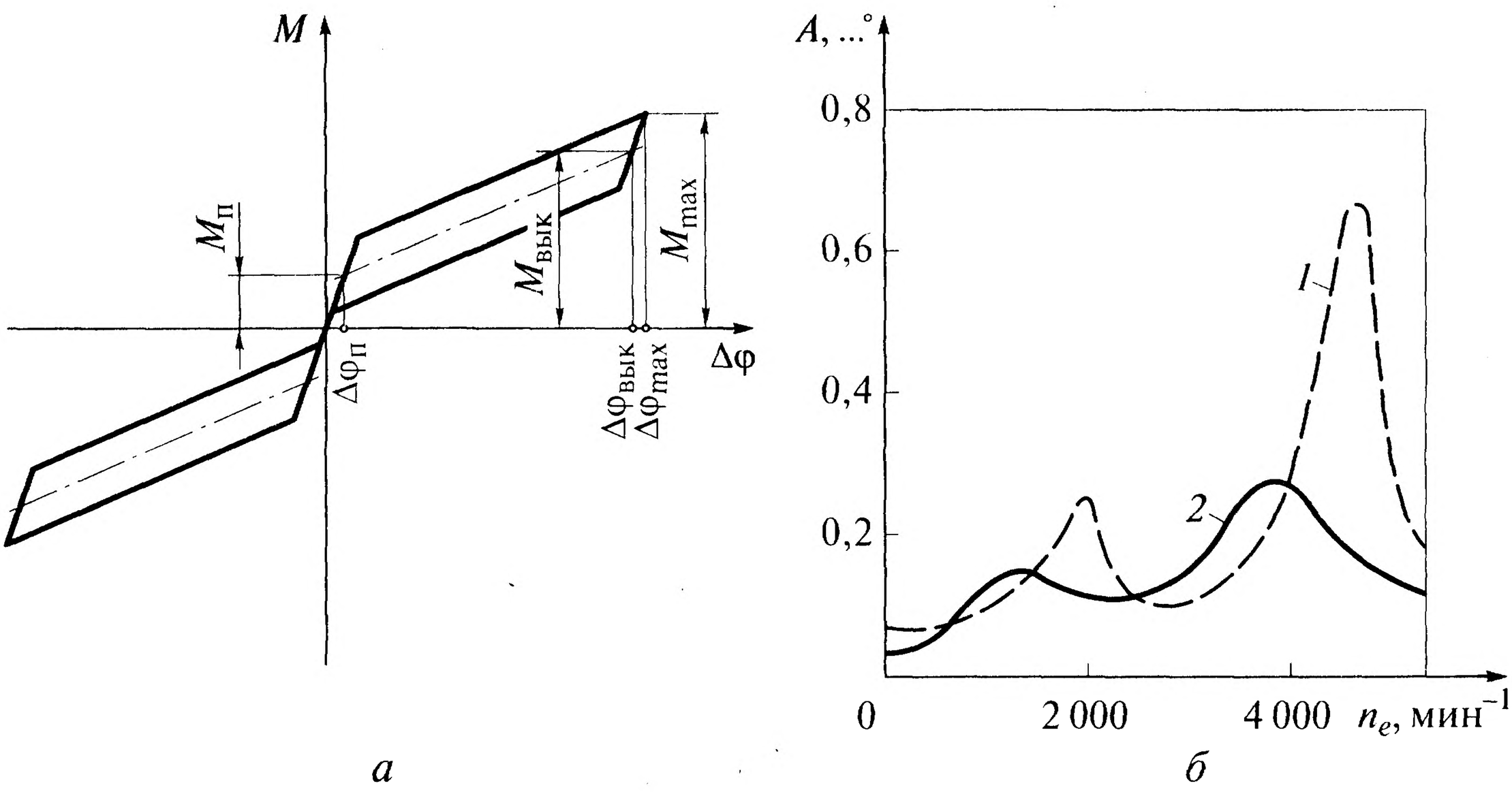


Рис. 1.4. Характеристика одноступенчатого демпфера (*а*) и зависимость амплитуды A крутильных колебаний ведомого диска сцепления от его скорости вращения n_e (*б*):

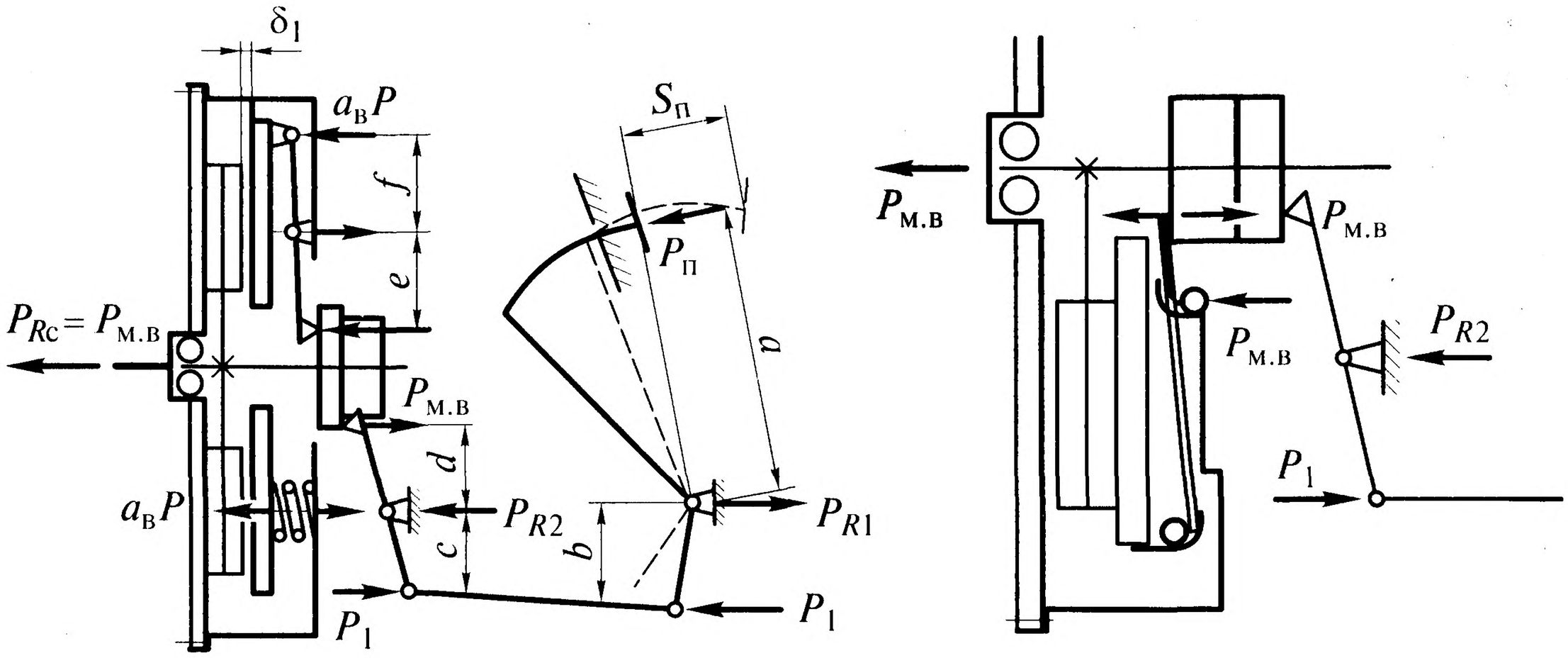
1 — без демпфера; *2* — с демпфером; $M_п$ — момент предварительного сжатия пружин; $M_{вык}$ — момент выключения пружин; $\Delta\varphi$ — угловое перемещение (сжатие пружин демпфера) ведомого диска относительно его ступицы

На рис. 1.4, *а* приведена характеристика одноступенчатого демпфера. Рабочий участок упругих элементов (пружин) ограничен моментом предварительного сжатия $M_п$ и моментом их выключения $M_{вык}$. Сплошными линиями очерчена петля гистерезиса, площадь которой определяется моментом трения $M_т$ и максимальным углом взаимного перемещения диска-держателя и ступицы — углом $\Delta\varphi_{max}$. Усилие сжатия элементов трения обычно создается пластинчатыми пружинами или натягом заклепок. Применяются и многоступенчатые демпферы, причем число ступеней иногда достигает пяти.

Расчет характеристик демпфера проводят, представив двигатель и трансмиссию в виде многомассовой системы. Определяют ее собственные частоты и формы колебаний на всех передачах. Затем строят амплитудно-частотные характеристики и выбирают параметры демпфера, ликвидирующие пики моментов на резонансных режимах (рис. 1.4, *б*).

1.3.2. Выключенное состояние сцепления

При этом состоянии сцепление не передает крутящий момент, но детали привода и ведущие части сцепления нагружены силами. При неавтоматическом управлении усилие выключения создает водитель, прикладывая к педали усилие $P_п$ (рис. 1.5, *а*); утолщен-



а *б*

Рис. 1.5. Схемы сил при выключенном состоянии сцепления:

а — с периферийными пружинами; *б* — с диафрагменной пружиной; $P_п$ — усилие на педали; P_1 — усилие на продольной тяге; $S_п$ — полный ход педали; P_{R1}, P_{R2}, P_{Rc} — реакции в опорах; $P_{м.в}$ — усилие на муфте выключения; a, b, c, d, e, f — плечи рычагов; δ_1 — зазор между поверхностями трения; $a_в$ — коэффициент изменения силы P

ными линиями на рис. 1.5, *а* и *б* изображены нагруженные детали).

Для описания рабочего процесса при этом состоянии сцепления достаточно использовать зависимости вида $\sum P = 0$. Извне к приводу выключения сцепления приложена сила $P_п$, которая увеличивается с помощью системы рычагов до значения $P_{м.в}$. Через кожух сцепления и маховик передается на коленчатый вал сила $P_{Rc} = P_{м.в}$, которая через раму или кузов уравновешивается реактивными силами от педали и рычагов $P_{Rп} = P_п$, $P_{R1} = P_п + P_1$, $P_{R2} = P_1 + P_{м.в}$, $P_{Rc} = P_{м.в}$. Таким образом, силовая цепь замыкается вне сцепления.

Схема сил при диафрагменной пружине несколько иная. При включенном сцеплении (см. рис. 1.2, *б*) нагружена только периферийная часть диафрагменной пружины (силой P). При выключенном сцеплении (см. рис. 1.5, *б*) нагружена только внутренняя часть (силой $P_{м.в}$) диафрагменной пружины (на рисунке зачернена) — лепестки, вывернувшие пружину дальше плоского состояния. При этом наружный край пружины, соединенный с нажимным диском, отодвинул его от ведомого диска, потому что внутренний край собственно пружины закреплен на кожухе сцепления.

Зависимость между силой включения P и силой $P_п$ на педали следующая:

$$P_п = P a_в / (u_{пр} \eta_{пр}), \qquad (1.3)$$

где $a_в$ — коэффициент, учитывающий изменение силы P при отведении нажимного диска от ведомого (см. $P_в$ на рис. 1.3); $a_{вк}$ = = 1,2 при витых пружинах и $a_в \approx 0{,}8$ — при диафрагменной; $u_{пр}$, $\eta_{пр}$ — передаточное число и КПД привода от педали до нажимного диска, обычно $\eta_{пр} = 0{,}6 \ldots 0{,}8$ и $u_{пр} = 50 \ldots 90$, причем для рис. 1.5, *а*:

$$u_{пр} = (a/b)\,(c/d)\,(e/f), \qquad (1.4)$$

а для гидравлического привода выключения сцепления

$$u_{пр} = (a/b)(d_2^2/d_1^2)(c/d)\,(e/f), \qquad (1.5)$$

где d_1 — диаметр гидроцилиндра, присоединенного к педали; d_2 — диаметр гидроцилиндра, присоединенного к вилке выключения сцепления.

Ход педали без учета люфтов в шарнирах и упругости деталей

$$S_п = S_{с.х} + S_{р.х} = \Delta l u_{пр} + \delta(a/b)(d_2^2/d_1^2)(c/d), \qquad (1.6)$$

где $\Delta l = \delta_1 n$ — ход нажимного диска при выключении сцепления; δ_1 — зазор между каждой парой поверхностей трения (см. рис. 1.5, *а*); $\delta_1 = 0{,}8 \ldots 1{,}5$ мм для однодисковых сцеплений, $\delta_1 = 0{,}5 \ldots 1{,}0$ мм — для двухдисковых, $\delta_1 = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ мм — для многодисковых, работающих в масле; $\delta = 2 \ldots 3$ мм.

Полный ход педали обычно составляет 150…200 мм, свободный ход $S_{с.х} = S_п - \Delta l u_{пр} = 30 \ldots 50$ мм.

Считается обычно, что усилие на педали $P_п$ не должно превышать 150 Н для легковых и 250 Н для грузовых автомобилей. Если это требование невозможно обеспечить без усилителя, применяется усилитель выключения сцепления, обычно пневматический. Работа, затрачиваемая водителем на перемещение педали сцепления, $L_в = P_{п.ср} S_{р.х}$ не должна превышать 20 Дж для легковых и 40 Дж для грузовых автомобилей.

1.3.3. Включение сцепления

Включение сцепления обеспечивается отпусканием педали сцепления. Усилие на педали уменьшается до нуля, а момент, передаваемый сцеплением, увеличивается от 0 до $M_{сц.п}$. При этом происходит буксование сцепления, так как угловые скорости валов $\omega_1 \neq \omega_2$ в начале включения.

Трогание автомобиля с места. При неавтоматическом управлении сцеплением водитель (при работающем двигателе) должен выключить сцепление, включить передачу (обычно низшую), слегка нажать на педаль подачи топлива. Последнее необходимо для того, чтобы перед началом включения сцепления вал двигателя имел несколько увеличенную угловую скорость. Иначе в процессе включения сцепления она может оказаться ниже, чем угловая

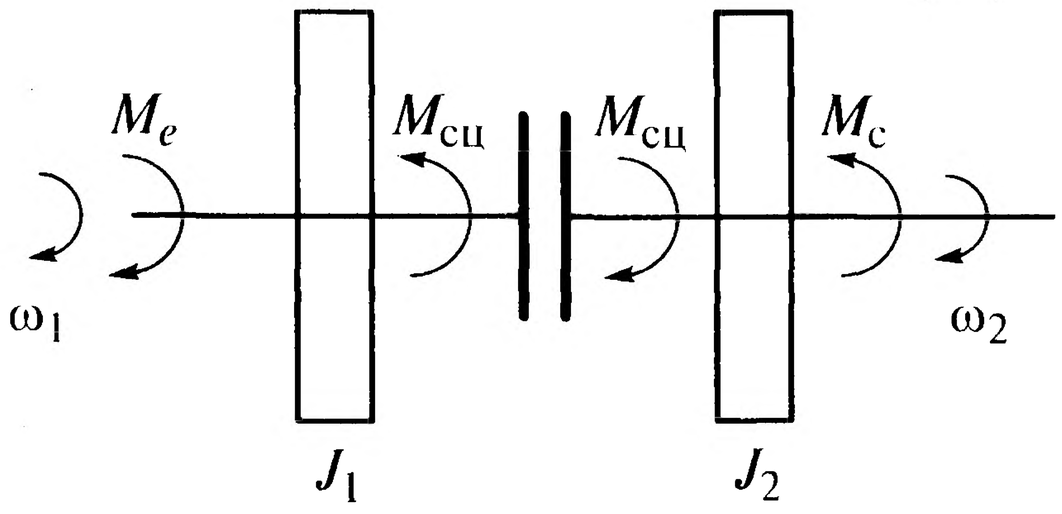


Рис. 1.6. Двухмассовая эквивалентная динамическая модель автомобиля:

J_1, J_2 — приведенный соответственно к ведущей и ведомой частям сцепления момент инерции; ω_1, ω_2 — угловая скорость соответственно ведущей и ведомой частей сцепления; M_e, $M_{сц}$, M_c — крутящий момент соответственно двигателя, сцепления, сопротивления движению

скорость холостого хода $\omega_{1x.x}$, и двигатель заглохнет. Плавно отпуская педаль сцепления и одновременно увеличивая нажим на педаль подачи топлива (а если автомобиль удерживался на уклоне стояночной тормозной системой, то еще необходимо одновременно быстро и плавно освободить рычаг ручного тормоза), водитель обеспечивает плавное трогание автомобиля с места.

Чтобы выявить основные особенности рабочего процесса сцепления, представим автомобиль в виде простейшей двухмассовой эквивалентной динамической системы (рис. 1.6). Соответствующая ей математическая модель состоит из двух уравнений (упругость деталей не учитывается) вида $\sum M + J_i \ddot{\varphi}_i = 0$:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_e - M_{сц}, \tag{1.7}$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_{сц} - M_c, \tag{1.8}$$

где J_1, $J_2 = \delta' m_a r_к^2 / u_{тр}^2$ — приведенные соответственно к ведущей и ведомой частям сцепления моменты инерции; $\delta' = 1{,}04$ — коэффициент учета вращающихся масс (колес автомобиля); m_a — масса автомобиля; $r_к$ — радиус качения ведущих колес; $u_{тр}$ — передаточное число трансмиссии.

Примем следующие допущения для процесса включения сцепления.

1. Момент сопротивления движению постоянен:

$$M_c = \psi m_a g r_к / (u_{тр} \eta_{тр}) = \text{const},$$

где ψ — коэффициент сопротивления дороги; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии.

2. Момент, создаваемый в сцеплении, при отпускании педали сцепления зависит линейно от времени t, т.е. $M_{сц} = k_1 t$, а при достижении максимального значения $M_{сц\,max} = M_{e\,max}\beta = \text{const}$.

3. Момент двигателя, изменяемый при нажатии на педаль подачи топлива, зависит линейно от времени, т.е. $M_e = k_2 t$, а при достижении максимального значения $M_{e\,max} = \text{const}$.

Принятые допущения позволяют получить зависимости моментов и угловых скоростей от времени, близкие к реальным, и выяс-

нить основные закономерности. Экспериментальные исследования показали, что учет упругости не влияет на величину работы буксования сцепления и изменение по времени угловых скоростей, но влияет на процесс колебания момента двигателя и момента сцепления, а также на максимальные динамические нагрузки.

Известно, что сила (момент для вращательного движения) является причиной движения. Закономерность изменения угловых скоростей ω_1 и ω_2 по времени при включении сцепления определяется закономерностью изменения моментов M_e и $M_{сц}$, а не наоборот. Водитель через педали сцепления и подачи топлива задает законы изменения моментов M_e и $M_{сц}$, и тем самым определяются закономерности изменения угловых скоростей ω_1 и ω_2.

Из уравнения (1.8) следует, что при заданных моменте сопротивления и параметрах автомобиля интенсивность изменения угловой скорости ω_2, а значит, и интенсивность, и плавность разгона автомобиля при буксующем сцеплении определяются только закономерностью изменения момента сцепления $M_{сц}$. Момент двигателя M_e, точнее разность моментов $M_e - M_{сц}$, как следует из уравнения (1.7), определяет изменение угловой скорости ω_1. Она может увеличиваться, уменьшаться или оставаться постоянной в зависимости от величины $M_e - M_{сц}$. Поэтому время буксования $T_б$ и работа буксования зависят от изменения по времени не только $M_{сц}$, но и $M_e - M_{сц}$.

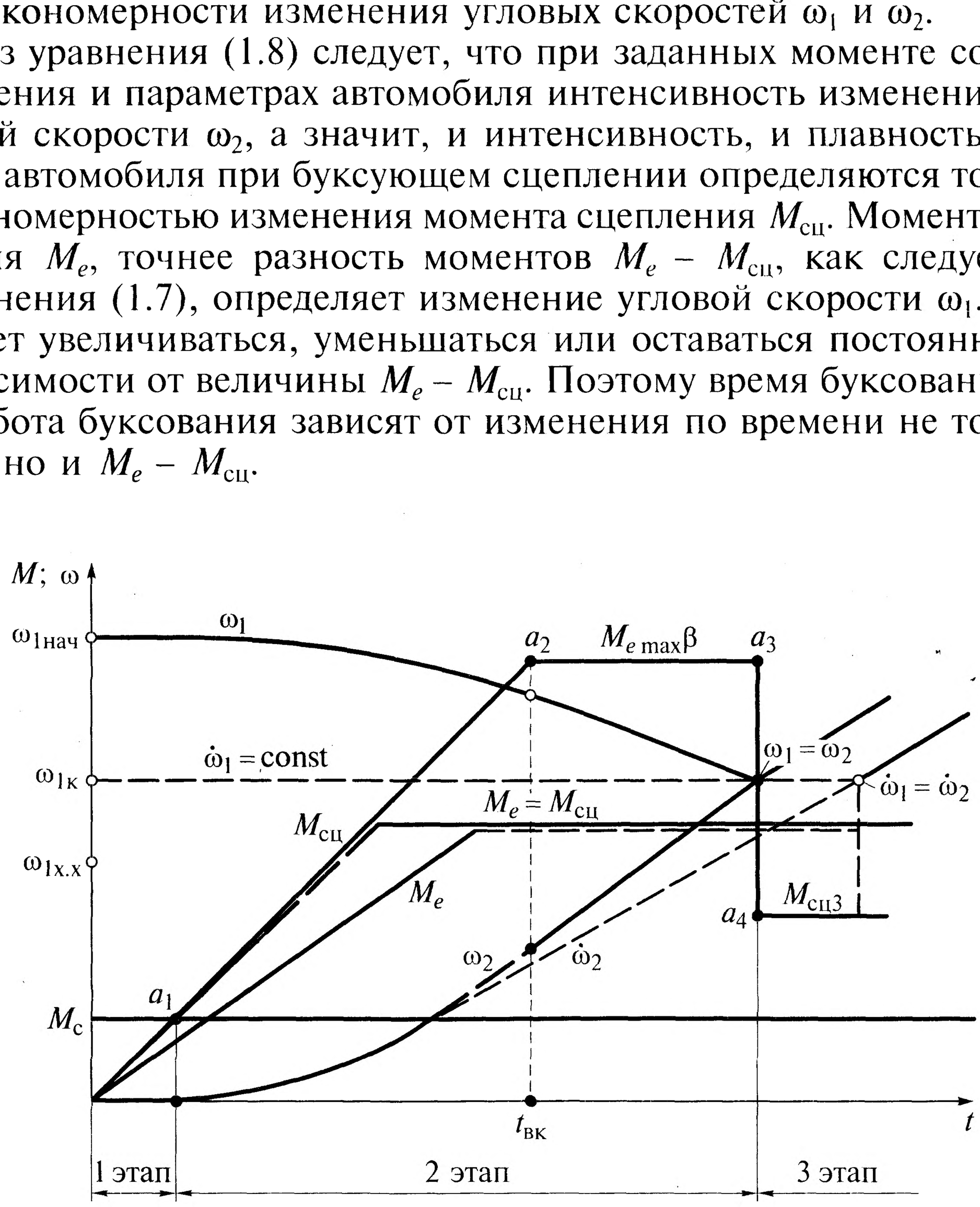


Рис. 1.7. Характеристика включения сцепления при трогании автомобиля с места:

M_e, $M_{сц}$, M_c — крутящий момент соответственно двигателя, сцепления, сопротивления движению; ω_1, ω_2 — угловая скорость соответственно ведущей и ведомой частей сцепления; t — время

Возьмем часто встречающийся на практике случай: момент сцепления, плавно увеличиваясь, остается все время больше момента двигателя ($k_1 > k_2$). Как следует из уравнения (1.7), условие $M_{сц} > M_e$, выдержанное для всего времени буксования, приводит к уменьшению угловой скорости ω_1 от начала и до конца буксования (рис. 1.7). И если окажется, что $\omega_{1к} < \omega_{1х.х}$, то двигатель заглохнет. Поэтому перед началом включения сцепления необходимо иметь достаточно высокое значение $\omega_{1нач}$. В расчетах это значение можно брать, например, по эмпирической зависимости

$$\omega_{1нач} = 1{,}5\omega_{1х.х} + 30\ J_2/J_1.$$

На рис. 1.7 штриховыми линиями представлен также вариант, когда для всего времени буксования выдержано условие $M_e = M_{сц}$, что обеспечивает неизменность $\omega_1 = \text{const}$. Все параметры, относящиеся к этому варианту, отмечены штрихом. Для сравнения с предыдущим случаем приняты одинаковые значения $\omega_{1к}$ и k_1.

По рис. 1.7 можно выделить следующие три этапа разгона автомобиля.

1. От начала отпускания педали сцепления до значения $M_{сц} = M_c$, когда начинается разгон всего автомобиля. На этом этапе $\omega_2 = 0$.

2. От $M_{сц} = M_c$ до того момента, когда наступит $\omega_1 = \omega_2$, т.е. когда заканчивается буксование сцепления. На этом этапе, назовем его этапом неупорядоченного разгона, ускорения $\dot{\omega}_1$ и $\dot{\omega}_2$ существенно различаются.

3. Разгон системы при $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$ — этап упорядоченного разгона.

Так как после окончания буксования угловые ускорения будут равны ($\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$), то из уравнений (1.7) и (1.8) получаем, что крутящие моменты, идущие на разгон ведущей и ведомой частей системы, пропорциональны их моментам инерции:

$$(M_e - M_{сц})/(M_{сц} - M_c) = J_1/J_2. \qquad (1.9)$$

Поэтому, хотя сцепление и может передавать момент, определяемый уравнением (1.1), оно передает момент $M_{сц3} < M_e$ на этом этапе (этап 3 на рис. 1.7), причем

$$M_{сц3} = M_e[1 + (J_1/J_2)(M_c/M_e)]/[1 + (J_1/J_2)]. \qquad (1.10)$$

При использовании дизеля с всережимным регулятором процесс разгона происходит несколько иначе. Если водитель удерживает педаль подачи топлива в фиксированном положении, то в процессе буксования сцепления угловая скорость двигателя ω_1 почти не изменяется и лишь в конце буксования, когда двигатель выходит на безрегуляторную ветвь, ω_1 уменьшается.

Итак, при трогании автомобиля в передаче крутящего момента от двигателя к ведущим колесам буксующее сцепление не участвует. На его поверхностях трения с помощью усилия P нажим-

ного устройства создается крутящий момент $M_{сц}$, который для двигателя является моментом сопротивления, причем его величина может быть больше момента двигателя, а для трансмиссии и автомобиля — движущим моментом. Когда буксование заканчивается, сцепление становится одним из звеньев трансмиссии, передающим через себя ту часть крутящего момента, которая подводится к нему со стороны двигателя. Интенсивность разгона при буксующем сцеплении прежде всего зависит от темпа включения сцепления (величины k_1).

Попробуем выяснить, как влияют параметры двухмассовой системы на работу и время буксования сцепления. Рассмотрим наиболее простой случай — включение сцепления «броском». Примем, что $M_{сц}$ и M_e мгновенно принимают максимальные значения, причем $M_{сц}$, M_e, M_c остаются постоянными при буксовании сцепления. В этом случае, как следует из уравнений (1.7) и (1.8), ω_1 и ω_2 изменяются линейно по времени, а время буксования $T_б$ и работу буксования $L_б$ можно определить по уравнениям

$$T_б = J_2\omega_{1нач}/(M_eB),\ L_б = L_{б0}\beta/B,$$

где $B = (\beta - 1)J_2/J_1 + \beta - M_c/M_e$, $L_{б0} = J_2\omega_{1нач}^2/2$.

Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 1.8. Так, на рис. 1.8, *а* при фиксированных значениях $M_e/J_2 = 120$ с$^{-2}$, $J_2/J_1 = 1$, $M_c/M_e = 0{,}5$ представлены изменения ω_1 и ω_2 по времени при различных β, а на рис. 1.8, *б* — изменения $L_б/L_{б0}$ от β, $J_2/J_1 = n$, $M_c/M_e = m$. Использование параметра $L_б/L_{б0}$ позволило исключить влияние $\omega_{1нач}$ и J_2 при анализе работы буксования, причем увеличение этих параметров при принятых допущениях существенно увеличивает работу буксования. Увеличение β от 1 до 1,5...2 существенно уменьшает время буксования (см. рис. 1.8, *а*) и работу буксования (см. рис. 1.8, *б*).

Дальнейшее увеличение β приводит к несущественному уменьшению времени и работы буксования, в то время как возрастают пропорционально β максимальные нагрузки и габаритные размеры сцепления.

При плавном включении сцепления минимальная работа буксования получается при $\omega_1 = \omega_{1min} = \text{const}$, что соответствует поддержанию $M_{сц} = M_e$ (см. рис. 1.7).

В реальных условиях максимальный момент при резком включении оказывается больше значения $M_{сц.п}$, так как усилие, сжимающее ведомый диск, увеличивается на величину, определяемую ударом нажимного диска в ведомый. Для определения максимальной нагрузки обычно рекомендуется $M_{e\,max}$ умножать на коэффициент динамичности

$$k_д = \beta(u_{тр} + 8)/u_{тр}. \qquad (1.11)$$

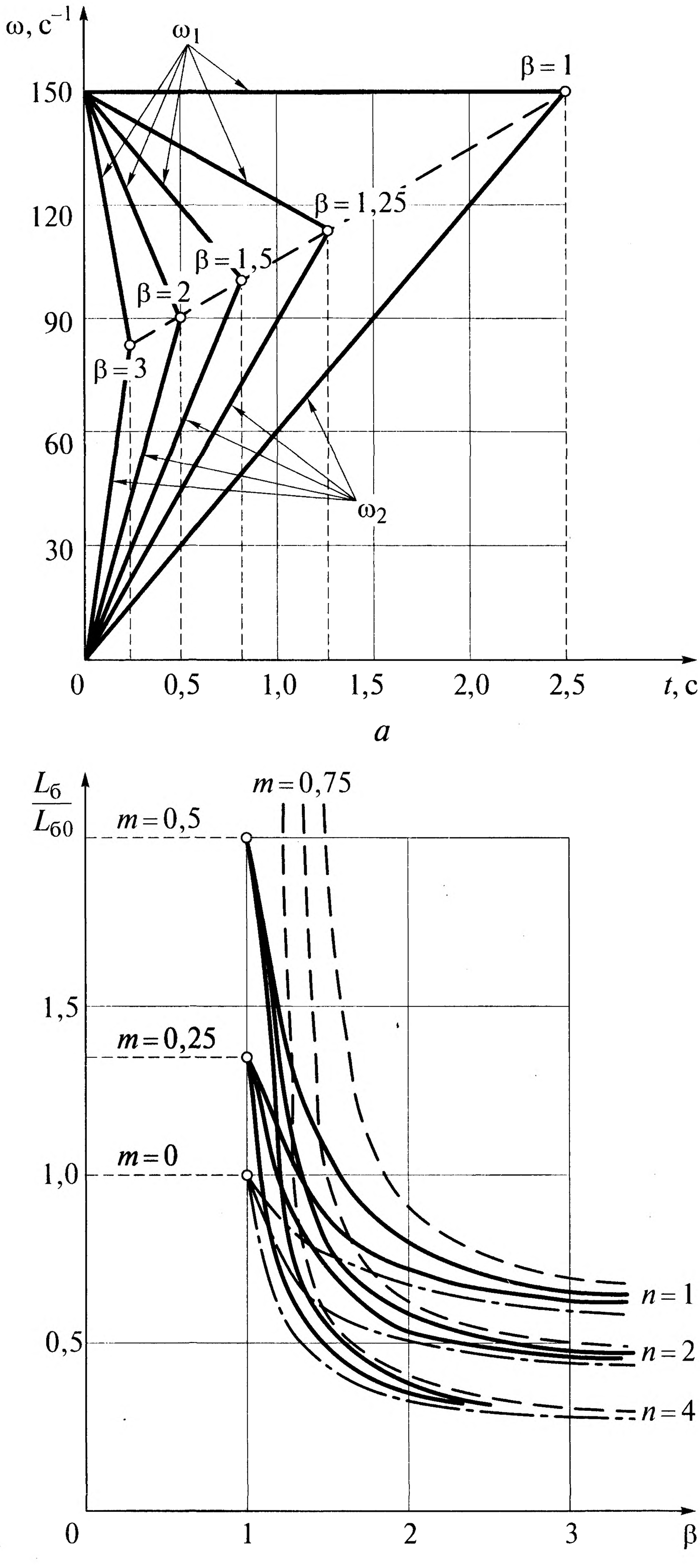


Рис. 1.8. Включение сцепления «броском»:

а — изменение угловых скоростей ω_1 и ω_2 сцепления при разных β и при $M_e/J_2 = 120$ с$^{-2}$, $J_2/J_1 = 1$, $M_c/M_e = 0{,}5$; *б* — зависимость работы буксования $L_б/L_{б0}$ сцепления от β, $n = J_2/J_1$, $m = M_c/M_e$ при $L_{б0} = J_2\omega^2_{1нач}/2 = \text{const}$

Эксперименты и расчеты показали, что упругость деталей практически не влияет на работу буксования, но может существенно влиять на максимальные динамические нагрузки. Снижение последних обеспечивается по сравнению с линейным изменением $M_{сц} = f(t)$ постепенным уменьшением темпа включения k_1 (кривая $M_{сц}$ получается выпуклостью вверх).

Работа буксования и расчет на нагрев. Располагая зависимостями от времени величин $M_{сц}$, ω_1 и ω_2, можно определить потери энергии в буксующем сцеплении — работу буксования, которая соответствует времени 1-го и 2-го этапов ($T_б = t_1 + t_2$):

$$L_б = \int M_{сц}(\omega_1 - \omega_2)\mathrm{d}t. \qquad (1.12)$$

Используя зависимость (1.12) и график типа рис. 1.7, разбив его на отдельные участки, можно определить работу буксования. Для определения работы буксования можно также использовать экспериментальную запись либо эмпирическую формулу.

По работе буксования можно рассчитать нагрев деталей сцепления и оценить его износостойкость. Нагрев деталей сцепления для одного включения Δt°, пренебрегая отводом теплоты в окружающую среду, можно определить по зависимости

$$\Delta t^\circ = \gamma_д L_б/(c_д m_д), \qquad (1.13)$$

где $\gamma_д$ — коэффициент, учитывающий часть теплоты, идущей на нагрев данной детали ($\gamma_д = 0{,}5$ для нажимного диска однодискового сцепления или для промежуточного диска двухдискового сцепления); $c_д$ — удельная теплоемкость чугуна или стали, $c_д = 482$ Дж/(кг · °С); $m_д$ — масса данной детали.

Проверку на нагрев производят для той детали ведущей части сцепления, которая имеет наименьшую массу и наибольший $\gamma_д$. Обычно считают, что значение Δt° для одного включения не должно превышать 10 °С для одиночных автомобилей и 20 °С для автопоездов. При буксовании практически вся теплота идет на нагрев металлических деталей, но температура оказывает вредное воздействие на накладки ведомых дисков.

Оценку износостойкости сцепления можно производить по косвенному критерию — величине удельной работы буксования

$$L_{б.уд} = L_б/(nF), \qquad (1.14)$$

которая не должна превышать 100 Дж/см^2 для одиночных автомобилей и 150 Дж/см^2 для автопоездов.

Износостойкость сцепления можно определить при стендовых испытаниях, если задавать различные условия включения сцепления, соответствующие различным условиям эксплуатации (пригородное шоссе, горная дорога, областной город и т. д.), с учетом коэффициента распределения пробега. Используя показатели на-

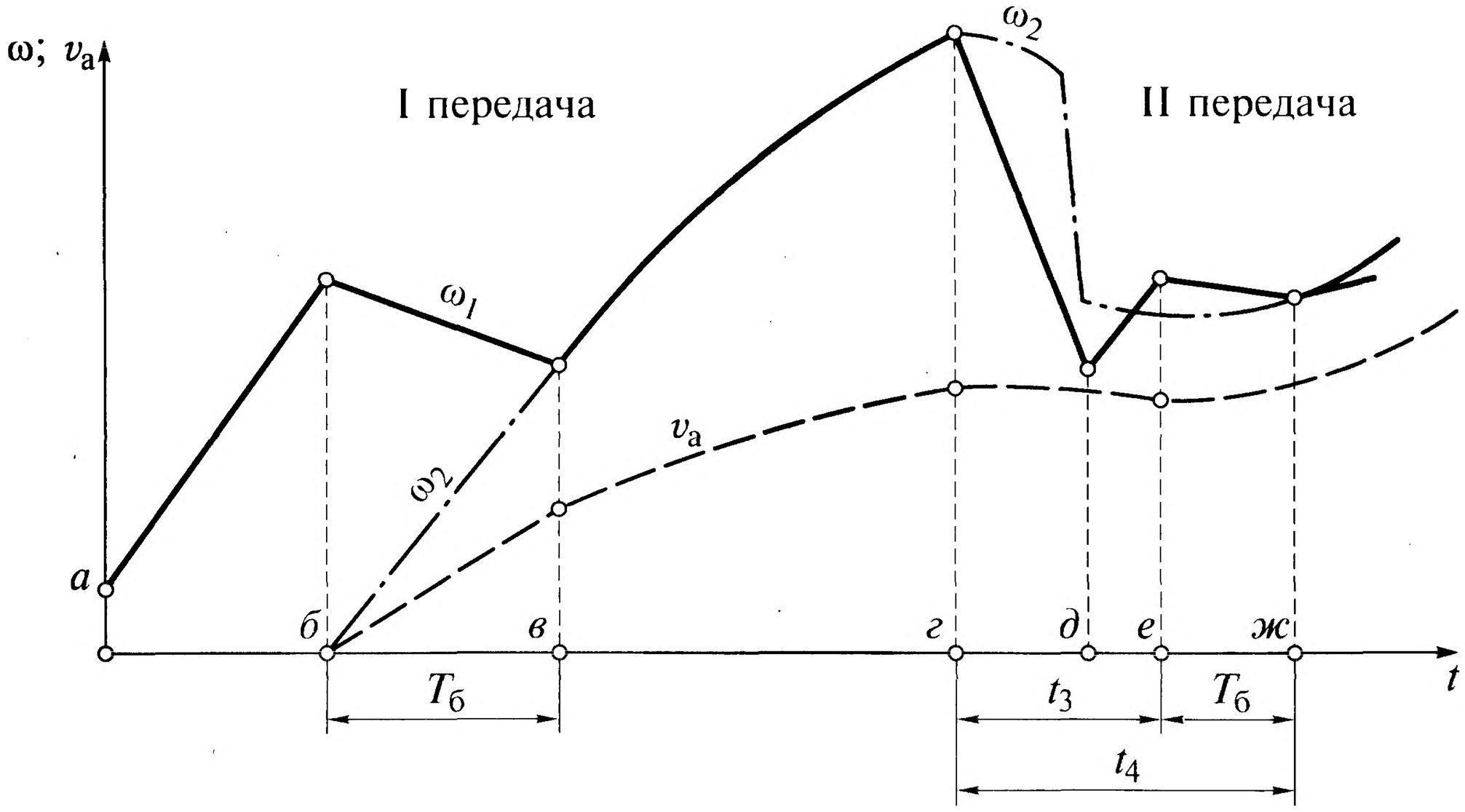


Рис. 1.9. Изменение угловых скоростей ω_1 и ω_2 сцепления при переключении передач:

а, *б* — начальные значения ω_1 и ω_2; *в* — конец буксования сцепления; *г* — начало переключения передач; *д* — начало включения второй передачи; *е* — включение сцепления; *ж* — конец буксования сцепления

груженности (удельная работа буксования на 1 000 км пробега) для различных условий эксплуатации и коэффициенты распределения пробега, можно выполнить расчет износостойкости (долговечности) сцепления. Однако результат расчета будет приближенным, среднестатистическим.

Следует также отметить, что для любой передачи КПД равен отношению мощностей на ведомом и ведущем звеньях, т.е. $\eta = N_2/N_1$, но для сцепления всегда $M_1 = M_2$, поэтому для буксующего сцепления $\eta_{сц} = \omega_2/\omega_1$, для небуксующего сцепления $\eta_{сц} = 1{,}0$.

Переключение передач. При переключении передач водитель быстро нажимает на педаль сцепления и отпускает педаль подачи топлива (точка *г* на рис. 1.9). Угловая скорость ω_1 вала двигателя уменьшается под действием тормозного момента двигателя.

Водитель с помощью рычага переключает передачи и затем относительно быстро отпускает педаль сцепления, слегка нажимая на педаль подачи топлива (точка *д* на рис. 1.9). В точке *ж* заканчивается буксование сцепления. Полное время переключения передач — t_4, время движения автомобиля накатом — t_3, время буксования сцепления — $T_б$. Работа буксования сцепления при переключении передач значительно меньше, чем при трогании автомобиля с места. Длительное движение с выключенным сцеплением приводит к излишней нагрузке подшипников сцепления.

1.3.4. Выключение сцепления

Выключение сцепления обеспечивается нажатием на педаль сцепления. Для исключения буксования целесообразно производить быстрое выключение сцепления.

Изменение усилия на педали $P_п$ в зависимости от ее перемещения $S_п$ приведено на рис. 1.10. Из рис. 1.10 следует, что максимальные статические нагрузки на детали привода выключения сцепления при использовании витых пружин (кривая *1*) соответствуют выключенному состоянию сцепления (точка $б_1$), а при диафрагменной пружине (кривая *2*) — началу отвода нажимного диска (точка *а*).

На рис. 1.10 приведена также зависимость $M_{сц}$ от $S_п$. Теоретически момент сцепления должен уменьшаться до нуля как только начинается отвод нажимного диска от ведомого. Некоторый наклон вертикальных участков линий $P_п$ и $M_{сц}$ (как показано на рис. 1.10) вызван упругостью деталей привода выключения сцепления. Следовательно, и плавное включение сцепления (плавное увеличение $M_{сц}$) определяется не плавным перемещением педали сцепления, а плавным уменьшением усилия $P_п$ от точки *а* до точки a_1.

Усилители привода сцепления. Простейшим усилителем является иногда применяемый пружинный (сервопружина) усилитель. Один конец пружины закреплен на кузове, другой соединен с рычагом, который закреплен на педали у ее оси поворота. При отпущенной педали сцепления ось пружины располагается немного выше оси педали, прижимая ее к ограничителю хода. При нажатии на педаль ось пружины благодаря рычагу перемещается значительно ниже оси педали, уменьшая усилие на ней примерно на 20 % (линия *3* на рис. 1.10).

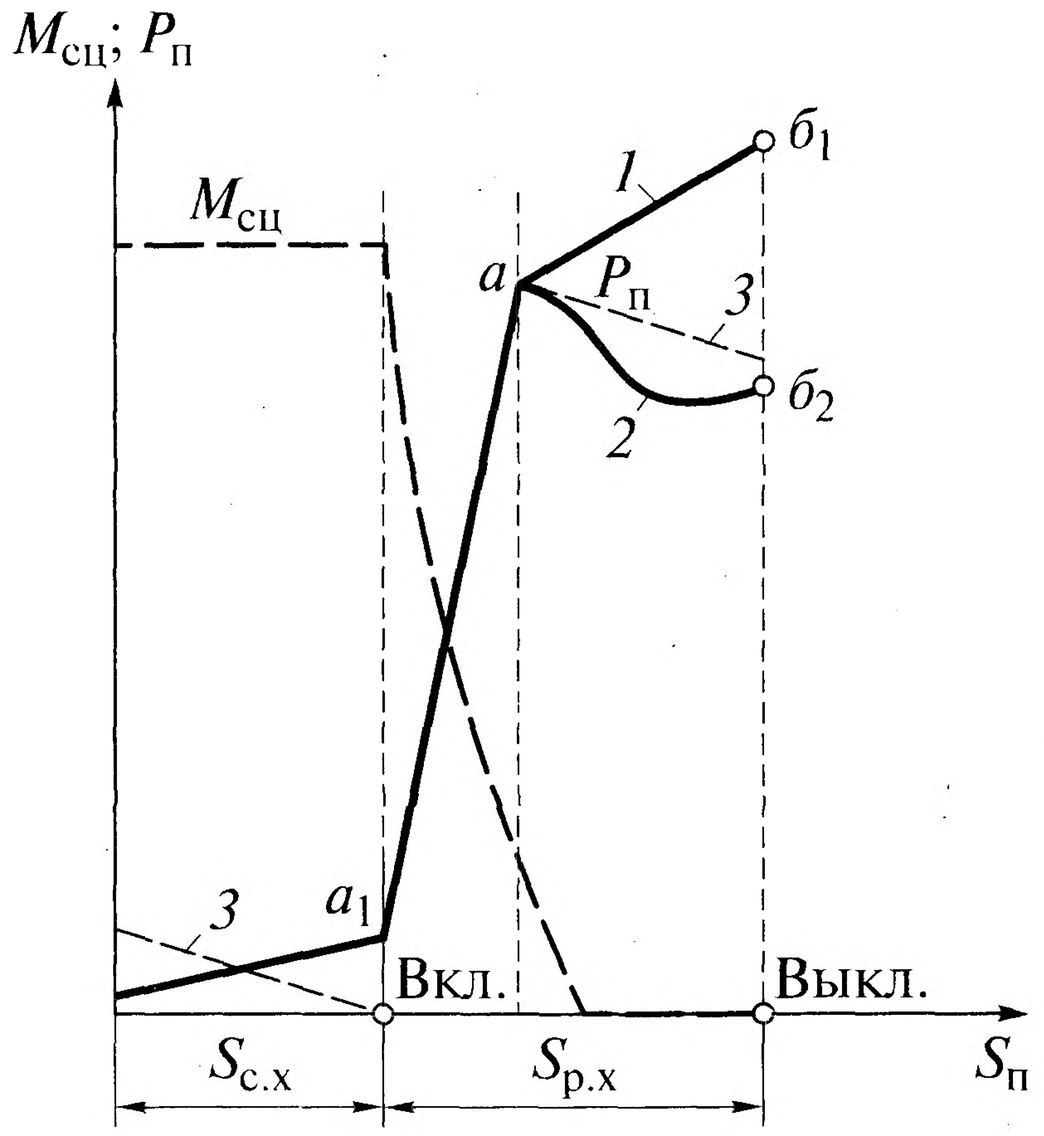
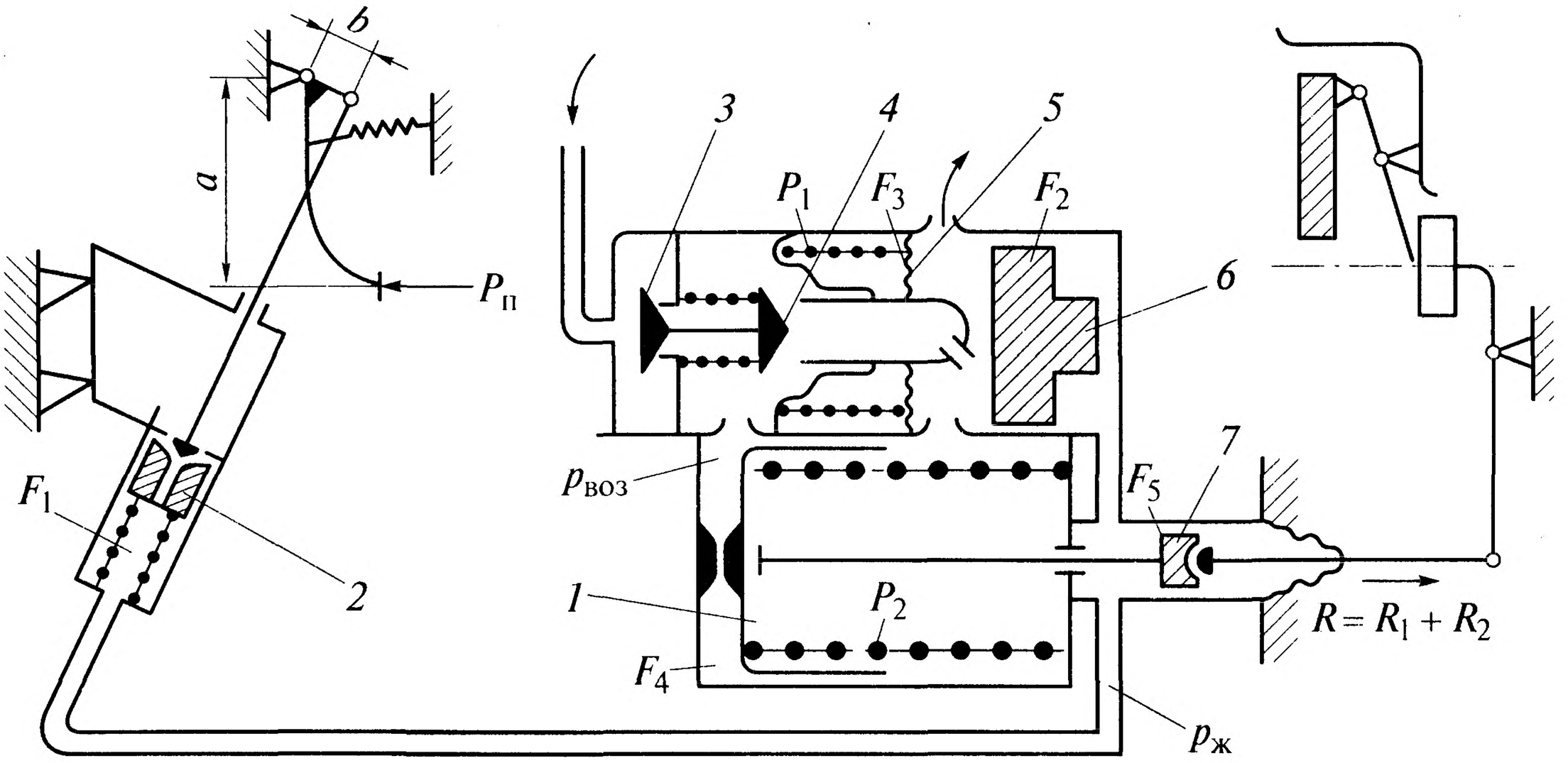
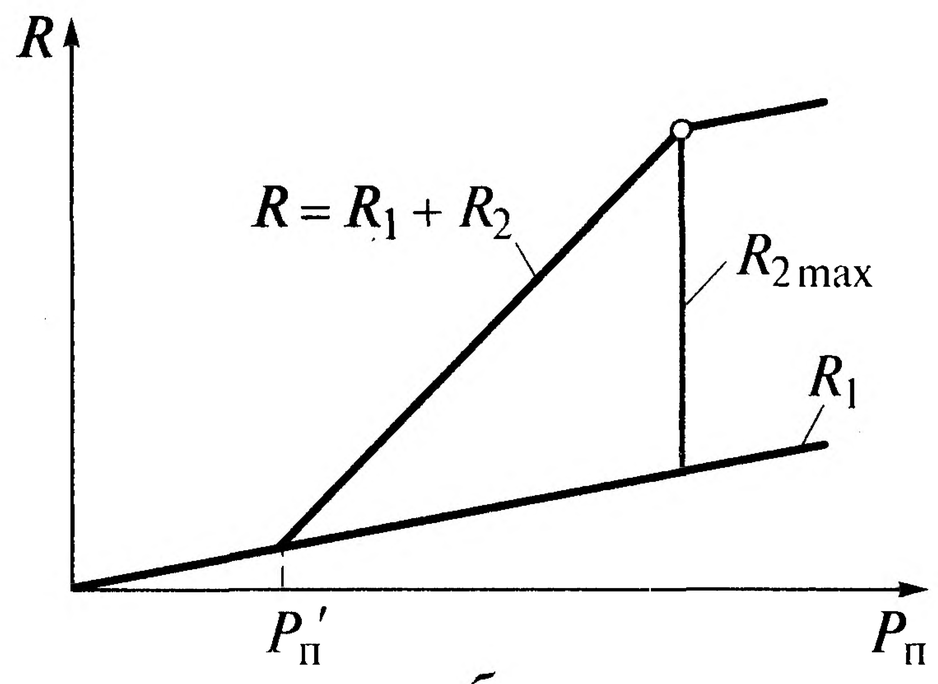


Рис. 1.10. Зависимость усилия $P_п$ на педали сцепления и момента $M_{сц}$ от хода $S_п$ педали:

1 — при периферийных пружинах; *2* — при диафрагменной пружине; *3* — при периферийных пружинах и пружинном усилителе



а



б

Рис. 1.11. Пневматический усилитель сцепления КамАЗ:

а — схема; *б* — характеристика; *1* — пневмоцилиндр; *2* — главный гидроцилиндр; *3* — впускной клапан; *4* — атмосферный клапан; *5* — мембрана; *6* — поршень следящего устройства; *7* — рабочий гидроцилиндр; $P_п$ — усилие на педали сцепления; R_1 — усилие от давления жидкости; R_2 — усилие, создаваемое усилителем; F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 — площади цилиндров; $p_{воз}$ — давление воздуха; $p_ж$ — давление жидкости

Пневматический усилитель КамАЗ (рис. 1.11) встроен в гидропривод выключения сцепления, состоящий из главного *2* и рабочего *7* гидроцилиндров. При отпущенной педали впускной клапан *3* усилителя закрыт, атмосферный клапан *4* открыт, сообщая левую и правую полости пневмоцилиндра *1* с атмосферой. При отсутствии сжатого воздуха в усилителе усилие на штоке рабочего цилиндра

$$R_1 = p_ж F_5 = P_п a F_5/(b F_1),$$

где $p_ж$ — давление жидкости; F_1 и F_5 — площади главного и рабочего цилиндров.

При увеличении усилия на педали поршень *6* следящего устройства сдвигает влево подвижное седло атмосферного клапана *4*, преодолевая усилие пружины P_1. Клапан *4* закрывается, а клапан *3* открывается, впуская порцию сжатого воздуха. С повышением давления воздуха в полости с площадью F_3 наступает равновесное состояние, определяемое зависимостью

$$p_{воз}F_3 + P_1 - p_ж F_2 = 0,$$

при котором клапан *3* закрывается. Таким образом, чем выше усилие на педали $P_п$, тем больше давление воздуха $p_{воз}$ в полости с площадью F_4 пневмоцилиндра *1*, который создает усилие

$$R_2 = p_{воз}F_4 - P_2,$$

где P_2 — усилие пружины пневмоцилиндра.

С учетом предыдущих зависимостей получим суммарное усилие от давления жидкости и воздуха

$$R = R_1 + R_2 = P_п aF_5/bF_1 + [P_п aF_2F_4/(bF_1F_3) - P_1F_4/F_3 - P_2].$$

Сцепление будет выключено при $Rce/(df) > P$, где c/d и e/f — соотношение плеч рычагов сцепления; P — усилие периферийных пружин сцепления. Для усилителя КамАЗ $R = 1\,100 \ldots 1\,300$ Н при $P_п = 75 \ldots 90$ Н.

1.4. Рабочий процесс комбинированного сцепления (фрикционного с гидродинамической передачей)

Особенности рабочего процесса комбинированного сцепления в основном заключаются в следующем. При трогании с места сначала включается фрикционное сцепление при $\omega_{1x.x}$. При этом работу буксования в нем можно определить по зависимости

$$L_{б.ф} = J_{11}\omega_{1x.x}^2/2,$$

где $J_{11} = (0{,}6 \ldots 0{,}8)J_1$.

Работа буксования в несколько раз меньше, чем во время включения сцепления при условии $\omega_1 = \omega_{1min} = \text{const}$ (см. рис. 1.7). Затем при нажатии на педаль подачи топлива обеспечивается плавный разгон автомобиля. При этом работу буксования берет на себя гидродинамическая передача.

Комбинированное сцепление в сочетании с механической коробкой передач представляет собой гидромеханическую коробку передач (ГМП) типа ГСК (гидродинамическая передача — сцепление — коробка передач). Впервые такие ГМП с гидромуфтой применялись приблизительно с 1930 г. фирмой «Даймлер» для легковых автомобилей и автобусов Англии. ГМП типа ГСК выпуска-

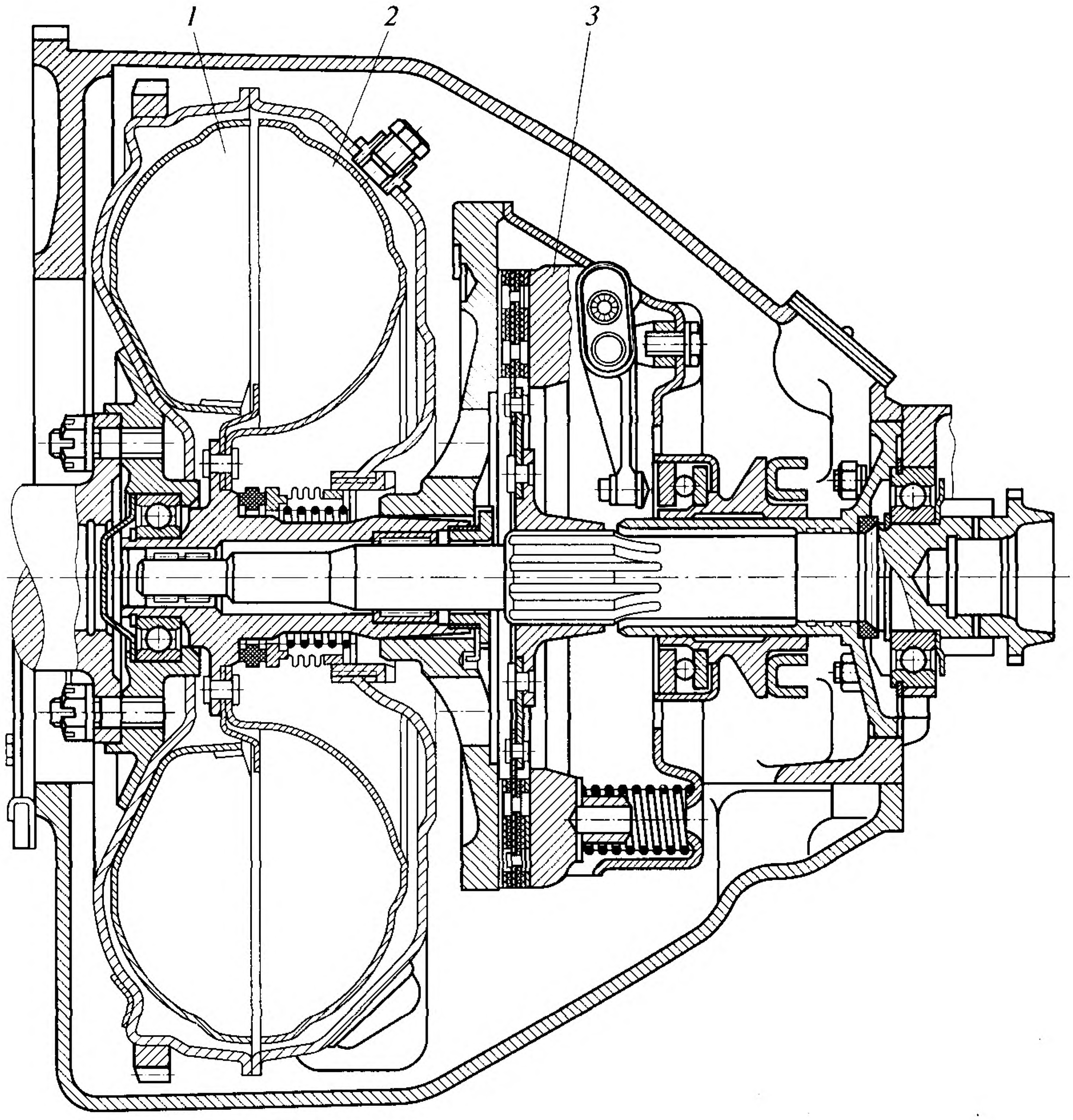


Рис. 1.12. Гидромеханическая передача типа гидротрансформатор — сцепление — коробка передач автомобиля ЗИМ (коробка передач не показана):

1 — насосное колесо гидромуфты; *2* — турбинное колесо гидромуфты; *3* — сцепление

лись во многих странах, в том числе и в СССР (для автомобилей ГАЗ-12 (ЗИМ) — рис. 1.12 и МАЗ-525). Позднее в ГМП типа ГСК вместо гидромуфты стали применять гидротрансформатор.

Подробнее о такой ГМП «Трансматик» см. в гл. 3. В СССР экспериментальный образец ГМП типа ГСК с гидротрансформатором ЗИЛ-111 был изготовлен и прошел испытания на автомобиле ЗИЛ-157 в 1957 г. ГМП типа ГСК, разработанная в НАМИ, выпускалась с 1979 г. для Брянского автомобильного завода.

В ГМП типа ГСК используются достоинства гидродинамической передачи, которые в основном состоят в эффективном гашении крутильных колебаний и снижении динамических нагрузок

(это обычно обеспечивает увеличение срока службы до капитального ремонта двигателя и агрегатов трансмиссии в 1,5—2 раза), а также в обеспечении плавного трогания с места. В современных ГМП, в том числе и типа ГСК применяют гидротрансформатор, блокируемый на высших передачах.

1.5. Автоматизация управления сцеплением

Применение полуавтоматических (обычно с сигналом на выключение или включение от рычага переключения передач) или автоматических (обычно центробежных) фрикционных сцеплений позволяет существенно упростить управление автомобилем, устранив педаль сцепления, и примерно в 1,5—2 раза и более уменьшить работу буксования при трогании автомобиля с места.

К автоматическим сцеплениям можно отнести центробежные сцепления, например колодочные. При увеличении угловой скорости вала двигателя закрепленные на маховике колодки под действием центробежных сил прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности ведомого барабана. При уменьшении угловой скорости вала двигателя возвратные пружины отводят колодки от барабана.

К полуавтоматическим сцеплениям можно отнести, например, сцепление с усилием включения, обеспечиваемым электромагнитом. При подаче тока через щетки в кольцевую обмотку электромагнита, находящегося в маховике, к последнему притягивается нажимной диск. При этом зажимается ведомый диск, находящийся между маховиком и нажимным диском. Если цепь электромагнита разомкнуть, пружины отодвинут нажимной диск от ведомого. Плавность включения обеспечивается постепенным нарастанием тока в электромагните.

Минимальной работа буксования получается (при различных $\acute{\omega}_2$) при минимальном и постоянном значении $\omega_1 = \omega_{1min}$ в процессе буксования. Этого можно достичь, обеспечивая $M_{сц} = M_e$ с помощью автоматической системы управления (АСУ). Без АСУ водитель, даже если бы он получал информацию о значениях моментов, этого обеспечить не может, тем более, что обычно время буксования $T_б = 1 \ldots 2$ с. Поэтому, опасаясь остановки двигателя, водитель включает сцепление при завышенном значении $\omega_{1нач}$.

При гидравлическом приводе выключения сцепления, изменяя с помощью клапанов управления давление в рабочем цилиндре, соединенном с вилкой выключения, можно регулировать усилие включения, а значит, и передаваемый сцеплением момент $M_{сц}$. Исходя из необходимости обеспечить наименьшую работу буксования и оставляя водителю возможность устанавливать различ-

ную интенсивность разгона, следует поддерживать в процессе буксования $\omega_1 = \omega_{1min} = \text{const}$, что соответствует условию $M_{сц} = M_e$. Педали сцепления нет. Водитель задает требуемую интенсивность разгона, нажимая на педаль подачи топлива и тем самым изменяя $M_{сц} = M_e$. Электронный блок, обладающий высоким быстродействием, получает информацию о величине ω_1 и с помощью клапанов управления изменяет давление в рабочем цилиндре, выдерживая $\omega_1 = \omega_{1min} = \text{const}$ с необходимой точностью.

1.6. Расчеты на работоспособность

Расчетные нагрузки. Для деталей сцепления принимают $M_{сц.р} = k_д M_{e\,max}$, что соответствует резкому включению сцепления. Для деталей привода выключения сцепления принимают максимальное усилие пружин (см. рис. 1.10), а от педали до упора — условную расчетную нагрузку $P_{пр} = 400$ Н.

Материалы. Маховик, нажимной диск, промежуточный диск двухдискового сцепления обычно изготовляют литьем из серого чугуна СЧ21-40, СЧ24-44 твердостью 143...241 НВ. Кожух сцепления — штампованный из стального низкоуглеродистого листа — сталь 08 или 10. Ведомые диски — из стального среднеуглеродистого листа марки 50, 65, 85 твердостью 38...52 HRC. Фрикционные накладки изготовляют из специальной безасбестовой (волокна «Кевлар» и т. п.) смеси. Пружины — из пружинной стали 65Г, 85Г твердостью 38...45 HRC. Детали привода — из стали 20, 45 или ковкого чугуна КЧ35-10, КЧ45-6.

Расчеты. При проектном расчете сцепления выбирают коэффициент запаса сцепления β и определяют наружный радиус ведомого диска R по уравнениям (1.1) и (1.2), зная β, $M_{e\,max}$ и задавшись p_0, $a_к$, μ_0, r/R, или по эмпирическим формулам. Затем определяют r и $r_{ср}$. При поверочном расчете геометрические параметры известны.

Находят усилие пружин P и уточняют значение p_0. Определяют работу буксования $L_б$, удельную работу буксования $L_{б.уд}$, повышение температуры Δt за одно включение сцепления. Полу-

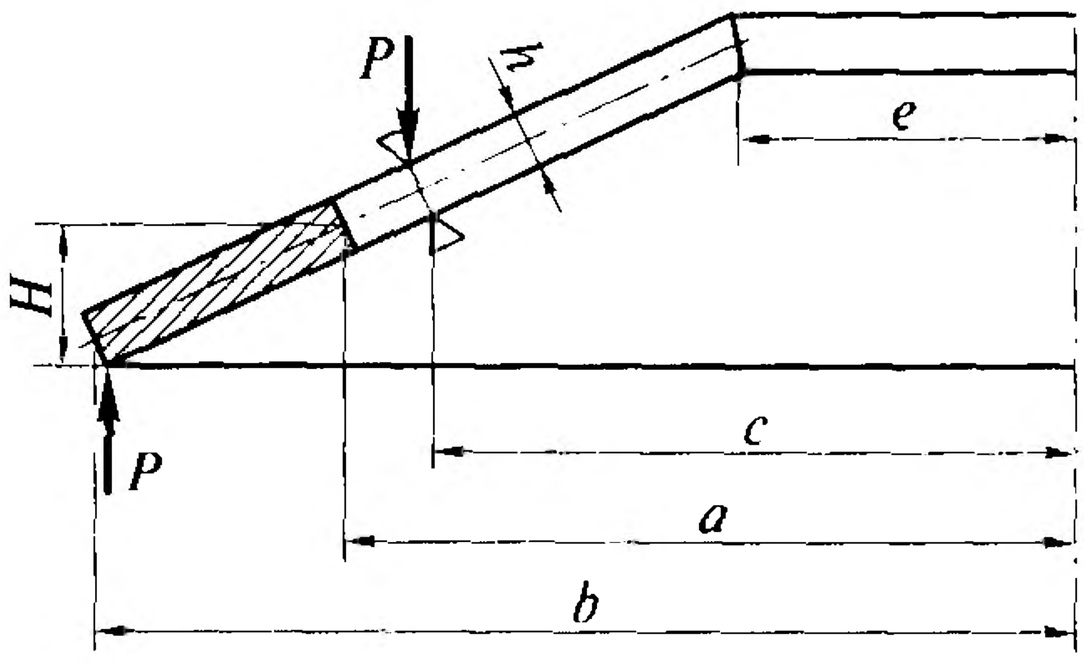


Рис. 1.13. Расчетная схема диафрагменной пружины

ченные значения сравнивают с допустимыми. Определяют геометрические параметры пружин, обеспечивающих включение сцепления.

Определяют усилие $P_п$ и ход $S_п$ педали и сравнивают с допустимыми значениями. Шлицы ведомого диска проверяют на смятие, рычаги выключения сцепления — на изгиб.

Цилиндрическая нажимная пружина. Усилие одной пружины

$$P_{пр} = P/z_{пр} = fGd_п^4/(8n_{р.в}D_в^3),$$

где $z_{пр}$ — число пружин; f — деформация пружины; G — модуль упругости второго рода (при кручении), $G = 8{,}5 \cdot 10^4$ МПа; $d_п$ — диаметр проволоки; $n_{р.в}$ — число рабочих витков; $D_в$ — средний диаметр витка.

Напряжение кручения $\tau = 8P_{пр}D_в/(\pi d_п^3)$, $[\tau] = 900$ МПа.

Диафрагменная нажимная пружина. Усилие пружины

$$P = 0{,}17\pi Ehf\{\ln|m(H - A)(H - A/2) + mh^2|\}/(b - c)^2,$$

где $E = 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости первого рода; H, h — высота и толщина пружины, причем $h = 2 \ldots 2{,}5$ мм для легковых автомобилей и $3 \ldots 5$ мм для грузовых автомобилей; $A = f(b - a)/(b - c)$, $m = b/a$.

Остальные размеры показаны на рис. 1.13. График $P = f(f)$ представлен на рис. 1.3 (линия *3*). Лепестки пружины испытывают наибольшее напряжение изгиба у основания, когда при выключении сцепления усилие P приложено на расстоянии e:

$$\sigma_и = P_{вык}(a - e)/(n_л W_и),\ [\sigma_и] = 2\,000 \text{ МПа},$$

где $n_л$ — число лепестков; $W_и$ — момент сопротивления в опасном сечении.

Ступица ведомого диска. Шлицы ступицы рассчитывают на смятие и на срез:

$$\sigma_{см} = P_ш/(F_ш a_ш) \le [\sigma_{см}] = 30 \text{ МПа},$$

$$\tau = P_ш/(i_ш l_ш b_ш a_ш) \le [\tau] = 15 \text{ МПа},$$

где $P_ш = M_{e\max}\beta/r_{ср.ш}$; $r_{ср.ш} = (d_н + d_в)/4$; $F_ш = 0{,}5(d_н - d_в)l_ш i_ш$; $l_ш$ — длина шлицов; $i_ш$ — число шлицов; $a_ш = 0{,}75$ — коэффициент точности прилегания шлицов; $d_н$, $d_в$ — соответственно наружный и внутренний диаметры шлицов; $b_ш$ — ширина шлицов.

Рычаги выключения сцепления. Расчет производят на изгиб от действия силы, приложенной к концам рычагов при выключении сцепления с периферийными пружинами:

$$\sigma_и = M_и/W_и,\ [\sigma_и] = 300 \text{ МПа},$$

где $M_и = P_{мв}f/n_р = Pa_{вык}e/n_р$ — изгибающий момент; $Pa_{вык}$ — усилие пружин при выключенном сцеплении; e, f — плечи рычага (см. рис. 1.2, *б*); $W_и$ — момент сопротивления изгибу ($W_и = bh^2/6$ для прямоугольного сечения при $h > b$).

Пластины крепления нажимного диска. Нажимной диск обычно присоединяется к кожуху сцепления тремя или четырьмя равномерно расположенными по окружности пакетами тангенциальных пластин. Наибольшее напряжение пластин (от изгиба и тангенциальной силы)

$$\sigma_{max} = 3z_{нж}Fh/l^2 + M_e(6z_{нж}/h + l)/(inRbh),\ [\sigma_{max}] = 1\,000\ МПа,$$

где $z_{нж}$ — осевое смещение пластин; $F = M_e/R$ — тангенциальная сила; M_e — момент двигателя; R — радиус крепления пластин; h, b, l — соответственно толщина, ширина, рабочая длина (расстояние между точками крепления) пластин; i — число пластин в пакете; n — число пакетов пластин.

Работа буксования сцепления. Расчет производится с помощью уравнения (1.12) и графика типа рис. 1.7, разделенного на отдельные участки. Для определения работы буксования вместо графика типа рис. 1.7 можно использовать экспериментальную запись крутящих моментов и угловых скоростей при трогании автомобиля. Наконец, можно воспользоваться эмпирической формулой

$$L_б = 1{,}5J_2\omega_e b/(1 - M_c/M_{e\,max}),$$

где $J_2 = \delta' m_a r_к^2/u_{тр}^2$ — момент инерции автомобиля, приведенный к ведомому диску сцепления, Н · м · с^2, как и в уравнении (1.8); $\omega_e = 0{,}75\omega_N$ для дизелей, $\omega_e = \omega_N/3 + 150$ для бензиновых двигателей; $b = 0{,}72$ для дизелей, $b = 1{,}23$ для бензиновых двигателей; $M_c = \psi m_a g r_к/(u_{тр}\eta_{тр})$ — момент сопротивления движению автомобиля, Н·м, как и в уравнении (1.8), причем принимают $\psi = 0{,}02$.

Расчет выполняют для первой передачи, а для грузовых одиночных автомобилей — для второй передачи.

Нагрев деталей сцепления. Расчет производят для одного включения, пренебрегая отводом теплоты в окружающую среду, по зависимости (1.13), сравнивая Δt° с $[\Delta t^\circ] \le 10\,^\circ$C — для одиночных автомобилей и $[\Delta t^\circ] \le 20\,^\circ$C — для автопоездов.

Износостойкость сцепления. Оценивают по косвенному критерию — удельной работе буксования $L_{б.уд}$ — уравнение (1.14), сравнивая $L_{б.уд}$ с $[L_{б.уд}] \le 100$ Дж/см^2 — для одиночных автомобилей и $[L_{б.уд}] \le 150$ Дж/см^2 — для автопоездов.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности рабочего процесса фрикционного сцепления?

2. Какова выходная характеристика фрикционного сцепления?

3. Как классифицируют сцепления?

4. Перечислите требования к сцеплениям. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?

5. В чем заключаются особенности схемы сил, действующих на детали сцепления?

6. Как выглядит зависимость усилия на педали и момента, передаваемого сцеплением, от хода педали сцепления?

7. При каких условиях крутящий момент на поверхностях трения фрикционного сцепления больше момента двигателя?

8. Как обеспечивается автоматизация фрикционного сцепления и что это дает в эксплуатации?

9. Назовите материалы, применяемые для изготовления основных деталей фрикционного сцепления.

ГЛАВА 2

КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

2.1. Классификация коробок передач

Коробка передач предназначена для изменения передаточного числа трансмиссии с целью получения сил тяги на ведущих колесах и скоростей движения автомобиля в более широких пределах, чем это может быть осуществлено за счет изменения режимов работы двигателя. Кроме того, коробка передач позволяет осуществить движение автомобиля задним ходом и разъединить вал двигателя и ведущие колеса на продолжительное время, необходимое при работе двигателя на стоянке или при движении накатом.

Передаточное число $u_{к.п}$ (кинематическое) определяется как отношение угловой скорости ведущего вала ω_1 к угловой скорости ведомого вала ω_2; диапазон передаточных чисел $D_{к.п} = u_{к.п.н}/u_{к.п.в}$, где $u_{к.п.н}$, $u_{к.п.в}$ — передаточное число соответственно низшей и высшей передач.

Из всего многообразия классификационных признаков отметим только самые основные:

• по способу изменения передаточного числа: ступенчатые (с разрывом или без разрыва силового потока), бесступенчатые, комбинированные;

• характеру связи между ведущим и ведомым валами: механические, гидравлические, электрические, комбинированные;

• способу управления: неавтоматические (обычно с воздействием водителя на рычаг), полуавтоматические, автоматические, с комбинированным управлением.

Механические ступенчатые коробки передач (они обычно состоят из зубчатых механизмов), получившие на автомобилях наибольшее распространение, кроме того, разделяют:

по типу зубчатых механизмов: с неподвижными осями зубчатых колес, с подвижными осями некоторых зубчатых колес — сателлитов (планетарные), комбинированные;

числу передач переднего хода: двух-, трех-, четырехступенчатые и т.д.;

числу и расположению валов: двухвальные, трехвальные соосные или несоосные, многовальные с нижним расположением ведомого вала и т.д.;

способу включения передач: скользящими зубчатыми колесами, зубчатыми муфтами с синхронизаторами или без них, фрикционами.

Кроме основной коробки передач на некоторых автомобилях применяются дополнительные коробки передач: демультиплика-тор, делитель и т. п.

2.2. Требования к коробкам передач

К коробкам передач предъявляются следующие основные требования:

обеспечение высоких тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля (рассматривается в учебнике «Теория автомобиля»);

высокий КПД в рабочем диапазоне передаточных чисел (уменьшает расход топлива);

минимальные вибрации и шум (улучшают комфортабельность автомобиля);

удобство и легкость управления;

отбор мощности для привода дополнительного оборудования (в коробках передач специальных и грузовых специализированных автомобилей).

Кроме того, к коробкам передач, как и к остальным механизмам автомобиля, предъявляют также общие требования: обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность, минимальное обслуживание, технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к коробкам передач.

Высокий КПД. В механических ступенчатых коробках передач высокий КПД обеспечивается минимальным числом зацеплений для передач переднего хода (одно для двухвальных и два для трехвальных соосных), высоким качеством изготовления зубьев шестерен, применением подшипников качения, повышением жесткости основных деталей. В гидромеханических коробках передач — применением планетарных механизмов, блокированием гидротрансформатора, мероприятиями, снижающими величину отбора мощности на систему управления. Высокий КПД в рабочем диапазоне передаточных чисел, т. е. при длительном движении, необходимо обеспечить в бесступенчатых или комбинированных передачах.

Минимальные вибрации и шум. Это требование прежде всего относится к коробкам передач легковых автомобилей. Обеспечивается увеличением межосевого расстояния, оребрением картера, уменьшением расстояния между опорами валов, увеличением диаметров валов и другими мерами, повышающими жесткость

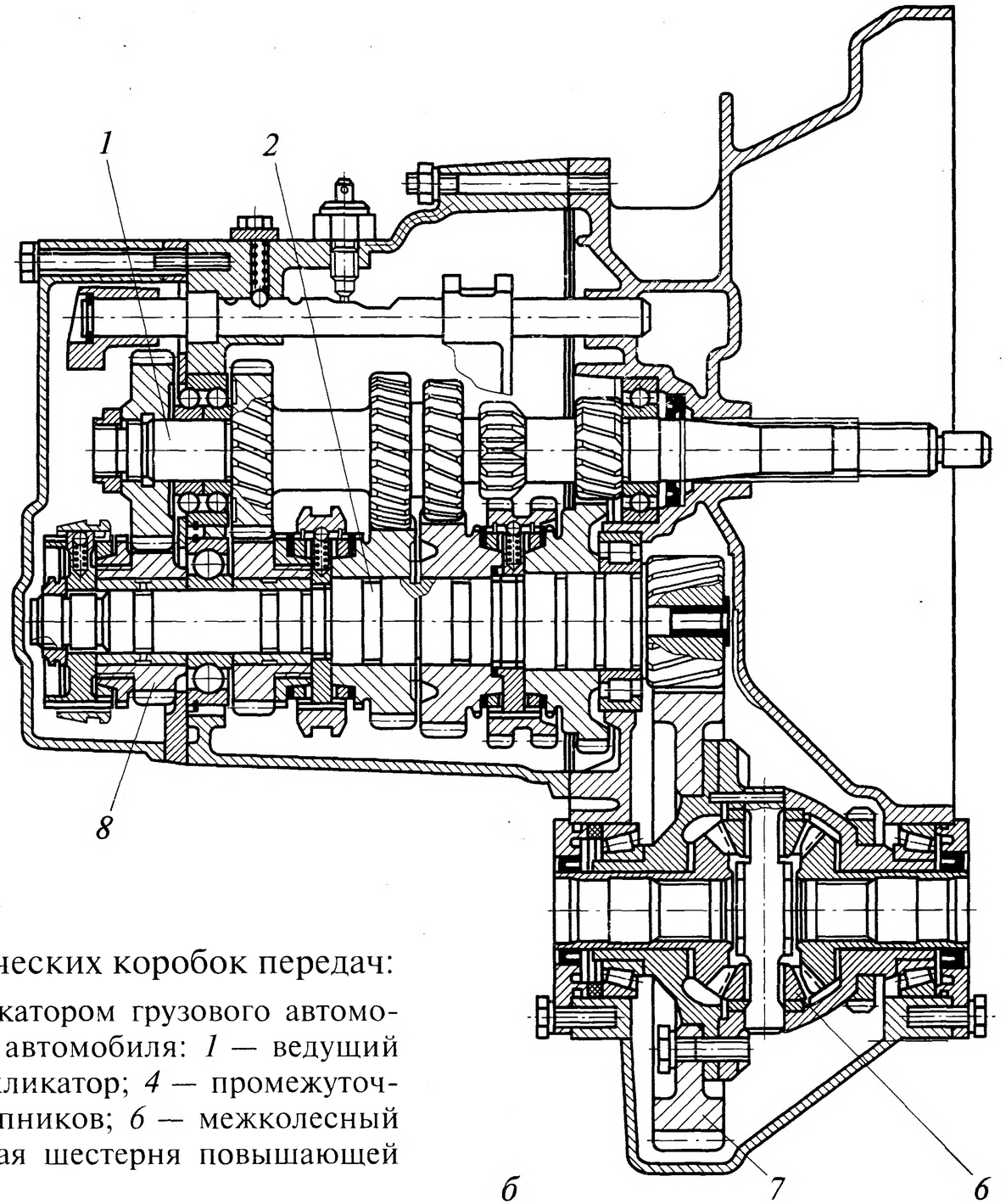
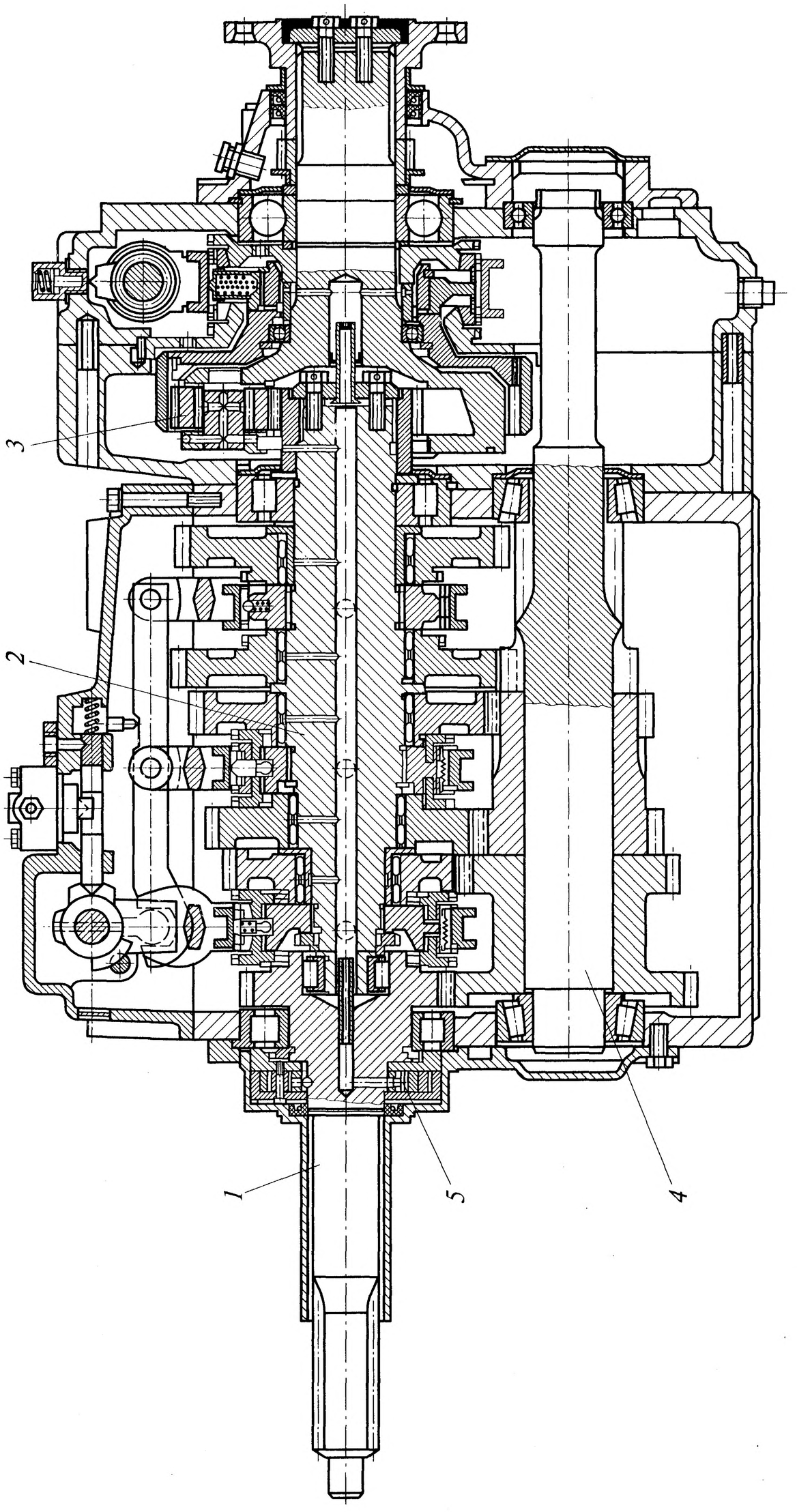


Рис. 2.1. Основные типы конструкций механических коробок передач:

а — трехвальная девятиступенчатая с демультипликатором грузового автомобиля; *б* — двухвальная пятиступенчатая легкового автомобиля: *1* — ведущий вал; *2* — ведомый вал; *3* — планетарный демультипликатор; *4* — промежуточный вал; *5* — насос для смазки шестерен и подшипников; *6* — межколесный дифференциал; *7* — главная передача; *8* — ведомая шестерня повышающей (пятой) передачи



а

основных деталей, а также повышением качества изготовления шестерен.

Удобство и легкость управления. Удобство, как и для любого органа управления, определяется обычно двумя факторами: удобным расположением рычага переключения передач (рукоятки контроллера), величиной его полного хода, который не должен превышать 100...200 мм в двух взаимно-перпендикулярных направлениях. Однако при использовании раздаточных коробок и дополнительных коробок передач (делителей, демультипликаторов) применяют дополнительные органы управления. Часто автоматические коробки передач имеют дополнительные органы управления для изменения режимов переключения передач. Легкость определяется невысокими значениями усилия (не выше 100 Н), необходимого для перемещения рычага переключения передач.

Отбор мощности. В коробках передач отбор мощности предусматривается для привода дополнительного оборудования и осуществляется обычно от дополнительной прямозубой шестерни на промежуточном валу через левый или правый люки в картере коробки передач, к которым присоединяется коробка отбора мощности.

Для конструкций современных коробок передач характерно применение включения первой передачи и заднего хода зубчатыми муфтами (рис. 2.1, *а*) вместо скользящих шестерен (у коробок передач легковых автомобилей часто первая передача, как и остальные передачи переднего хода, имеет синхронизатор (рис. 2.1, *б*), а передача заднего хода выключается выводом из зацепления промежуточной шестерни, что обеспечивает снижение уровня шума). В коробках передач грузовых автомобилей с дизелем часто применяют дополнительные коробки передач (делители или демультипликаторы — см. рис. 2.1, *а*). В коробках передач легковых автомобилей используют комплекс мероприятий для снижения вибраций и шума и, как правило, применяют дополнительную повышающую передачу для улучшения топливной экономичности.

2.3. Рабочий процесс механической ступенчатой коробки передач (с зубчатым механизмом с неподвижными осями зубчатых колес)

Для коробки передач, работающей совместно со сцеплением, можно выделить, как и для сцепления, четыре состояния:

включение передачи;

включенное состояние;

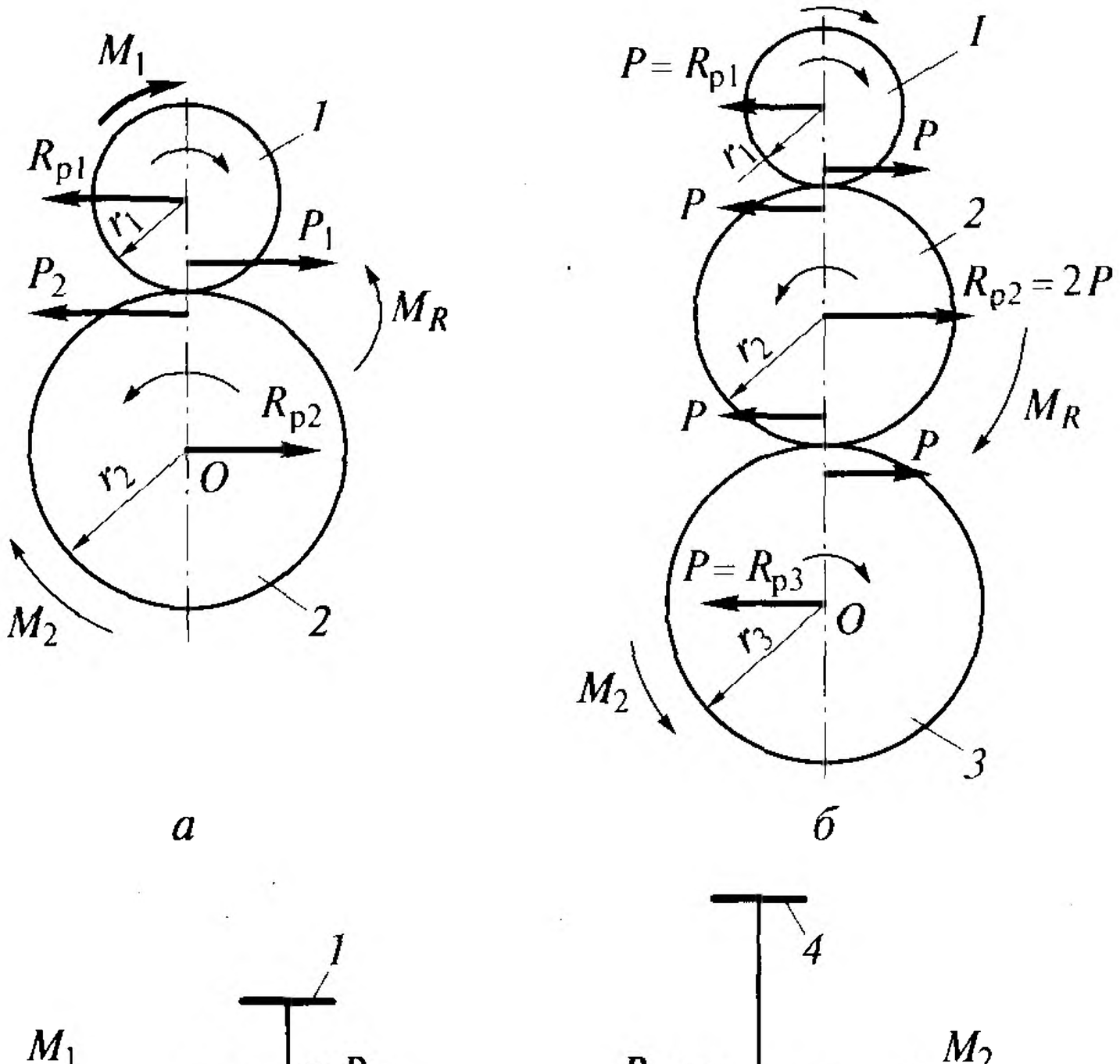
выключение передачи;

выключенное состояние (нейтраль).

2.3.1. Включенное состояние коробки передач

Для описания рабочего процесса используем зависимости $\sum P = 0$ и $\sum M = 0$. Внешних моментов три: M_1 — на ведущем валу, M_2 — на ведомом валу и M_R — воспринимаемый картером реактивный момент, существование которого объясняет неравенство $M_2 \neq M_1$.

На рис. 2.2, *а* нанесены активные силы: действующая P_2 и противодействующая $P_1 = M_1/r_1 = P_2$, а также реакции от этих сил R_{p1} и R_{p2}, действующие через опоры на картер.



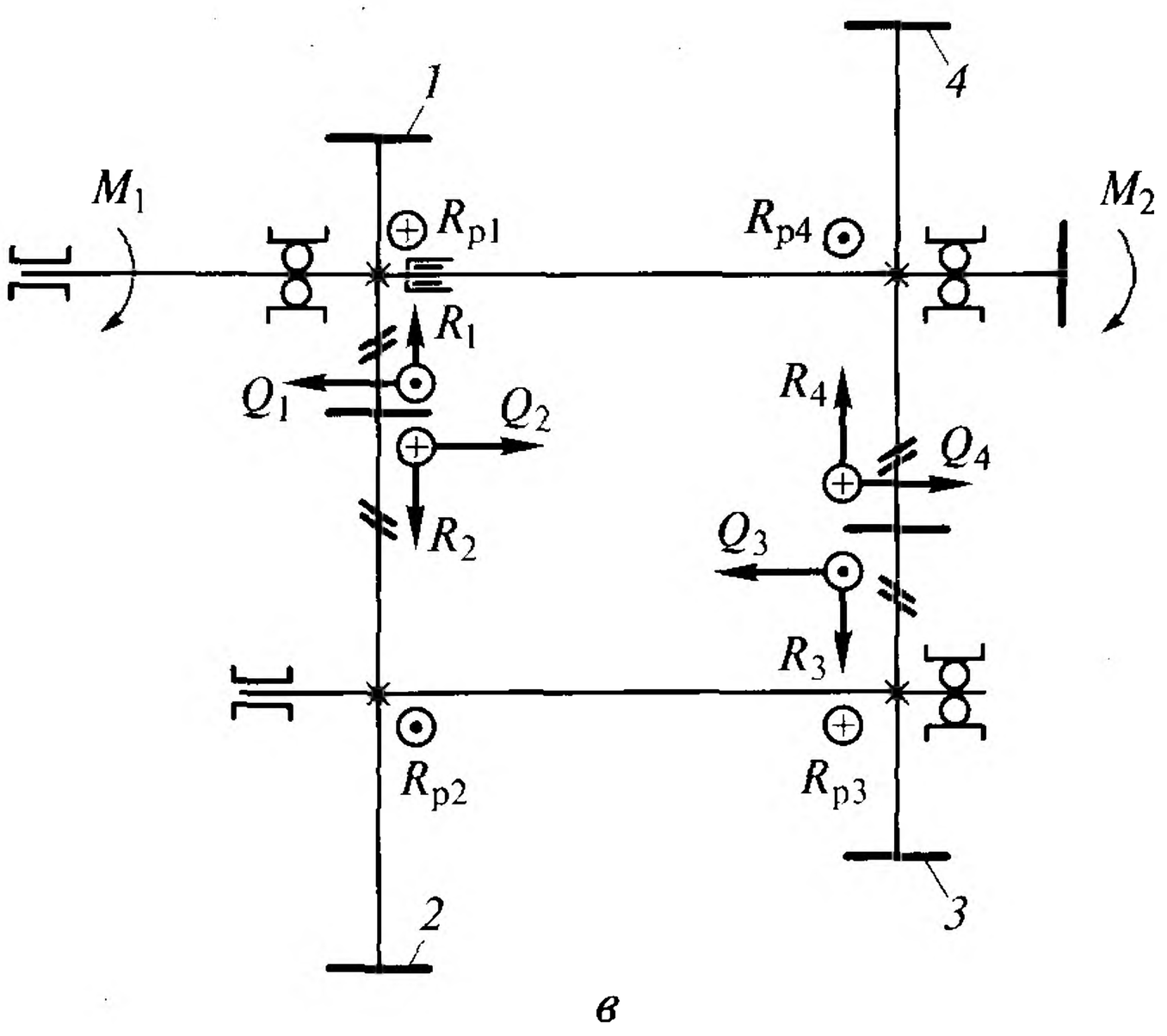


Рис. 2.2. Схемы сил в зубчатых передачах:

а — при двух зубчатых колесах; *б* — при трех зубчатых колесах; *в* — трехвальной соосной зубчатой передачи; P — окружная сила; Q — осевая сила; R — радиальная сила; $R_р$ — реактивная сила

Из баланса моментов относительно оси 0: $M_R = R_{p1}(r_2 + r_1) = M_2 + M_1$. Аналогично для рис. 2.2, *б* $M_R = R_{p2}(r_2 + r_3) - R_{p1}(r_1 + 2r_2 + r_3) = M_2 - M_1$. Из рис. 2.2, *а*, *б* следует, что при вращении ведомого и ведущего валов в одном направлении $M_R = M_2 - M_1$, а при вращении в разных направлениях $M_R = M_2 + M_1$, т.е. в последнем случае реактивный момент равен сумме моментов на ведомом и ведущем валах.

Нагрузки, действующие на зубчатые колеса и валы. Если зубчатые колеса косозубые (рис. 2.2, *в*), то на каждое из них действуют силы: окружная $P = M/r$, радиальная $R = P\operatorname{tg}\alpha/\cos\beta$ и осевая $Q = P\operatorname{tg}\beta$, где M — крутящий момент, подведенный к данному зубчатому колесу; r — радиус делительной окружности данного зубчатого колеса; α — угол зацепления; β — угол спирали зубьев.

Направление действия окружных сил обозначено кружочками с точкой — к нам, или с крестиком — от нас. Одна из опор на каждом валу воспринимает, кроме радиальной, еще и осевую нагрузку. Если направление наклона спиральной линии зубьев у зубчатых колес *2* и *3* одинаково, тогда, учитывая, что $P_2 r_2 = P_3 r_3$, осевую нагрузку на промежуточном валу можно уравновесить ($Q_2 + Q_3 = 0$), приняв $\operatorname{tg}\beta_3 = \operatorname{tg}\beta_2 r_3/r_2$.

Валы нагружены крутящим и изгибающим моментами, что определяет повышенные требования к их жесткости. Нагрузки вызывают линейную f и угловую γ деформации валов как в плоскости ZOX, проходящей через оси валов, так и в перпендикулярной ей плоскости YOX (рис. 2.3) в точке *1* — γ_1 и f_1, в точке *2* — γ_2 и f_2, суммарная угловая деформация — γ_{1-2}. Например, для ведущего вала

$$f_1 = (R_1 + B'_B)b_1^2(a_1 + b_1)/(3EJ) - Q_1 r_1 b_1(2a_1 + 3b_1)/(6EJ), \quad (2.1)$$

$$\gamma_1 = (R_1 + B'_B)b_1(2a_1 + 3b_1)/(6EJ) - Q_1 r_1(a_1 + 3b_1)/(3EJ), \quad (2.2)$$

где $J = \pi d^4/64$ — осевой момент инерции сечения вала.

Деформация валов приводит к увеличению износа зубьев, нагрузок на опоры и шумности коробки передач. Допускается деформация вала f и f' под зубчатым колесом не более 0,1 мм, γ и γ' — не более 0,002 рад $\approx 0{,}1°$. У современных коробок передач легковых автомобилей требования более жесткие.

Расчеты зубчатых колес (на изгиб и контактную прочность) и валов (на результирующее напряжение и жесткость) не имеют отличий от расчетов, принятых в общем машиностроении.

Подшипники коробки передач. Подшипники проверяют на динамическую грузоподъемность, что соответствует расчету на долговечность по усталостной прочности. Методика расчета такая же, как в общем машиностроении, но с некоторыми особенностями. Динамическая грузоподъемность подшипника

$$C = R_э \sqrt[p]{L}, \qquad (2.3)$$

где $R_э$ — эквивалентная нагрузка.

Динамическую грузоподъемность C определяют по каталогу и сравнивают со значением, полученным по уравнению (2.3); показатель степени принимают $p = 3$ для шариковых и $p = 3{,}33$ для роликовых подшипников; ресурс (в млн об — $L = \sum L_i$, $L_i = \alpha_i S/(2\pi r_к u_{тр i} \cdot 10^6)$; S — ресурс (в тыс. км) коробки передач до капитального ремонта; $u_{тр i}$ — передаточное число на i-й передаче от данного подшипника до оси ведущего колеса; $\alpha_i = S_i/S$ — пробег автомобиля (в долях от единицы $\sum \alpha_i = 1$) на i-й передаче; $R_э$ — эквивалентная динамическая нагрузка.

Ориентировочно можно принимать:

для легковых автомобилей: $S = 125$ (особо малый класс), 150 (малый класс), 250 (средний класс) тыс. км; $\alpha_i = 0{,}01$, 0,04, 0,20, 0,75 для 1-, 2-, 3-, 4-й передач соответственно;

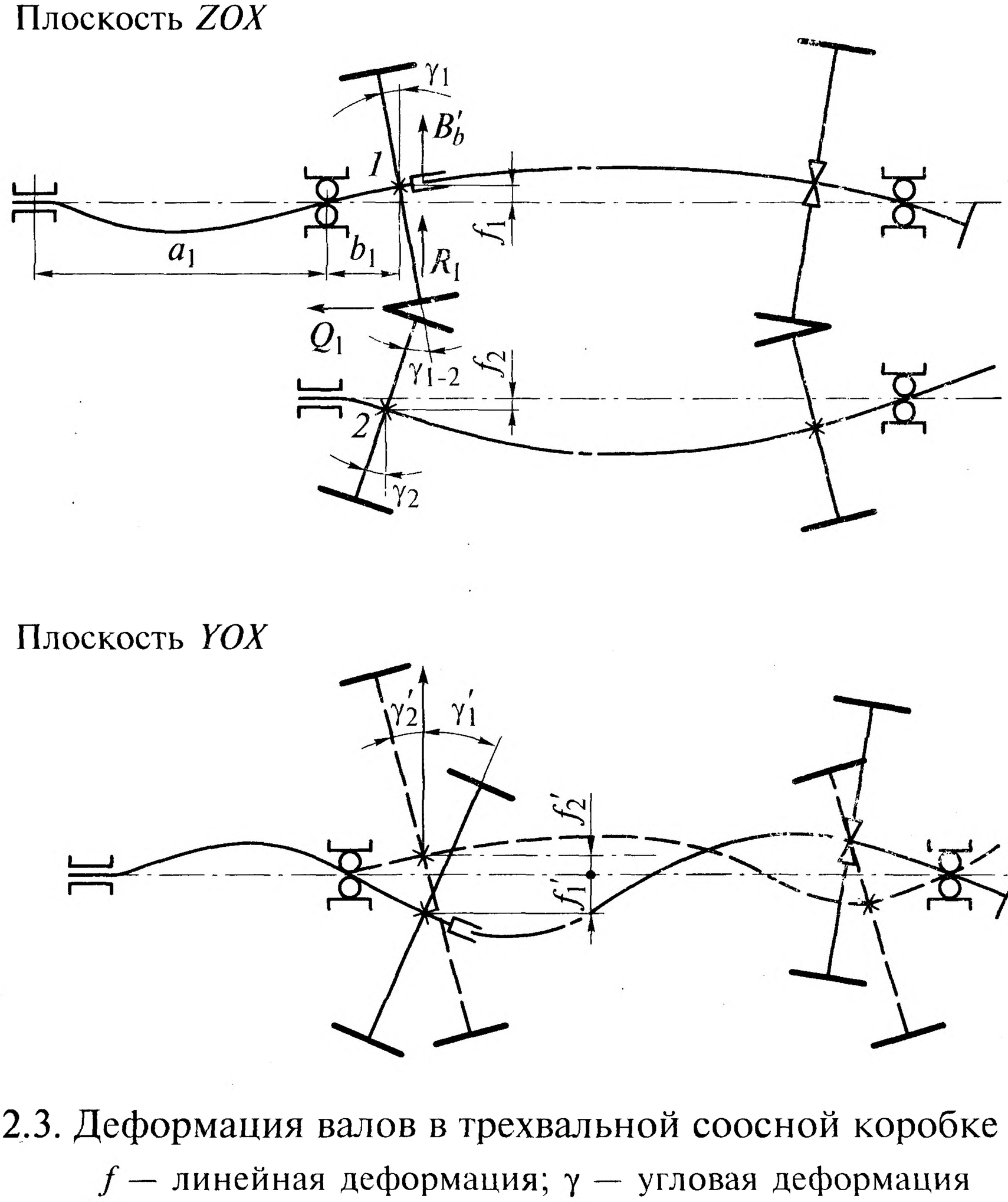


Рис. 2.3. Деформация валов в трехвальной соосной коробке передач:

f — линейная деформация; γ — угловая деформация

грузовых автомобилей и автобусов: S = 500 тыс. км; α_i = 0,006, 0,018, 0,076, 0,20, 0,70; для автомобилей-самосвалов: α_i = 0,04, 0,11, 0,18, 0,26, 0,41 для 1-, 2-, 3-, 4-, 5-й передач соответственно.

Эквивалентную нагрузку определяют по формуле

$$R_э = \sqrt[p]{(R_1^p L_1 + R_2^p L_2 + ... + R_n^p L_n)/L}, \qquad (2.4)$$

где R_1, R_2, ..., R_n — эквивалентные нагрузки на каждой передаче, определяемые по зависимости $R_i = (XVF_р + YF_а)K_б K_т$; $F_р$, $F_а$ — соответственно радиальная и осевая нагрузки; X, Y — коэффициент соответственно радиальной и осевой нагрузки (по каталогу); V — *коэффициент вращения кольца радиально-упорных подшипников*, наружного V = 1 или внутреннего V = 1,2, для радиальных подшипников V = 1; $K_б$ — коэффициент безопасности ($K_б$ = 1); $K_т$ — коэффициент температуры ($K_т$ = 1,1 при 150 °С).

При расчете R_1, R_2, ..., R_n за расчетный момент на ведущем валу принимают $M_{1э} = b_M M_{e\max}$, причем значение $b_M < 1$ берут в зависимости от удельной мощности $N_{уд} = N_{e\max}/m_а$, кВт/т, где $m_а$ — полная масса автомобиля, т:

$$b_M = b_{1M} + b_{2M} N_{уд} + b_{3M} N_{уд}^2, \qquad (2.5)$$

где $b_{1M} = 0,96$; $b_{2M} = -0,012$; $b_{3M} = 4 \cdot 10^{-5}$.

Передаточные числа и КПД. Передаточные числа (кинематические) при неподвижных осях зубчатых колес и внешнем зацеплении можно определять по выражению

$$u_m = (-1)^n z_2/z_1 z_4/z_3 \ldots z_{2n}/z_{2n-1}, \qquad (2.6)$$

где n — число зацеплений, через которые на данной передаче передается мощность; z — числа зубьев зубчатых колес.

Коэффициент полезного действия коробки передач

$$\eta = \eta_з \eta_п \eta_{см}, \qquad (2.7)$$

где $\eta_з$ — КПД собственно зубчатого механизма; $\eta_п$ — коэффициент, учитывающий потери в подшипниках; $\eta_{см}$ — коэффициент, учитывающий затраты мощности на смазку (разбрызгиванием или под давлением).

Для автомобильных коробок передач обычно η = 0,98...0,99 — на прямой, 0,97...0,98 — на понижающих и 0,95...0,96 — на первой передачах. Приближенно можно принимать

$$\eta = \eta_{н.з}^n, \qquad (2.8)$$

где $\eta_{н.з}$ = 0,975 — несколько уменьшенный, с учетом $\eta_л$ и $\eta_{см}$, КПД наружного зацепления; n — число зацеплений.

В зубчатых зацеплениях нет кинематических потерь, нет проскальзывания делительных окружностей сопряженных зубчатых колес, поэтому кинематическое передаточное число $u_m = z_2/z_1 = d_2/d_1 = \omega_1/\omega_2$, где d — диаметр делительной окружности. Обкатывание зубьев сопряженных зубчатых колес сопровождается проскальзыванием вдоль поверхности зуба. Возникающие при этом силы трения уменьшают передаваемую окружную силу, поэтому силовое передаточное число $\bar{u}_m = M_2/M_1 < u_m$ (из-за силовых потерь). КПД зубчатого зацепления можно представить в виде $\eta = \bar{u}_m/u_m = (M_2/M_1)(\omega_2/\omega_1)$.

Если учесть, что при отношении чисел зубьев зубчатых колес, находящихся в зацеплении, больше 3, радиальные габариты существенно увеличиваются, а КПД начинает заметно уменьшаться, тогда при высшей прямой передаче получим ограничение в диапазоне передаточных чисел коробок передач: у двухвальных $D_{к.п} < 4$; у трехвальных соосных $D_{к.п} < 10$.

Температура масла при напряженных режимах работы может составлять 120...140 °С. Уровень масла обычно должен быть на 35...45 мм выше оси промежуточного вала, а при использовании насоса — до оси.

2.3.2. Включение передач

Включение с помощью скользящих зубчатых колес. Такое включение приводит к ударным нагрузкам на зубья шестерен, если их угловые скорости не соответствуют включаемой передаче. Обычно скользящее зубчатое колесо размещают на ведомом валу. Использовав зависимость $\sum M_n + J_i\dot{\omega}_i = 0$, получим (рис. 2.4)

$$Fr = J_э\Delta\omega_{ш}/\Delta t, \qquad (2.9)$$

где F, Δt — соответственно окружная сила удара и ее время действия; r — радиус делительной окружности шестерни, масса которой входит в момент инерции $J_{к.п}$; $\Delta\omega_{п.п}$ — отличие угловой скорости от скорости, соответствующей безударному включению; $J_э$ — эквивалентный момент инерции масс, соединяемых при неупругом ударе, причем $1/J_э = 1/J_2 + 1/J_{к.п}$, где J_2 — приведенный к ведомому валу момент инерции от массы автомобиля; $J_{к.п}$ — приведенный к ведомому валу момент инерции ведущего и промежуточного валов с ведомым диском сцепления и зубчатыми колесами.

Если $J_{к.п}$ намного меньше, чем J_2, то $J_э \approx J_{к.п}$. В любом случае уменьшение $J_{к.п}$ обеспечивает уменьшение силы удара F.

При использовании зубчатой муфты сила удара при включении не приходится на зубья шестерен, а распределяется между зубьями зубчатой муфты.

Включение с помощью синхронизатора. Такое включение устраняет ударные нагрузки на зубья зубчатой муфты, так как соедине-

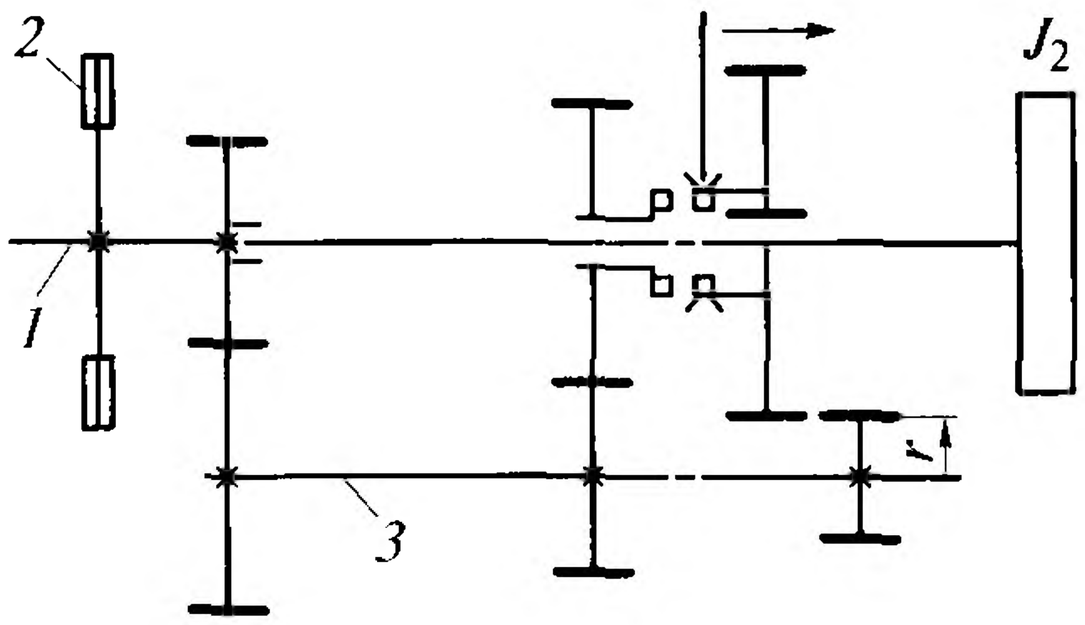


Рис. 2.4. Схема для расчета включения передачи с помощью скользящей шестерни:

1 — ведущий вал; *2* — ведомый диск сцепления; *3* — промежуточный вал; J_2 — приведенный к ведомому валу момент инерции от массы автомобиля; *r* — радиус шестерни, масса которой входит в момент инерции $J_{к.п}$

ние зубчатых полумуфт (поз. А на рис. 2.5) не происходит благодаря блокирующему устройству Б до тех пор, пока синхронизирующее устройство В не обеспечит выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей. Процесс включения можно разделить на этапы: блокирование, синхронизация, разблокирование, соединение зубчатых полумуфт.

Первыми в процессе включения соприкасаются поверхности трения. На них от осевой силы Q, создаваемой водителем, возникает момент трения

$$M_{тр} = Q_1 \mu r_{ср} / \sin\delta, \qquad (2.10)$$

где $\mu = 0{,}1$ — коэффициент трения пары сталь—латунь в масле; $\delta = 7 \ldots 12^\circ$ — угол конуса синхронизирующего устройства.

От $M_{тр}$ образуется окружная сила $P = M_{тр}/r_б$, прижимающая блокирующие звенья (например, шип к углублению на рис. 2.5). Для исключения разблокировки в процессе синхронизации должно быть выполнено условие $Q_1 < Q$, где $Q = P/\mathrm{tg}\beta$ — сила, удер-

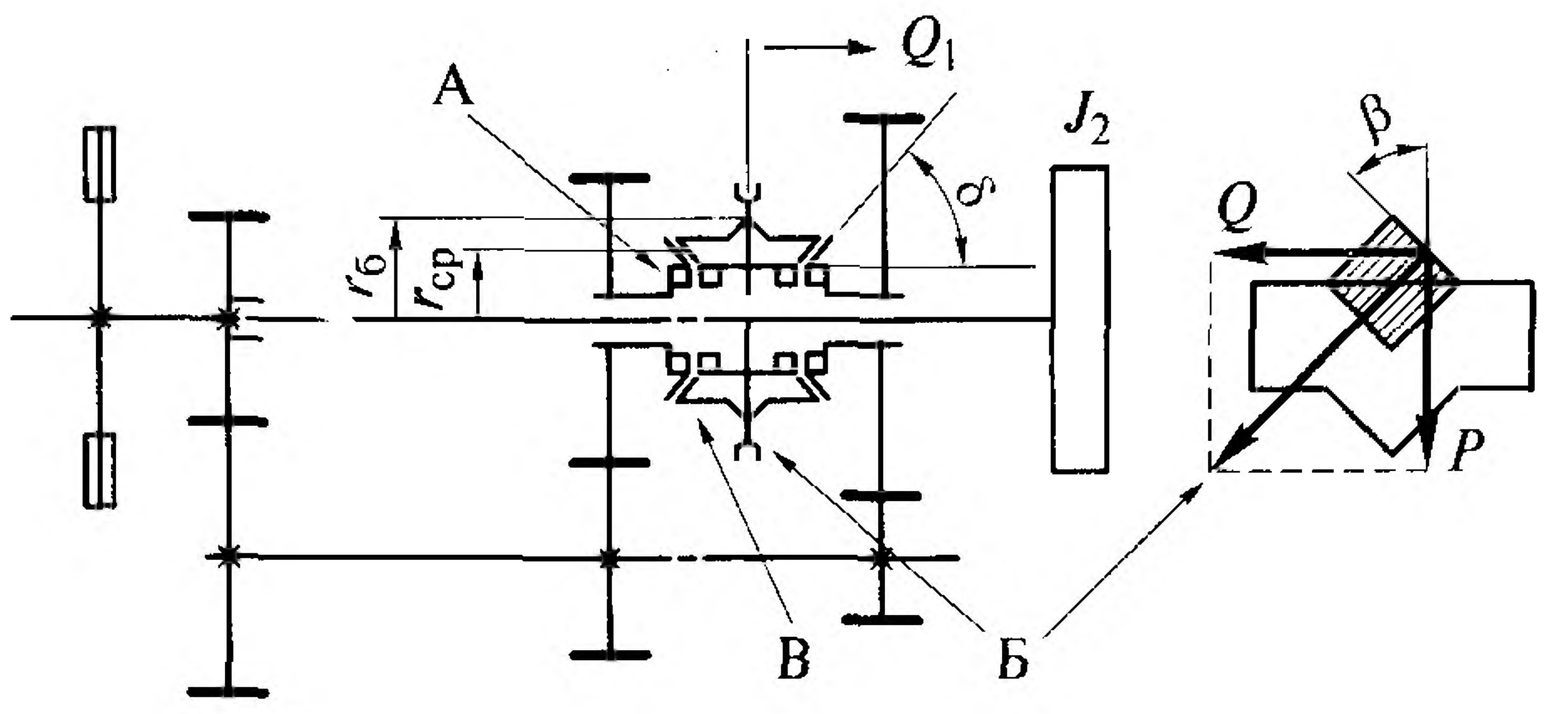


Рис. 2.5. Схема для расчета включения передачи с помощью синхронизатора:

А — зубчатые полумуфты; Б — блокирующее устройство; В — синхронизирующее устройство; J_2 — приведенный к ведомому валу момент инерции от массы автомобиля; Q_1 — осевая сила, создаваемая водителем; Q и P — осевая и окружная силы, возникающие в блокирующем устройстве; $r_{ср}$ — средний радиус поверхностей трения; $r_б$ — радиус блокирующих поверхностей

живающая блокирующие звенья (шип в углублении). Отсюда получим без учета трения на блокирующих поверхностях

$$\operatorname{tg}\beta < \mu r_{ср}/(r_б \sin\delta). \qquad (2.11)$$

Обычно $\beta = 25 \ldots 40°$. Как только угловые скорости соединяемых деталей сравняются, исчезнет окружная сила P, а значит, $Q = 0$, что обеспечивает легкое разблокирование и включение зубчатой муфты.

Если скорость автомобиля и $M_{тр}$ *не изменяются* за время синхронизации, что близко к реальным условиям при малых сопротивлениях дороги, тогда получим из уравнения $M_{тр} = J_{к.п} d\omega/dt$ время синхронизации

$$t_с = J_{к.п}\, \Delta\omega_{п.п}/M_{тр}, \qquad (2.12)$$

причем можно принять $\Delta\omega_{п.п} = \omega_1(1/u_{кпi} - 1/u_{кпi+1})$.

Работу буксования синхронизатора $L_б$ можно определить по изменению кинетической энергии массы с моментом инерции $J_{к.п}$:

$$L_б = J_{к.п}\, \Delta\omega_{п.п}/2. \qquad (2.13)$$

Следовательно, уменьшение $J_{к.п}$ обеспечивает уменьшение $L_б$.

По работе буксования можно рассчитать нагрев и оценить износостойкость синхронизатора. Нагрев синхронизатора для одного включения, пренебрегая отводом теплоты в окружающую среду, можно определить из зависимости, аналогичной (1.13)

$$\Delta t° = \gamma_д L_б/(c_д m_д),$$

где $\gamma_д$ — коэффициент, учитывающий часть теплоты, идущей на нагрев данной детали, $\gamma_д = 0{,}5$ для диска синхронизатора; $c_д = 482$ Дж/(кг · °С) — удельная теплоемкость бронзы или стали; $m_д$ — масса данной детали.

Обычно считают, что $\Delta t°$ не должно превышать 30 °С.

Оценку износостойкости можно произвести по косвенному критерию — величине удельной работы буксования аналогично зависимости (1.14):

$$L_{б.уд} = L_б/F,$$

где F — площадь поверхности трения, см^2.

Обычно считают, что $L_{б.уд}$ не должна превышать 40 Дж/см^2.

На рис. 2.6, *а* представлена зависимость угловой скорости вала двигателя ω_e от скорости автомобиля v_a для двух смежных передач. Если переключение происходит «вверх», т.е. с низшей передачи (I) на высшую (II), тогда в процессе переключения ω_e должна уменьшиться (от точки *а* до точки *б*, если при переключении v_a не изменяется, либо до точки *в*, если при переключении v_a уменьшится на Δv_a). Если переключение происходит «вниз», т.е. с выс-

шей передачи на низшую, тогда в процессе переключения ω_e должна увеличиться (от точки *б* до точки *а*, если при переключении v_a не изменяется, либо до точки *г*, если при переключении v_a уменьшится). Обычно изменение усилия на рычаге переключения передач происходит так, как показано на рис. 2.6, *б*. В расчетах можно принимать усилие на рычаге $P_p = P_{p\,max}/2 = \text{const}$.

Если скорость автомобиля изменяется при переключении передач, тогда нужно представить автомобиль в виде двухмассовой эквивалентной динамической системы, разделенной шестерней включаемой передачи на два звена. Соответствующая ей математическая модель состоит из двух уравнений (упругость деталей не учитывается):

$$J_1\dot{\omega}_1 = -M_{тр}, \tag{2.14}$$

$$J_2\dot{\omega}_2 = M_{тр} - M_c, \tag{2.15}$$

где $J_1 = J'_1 u^2_{к.п}$, $J_2 = \delta'_{вр} m_a r^2_к / u^2_0$ — приведенный соответственно к ведущему (включаемой шестерне) и ведомому звеньям момент инерции; $M_{тр} = P_p k_p \mu r_{ср}/\sin\beta$ — момент трения на поверхностях трения синхронизатора; $M_c = \psi g m_a r_к/(u_0\eta_{тр})$ — момент сопротивления движению; J'_1 — момент инерции ведомого диска сцепления и всех зубчатых колес коробки передач, находящихся в зацеплении, приведенный к ведомому диску сцепления; $u_{к.п}$ — передаточное число включаемой передачи. Приближенно можно принимать $J'_1 = J_e/70$ (если нет других данных); J_e — момент инерции маховика двигателя (ведущей части сцепления); $\delta'_{вр} = 1{,}04$ —

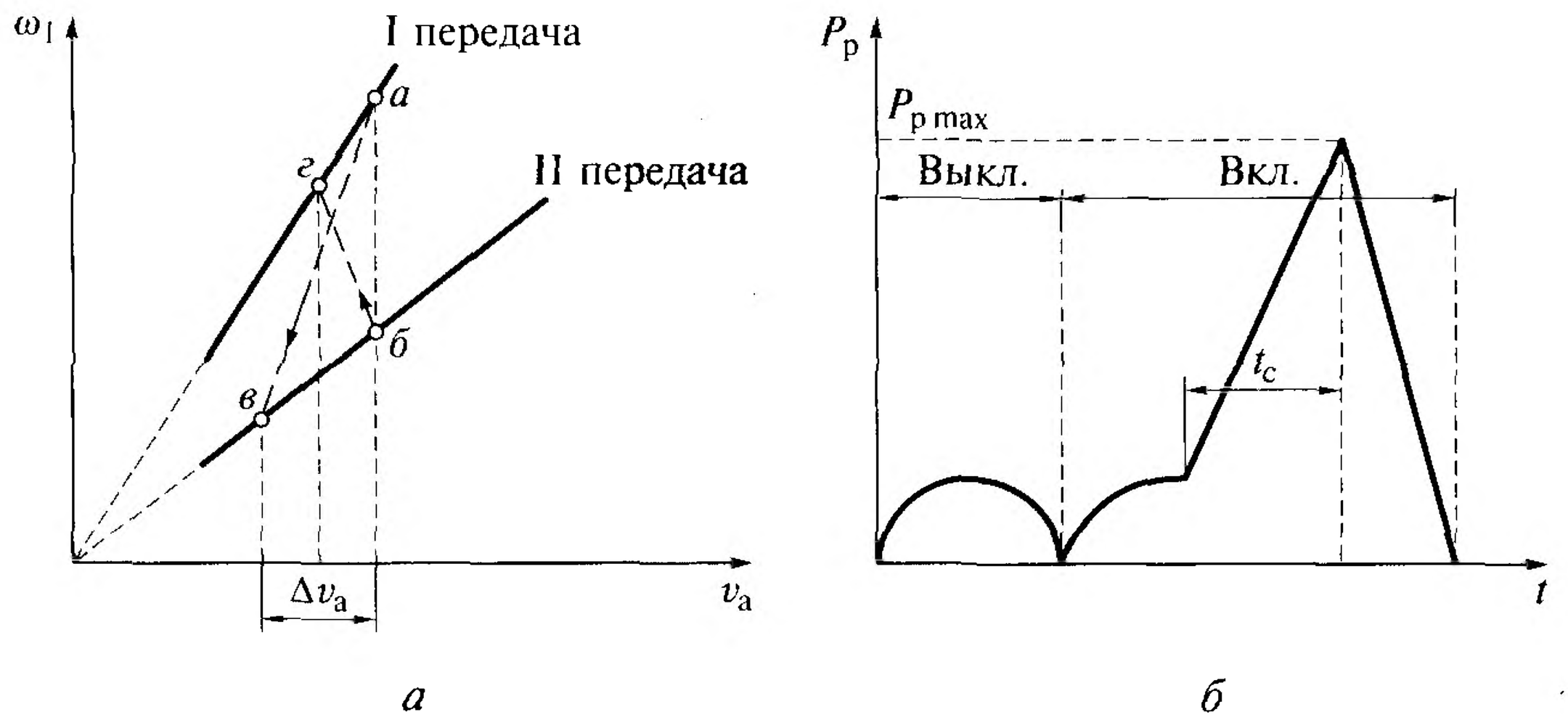


Рис. 2.6. К расчету процесса переключения передач:

а — $\omega_1 = f(v_a)$; *б* — реальная зависимость усилия на рычаге переключения передач от времени; Δv_a — падение скорости автомобиля за время переключения передач; t_c — время синхронизации

коэффициент учета вращающихся масс; m_a — *масса автомобиля*; $r_к$ — радиус ведущих колес автомобиля; u_0 — передаточное число главной передачи; $P_р$ — усилие, создаваемое водителем на рычаге переключения передач; $k_р$ — передаточное число рычага переключения передач; $r_{ср}$ — средний радиус поверхности трения синхронизатора; β — угол конусной поверхности трения; ψ — коэффициент сопротивления дороги; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии без КПД коробки передач.

Так как $M_{тр}$ и $M_с$ величины постоянные, интегрируя уравнения (2.14) и (2.15), получаем

$$\omega_1 = -M_{тр}t/J_1 + \omega_{1н}, \qquad (2.16)$$

$$\omega_2 = (M_{тр} - M_с)t/J_2 + \omega_{2н}. \qquad (2.17)$$

В конце синхронизации, т.е. при $t = t_с$, угловые скорости будут равны: $\omega_{1к} = \omega_{2к}$. Поэтому, приравняв правые части уравнений (2.16) и (2.17), получим

$$t_с = (\omega_{1н} - \omega_{2н})/[(M_{тр} - M_с)/J_2 + M_{тр}/J_1]. \qquad (2.18)$$

Переключение «вверх». Уравнения (2.14) — (2.18) соответствуют переключению «вверх», поэтому $t_с$ определяется из уравнения (2.18) по подсчитанным предварительно значениям $\omega_{1н} = \omega_{eн}/u_{к.п.в}$, $\omega_{2н} = \omega_{eн}/u_{к.п.н}$, $M_{тр}$, $M_с$, J_1, J_2, где $\omega_{eн}$ — начальная угловая скорость вала двигателя (точка *а* на рис. 2.6); $u_{к.п.в}$ — передаточное число включаемой (высшей) передачи; $u_{к.п.н}$ — передаточное число выключаемой (низшей) передачи.

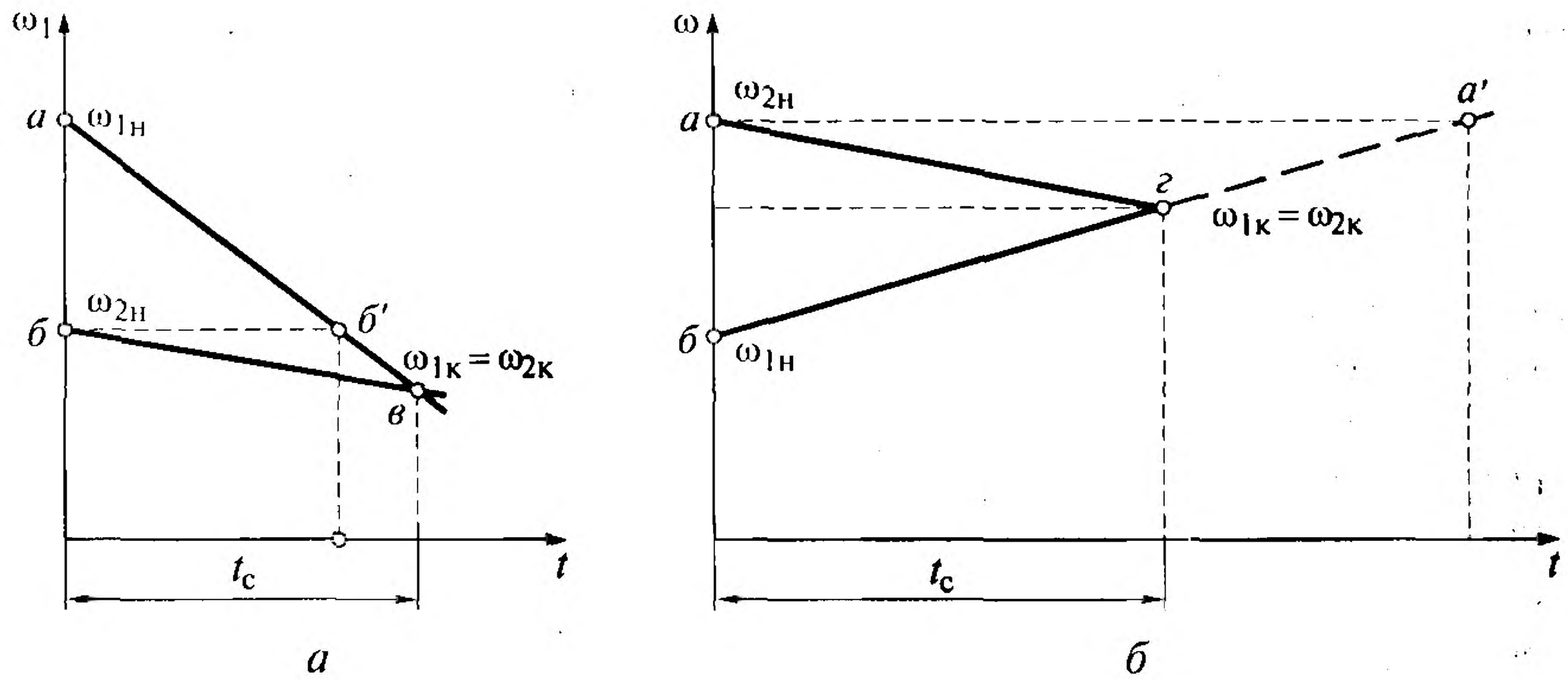
Далее по уравнению (2.16) или (2.17) определяют $\omega_{1к} = \omega_{2к}$ и строят график процесса синхронизации (рис. 2.7, *а*). Горизонтальная линия *бб′* соответствует процессу синхронизации без уменьшения скорости автомобиля, когда $t'_с < t_с$.

Находят конечное значение $\omega_{eк} = \omega_{1к}u_{к.п.в}$ (точка *в* на рис. 2.6). Оно должно быть больше $\omega_{ех.х}$, иначе двигатель заглохнет. И, наконец, следует определить падение скорости автомобиля за время синхронизации

$$\Delta v_а = (\omega_{2н} - \omega_{2к})r_к/u_0.$$

Работу буксования синхронизатора $L_б$ можно определить по изменению кинетической энергии массы с моментом инерции J_1 — уравнение (2.13), причем следует принять $\Delta\omega_{п.п} = \omega_н - \omega_к$.

Переключение «вниз». В этом случае с помощью поверхностей трения происходит не уменьшение, а увеличение угловой скорости ведущей части, поэтому в уравнениях (2.14) и (2.16) перед $M_{тр}$ вместо минуса должен быть плюс, а в уравнениях (2.15) и (2.17) — минус. Из-за этого уравнение (2.18) примет следующий вид:



а *б*

Рис. 2.7. Зависимость угловых скоростей от времени при переключении с помощью синхронизатора:

а — при переключении «вверх»; *б* — при переключении «вниз»; точки *а′*, *б′* соответствуют окончанию синхронизации при отсутствии падения скорости

$$t_c = (\omega_{2н} - \omega_{1н})/[(M_{тр} + M_c)/J_2 + M_{тр}/J_1]. \qquad (2.19)$$

Кроме того, в этом случае $\omega_{1н} = \omega_{eн}/u_{к.п.н}$, $\omega_{2н} = \omega_{eн}/u_{к.п.в}$. В расчетах обычно берут одинаковые значения $\omega_{eн}$ для переключений «вверх» и «вниз», при этом $\omega_{eн}$ должно при переключении «вниз» соответствовать точке *а* на рис. 2.6.

Определив t_c по уравнению (2.19), следует найти $\omega_{1к} = \omega_{2к}$ по уравнению (2.16) или (2.17) и построить график процесса синхронизации (рис. 2.7, *б*). Горизонтальная линия *аа′* соответствует процессу синхронизации без уменьшения скорости автомобиля, когда $t_c' > t_c$. Наконец, следует определить падение скорости автомобиля за время синхронизации.

Включение с помощью фрикционов. В гидромеханических передачах (ГМП) при переключении передач выключается фрикцион выключаемой передачи и включается фрикцион включаемой передачи. Если применяется система автоматического управления (САУ), процесс переключения происходит без уменьшения подачи топлива, что приводит к увеличению работы буксования включаемого фрикциона. Можно принять, что за время переключения скорость автомобиля не изменяется, а изменяется угловая скорость ведущей части фрикциона.

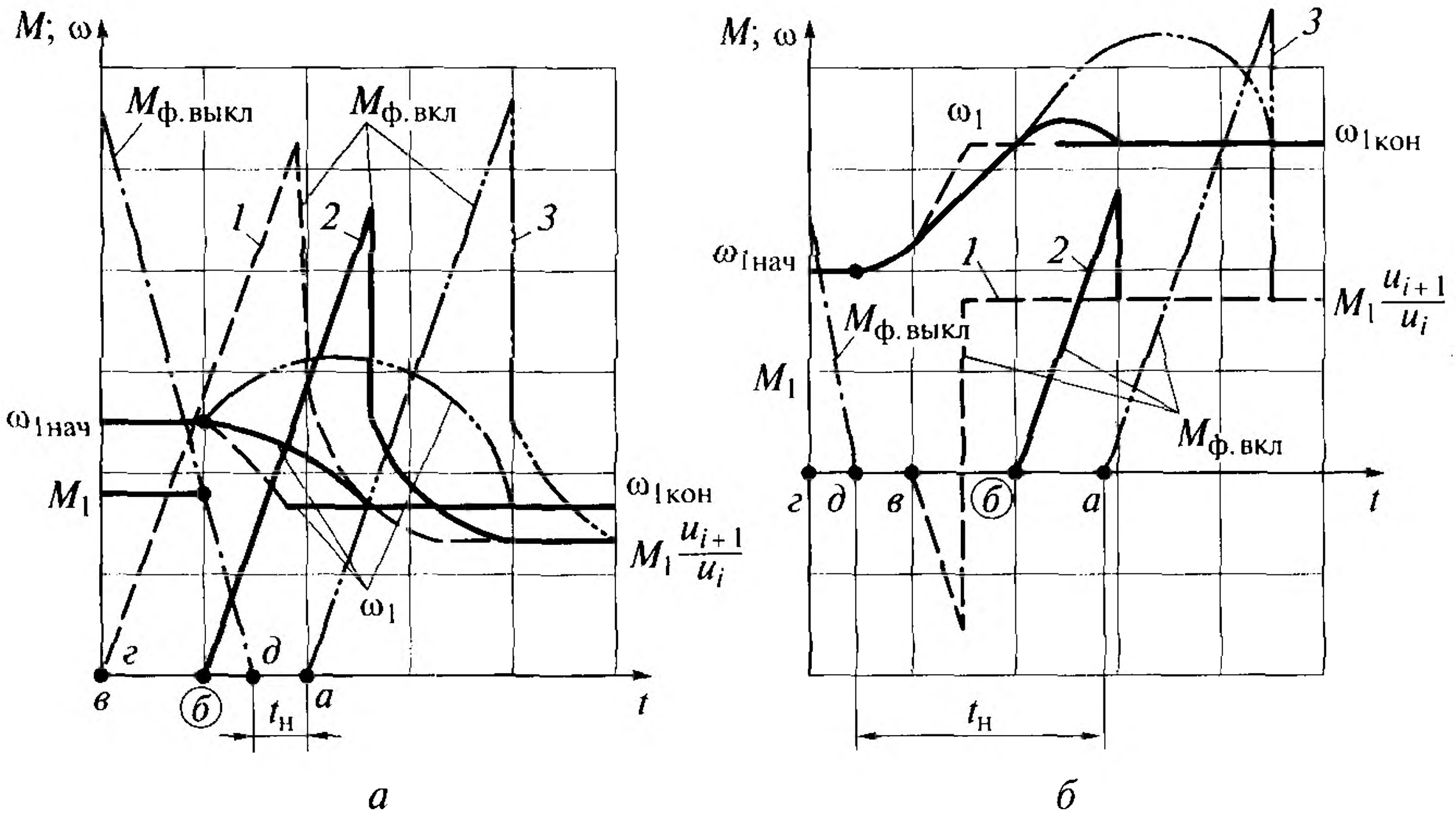
Применение гидротрансформатора позволяет существенно уменьшить работу буксования, так как момент инерции ведущей части фрикциона (турбинного колеса) в несколько раз меньше момента инерции маховика. Весьма важно обеспечить согласование моментов начала включения включаемого (точки *а*, *б*, *в* на рис. 2.8) и выключения выключаемого (точки *г*, *д*) фрикционов. Расчеты, представленные на рис. 2.8, выполнены по уравнени-

ям, аналогичным уравнениям (1.7), (1.8), при линейной зависимости от времени моментов, передаваемых фрикционами:

$$M_{\text{ф.выкл}} = -kt,\ M_{\text{ф.вкл}} = k_{\text{в}}t.$$

При переключении с низшей передачи на высшую угловая скорость ω_1 ведущей части должна уменьшиться (от точки *а* до точки *б* на рис. 2.6, *а*). Переключение с нейтралью ($t_{\text{н}}$ на рис. 2.8, *а*) приводит к увеличению ω_1 и работы буксования, поэтому целесообразно применять переключение с перекрытием, когда включение включаемого фрикциона начинается до того, как выключится выключаемый фрикцион. Наименьшие динамические нагрузки (кривая *2* $M_{\text{ф.вкл}}$) и работа буксования получаются при таком перекрытии, когда начало включения (точка *б*) соответствует началу буксования (линия M_1) выключаемого фрикциона.

При переключении с высшей передачи на низшую угловая скорость ω_1 должна увеличиться (от точки *б* до точки *а* на рис. 2.6, *а*). Этому способствует переключение с нейтралью ($t_{\text{н}}$ на рис. 2.8, *б*). Однако недостаточная продолжительность нейтрали (точка *в* на рис. 2.8, *б*) приводит к значительным отрицательным нагрузкам. Излишняя продолжительность нейтрали (точка *а* на рис. 2.8, *б*) приводит к значительным положительным нагрузкам. Минимальные положительные нагрузки при отсутствии отрицательных получаются при значении $t_{\text{н}}$, когда начало включения соответствует выравниванию угловых скоростей ведомых и ведущих дисков фрикциона (точка *б* на рис. 2.8, *б*).



а *б*

Рис. 2.8. Зависимость угловых скоростей и моментов от времени при фрикционном переключении:

а — при переключении «вверх»; *б* — при переключении «вниз»; *1* — раннее включение; *2* — оптимальное включение; *3* — позднее включение

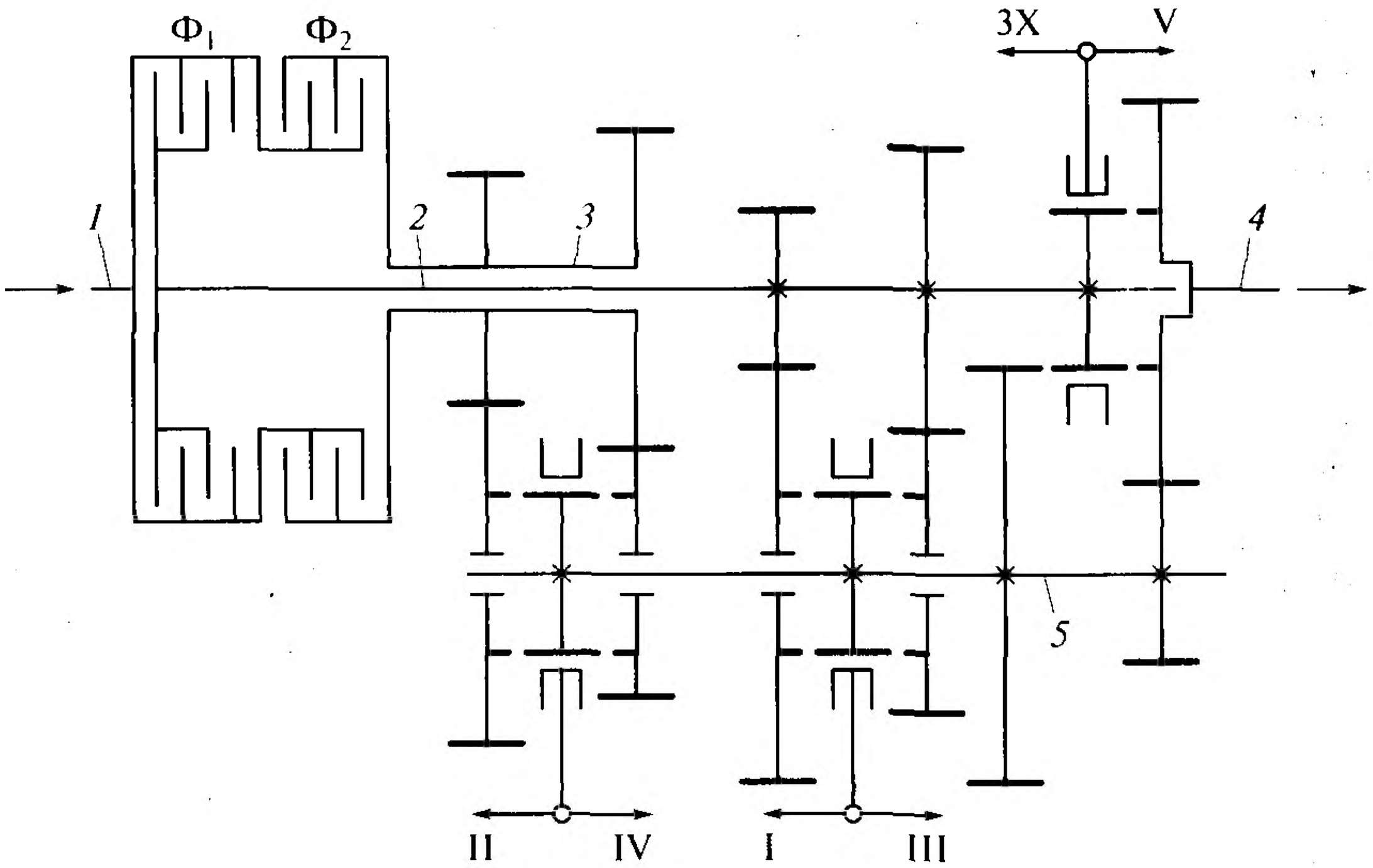


Рис. 2.9. Схема коробки передач с двумя сцеплениями:

1 — ведущий вал; *2* — вал, соединенный со сцеплением $Ф_1$; *3* — вал, соединенный со сцеплением $Ф_2$; *4* — ведомый вал; *5* — промежуточный вал; I—V — передачи переднего хода; ЗХ — передача заднего хода

ных (*1*, *3*, *5* и т.д.) передач и заднего хода, другое $Ф_2$ — с шестернями четных (*2*, *4* и т.д.) передач.

Процесс переключения при движении, например, на первой передаче (включено сцепление $Ф_1$) состоит в том, что предварительно включается смежная передача, например вторая, зубчатой муфтой при выключенном сцеплении $Ф_2$, затем включается выключенное сцепление $Ф_2$ и выключается включенное сцепление $Ф_1$. Переключение осуществляется без разрыва силового потока (см. включение с помощью фрикционов). Недостатками таких коробок передач являются следующие: неприемлемы переключения через передачу, т.е. с 1-й на 3-ю, со 2-й на 4-ю и обратно; высокие требования к точности и стабильности работы элементов; повышенная работа буксования сцеплений.

2.5. Особенности рабочего процесса планетарной коробки передач

Основная особенность рабочего процесса планетарных механизмов состоит в том, что оси некоторых шестерен (сателлитов) могут вращаться вокруг некоторой общей оси. В автомобильных коробках передач обычно применяют соосные планетарные механизмы с цилиндрическими шестернями (рис. 2.10).

Планетарные соосные механизмы по сравнению с непланетарными имеют особенности:

возможность образования нескольких параллельных силовых потоков, причем в параллельные ветви можно устанавливать гидравлические или электрические передачи;

возможность получения более высокого КПД, так как часть мощности передается в переносном движении без потерь и т.д.

Отметим еще две особенности: иные моменты, передаваемые фрикционами, и ограничения в выборе чисел зубьев зубчатых колес.

Фрикционы непланетарных передач выполняют функции сцеплений и нагружены крутящим моментом, передаваемым валом, на котором они расположены:

$$M_{фп} = M_{вх} u_п, \qquad (2.20)$$

где $п$ — индекс фрикциона; $u_п$ — передаточное число до места расположения данного фрикциона.

В планетарных передачах в основном применяются тормозные и блокирующие фрикционы. Первые воспринимают реактивный момент и нагружены разностью (суммой для передач заднего хода) крутящих моментов на ведомом и ведущем валах, а вторые нагру-

Рис. 2.10. Схемы трехзвенных соосных планетарных механизмов:

а — плоского; *б*, *г* — со сдвоенными сателлитами; *в* — со ступенчатыми (закрепленными на общей оси) сателлитами; *1*, *2*, *3* — внешние валы (вал *3* соединен с водилом); *4*, *5* — сателлиты

жены только частью передаваемого крутящего момента, так как остальная часть момента передается параллельно через сблокированные шестерни:

$$M_{\text{фт}\,n} = M_{\text{вх}}(u_m - 1), \tag{2.21}$$

$$M_{\text{фб}\,n} = M_{\text{вх}}a, \tag{2.22}$$

где u_m — передаточное число передачи; a — доля крутящего момента, передаваемого блокирующим фрикционом.

Числа зубьев зубчатых колес, составляющих элементарный (трехзвенный) планетарный механизм, должны находиться в определенных соотношениях, удовлетворяющих условиям:

соосности;

сборки;

соседства (размещения сателлитов);

отсутствия подрезки (должно быть $z_{\min} > 13$).

Условие соосности обеспечивает совпадение осей ведущего и ведомого валов:

для рис. 2.10, *а* — $z_2 - z_1 = 2z_{\text{сат}}$,

для рис. 2.10, *в* — $m_1(z_1 + z_{\text{сат}1}) = m_2(z_2 + z_{\text{сат}2})$,

где m_1, m_2 — модули зацепления.

Условие сборки обеспечивает возможность сборки зубчатых колес:

для рис. 2.10, *а* — $z_1 + z_2 = \text{A}p$,

для рис. 2.10, *в* — $z_{\text{сат}1}\,z_2 - z_{\text{сат}2}\,z_1 = \text{A}p$,

где p — число сателлитов; A — целое число.

Условие соседства обеспечивает достаточные зазоры между зубьями сателлитов:

для рис. 2.10, *а*, *в* — $\sin(\pi/p) > (z_{\text{сат}} + 2f_{\text{гол}})/(z_1 + z_{\text{сат}})$,

где $f_{\text{гол}} = h_{\text{гол}}/m$ — коэффициент высоты головки зуба, принимаемый равным 1 для некорригированных зубьев.

Планетарная передача при числе зубьев, не обеспечивающих выполнение условий соосности или сборки, иногда может быть образована с помощью корригирования зубьев или неравномерного размещения сателлитов.

Уравнения связи между силовыми параметрами — крутящими моментами на каждом из трех звеньев планетарного механизма — можно получить, записав их через окружные силы и радиусы делительных окружностей зубчатых колес (см. рис. 2.10, *а*):

$$M_1 = Pr_1,\ M_2 = Pr_2,\ M_3 = -2P(r_1 + r_2)/2.$$

Для M_3 из условия равновесия сателлита взята сила, равная $-2P$ и приложенная к оси сателлита. Обозначив $r_2/r_1 = \alpha$ и поделив M_2 и M_3 на $M_1 = Pr_1$, получим

$$M_1 : M_2 : M_3 = 1 : \alpha : -(1 + \alpha). \qquad (2.23)$$

Уравнение (2.17) справедливо для всех случаев, но если один из моментов равен нулю, то и другие два момента также равны нулю.

Уравнение связи между кинематическими параметрами — угловыми скоростями звеньев планетарного механизма — можно получить из уравнения сохранения энергии: $N_1 + N_2 + N_3 = 0$, записав его в виде $M_1\omega_1 + M_2\omega_2 + M_3\omega_3 = 0$. Тогда, применив уравнение (2.17), получим

$$\omega_1 + \alpha\omega_2 - (1 + \alpha)\omega_3 = 0. \qquad (2.24)$$

Уравнение (2.24) справедливо для всех случаев, но если соединить любые два звена (планетарный механизм заблокирован), тогда $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3$.

Для ГМП с несколькими планетарными механизмами вместо индексов 1, 2, 3 удобнее использовать индексы с (солнечная шестерня), к (коронная шестерня), в (водило). Угловую скорость сателлита относительно своей оси можно определить из выражения

$$\omega_{сат} = (\omega_с - \omega_в)z_с/z_{сат}. \qquad (2.25)$$

В уравнениях (2.23) и (2.24) α — параметр планетарного механизма, соответствующий передаточному числу (взятому с обратным знаком) планетарного механизма, обращенного в непланетарный, т.е. при остановленном водиле. Следовательно, $\alpha = z_2/z_1$ — для рис. 2.10, *а*, *г*; $-z_2/z_1$ — для рис. 2.10, *б*; $-z_2z_{сат1}/(z_1z_{сат2})$ — для рис. 2.10, *в*.

Определение передаточных чисел планетарной коробки передач осуществляется в следующем порядке. Записывается столько уравнений связи (2.24), сколько планетарных рядов участвует в передаче крутящего момента. Затем подставляются условия, учитывающие связи между звеньями на данной передаче. Совместным решением уравнений (2.24) определяется выражение для передаточного числа в виде $u_m = \omega_{вх}/\omega_{вых}$ через параметры α планетарных рядов.

В качестве примера определим передаточное число для первой передачи (включен фрикцион $Ф_2$, рис. 2.11) двухступенчатой ГМП автомобиля ЗИЛ-111. В настоящее время двухступенчатые ГМП на автомобилях не применяются, но схема ГМП ЗИЛ-111 лучше всего подходит для понимания методов расчета. В ГМП ЗИЛ-111 $\alpha_1 = \alpha_2 = 55/23 = 2{,}39$.

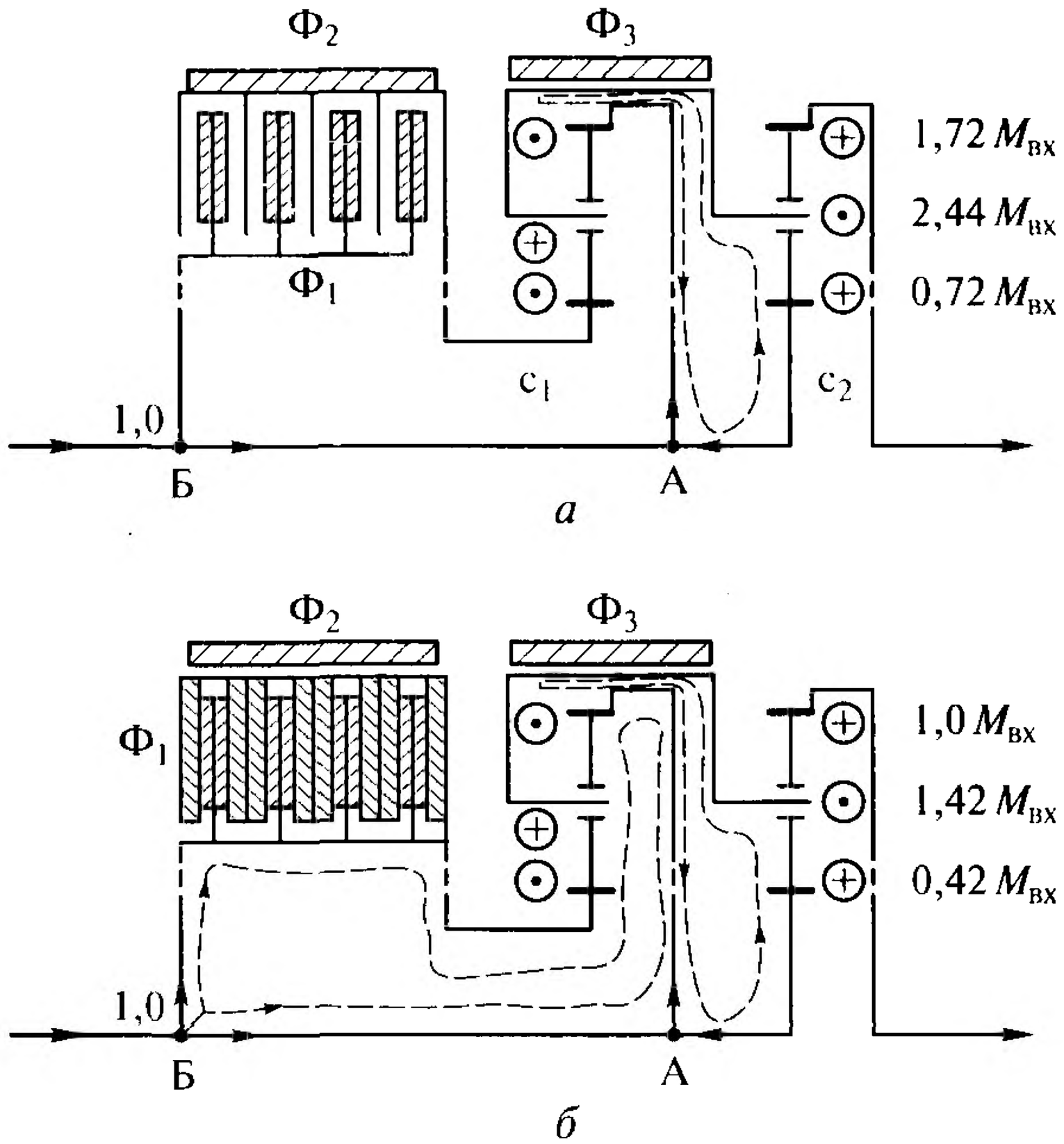


Рис. 2.11. Схемы сил, действующих на звенья планетарной коробки передач:

а — на первой передаче; *б* — на второй передаче; А, Б — точки разветвления силовых потоков; $Ф_1$, $Ф_2$, $Ф_3$ — фрикционы; c_1, c_2 — звенья

Итак, запишем уравнения связи. В данном случае их два:

$$\omega_{c1} + \alpha_1\omega_{k1} - (1 + \alpha_1)\omega_{в1} = 0,$$
$$\omega_{c2} + \alpha_2\omega_{k2} - (1 + \alpha_2)\omega_{в2} = 0,$$

где индексы обозначают 1 — первый и 2 — второй планетарные ряды.

Учтем связи между звеньями на данной передаче:

$$\omega_{вх} = \omega_{k1} = \omega_{c2},\ \omega_{вых} = \omega_{k2},\ \omega_{в1} = \omega_{в2},\ \omega_{c1} = 0.$$

Решив систему уравнений связи, получим

$$u_1 = \omega_{вх}/\omega_{вых} = (\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2)/(\alpha_1\alpha_2 - 1) = 1{,}72.$$

Передаточные числа остальных передач определяются проще: $u_2 = 1$, $u_{з.х} = -\alpha_2 = -2{,}39$.

Определение КПД планетарной коробки передач можно проводить по методу М. А. Крейнеса, позволяющему определить КПД без схемы ГМП и без анализа циркулирующих мощностей, пользуясь лишь делением силового передаточного числа $\bar{u}_m = M_{вых}/M_{вх}$ на кинематическое передаточное число $u_m = \omega_{вх}/\omega_{вых}$.

Определяется КПД в следующем порядке. Устанавливают, как изменяется u_m с увеличением каждого параметра α_n. Все α_n делят на две группы: первая состоит из α_n, увеличение которых приводит к увеличению u_m, а вторая — из α_n, увеличение которых приводит к уменьшению u_m.

Составляют $\bar{u}_m$ путем умножения на η_o всех α_n первой группы и деления на η_o всех α_n второй группы в выражении для u_m. Наконец, определяют $\eta = \bar{u}_m/u_m$.

Значения η_o — это КПД элементарных планетарных механизмов при обращении их в непланетарные путем затормаживания водила: $\eta_o = \eta_{нз}\eta_{вз} = 0{,}96$ — для рис. 2.10, *а*; $\eta_o = \eta_{нз}^2\eta_{вз} = 0{,}936$ — для рис. 2.10, *б*; $\eta_o = \eta_{нз}^2 = 0{,}95$ — для рис. 2.10, *в*; $\eta_o = \eta_{нз}^3 = 0{,}926$ — для рис. 2.10, *г*. Принято для наружного зацепления $\eta_{нз} = 0{,}975$, для внутреннего зацепления — $\eta_{вз} = 0{,}985$.

В качестве примера определим КПД для первой передачи ГМП ЗИЛ-111 (см. рис. 2.11). Так как α_1 и α_2 относятся в данном случае ко второй группе, то, разделив их на $\eta_o = 0{,}96$, получим при $\alpha_1 = \alpha_2 = 2{,}39$. Тогда

$$\eta_1 = [(\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2\eta_o)/(\alpha_1\alpha_2 - \eta_o^2)]\,[(\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2)/(\alpha_1\alpha_2 - 1)] = 1{,}67/1{,}72 = 0{,}97.$$

Коэффициент полезного действия зубчатого механизма для остальных передач определяется проще: $\eta_2 = 1$, $\eta_{з.х} = \eta_o = 0{,}96$.

Определение нагрузки на звенья производится следующим образом. Определим значения моментов, передаваемых фрикционами ГМП ЗИЛ-111. Согласно уравнению (2.21) получим

$$M_{ф2} = M_{вх}(u_1 - 1) = 0{,}72\ M_{вх},\ M_{ф3} = M_{вх}\ (u_{з.х} - 1) = -3{,}39\ M_{вх}.$$

Блокирующий фрикцион $Ф_1$ передает только ту часть крутящего момента, которая проходит через него на солнечную шестерню c_1 первого планетарного ряда, т.е. согласно уравнению (2.23) это $1/(1 + \alpha_1)$ от момента на водиле $M_{в1}$. Из условия равновесия звена, состоящего из двух водил, будет $M_{в2} = M_{в1}$, но водило второго планетарного ряда должно быть нагружено моментом, составляющим часть $(1 + \alpha_2)/\alpha_2$ от $M_{к2} = M_{вых} = M_{вх}$, так как мы рассматриваем прямую передачу. Следовательно,

$$M_{ф1} = M_{вх}\ (1 + \alpha_2)/\alpha_2(1 + \alpha_1) = 0{,}42\,M_{вх}.$$

Таким образом, можно найти нагрузку в долях от $M_{вх}$ на каждой передаче на каждом звене планетарного механизма. На рис. 2.11 представлено распределение нагрузок (без учета потерь) для первой и второй передач ГМП ЗИЛ-111. Стрелками показано направление силовых потоков. Значки в кружочках обозначают направление действия окружных сил: точка — на нас, крестик — от нас.

Определение циркулирующей мощности. В ГМП ЗИЛ-111 на передачах переднего хода образуются замкнутые контуры (точки разветвления силового потока А и Б, см. рис. 2.11), причем в контуре с точкой разветвления А, как показывает анализ, существует циркулирующая мощность, величину которой можно определить по параметрам звена, передающего только циркулирующую мощность. Таким звеном для ГМП ЗИЛ-111 является звено c_2:

для первой передачи $N_{ц} = N_{вх}\, M_{c2}\omega_{c2}/(M_{вх}\omega_{вх}) = 0{,}72N_{вх}$;

второй передачи $N_{ц} = 0{,}42N_{вх}$.

Циркулирующая мощность может быть только в том случае, если есть замкнутый контур, а в звеньях, соединенных с точкой разветвления, моменты (как в точке А, см. рис. 2.11) или угловые скорости имеют разные знаки. Если второе условие не выполняется, будет иметь место передача мощности параллельными потоками без циркулирующей мощности.

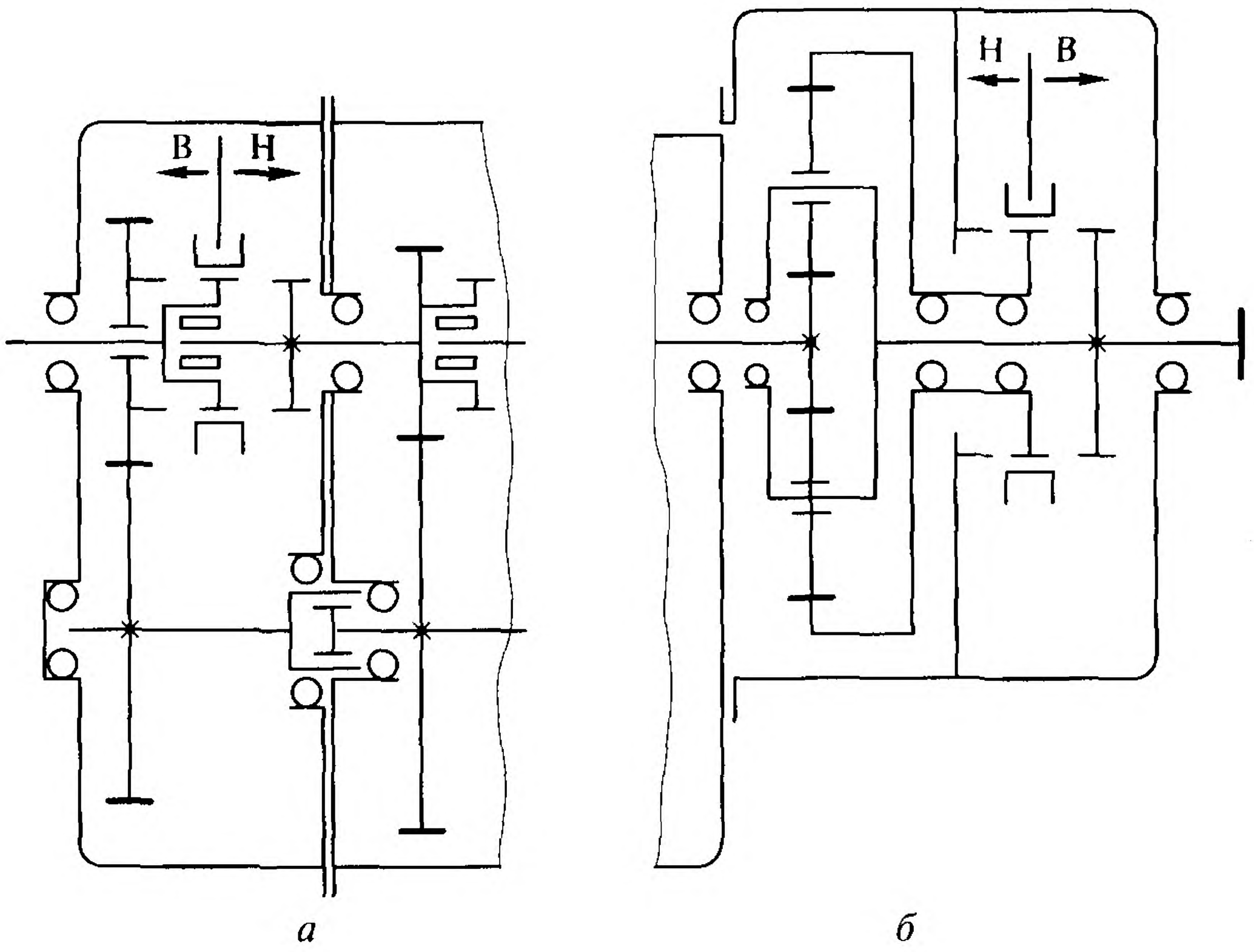
Циркулирующая мощность, складываясь на некоторых звеньях (см. рис. 2.11) с передаваемой мощностью, увеличивает нагрузку и потери на этих звеньях, а следовательно, приводит к увеличению габаритов, снижению долговечности и КПД. Однако эти недостатки проявляются несущественно при высоких КПД, перегруженных ветвей и при небольших по величине циркулирующих мощностях. В сблокированных звеньях от циркулирующей мощности потери не увеличиваются, поскольку нет взаимного перемещения звеньев.

Для первой передачи ГМП ЗИЛ-111 было получено КПД $\eta = 0{,}97$. Однако передаточное число 1,72 можно получить с помощью одного планетарного ряда (см. рис. 2.10, *а*) при $\alpha = 1{,}4$, если звено *1* остановлено, а звено *2* — ведущее. В этом случае КПД будет $\eta = (\eta_0 + \alpha)/(1 + \alpha) = 0{,}984$, т.е. приблизительно на 1,5 % выше, чем для первой передачи ГМП ЗИЛ-111.

2.6. Дополнительные коробки передач

Дополнительные коробки передач (делитель, демультипликатор), обычно двухступенчатые, часто применяют на автомобилях-тягачах, присоединяя их к основной коробке передач. На автомобилях повышенной и высокой проходимости (со всеми ведущими колесами) применяют демультипликаторы, совмещенные с раздаточной коробкой. К коробкам передач относят все механизмы трансмиссии, в которых изменяется передаточное число, поэтому к дополнительным коробкам передач следует отнести и двухступенчатую главную передачу.

Делитель (рис. 2.12, *а*) обычно имеет прямую и повышающую передачи с диапазоном 1,2...1,3 (передаточные числа 1,0 и 0,8...0,85), поэтому его устанавливают перед основной коробкой



а *б*

Рис. 2.12. Схемы дополнительных коробок передач:

а — делитель; *б* — демультипликатор автомобиля-тягача: Н — включение низшей передачи; В — включение высшей передачи

передач. Обычно делитель имеет одну пару шестерен с механизмом переключения, причем его ведомый и промежуточный валы соединены соответственно с ведущим и промежуточным валами основной коробки передач. Облегченное переключение позволяет использовать делитель на каждой передаче основной коробки передач, обеспечивая наилучшее соответствие режима работы двигателя условиям движения.

Демультипликатор автомобиля-тягача (рис. 2.12, *б*) обычно имеет прямую и понижающую передачи с диапазоном, близким к диапазону основной коробки передач (передаточные числа 1,0 и 3,5...4,5), поэтому его устанавливают за основной коробкой передач. Обычно такой демультипликатор имеет планетарный механизм. Движение автомобиля начинается при включенной низшей передаче в демультипликаторе. Разгон происходит с переключением передач только в основной коробке передач. При определенной скорости движения производят двойное переключение, включая высшую передачу в демультипликаторе и низшую в основной коробке передач. Затем разгон продолжается с переключением передач только в основной коробке передач.

Демультипликатор автомобиля высокой проходимости обычно совмещен с раздаточной коробкой (см. подразд. 4.4) и имеет низ-

шую и высшую передачи с диапазоном 1,8...2,0. Высшую передачу используют для движения по дорогам с твердым покрытием, низшую — по бездорожью. Переключение передач в таком демультипликаторе производят обычно отдельным рычагом при остановке перед выездом на бездорожье или перед выездом с бездорожья на дорогу с твердым покрытием. Движение происходит без переключений передач демультипликатора.

Двухступенчатая главная передача иногда применяется на больших грузовых автомобилях и автобусах. Высшая передача используется при движении по хорошим дорогам с малой нагрузкой, низшая — в тяжелых условиях и при полной нагрузке. Изменение передаточного числа (обычно в 1,3 — 1,4 раза) производят во второй паре двойной главной передачи с помощью зубчатой муфты без синхронизатора через пневмопривод при остановленном автомобиле. Однако применение делителя или демультипликатора, даже при одном ведущем мосте, представляется более целесообразным решением.

2.7. Расчеты на работоспособность

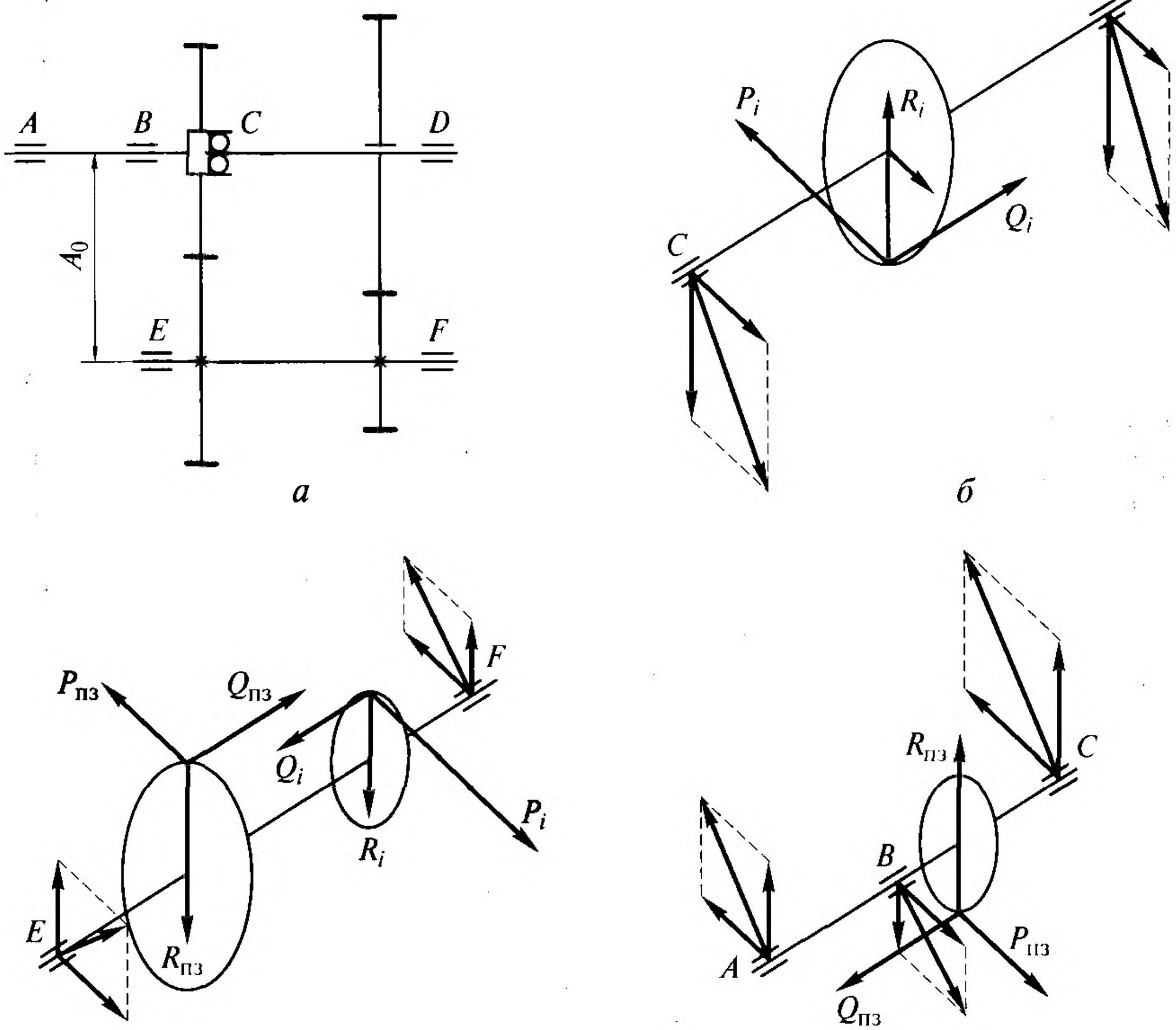
Расчетные нагрузки. Для деталей коробки передач, как и для сцепления, $M_{\text{кп.р}} = k_{\text{д}} M_{e\max}$ (для низшей передачи — по сцеплению с дорогой, если $M_{\text{кп.р}} > M_{\text{кgφ}} = \varphi_{\max} m_{\text{сц}} g r_{\text{к}} / (u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}})$. Для механизмов управления переключением передач без фрикционов условная расчетная нагрузка на рычаге $P_{\text{р}} = 400$ Н.

Материалы. Валы и зубчатые колеса обычно изготавливают ковкой из легированных хромом, марганцем, никелем сталей 40Х, 30ХГТ, 12ХН3А и т.п. с цементацией и закалкой зубьев и шеек под сальники и подшипники до 56...64 HRC. Картер изготавливают литьем из серого чугуна СЧ21-40, СЧ24-44 твердостью 143...241 НВ, либо из алюминиевых сплавов, например, АЛ4. Детали механизма управления — из стали 20, 45 или ковкого чугуна КЧ35-10, КЧ45-6.

Расчеты. При проектном расчете коробки передач выбирают ее схему (на рис. 2.13 представлена схема трехвальной соосной коробки передач и ее схема сил), затем выбирают числа зубьев зубчатых колес, учитывая условия сборки и $z_{\min} > 13$. Уточняют значения передаточных чисел. При поверочном расчете геометрические параметры известны.

Изображают схему сил, действующих на зубчатые колеса на каждой передаче, учитывая возможности снижения суммарных нагрузок, например, осевых сил на промежуточном валу.

Задаваясь длиной зуба b и допускаемым напряжением изгиба $[\sigma]$, находят нормальный модуль m_n зубчатых колес, округляя его по стандарту. Проводят проверку по контактным напряжениям $[\sigma_{\text{к}}]$.



а *б*

в *г*

Рис. 2.13. Схема сил в трехвальной соосной коробке передач:

а — схема коробки передач; *б* — схема сил на ведомом валу; *в* — схема сил на промежуточном валу; *г* — схема сил на ведущем валу; *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *F* — опоры валов; A_0 — межосевое расстояние; *P* — окружная сила; *R* — радиальная сила; *Q* — осевая сила

По модулю m_n, углу наклона β и числу зубьев *z* определяют межосевое расстояние A_0 между осями валов, либо по A_0, m_n, *z* определяют β.

Валы рассчитывают на прочность и жесткость. Задавшись допустимым напряжением $[\sigma_{рез}]$ от изгиба и кручения, определяют диаметр вала. Определяют линейные *f* и угловые γ деформации валов.

У синхронизаторов определяют угол наклона блокирующих поверхностей, размеры поверхностей трения и размеры зубьев зубчатых муфт.

Подшипники качения подбирают по динамической грузоподъемности *C*, учитывая эквивалентную нагрузку $M_{1э}$, коэффициенты использования α_i и ресурс *S* коробки передач.

При переключении передач фрикционами определяют размеры их деталей, учитывая рекомендуемые удельные давления и давления в системе гидравлического управления. Проводят расчет процессов переключения передач и расчет на нагрев.

Особенности расчета планетарных коробок передач. После выбора схемы коробки передач, либо для принятой схемы и известной комбинации включаемых на каждой передаче фрикционов, получают уравнения передаточных чисел и КПД для каждой передачи в зависимости от параметров α планетарных рядов и η_0. После их анализа выбирают числа зубьев с учетом схемы, условий сборки, соосности, соседства и $z_{min} > 13$.

Определяют уточненные значения передаточных чисел, относительные моменты $\bar{M}_n = M_n/M_{вх}$, и угловые скорости $\bar{\omega} = \omega_n/\omega_{вх}$ на каждом звене (и для каждого фрикциона — при переключении передач фрикционами).

Расчет зубчатых колес. Длину зуба (ширину зубчатого колеса) можно приближенно определить по формуле $b = (5...8)m_n$, где $m_n = m_s\cos\beta$ — нормальный модуль; $m_s = d_w\cos\beta/z$ — торцевой модуль; d_w и z — диаметр делительной окружности и число зубьев зубчатого колеса; β — угол наклона зубьев (25...40° для легковых автомобилей, 20...25° для грузовых автомобилей). Нормальный модуль выбирают из стандартизованного ряда в зависимости от крутящего момента двигателя:

$M_{e\,max}$, Н · м	100...200	201...400	401...600	601...800	801...1 000
m_n, мм	2,25...2,5	2,5...3,75	3,75...4,25	4,25...4,5	4,5...6,0

Расстояние между осями валов коробки передач

$$A_0 = m_n(z_1 + z_2)/(2\cos\beta),$$

где $z_1 + z_2$ — сумма чисел зубьев пары зубчатых колес, находящихся в зацеплении.

Расстояние A_0 связано с крутящим моментом двигателя следующей зависимостью

$$A_0 = a\sqrt[3]{M_{e\,max}},$$

где $a = 14...16$ для легковых автомобилей, $a = 17...22$ для грузовых автомобилей.

Напряжение изгиба

$$\sigma = cP/(bm_n y),\ [\sigma] = 800\ \text{МПа},$$

где $c = 0{,}38$ при прямых зубьях, $c = 0{,}24$ при косых зубьях; P — окружная сила; $y = 0{,}154 - 1{,}23/z_{пр} + 3{,}33/z_{пр}^2$ — коэффициент формы зуба; $z_{пр} = z/\cos^3\beta$ — приведенное число зубьев.

Контактное напряжение

$$\sigma_к = 0,418\cos\beta\sqrt{\frac{PE}{b'\sin\alpha\cos\alpha}\left(\frac{1}{r_{1н}} \pm \frac{1}{r_{2н}}\right)},\ |\sigma_к| = 1\,200\ \text{МПа},$$

где $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости; $\alpha = 20°$ — угол зацепления.

Расчет валов. *Пользуясь схемой (например, приведенной на* рис. 2.13), определяют силы, действующие на зубчатые колеса на всех передачах. Для каждой передачи находят реакции в опорах. Затем строят эпюры моментов и находят наибольший изгибающий и крутящий моменты. По этим моментам определяют результирующее напряжение:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}\ /(0,1d_{во}^3),\ \ [\sigma_{рез}] = 400\ \text{МПа}.$$

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности рабочего процесса механической ступенчатой коробки передач при различных способах включения передач?
2. Какова выходная характеристика механической ступенчатой коробки передач?
3. Как классифицируют коробки передач?
4. Перечислите требования к коробкам передач, какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?
5. В чем заключаются особенности схемы сил, действующих на детали механической ступенчатой коробки передач при включенном состоянии?
6. Как определяют передаточные числа и КПД планетарных коробок передач?
7. Назовите материалы, применяемые для изготовления основных деталей механической ступенчатой коробки передач.

ГЛАВА 3

БЕССТУПЕНЧАТЫЕ И КОМБИНИРОВАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Классификация бесступенчатых и комбинированных передач

Сравнивая ступенчатые и бесступенчатые передачи, прежде всего рассматривают две проблемы: возможность реализации максимальной тяговой силы во всем диапазоне скоростей движения и возможность получения минимальных расходов топлива при частичных нагрузках двигателя.

Максимальные значения тяговой силы в широком диапазоне скоростей движения v_a обеспечивают интенсивный разгон автомобиля. Сила тяги $P_{тN}$ при максимальной мощности двигателя $N_{e\max}$

$$P_{тN} = 1\,000\ N_{e\max}\ \eta_{тр}/v_a,$$

где $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии.

При ступенчатой коробке передач на каждой передаче будет только одна точка на графике силового баланса (рис. 3.1), соответствующая режиму $N_{e\max}$. Проведем через эти точки огибающую линию — гиперболу ($P_{тN}v_a = \text{const}$). Это и будет зависимость $P_{т\max} = f(v_a)$ для бесступенчатой передачи. Если КПД ступенчатой коробки передач и бесступенчатой передачи одинаковые, тогда с бесступенчатой передачей можно получить более высокие значения тяговой силы в диапазоне скоростей $v_{\min} - v_{\max}$ на величину заштрихованных на рис. 3.1 площадей.

Расход топлива уменьшить можно, если, включив при равномерной скорости движения повышающую передачу вместо прямой, перевести двигатель из зоны малых нагрузок с большими удельными расходами топлива в зону более высоких нагрузок с малыми удельными расходами топлива. В современных ступенчатых коробках передач легковых автомобилей с бензиновыми двигателями обычно имеется повышающая передача с передаточным числом около 0,8, которую включают вместо прямой передачи при длительном движении с высокой скоростью. При одной повышающей передаче возможности улучшения топливной экономичности невелики. При бесступенчатой передаче с достаточно большим диапазоном повышающих передаточных чисел, приблизительно от 1,0 до 0,5, возможности улучшения топливной экономичности гораздо шире.

Таким образом, бесступенчатая передача с высоким КПД, достаточно большим диапазоном передаточных чисел и автоматической системой управления может обеспечить автомобилю более высокие скоростные и топливно-экономические свойства по сравнению со ступенчатой коробкой передач. При этом при использовании бесступенчатой передачи уменьшается время разгона, облегчается управление, повышается проходимость, так как изменение передаточного числа происходит автоматически без разрыва силового потока. Существующие конструкции бесступенчатых и комбинированных передач в разной степени обеспечивают реализацию указанных преимуществ.

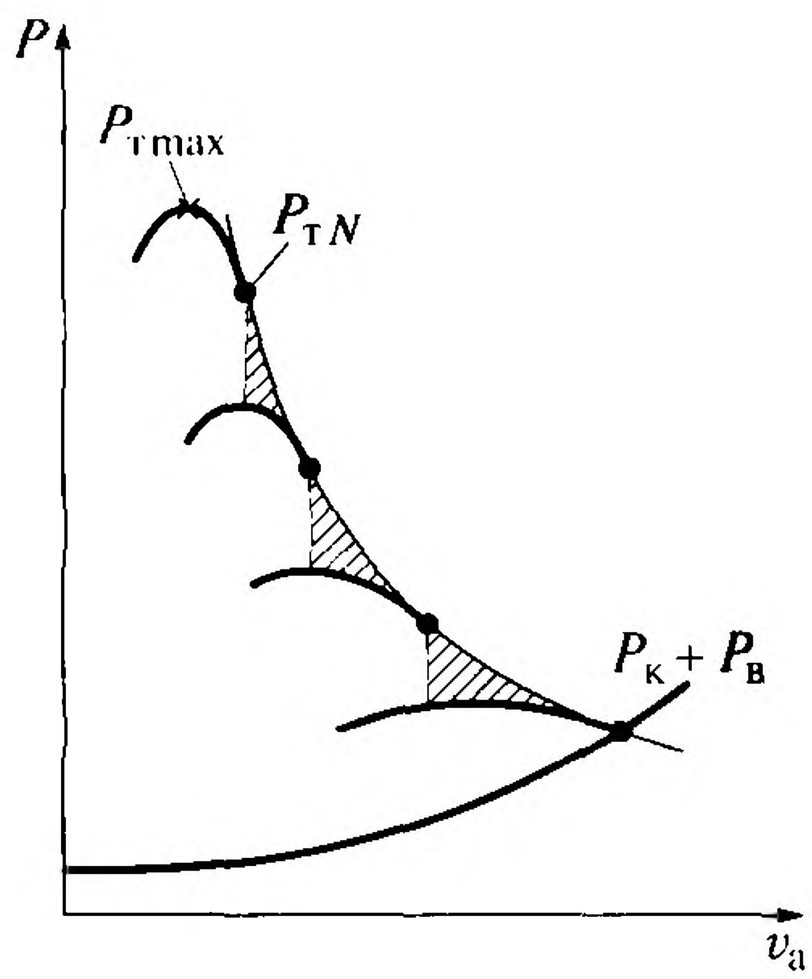


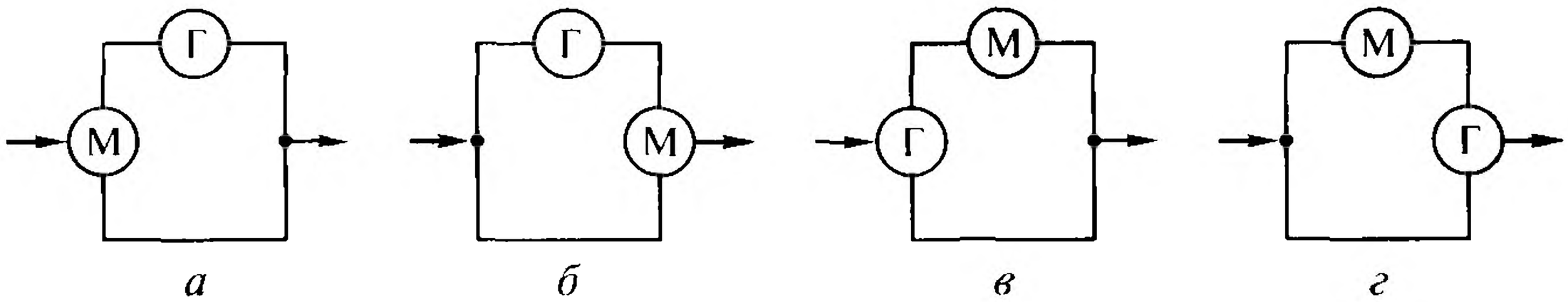
Рис. 3.1. График силового баланса:

$P_т$ — сила тяги; $P_к$ — сила сопротивления качению; $P_в$ — сила сопротивления воздуха

Бесступенчатые передачи, как и ступенчатые, разделяют по характеру связи между ведущим и ведомым валами: механические (фрикционные, импульсные), гидравлические (гидрообъемные, гидродинамические), электрические. Кроме того, бесступенчатые передачи разделяют на две группы: статические и динамические. У статических (фрикционных, гидрообъемных) силовые параметры (M) не зависят от кинематических (ω), у динамических (импульсных, гидродинамических) — зависят.

На легковых автомобилях из механических бесступенчатых передач в основном применяются клиноременные вариаторы. На тяжелых карьерных самосвалах применяют электропередачи со встроенными в ведущие колеса электродвигателями. Электропередачи применяют на электромобилях. В последние годы появились легковые автомобили с гибридным приводом: двигатель внутреннего сгорания и аккумуляторные батареи.

Комбинированные передачи (бесступенчатые со ступенчатыми): гидромеханические, электромеханические — разделяют по способу их соединения: с последовательным (однопоточные) и с параллельным (двух-, трехпоточные) соединением. Последние делят на передачи с внутренним (в бесступенчатой передаче — Г) — рис. 3.2, *в*, *г* и с внешним (в ступенчатой передаче — М) — рис. 3.2, *а*, *б* разветвлением силового потока. Передачи с внутренним разветвлением обеспечивают увеличение зоны высоких КПД в 1,5—2 раза без повышения максимального КПД. Передачи с внешним разветвлением обеспечивают увеличение максимального КПД без увеличения зоны высоких КПД. Наибольшее применение на автомобилях получили ГМП, состоящие из последовательно соеди-



а *б* *в* *г*

Рис. 3.2. Структурные схемы комбинированных передач с параллельными потоками мощностей:

а, *б* — с внешним разветвлением силового потока; *в*, *г* — с внутренним разветвлением силового потока: М — механическая ступенчатая передача; Г — бесступенчатая передача (гидротрансформатор)

ненных бесступенчатой гидродинамической передачи (обычно гидротрансформатора — ГДТ) и ступенчатой механической (как правило, планетарной).

В ГМП автомобилей в основном используют нерегулируемые ГДТ прямого хода с центростремительной турбиной, причем реактор у них установлен на механизме свободного хода. Это позволяет им работать не только на режимах трансформации момента, но и на режимах гидромуфты. Такие ГДТ называют комплексными.

3.2. Фрикционные передачи

Во фрикционных бесступенчатых передачах крутящий момент с ведущего звена на ведомое звено передается через поверхности трения прижимаемых друг к другу вращающихся деталей. Обязательным для работы фрикционной бесступенчатой передачи (часто их называют вариаторами) является условие

$$\mu > k_c,$$

где μ — коэффициент трения скольжения; k_c — отношение касательной силы на поверхности контакта к нормальному (перпендикулярному к касательной силе) усилию прижатия поверхностей контакта.

Если величина k_c будет больше коэффициента трения, резко увеличивается проскальзывание поверхностей контакта, что приводит к их быстрому износу и выходу из строя передачи.

Фрикционные передачи не обладают внутренним автоматизмом, для изменения передаточного числа требуется САУ. Кроме того, как и для ступенчатых механических коробок передач, необходимы механизм реверса для обеспечения движения задним ходом, а также муфта начала движения (сцепление или ГДТ). На поверхностях контакта имеется проскальзывание, что отражается на КПД и сроке службы фрикционной передачи.

Торовый вариатор. Передачи этого типа применялись на английских автомобилях малого класса, а фирмой «Ниссан» торовый вариатор был разработан для легковых автомобилей с двигателями мощностью до 176 кВт. Торовый вариатор обычно состоит из ведущего вала *8* (рис. 3.3, *а*), соединенного нагружающим шариковым устройством *7* с валом *1*, на котором закреплены ведущие диски *4* и *6*, и ведомого вала *3*, на котором закреплен ведомый диск *5*. На ведущих и ведомых дисках имеются торовые поверхности, в которые упираются ролики *9*. Они прижаты пружиной *2* с усилием, пропорциональным подводимому крутящему моменту, что осуществляется устройством *7*. Применение двух торовых передач в одном блоке позволяет уменьшить габариты и уравновесить осевые силы на ведомом диске.

Вращение ведущих дисков через ролики передается ведомому диску. При этом передаточное число определяется отношением

$$u_{вар} = \omega_1/\omega_2 = sR_2/R_1, \qquad (3.1)$$

где s — относительное скольжение на поверхностях контакта; R_1, R_2 — радиус соответственно ведущего и ведомого шкива.

Передаточное число может быть больше или меньше единицы; когда плоскости роликов располагаются параллельно оси передачи, $u_{вар} = 1$. Передаточное число меняется с изменением положения роликов, установленных в общей обойме (аналогичной водилу планетарной передачи), относительно торовых поверхностей ведомого и ведущих дисков. Общий КПД вариатора составляет около 90...94 %. Срок службы при контактных напряжениях 2 000...3 000 МПа небольшой, но резко возрастает при напряжениях 800...1 000 МПа. Однако при этом габариты и масса вариато-

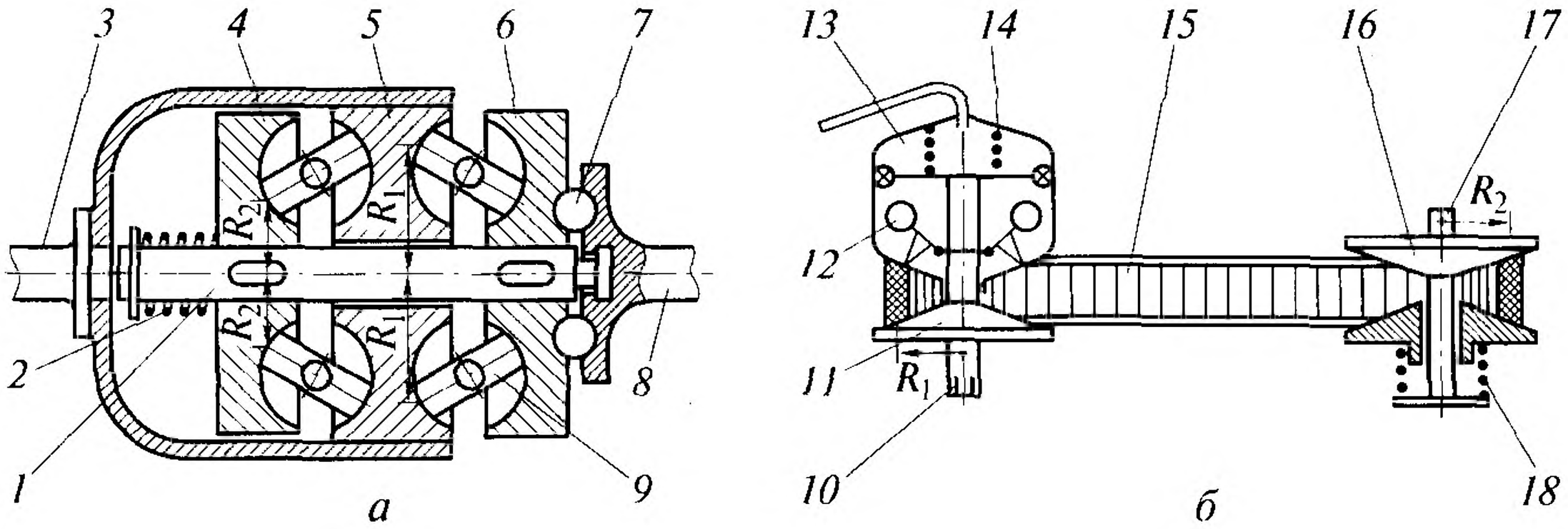


Рис. 3.3. Схемы фрикционных бесступенчатых передач:

а — торового вариатора; *б* — клиноременного вариатора с внутренней САУ; *1* — вал вариатора; *2*, *14*, *18* — пружины; *3*, *17* — ведомые валы; *4*, *6* — ведущие диски; *5* — ведомый диск; *7* — нагружающее устройство; *8*, *10* — ведущие валы; *9* — ролики; *11* — ведущий шкив; *12* — грузы центробежного регулятора; *13* — полость с разрежением; *15* — ремень; *16* — ведомый шкив

ра возрастают настолько, что его использование на автомобилях становится неприемлемым.

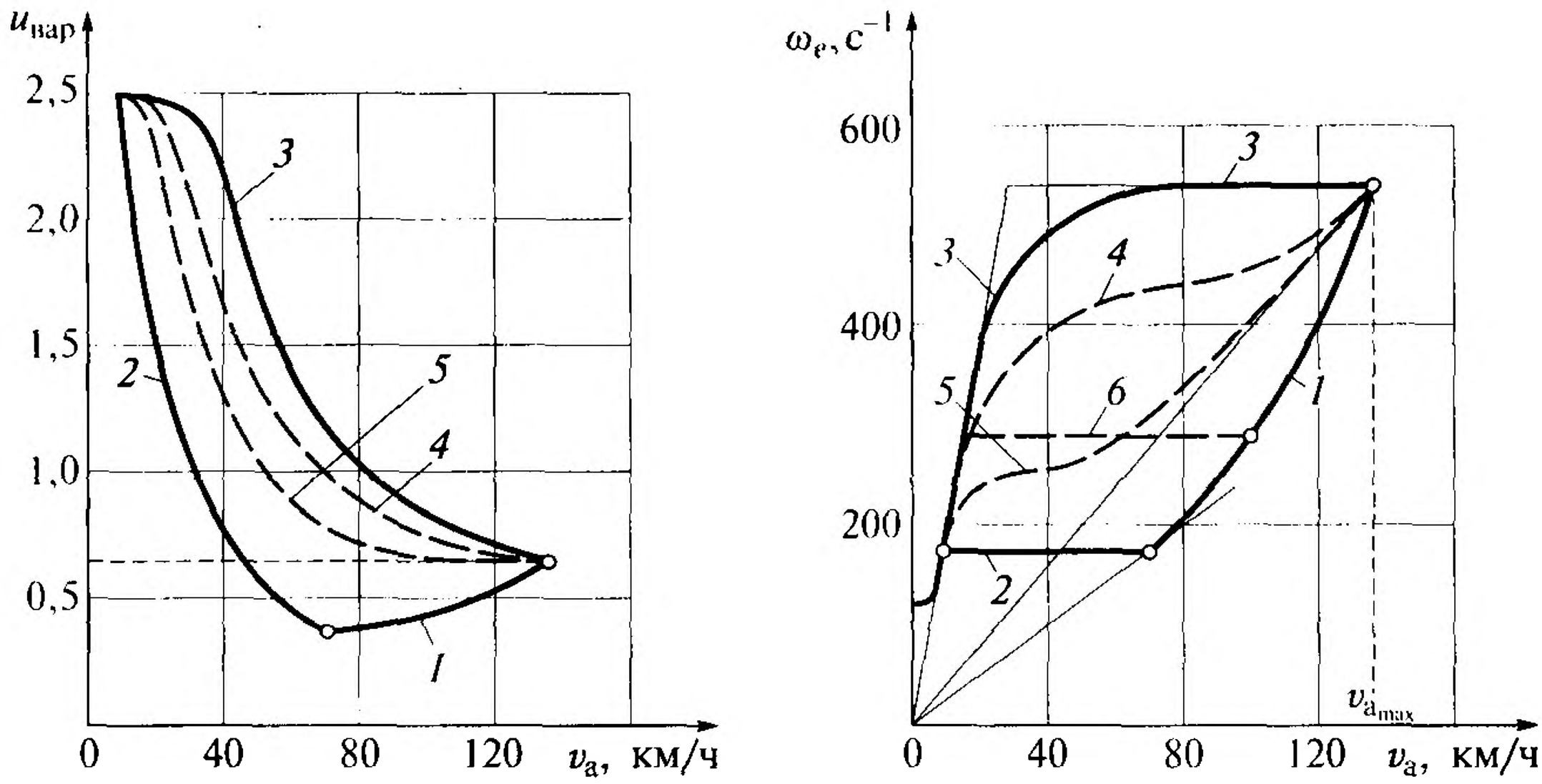
Клиноременный вариатор. Передачи такого типа применяются в основном на снегоходах, мотоциклах, легковых автомобилях, причем доля автомобилей с клиноременным вариатором в мировом выпуске составляла по некоторым данным около 2 % в 2003 г. с предполагаемым ростом до 5 % в 2010 г. Схема клиноременного вариатора, не имеющего внешней САУ, приведена на рис. 3.3, *б*. На ведущем валу *10* установлен ведущий шкив *11*, половина которого может перемещаться вдоль вала. Такой же шкив *16* установлен на ведомом валу *17*. Крутящий момент между шкивами передается ремнем *15*. Передаточное число определяется по уравнению (3.1) и изменяется одновременной раздвижкой-сдвижкой шкивов.

При разгоне автомобиля на ведущий шкив действуют силы от грузов *12* центробежного регулятора и от разрежения в полости *13*, соединенной с впускным коллектором двигателя. Сумма этих сил, преодолевая силу пружин *14* и *18*, сдвигает половины ведущего шкива и раздвигает половины ведомого шкива. Так происходит бесступенчатое изменение передаточного числа, причем обычно так же, как и у торового вариатора, симметрично относительно единицы.

Введение центробежного регулятора, создающего значительное усилие, сдвигающее ведущий шкив и тем самым уменьшающее передаточное число с увеличением скорости вращения ведущего шкива, превращает несаморегулируемый клиноременный вариатор в саморегулируемую (например, ГДТ) передачу. Такое решение (без внешней САУ) позволяет создать относительно простую бесступенчатую передачу, получившую широкое применение на снегоходах (в том числе «Буран» Рыбинского завода) и мотоциклах, а также на легковых автомобилях особо малого класса фирмы «ДАФ», Голландия, а затем и «Вольво» (модель 343), Швеция.

Часто на снегоходах и мотоциклах такой клиноременный вариатор используется без сцепления, а функции сцепления при трогании с места выполняет ремень. На режиме холостого хода двигателя ремень свободно лежит на подшипнике ведущего вала. При увеличении угловой скорости вала двигателя ремень, сжимаемый ведущим шкивом, передает тяговую силу на ведомый шкив, а значит и на ведущие колеса или гусеницу. Конечно, пробуксовывание боковых поверхностей ремня относительно вращающихся дисков ведущего шкива приводит к значительным износам и сокращению срока службы ремня.

Кроме этого недостатка, не имеющегося у легковых автомобилей, использующих сцепление или ГДТ, клиноременному вариатору без внешней САУ присуще значительное недоиспользование поля передаточных чисел (штриховые линии на рис. 3.4). В частности, без внешней САУ невозможен быстрый выход на режим максимальной мощности при максимальном передаточном числе, что



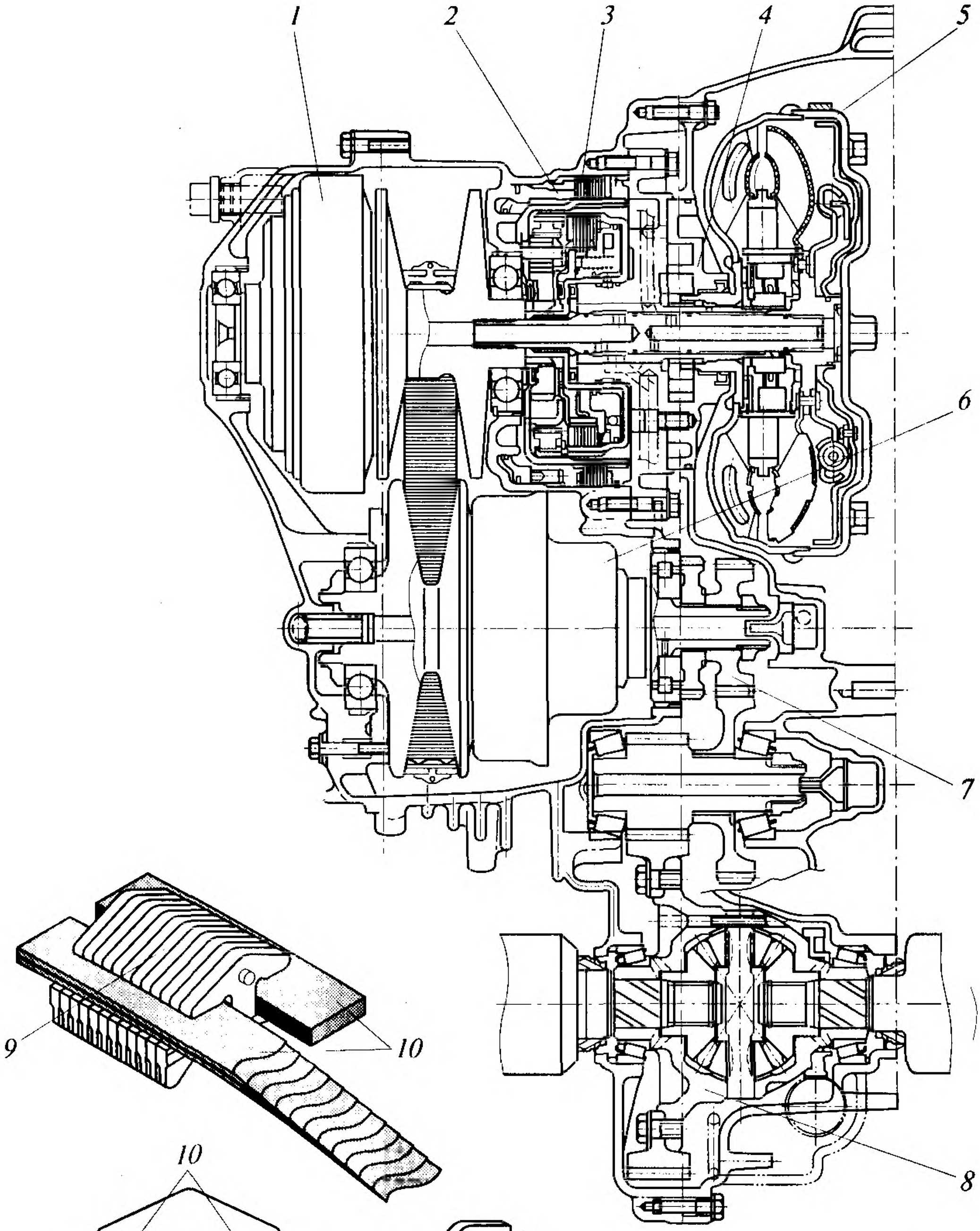
а *б*

Рис. 3.4. Характеристики клиноременного вариатора:

а — $u_{вар} = f(v_a)$; *б* — $\omega_e = f(v_a)$; *1* — зона повышающих передач; *2*, *5* — при минимальной подаче топлива; *3*, *4* — при полной подаче топлива; *6* — при частичной подаче топлива; - - - - - - — для вариатора без внешней СА; ———— — для вариатора с внешней САУ

приводит к более медленному разгону. В снегоходах и мотоциклах этот недостаток частично устраняется использованием специальной конструкции центробежного регулятора, обеспечивающей получение обратной прозрачности. При этом на ведущий шкив некоторое время передается крутящий момент, намного больший, чем максимальный момент двигателя.

У многих современных вариаторов оба шкива имеют гидроцилиндры и сдвигаются-раздвигаются давлением жидкости, изменяемым внешней САУ с электронным блоком. Их характеристика обычно имеет вид, соответствующий сплошным линиям на рис. 3.4. При этом поле передаточных чисел используется в значительно более широких пределах. Так, при полной подаче топлива разгон вначале происходит при наибольшем передаточном числе клиноременного вариатора, но при приближении к максимальной частоте вращения двигателя САУ обеспечивает плавное уменьшение передаточного числа. На максимальную частоту вращения коленчатого вала двигатель выходит не при 29 км/ч, а при 80 км/ч. Это приводит к существенному снижению шумности двигателя в процессе разгона автомобиля при сохранении высокой тяговой силы, поскольку с уменьшением передаточного числа клиноременного вариатора уменьшается коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{вр}$. В соответствии с современными представлениями используется также зона повышающих передач, обеспечивающих улучшение топливной экономичности автомобиля.



а

б

Рис. 3.5. Трансмиссия с клиноременным вариатором фирмы «Ниссан» (*а*) и металлический ремень VDT (*б*):

1 — гидроцилиндр перемещения ведущего шкива; *2* — фрикцион переднего хода; *3* — фрикцион заднего хода; *4* — гидротрансформатор; *5* — насос САУ; *6* — гидроцилиндр перемещения ведомого шкива; *7* — двухступенчатая главная передача; *8* — дифференциал; *9* — металлические звенья; *10* — стальные многослойные ленты; *11* — поверхность контакта с конусной поверхностью шкива

На рис. 3.5, *а* представлена коробка передач с клиноременным вариатором фирмы «Ниссан». В этой конструкции, как и в ГМП типа ГСК (см. подразд. 1.4), при трогании с места и движении передним ходом сначала включается фрикцион переднего хода *2*, а затем при увеличении подачи топлива происходит трогание с места, причем работа буксования происходит в ГДТ. У ведущего и ведомого шкивов установлены гидроцилиндры *1* и *6* для сдвигания-раздвигания шкивов.

Наружные диаметры гидроцилиндров увеличены до наружных диаметров шкивов, что позволяет применять сравнительно невысокие давления для перемещения шкивов. Применение внешней САУ с электронным блоком (не показаны на рис. 3.5, *а*) позволяет значительно более полно, чем в конструкциях без внешней САУ, использовать поле передаточных чисел (сплошные линии на рис. 3.4).

Конструкции вариаторов с раздвигаемыми шкивами продолжают совершенствоваться, в частности, в направлении увеличения диапазона передаточных чисел. Так, например, фирма «Лук» наладила выпуск вариатора «Мультитроник» с гибким элементом в виде многорядной цепи фирмы «ПИВ» вместо ремня. Этот вариатор имеет КПД 88...93 %, диапазон передаточных чисел — 6,0...6,2.

Ранее применялись резинокордовые ремни. Они имели трапецеидальное сечение и выполнялись зубчатыми для большей гибкости при высокой поперечной жесткости. Они работали на растяжение, передавая и силу предварительного натяжения и силу тяги, но имели низкие износостойкость и прочность. Обычно в современных автомобильных клиноременных вариаторах применяют металлический ремень фирмы «Ван Дорн Трансмишен» (VDT). Ремень состоит (рис. 3.5, *б*) из двух многослойных металлических лент *10*, на которые вплотную друг к другу установлены металлические звенья *9* особой формы. Ленты работают на растяжение, воспринимая силу предварительного натяжения, а звенья работают на сжатие, передавая силу тяги. КПД такого вариатора составляет 85...90 %, диапазон передаточных чисел — 5,0...5,8.

3.3. Гидрообъемные (гидростатические) передачи

В гидрообъемных бесступенчатых передачах крутящий момент и мощность с ведущего звена (насоса) на ведомое звено (гидромотор) передается жидкостью по трубопроводам. Мощность N, кВт, потока жидкости определяется произведением напора H, м, на расход Q, м^3/с:

$$N = HQ\rho g/1\,000,$$

где ρ — плотность жидкости; $g = 9{,}8$ м $\cdot$ с$^{-2}$.

Гидрообъемные передачи не обладают внутренним автоматизмом, для изменения передаточного числа требуется САУ. Однако для гидрообъемной передачи не нужен механизм реверса. Задний ход обеспечивается изменением соединения насоса с линиями нагнетания и возврата жидкости, что заставляет вал гидромотора вращаться в обратном направлении. При регулируемом насосе не нужна муфта начала движения.

Гидрообъемные передачи (как и электропередачи) по сравнению с фрикционными и гидродинамическими имеют гораздо более широкие компоновочные возможности. Они могут быть частью комбинированной гидромеханической коробки передач при последовательном или параллельном соединении с механическим редуктором. Кроме того, они могут быть частью комбинированной гидромеханической трансмиссии, когда гидромотор установлен перед главной передачей — рис. 3.6, *б* (сохранен ведущий мост с главной передачей, дифференциалом, полуосями) либо в двух или во всех колесах установлены гидромоторы — рис. 3.6, *а* (они дополнены редукторами, выполняющими функции главной передачи). В любом случае гидросистема является замкнутой, причем в нее включен насос подпитки для поддержания избыточного давления в линии возврата. Из-за потерь энергии в трубопроводах обычно считают целесообразным применение гидрообъемной трансмиссии при максимальном расстоянии между насосом и гидромотором 15...20 м.

В настоящее время гидрообъемные передачи применяются на малых автомобилях-амфибиях, например «Джиггер» и «Мул», на автомобилях с активными полуприцепами, на небольших сериях большегрузных (полной массой до 50 т) самосвалов и на опытных городских автобусах.

Широкое применение гидрообъемных передач сдерживается в основном их высокой стоимостью и недостаточно высоким КПД (около 80...85 %).

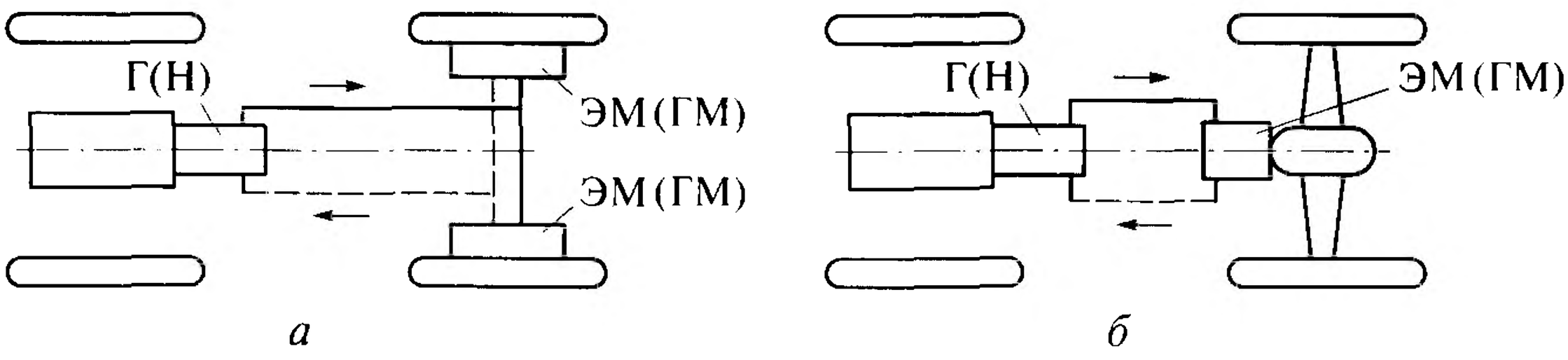
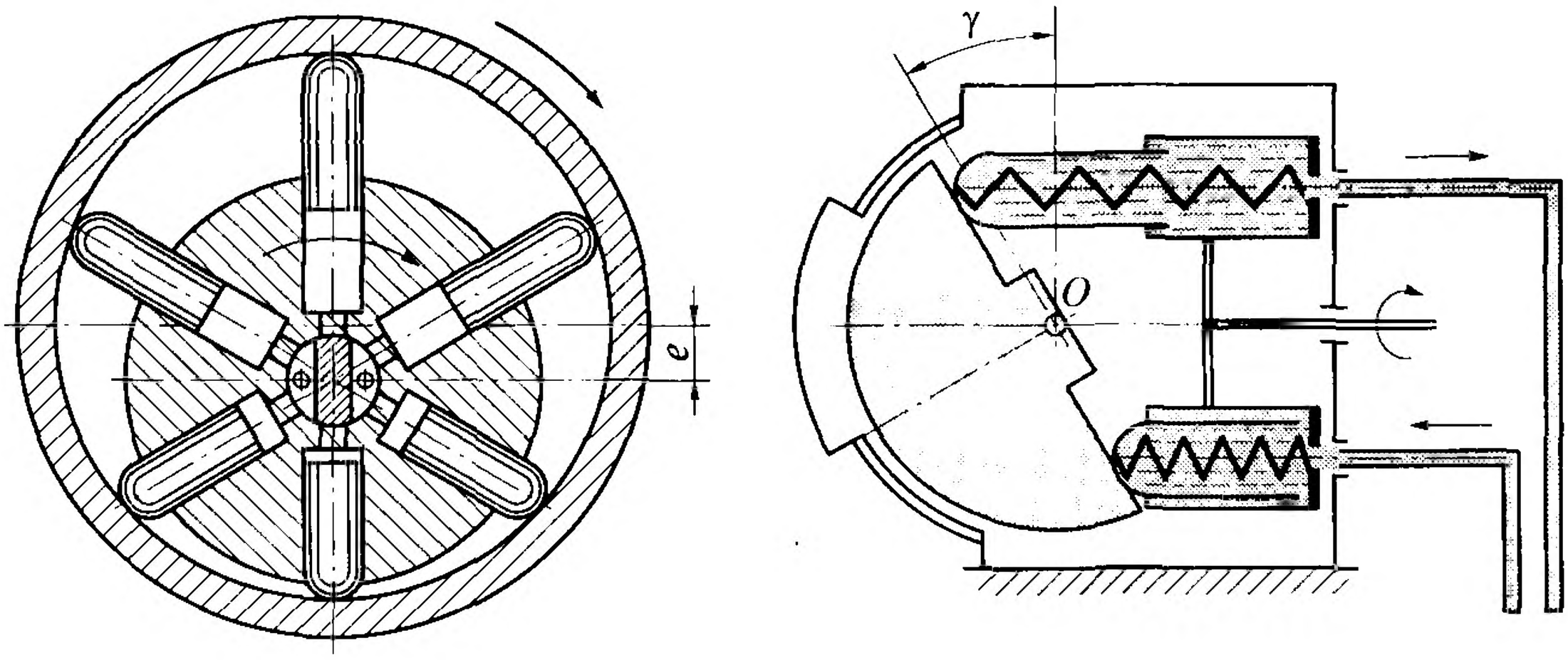


Рис. 3.6. Схемы трансмиссий автомобилей с гидрообъемными или с электрическими передачами:

а — при использовании мотор-колес; *б* — при использовании ведущего моста; Н — насос; ГМ — гидромотор; Г — генератор; ЭМ — электромотор



а *б*

Рис. 3.7. Схемы гидромашин объемного гидропривода:

а — радиально-поршневой; *б* — аксиально-поршневой; *е* — эксцентриситет; γ — угол наклона блока

Из всего многообразия объемных гидромашин: винтовых, шестеренных, лопастных (шиберных), поршневых — для автомобильных гидрообъемных передач в основном находят применение радиально-поршневые (рис. 3.7, *а*) и аксиально-поршневые (рис. 3.7, *б*) гидромашины. Они позволяют использовать высокое рабочее давление (40...50 МПа) и могут быть регулируемыми. Изменение подачи (расхода) жидкости обеспечивается у радиально-поршневых гидромашин изменением эксцентриситета e, у аксиально-поршневых — угла γ.

Потери в объемных гидромашинах делят на объемные (утечки) и механические, к последним относят и гидравлические потери. Поэтому используют объемный $\eta_о$ и механический $\eta_м$ КПД. Потери в трубопроводе делят на потери трения (они пропорциональны длине трубопровода и квадрату скорости жидкости при турбулентном течении) и местные (расширение, сужение, поворот потока). Подачу (расход) насоса $Q_н$ и гидромотора $Q_м$, а также моменты $M_н$ и $M_м$ определяют по зависимостям:

$$Q_н = V_н\omega_н\eta_{оп}/(2\pi),$$

$$Q_м = V_м\omega_м/(2\pi\eta_{ом}),$$

$$M_н = V_н p_{огп}/\eta_{мн},$$

$$M_м = V_м p_{огп}\eta_{мм},$$

где V — рабочий объем гидромашины, т.е. объем жидкости, теоретически соответствующий одному обороту вала гидромашины, $p_{огп}$ — давление, создаваемое в системе.

3.4. Электрические передачи

В электрических передачах крутящий момент и мощность с ведущего звена (генератора) на ведомое звено (электромотор) передается электрическим током по проводам. Мощность N, кВт, в цепи постоянного тока определяется произведением напряжения U, В, и силы тока I, А:

$$N = UI/1\,000.$$

Электрические передачи не обладают внутренним автоматизмом, для изменения передаточного числа требуется САУ. Однако для электрической передачи не нужен механизм реверса. Задний ход обеспечивается изменением направления вращения электромоторов. Обычно не нужна и муфта начала движения.

Электропередачи (как и гидрообъемные передачи) по сравнению с фрикционными и гидродинамическими имеют гораздо более широкие компоновочные возможности. Они могут быть частью комбинированной электромеханической коробки передач при последовательном или параллельном соединении с механическим редуктором. Такие конструкции из-за больших размеров электромашин на автомобилях не применяются. Они могут быть частью комбинированной электромеханической трансмиссии, когда электромотор установлен перед главной передачей — см. рис. 3.6, *б* (сохранен ведущий мост с главной передачей, дифференциалом, полуосями) либо в двух или во всех колесах установлены электромоторы — см. рис. 3.6, *а* (они дополнены редукторами, выполняющими функции главной передачи). Из-за малых потерь энергии в проводах обычно считают целесообразным применение электрической трансмиссии при любых расстояниях между генератором и электромоторами.

В настоящее время электрические трансмиссии с мотор-колесами (рис. 3.8) применяются на карьерных самосвалах большой грузоподъемности (самосвалы БелАЗ грузоподъемностью 75 т и выше), а также на многозвенных автопоездах высокой проходимости с активными прицепами. Коэффициент приспособляемости по моменту у электродвигателя постоянного тока с последовательным возбуждением составляет 4...5, что позволяет обойтись без коробки передач. Широкое применение электрических передач сдерживается в основном их высокой стоимостью и недостаточно высоким КПД (80...85 %), увеличенными габаритами и массой.

Электромобили в качестве источника энергии используют электрические аккумуляторные батареи. От них через систему управления электрический ток подводится к электромоторам по схеме, аналогичной рис. 3.6, *а* или 3.6, *б*. В настоящее время небольшие электромобили с обычными автомобильными аккумуляторами

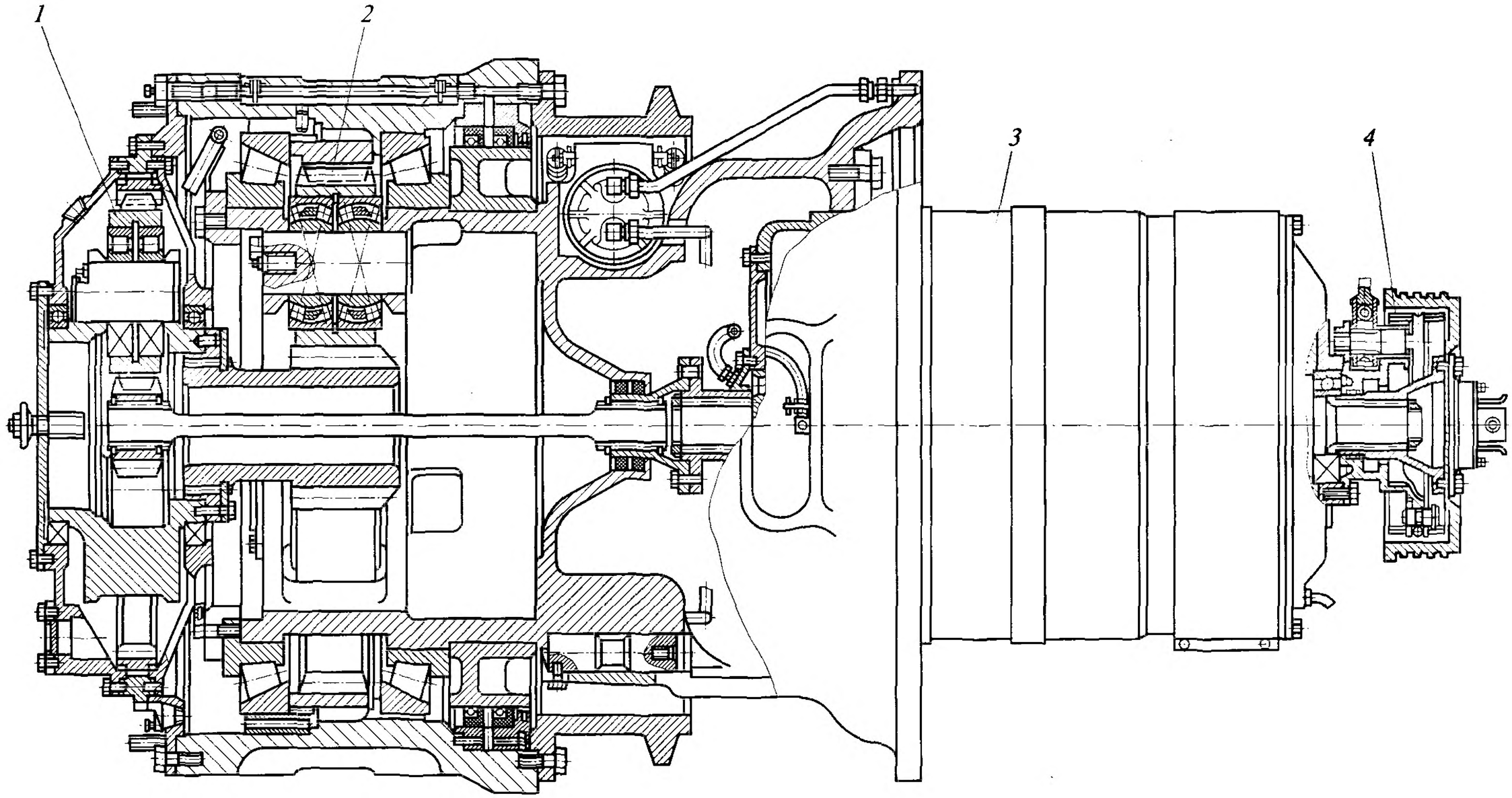


Рис. 3.8. Мотор-колесо карьерного автомобиля-самосвала большой грузоподъемности:

1 — первая ступень колесного редуктора; *2* — вторая ступень колесного редуктора; *3* — электромотор; *4* — тормозной механизм

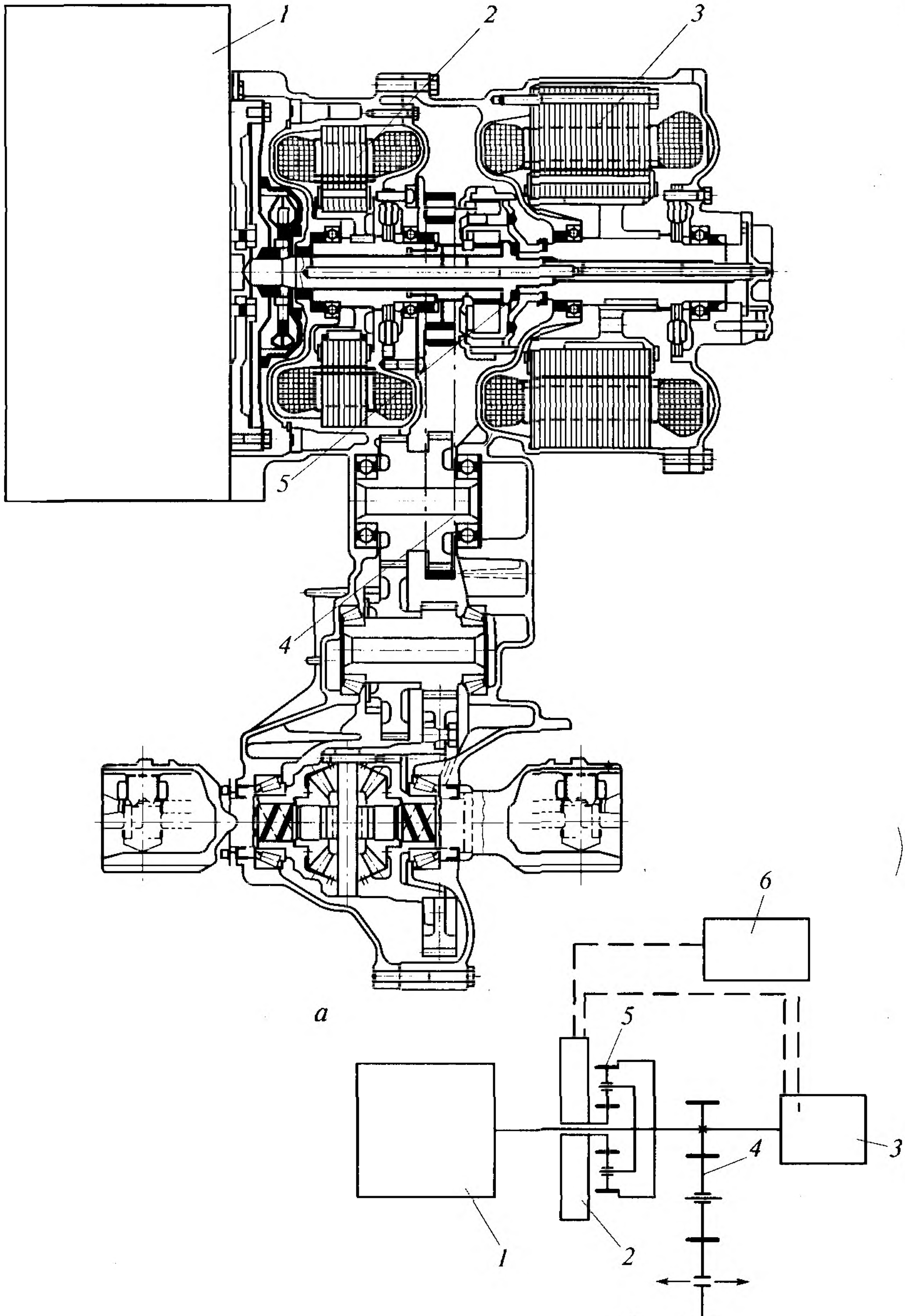


Рис. 3.9. Силовой агрегат автомобиля «Приус» фирмы «Тойота» (*а*) и его схема (*б*):

1 — двигатель; *2* — генератор; *3* — электромотор; *4* — главная передача с межколесным дифференциалом; *5* — дифференциал-распределитель; *6* — аккумуляторная батарея

увеличенной емкости нашли применение для перевозки малых партий грузов в пешеходных зонах больших городов, на площадках для игры в гольф и т. п. Недостатки электромобилей в основном заключаются в малом запасе хода (обычно около 150 км), после чего требуется длительная подзарядка батарей, и в трудностях с обеспечением высоких скоростных свойств.

Гибридный электропривод для легковых автомобилей разработан рядом зарубежных фирм и находит все большее распространение. На рис. 3.9, *а* показан силовой агрегат автомобиля «Приус» фирмы «Тойота», а на рис. 3.9, *б* — его схема. Агрегат состоит из бензинового двигателя *1*, генератора *2*, электромотора *3*, дифференциала-распределителя *5*, главной передачи *4* с межколесным дифференциалом, а также из силовой аккумуляторной батареи *6* (не показана на рис. 3.9, *а*). Сцепления и коробки передач нет. У дифференциала-распределителя солнечная шестерня соединена с валом генератора, коронная — с валом электромотора, на котором установлена ведущая шестерня главной передачи, водило — с валом двигателя.

На стоянке валы двигателя, генератора и электромотора неподвижны.

При трогании с места водитель нажимает на педаль подачи топлива, включая тем самым генератор, который, действуя как стартер, запускает двигатель. В это время дифференциал-распределитель работает как редуктор, поскольку коронная шестерня неподвижна. Затем генератор начинает не потреблять, а вырабатывать электроэнергию, которая поступает на электромотор, чей высокий крутящий момент и обеспечивает трогание автомобиля. Однако в случаях, когда для трогания с места и движения требуется небольшая мощность и двигателю пришлось бы работать в зоне больших удельных расходов топлива, система управления переводит электромотор на питание от аккумуляторной батареи.

На режиме разгона автомобиля скорость вращения всех трех валов дифференциала-распределителя возрастает. Двигатель работает в зоне малых удельных расходов топлива. Электромотор получает энергию от генератора, который одновременно подзаряжает аккумуляторную батарею, а при интенсивном разгоне — еще и от аккумуляторной батареи.

На режиме равномерного движения двигатель работает в экономичной зоне. Часть его мощности идет к ведущим колесам, часть — на подзарядку аккумуляторной батареи через электромотор, работающий в режиме генератора. Этот же режим электромотора используется при торможении (энергия торможения идет на подзарядку аккумуляторной батареи), а при интенсивном торможении автоматически, с помощью электронного блока управления, включается рабочая тормозная система.

При остановке автомобиля двигатель автоматически перестает работать.

Таким образом, «Приус», в отличие от электромобилей, передвигаясь по городу на энергии аккумуляторной батареи, не нуждается во внешних подзарядных устройствах. Имея такую же полную массу (около 1 500 кг), как и у модели «Королла», и мощность двигателя на 30 % меньшую, «Приус» имеет такую же максимальную скорость (160 км/ч), вдвое меньший расход топлива в городском цикле (3,5 л/100 км) и суммарные вредные выбросы, уменьшенные более чем в 10 раз.

3.5. Гидродинамические передачи

Из гидродинамических передач на автомобилях гидромуфты почти не применяются, а ГДТ применяются в отличие от других бесступенчатых передач только как часть комбинированной ГМП, причем доля рабочего силового диапазона ГДТ (около 1,5) по сравнению с силовым диапазоном механического редуктора (около 4,0 для легковых автомобилей, без учета повышающих передач) невелика. В 2003 г. доля автомобилей с ГМП составляла в мировом выпуске по некоторым данным около 45 %.

3.5.1. Рабочий процесс гидротрансформатора

Основные особенности рабочего процесса ГДТ.

1. Силовые и кинематические связи между лопастными колесами осуществляются только через рабочую жидкость, которая представляет собой единое целое кольцевое звено, находящееся в силовом взаимодействии одновременно с лопастями всех лопастных колес.

2. Весьма большие скорости, с которыми поток жидкости обтекает лопасти, являются причиной существования значительных гидравлических потерь энергии (в основном на трение и на удар при входе в лопастные колеса), что приводит к ограничениям в выходных характеристиках, в основном по КПД и рабочему силовому диапазону.

3. Силовое взаимодействие жидкости и лопастей при отсутствии жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым валами является причиной взаимозависимости силовых (M) и кинематических (ω) параметров, что и определяет способность ГДТ нагружать двигатель крутящим моментом, однозначно определяемым режимом работы (i) ГДТ и угловой скоростью ω_1 ведущего вала. Как минимум ГДТ состоит из трех лопастных колес: насосного, турбинного, реактора.

3.5.2. Установившиеся режимы работы

Выходные характеристики ГДТ используют в безразмерном виде:

$$K = f(i),\ \eta = f(i),\ \lambda_1 = f(i), \qquad (3.2)$$

где $i = \omega_2/\omega_1$ — передаточное отношение; $K = M_2/M_1$ — коэффициент трансформации; $\eta = N_2/N_1 = K_i$ — КПД; $\lambda_1 = M_1/(\rho\omega_1^2 D^5)$ — коэффициент момента ведущего вала; ρ — плотность рабочей жидкости (для масел ГДТ обычно $\rho = 88$ кг/м^3); D — активный (наибольший) диаметр рабочей полости ГДТ.

Для оценки выходных характеристик на тяговых режимах работы (рис. 3.10) используют следующие параметры:

1) K_0 — коэффициент трансформации при $i = 0$;

2) η_{max} и $\eta_{м\,max}$ — максимальные КПД на режимах трансформации момента и гидромуфты;

3) $D_i = i_{max}/i_{min}$ — кинематический рабочий диапазон либо $D_K = K_{p\,max}/K_{p\,min}$ — силовой рабочий диапазон, которые для автомобилей определяют по режимам с $\eta_p = 0{,}8$, выделяющим зону высоких КПД, используемых для длительного движения;

4) П — коэффициент прозрачности:

$$П = \lambda_{10}/\lambda_{1м} = M_{10}\omega_{1м}^2/(M_{1м}\omega_{10}^2). \qquad (3.3)$$

Прозрачность — это свойство передачи механической энергии изменять режим работы двигателя при изменении момента или угловой скорости ведомого вала передачи. Различают ГДТ не-

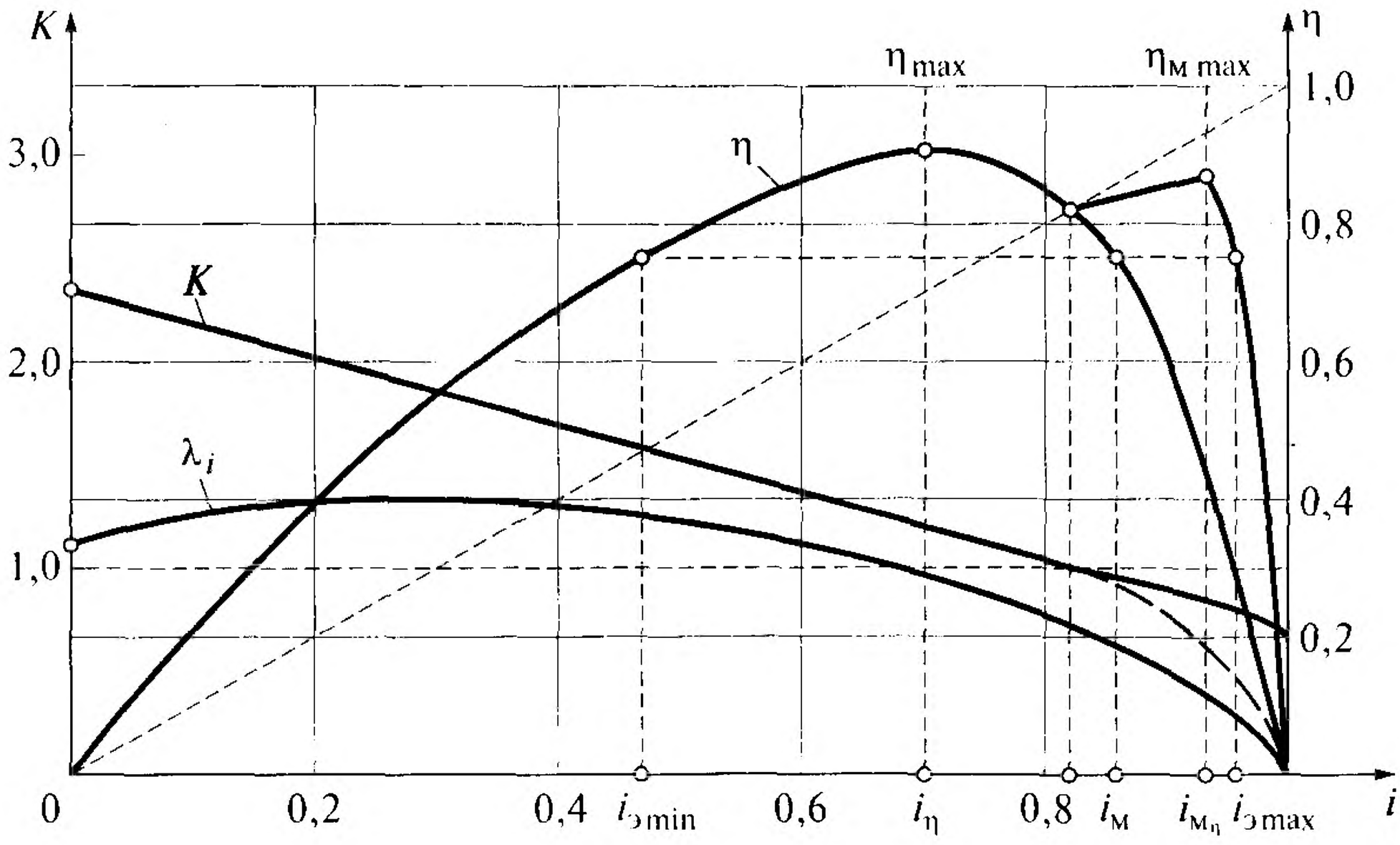


Рис. 3.10. Характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах: i — передаточное отношение; K — коэффициент трансформации; η — КПД; λ_1 — коэффициент момента ведущего вала

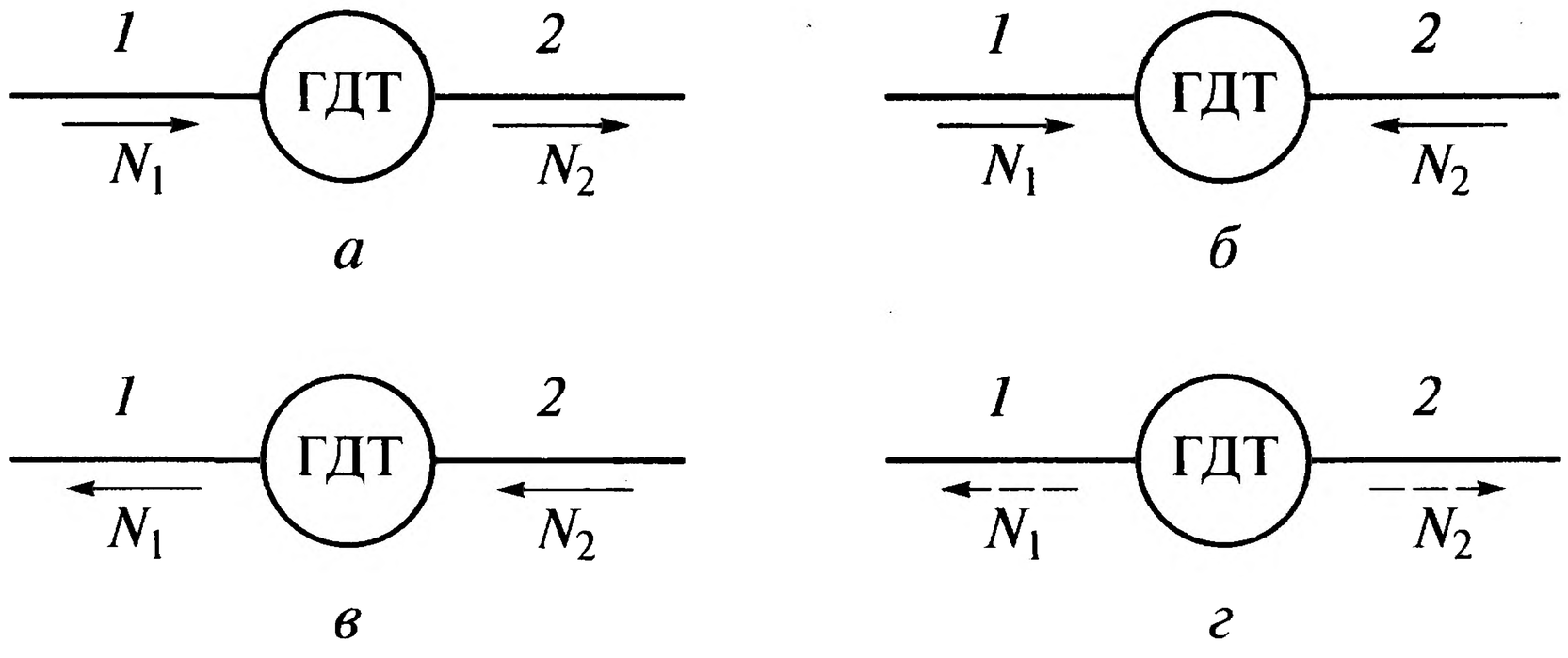


Рис. 3.11. Группы режимов работы гидротрансформатора:
а — тяговые; *б* — тормозные; *в* — обратимые; *г* — двигательные; *1* — ведущий вал; *2* — ведомый вал; ГДТ — гидротрансформатор; *N* — передаваемая мощность

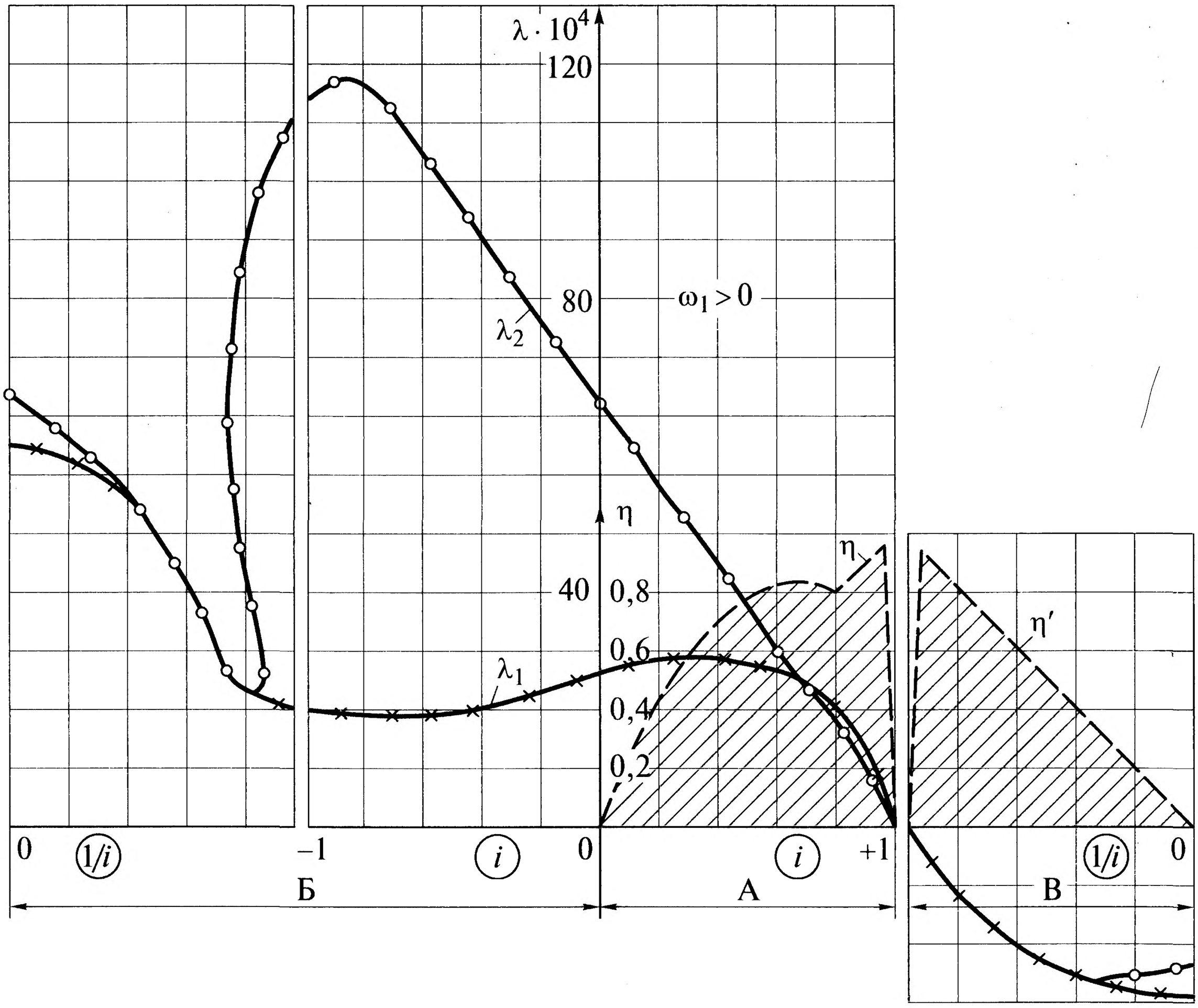


Рис. 3.12. Характеристика гидротрансформатора с центростремительной турбиной на всех режимах при $\omega_1 > 0$:

А — тяговые режимы; Б — тормозные (противовращения) режимы; В — обратимые режимы; *i* — передаточное отношение; λ_1 — коэффициент момента ведущего вала; λ_2 — коэффициент момента ведомого вала; η, η' — КПД

прозрачные (П = 1), с прямой (П > 1) и обратной (П < 1) прозрачностью.

У автомобильных ГДТ обычно $K_0 = 3...1{,}5$, $\eta_{max} = 0{,}85...0{,}92$, $\eta_{м\,max} = 0{,}93...0{,}97$, $D_i = 2{,}4...1{,}8$, П = 1,2...2,5 (более высокие значения КПД соответствуют меньшим K_0 и D_i).

Режимы работы ГДТ по направлению передачи мощности можно разделить на четыре основные группы при $\omega_1 > 0$ (рис. 3.11) и $\omega_1 < 0$.

Тяговые: $N_1 > 0$, $N_2 < 0$ — мощность передается от двигателя к ведущим колесам (рис. 3.11, *а*).

Тормозные: $N_1 \geq 0$, $N_2 \geq 0$ — мощность только подводится к ГДТ (рис. 3.11, *б*). Если переход с тяговых режимов на тормозные происходит при изменении знака у ω_2 — это режимы противовращения, если у M_2 — это обгонные режимы.

Обратимые: $N_1 < 0$, $N_2 > 0$ — мощность передается от ведущих колес к двигателю (рис. 3.11, *в*).

Двигательные: $N_1 < 0$, $N_2 < 0$ — мощность только отводится от ГДТ (рис. 3.11, *г*). Эти режимы возможны только как кратковременные неустановившиеся, так как передача не может быть источником энергии.

Все возможные режимы работы будут исчерпаны значениями $-\infty \leq i \leq +\infty$ при $\omega_1 > 0$ (рис. 3.12) и $-\infty \leq i < +\infty$ при $\omega_1 < 0$. Для $i \geq 1$ и $i \leq -1$ вместо i удобнее использовать значения $1/i$. При этом $\lambda'_1 = \lambda_1/i^2$, $\lambda'_2 = \lambda_2/i^2$, $\eta' = 1/(Ki)$. Режимы $0 \leq i < 1$ применяются при разгонах и равномерном движении, $1 < i < 1{,}5$ — при торможении двигателем; $0 \leq 1/i < 1$ — при пуске двигателя от ведущих колес, при $-1 < i < 0$ ГДТ работает как гидротормоз.

Расчет выходных характеристик ГДТ по известным геометрическим параметрам (углам лопастей β_n и радиусам R_n расположения входных и выходных кромок лопастей) можно выполнить по струйной теории, т.е. рассматривая осредненные параметры потока жидкости: расход Q, м^3/с, и напор H_n, м, отнесенные к средней струйке.

Использовав известное положение механики, по которому импульс силы равен количеству движения $Pt = mv$, и взяв окружную составляющую силы P_{u1n}, так как именно она дает крутящий момент при умножении на R_{1n}, получим выражение для силы взаимодействия жидкости с лопастями на входе в n-е лопастное колесо:

$$P_{u1n} = mv_{u1n}/t = Q\rho v_{u1n}.$$

Тогда крутящий момент

$$P_{u1n}R_{1n} = Q\rho v_{u1n}R_{1n}.$$

Просуммировав моменты количества движения от входа до выхода из лопастного колеса и учитывая, что условия входа цели-

ком определяются условиями выхода из предыдущего лопастного колеса, получим:

$$M_n = Q\rho(R_{2n}v_{u2n} - R_{1n}v_{u1n}) = Q\rho(R_{2n}v_{u2n} - R_{2(n-1)}v_{u2(n-1)}). \quad (3.4)$$

Параметры, входящие в уравнение (3.4), можно выразить через пропорциональные им значения ω_1 и характерный линейный размер D — активный диаметр ГДТ (наибольший диаметр рабочей полости):

$Q = v_m F_m = a_1\omega_1 DD^2$, $v_u = a_2\omega_1 D$, $R = a_3 D$, причем a_1, a_2, a_3 — численные коэффициенты. Тогда

$$M_n = \lambda_n\rho\omega_1{}^2 D^5. \quad (3.5)$$

Напор на лопастном колесе

$$H_n = M_n\omega_n/(Q\rho g) = \omega_n(R_{2n}v_{u2n} - R_{2(n-1)}v_{u2(n-1)})/g. \quad (3.6)$$

Потери на трение

$$H_{\text{тр}.n} = \zeta_n w^2_{\text{ср}n}/g = \zeta_n v^2_m/(g\sin^2\beta_{\text{ср}n}), \quad (3.7)$$

где $\zeta_n = \lambda_{\text{тр}n}L_m/8R_{\text{гср}n} = 0{,}16$ — коэффициент сопротивления трению.

Потери на удар

$$H_{\text{уд}n} = \varphi_n w^2_{\text{уд}n}/(2g) = \varphi_n(R_{2(n-1)}v_{u2(n-1)}/R_{1n} - v_{u1n})^2/(2g), \quad (3.8)$$

где $\varphi_n = 1$ — коэффициент потерь на удар; w — относительная (вдоль лопасти) скорость потока.

Можно принять $2/\sin^2\beta_{\text{ср}n} = 2 + \text{ctg}^2\beta_{1n} + \text{ctg}^2\beta_{2n}$, $R_{2(n-1)} = R_{1n}$, коэффициенты отклонения потока $\mu_\text{р} = \mu_\text{т} = 1$, $\mu_\text{н} = 0{,}9$. Кроме того, $v_{un} = \omega_n R_n - v_{mn}\text{ctg}\beta_n$. Подставив уравнения (3.6), (3.7), (3.8) в уравнение баланса напоров, получим:

$$H_\text{н} + H_\text{т} + H_{\text{уд.н}} + H_{\text{уд.г}} + H_{\text{уд.р}} + \sum H_\text{тр} = 0,$$

что соответствует условию сохранения энергии, и исключив v_u, получим уравнение второй степени относительно v_m или Q.

Расчеты удобнее вести в безразмерной форме, относя каждый из параметров к параметрам на выходе из насоса:

$$q = Q/(F_{m2\text{н}}\omega_\text{н}R_{2\text{н}}) = v_{m2\text{н}}/u_{2\text{н}},\ h_n = H_n g/(\omega^2_\text{н}R^2_{2\text{н}}),\ r = R_{2n}/R_{2\text{н}},$$
$$b_{2\text{н}} = B_{2\text{н}}/R_{2\text{н}}.$$

Уравнение расхода

$$q = (1/e_1)\left|-(e_2 + ie_3) + \sqrt{(e_2 + ie_3)^2 - e_1(e_4 + i^2e_5)}\right|, \quad (3.9)$$

где $e_1 = \xi\sum_1^6(1 + \text{ctg}^2\beta_n) + \sum_1^3(\text{ctg}\beta_{1(n+1)} - \mu_n\text{ctg}\beta_{2n})^2$,

$$e_2 = \mu_н \operatorname{ctg}\beta_{1т} - r_{2р}\operatorname{ctg}\beta_{1н} - (\mu_н - 1)\mu_н \operatorname{ctg}\beta_{2н},$$

$$e_3 = r_{2т}\operatorname{ctg}\beta_{1р} - \operatorname{ctg}\beta_{1т},$$

$$e_4 = r_{1н}^2 - (2 - \mu_н)\mu_н,\ e_5 = 1 - r_{2т}^2.$$

Уравнения напоров

$$h_н = \mu_н - a_1 q, \tag{3.10}$$

$$h_т = i(r_{2т}^2 i - \mu_н - a_2 q), \tag{3.11}$$

где $a_1 = \mu_н \operatorname{ctg}\beta_{2н} - r_{2р}\operatorname{ctg}\beta_{1р}$, $a_2 = r_{2т}\operatorname{ctg}\beta_{1т} - \mu_н \operatorname{ctg}\beta_{2н}$.

Выходные характеристики

$$\lambda_н = 2\pi b_{2н}(R_{2н}/D)^5 q h_н = \mathrm{A} q h_н, \tag{3.12}$$

$$\lambda_т = 2\pi b_{2н}(R_{2н}/D)^5 q(h_т/i) = \mathrm{A} q(h_т/i), \tag{3.13}$$

$$K_т = -\lambda_т/\lambda_н,\ \eta_т = K_т i. \tag{3.14}$$

Расчет ведется в следующем порядке. По заданным геометрическим параметрам определяют постоянные коэффициенты a, e, А. Задавая значения i от 0 до 1 через интервал, например, 0,2, определяют коэффициент расхода q, коэффициент напора на насосном и турбинном колесах $h_н$, $h_т$; затем выходные характеристики: коэффициент момента на насосном колесе $\lambda_н = f(i)$, коэффициент трансформации $K_т = f(i)$ и КПД $\eta_т = f(i)$. При построении графиков также проводят линию $\eta_т = i$, соответствующую режимам гидромуфты, оставив кривую $\lambda_н = f(i)$ без изменения.

3.5.3. Неустановившиеся режимы работы

Разгон автомобиля. Пренебрегая упругостью звеньев и буксованием в механизмах включения передач, представим автомобиль с ГДТ в виде двухмассовой эквивалентной динамической системы, для которой справедливы уравнения

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_e - M_н, \tag{3.15}$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_н K - M_c. \tag{3.16}$$

Эти уравнения аналогичны уравнениям (1.7), (1.8), однако они не решаются аналитически, так как $M_н$ пропорционален ω_1 и λ_1, а λ_1 является нелинейной функцией $i = \omega_2/\omega_1$. Кроме того, K является нелинейной функцией i.

На рис. 3.13 представлены графики, полученные в результате решения уравнений (3.15), (3.16) на ЭВМ методом Рунге—Кутта, причем были заданы $M_c = \text{const}$, $\lambda_1 = \text{const}$ на режимах трансформации момента, K (и λ_1 на режимах гидромуфты) — полиномом первой степени вида $a + bx$, M_e — полиномом второй степени вида $a + bx + cx^2$.

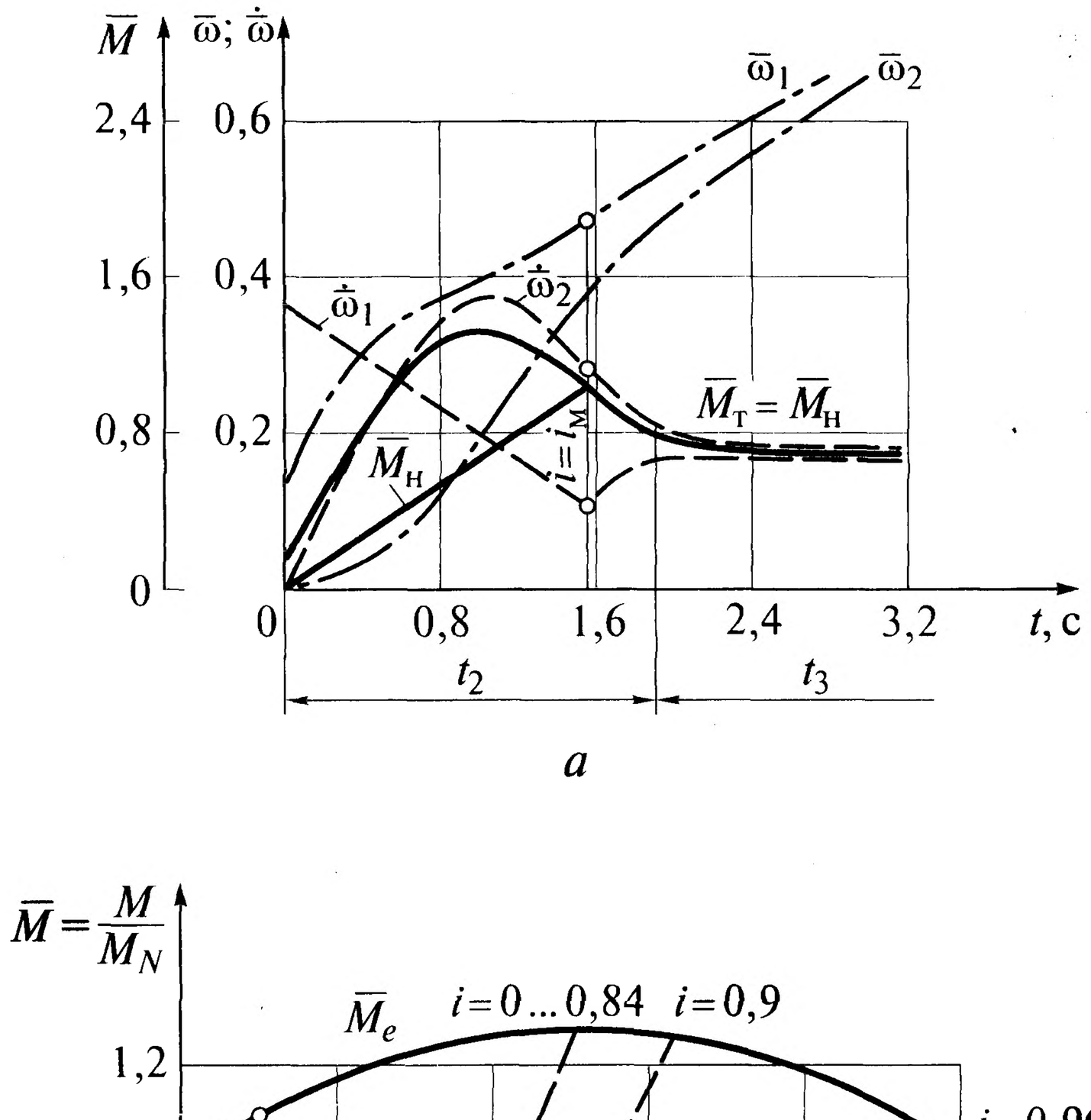


Рис. 3.13. Характеристики разгона автомобиля с гидротрансформатором при трогании с места:

а — зависимости $\bar{M}$ $\bar{\omega}$, $\dot{\bar{\omega}}$ от времени t; *б* — зависимость моментов от угловой скорости вала двигателя $\bar{\omega}_1$; M — крутящие моменты; $\bar{\omega}$ — угловые скорости; $\dot{\bar{\omega}}$ — угловые ускорения

Весь процесс разгона при трогании с места с предварительно включенной передачей и мгновенным увеличением подачи топлива до максимальной можно разделить на три этапа (как и при буксующем сцеплении).

1. Разгон вала двигателя до начала вращения вала турбины. На этом этапе $\omega_2 = 0$.

2. Разгон до зоны с $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$. На этом этапе (этап неупорядоченного разгона) ускорения $\dot{\omega}_1$ и $\dot{\omega}_2$ существенно различаются.

3. Разгон при $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$ — этап упорядоченного разгона.

Для третьего этапа (он обычно наступает на режимах гидромуфты при $K = 1$ и $i > 0{,}85$) из уравнений (3.3), (3.4) при $K = 1$ и $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$ получим

$$(M_e - M_{н3})/(M_{н3} - M_c) = J_1/J_2, \tag{3.17}$$

$$M_{н3} = M_e[1 + (J_1/J_2)(M_c/M_e)]/[1+(J_1/J_2)]. \tag{3.18}$$

Для автомобилей с ГМП при числе передач 3 и более расчет разгона на первой передаче можно выполнить и без метода Рунге — Кутта, приближенным методом, используя следующие два обстоятельства.

Во-первых, реальную нелинейную зависимость $\lambda_1 = f(i)$ заменяем на $\lambda_1 = \lambda_{101} = \lambda_{1м1} = \text{const}$ в зоне от i_0 до $i_м$ с выполнением условия

$$[\lambda_{102} - \lambda_{101}] = \lambda_{1м1} - \lambda_{1м2},$$

где индекс 2 относится к реальной зависимости $\lambda_1 = f(i)$. Это позволяет для фазы разгона на режимах трансформации момента

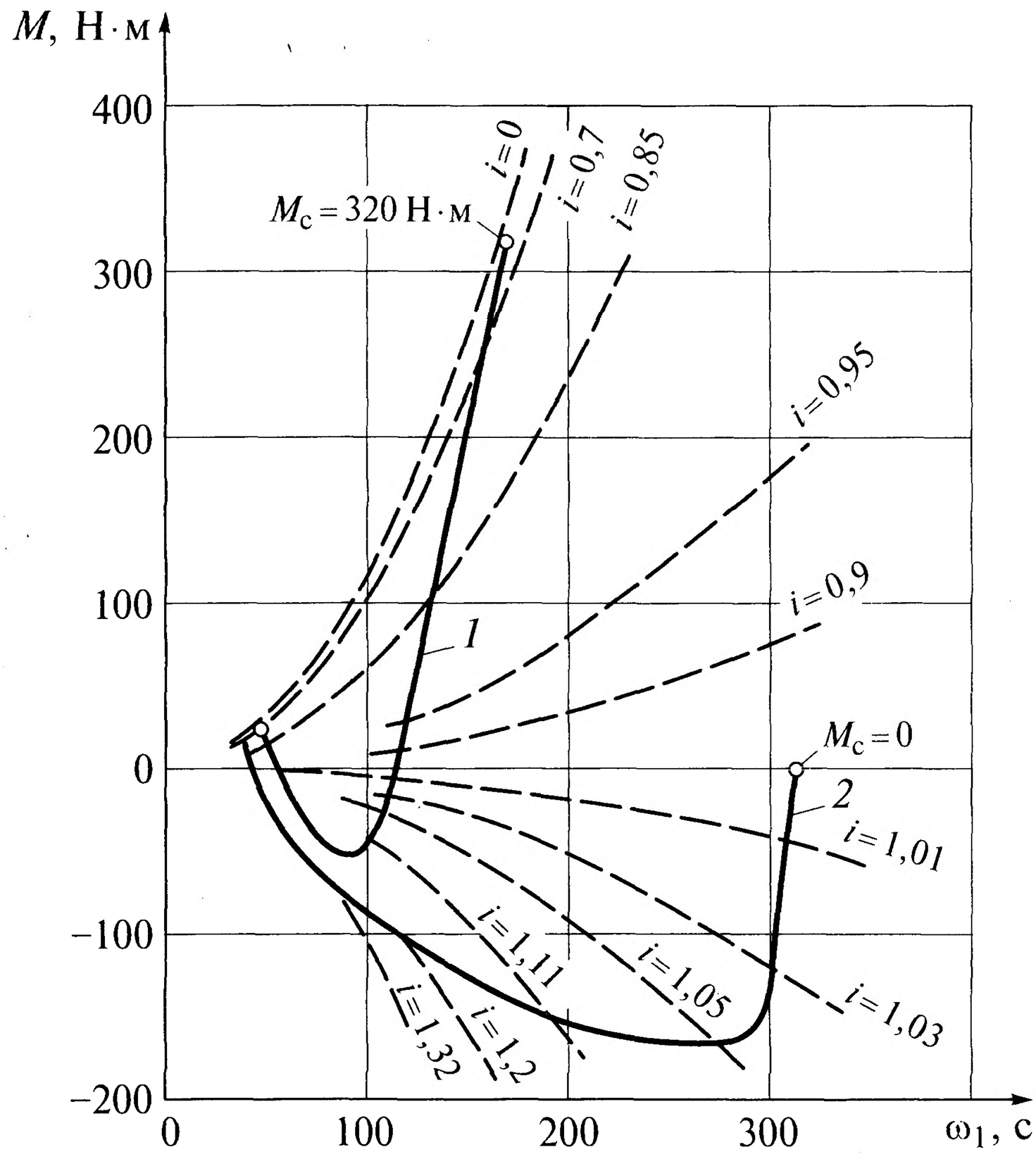


Рис. 3.14. Характеристики перехода на режим торможения двигателем автомобиля с гидротрансформатором при разных моментах сопротивления M_c:

1 — момент на насосном колесе $M_н$ при $M_c = 320$ Н · м; *2* — момент на насосном колесе $M_н$ при $M_c = 0$

(при $K > 1$) использовать единственную параболу $M_н = f(\omega_1)$, как на рис. 3.13, *б*. Для режимов гидромуфты принимаем λ_1 в виде полинома первой степени.

Во-вторых, для режимов гидромуфты используем зависимость $M_н = f(\omega_1)$ согласно уравнению (3.18). На параболе $M_н = f(\omega_1)$ между значениями $M_{н1}$ и $M_{н3}$, соответствующими концу первого этапа и началу третьего, выбираем $M_н$, для которого, задав значение i при средних значениях $K_{ср}$ и $M_{н.ср}$, находим Δt и $\Delta\omega_2$, сравниваем полученное i с первоначально заданным и при их значительной разнице повторяем расчет. Время разгона до режима $i_м$ по сравнению с расчетом методом Рунге—Кутта обычно отличается менее чем на 3 %, а до 100 км/ч — менее 1 %.

Торможение двигателем. Для анализа можно использовать уравнения (3.15), (3.16). Весь процесс торможения двигателем через ГДТ при резком освобождении педали подачи топлива (рис. 3.14) можно разделить на три этапа.

1. Выход на режим торможения. Значения $-\omega'_1$ велики, а $\omega'_2 = 0$, т. е. $\omega_2 = \omega_{2нач} = \text{const}$ и можно принять линейное изменение $M_н$ от t: $M_н = a - bt$.

2. Неупорядоченное торможение. Значения ω'_1 и ω'_2 существенно разные, но время этапа невелико.

3. Упорядоченное торможение. На этом этапе $\omega'_1 = \omega'_2$, и справедливы уравнения (3.17), (3.18).

По экспериментам получено, что наименьшее время полного нажатия или освобождения педали подачи топлива составляет около 0,1 с. Однако момент двигателя изменяется значительно медленнее. Темп изменения момента двигателя ($\mathrm{d}M_e/\mathrm{d}t$) почти в 3 раза меньше при переходе на торможение двигателем через ГДТ, чем без ГДТ, а амплитуда колебаний момента в 5 раз меньше.

3.5.4. Гидромеханические коробки передач

Наибольшее применение на автомобилях получили **ГМП с последовательным присоединением ГДТ**.

. Для конструкций современных ГМП характерно применение планетарных механизмов и многодисковых фрикционов (ленточные тормозные механизмы не применяются). Это обеспечивает отсутствие радиальных нагрузок на валах и осевых сил от фрикционов. В некоторых ГМП грузовых автомобилей, например, в ГМП «Экомат» применены планетарные механизмы с прямозубыми шестернями, что обеспечивает отсутствие на них не только радиальных, но и осевых сил. Гидротрансформаторы обычно трехколесные с $K_0 = 1{,}6 \ldots 2{,}5$, блокируемые на всех передачах, кроме одной-двух низших. В системах управления обычно применяется микрокомпьютер с блоком диагностики. К ГМП присоединяется охладитель масла, устанавливаемый около или внутри радиатора двигателя.

Таблица 3.1

Передаточные числа ГМП и соответствующие им включения фрикционов

ГМП	Передачи						
	I	II	III	IV	V	VI	ЗХ
6HP500	3,43 $Ф_1Ф_5$	2,01 $Ф_1Ф_4$	1,42 $Ф_1Ф_3$	1,0 $Ф_1Ф_2$	0,83 $Ф_2Ф_3$	0,59 $Ф_2Ф_4$	–4,84 $Ф_6Ф_5$
HD3060	3,49 $Ф_1Ф_5$	1,86 $Ф_1Ф_4$	1,41 $Ф_1Ф_3$	1,0 $Ф_1Ф_2$	0,75 $Ф_2Ф_3$	0,65 $Ф_2Ф_4$	–5,03 $Ф_3Ф_5$
6HP26	4,17 $Ф_1Ф_4$	2,34 $Ф_1Ф_3$	1,52 $Ф_1Ф_2$	1,14 $Ф_1Ф_5$	0,87 $Ф_2Ф_5$	0,69 $Ф_3Ф_5$	–3,4 $Ф_2Ф_4$

На грузовые автомобили и автобусы устанавливают в основном ГМП двух крупнейших фирм: «Цанрадфабрик» («ЦФ») — Zahnradfabrik (ZF), Германия, и «Аллисон» — Allison, США. Этими фирмами предлагаются 4-, 5-, 6-, 7-ступенчатые ГМП при высокой степени унификации.

В табл. 3.1 представлены передаточные числа 6-ступенчатой ГМП «Экомат» фирмы «ЦФ» (рис. 3.15, 3.16, *а*) и 6-ступенчатой ГМП фирмы «Аллисон» (рис. 3.16, *б*).

Фирма «ЦФ» выпускает также ГМП типа ГСК (гидротрансформатор — сцепление — коробка передач) «Трансматик» (рис. 3.17). Сцепление с диафрагменной пружиной служит только для переключения передач, при трогании с места и при остановке оно остается включенным. Трогание с места возможно только при небуксующем сцеплении.

Некоторые фирмы предлагают оригинальные конструкции ГМП. Так например, фирма «Фойт» — Voith, Германия, — выпускает 3- и 4-ступенчатые ГМП для городских автобусов. Схема 3-ступенчатой ГМП фирмы «Фойт» приведена на рис. 3.15, *в*. На первой передаче используется схема с внешним разделением силового потока.

Силовой поток разделяется в первом планетарном ряду: от водила напрямую на ведомый вал, а от солнечной шестерни, вращающейся в направлении, обратном ведомому валу, — к насосному колесу ГДТ. Силовые потоки суммируются после второго планетарного ряда. В этой ГМП применен ГДТ обратного хода с максимальным КПД около 42 %, но так как через ГДТ проходит лишь небольшая часть мощности, общий КПД на первой передаче достигает 82 %. Вторая (прямая) и третья (повышающая) передачи — механические, причем насосное колесо ГДТ остановлено фрикционом $Ф_3$. Это позволяет использовать ГДТ как эффектив-

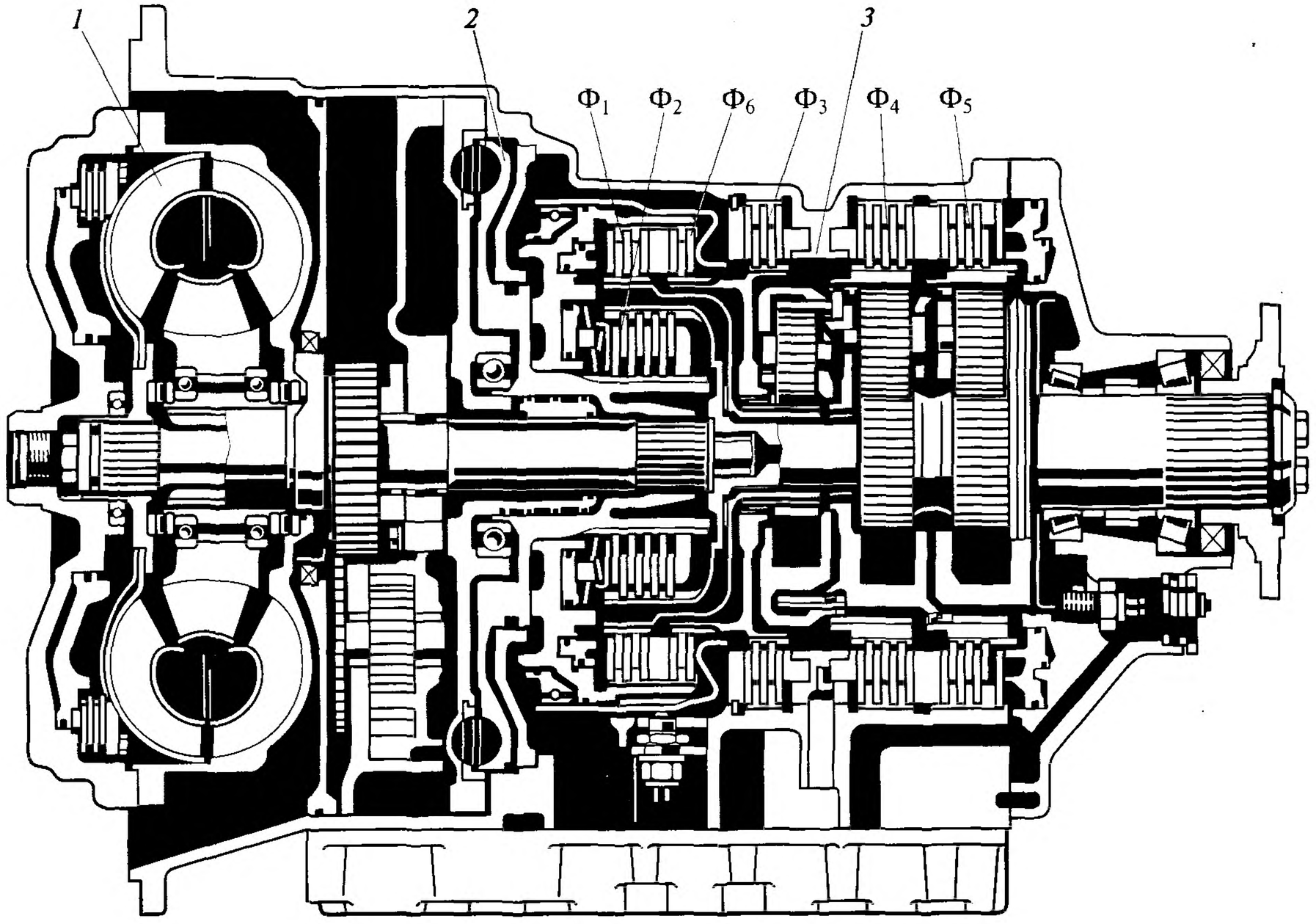


Рис. 3.15. Гидромеханическая передача «Экомат» 6HP500 фирмы «ЦФ»:

1 — гидротрансформатор; *2* — тормоз-замедлитель; *3* — механическая планетарная коробка передач; $Ф_1 — Ф_6$ — фрикционы

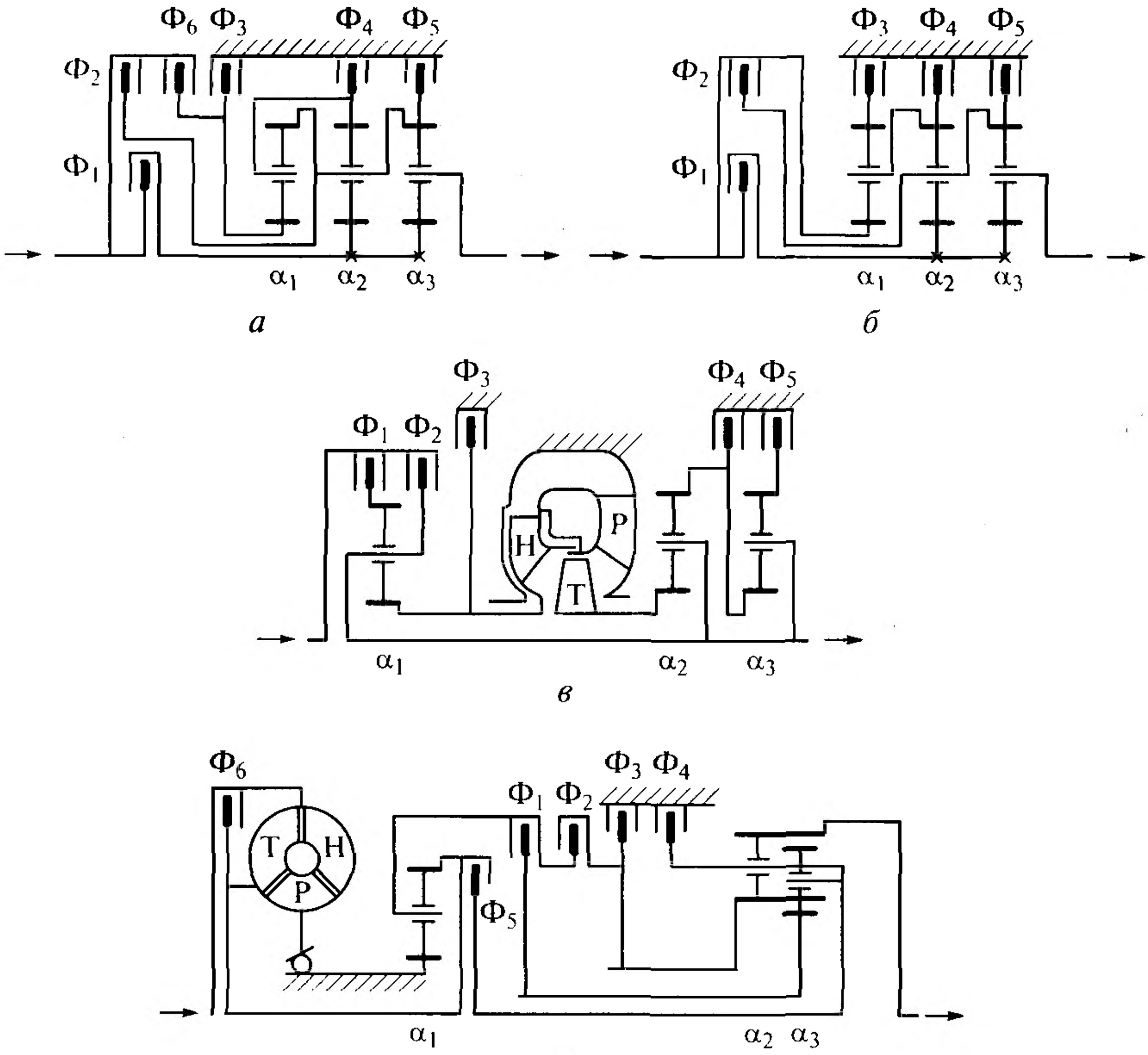


Рис. 3.16. Схемы ГМП:

а — «Экомат» 6HP500 фирмы «ЦФ»; *б* — HD3060 фирмы «Аллисон»; *в* — трехступенчатой автобусной фирмы «Фойт»; *г* — 6HP26 фирмы «ЦФ»; $Ф_1 — Ф_6$ — фрикционы; $\alpha_1 — \alpha_3$ — параметры планетарных рядов

ный тормоз-замедлитель на каждой передаче при включении фрикциона $Ф_5$.

Накладки фрикционов ГМП грузовых автомобилей обычно выполняют из металлокерамики, припекаемой или приклеиваемой к стальным дискам. Как правило, применяется специальный фильтр для очистки масла при работе ГМП.

В ГМП легковых автомобилей для улучшения плавности переключения низших передач часто применяют механизм свободного хода (МСХ). Однако для торможения двигателем приходится параллельно МСХ устанавливать фрикцион. В 4-ступенчатой ГМП 4HP22 фирмы «ЦФ» при трех планетарных механизмах введено три МСХ для улучшения плавности переключения между всеми передачами, но при этом пришлось увеличить число фрикционов до семи. В более поздней 6-ступенчатой ГМП 6HP26 (ее схема

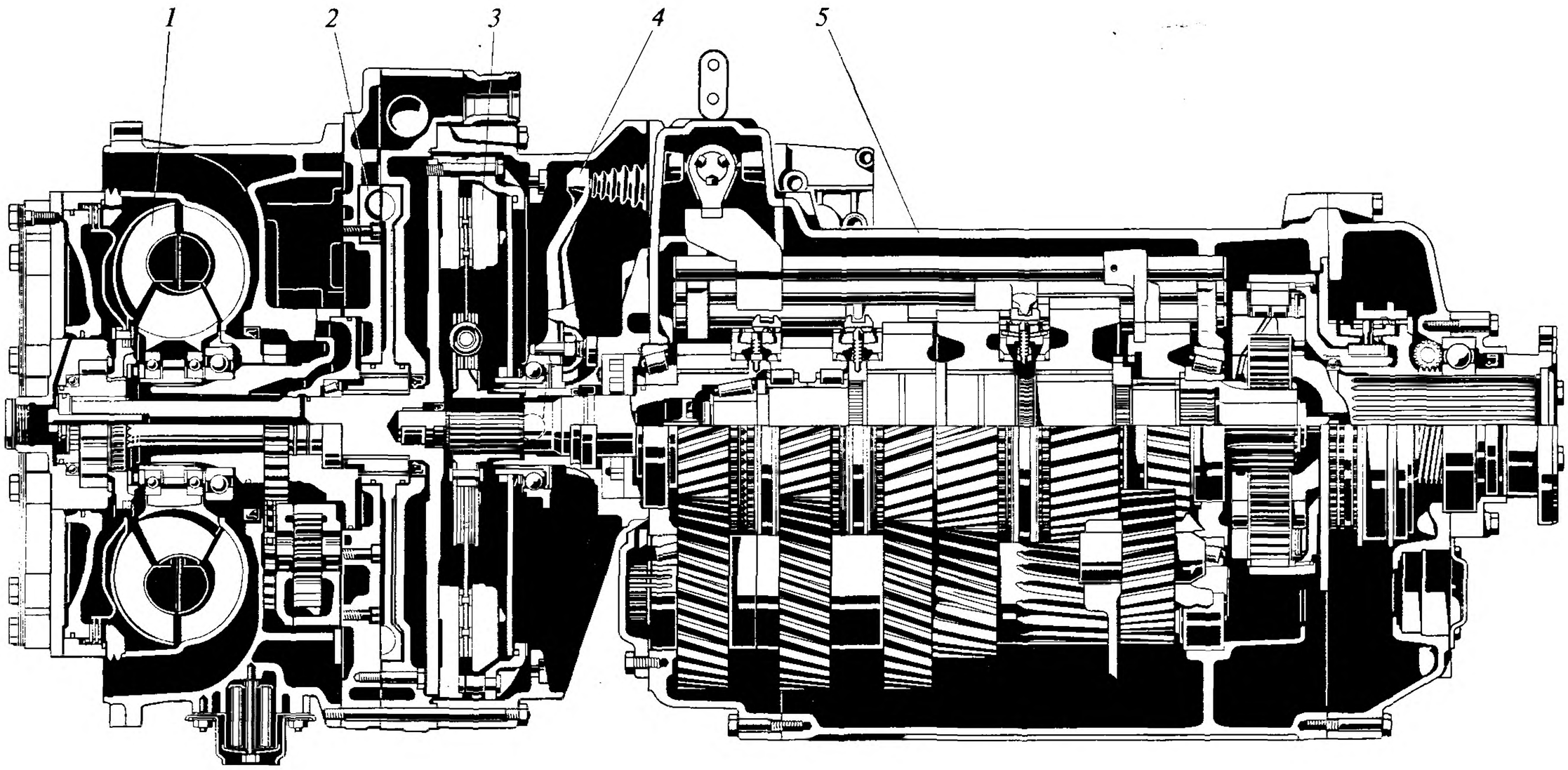


Рис. 3.17. Гидромеханическая передача типа ГСК «Трансматик» фирмы «ЦФ»:

1 — гидротрансформатор; *2* — тормоз-замедлитель; *3* — сцепление; *4* — вилка выключения сцепления; *5* — механическая коробка передач

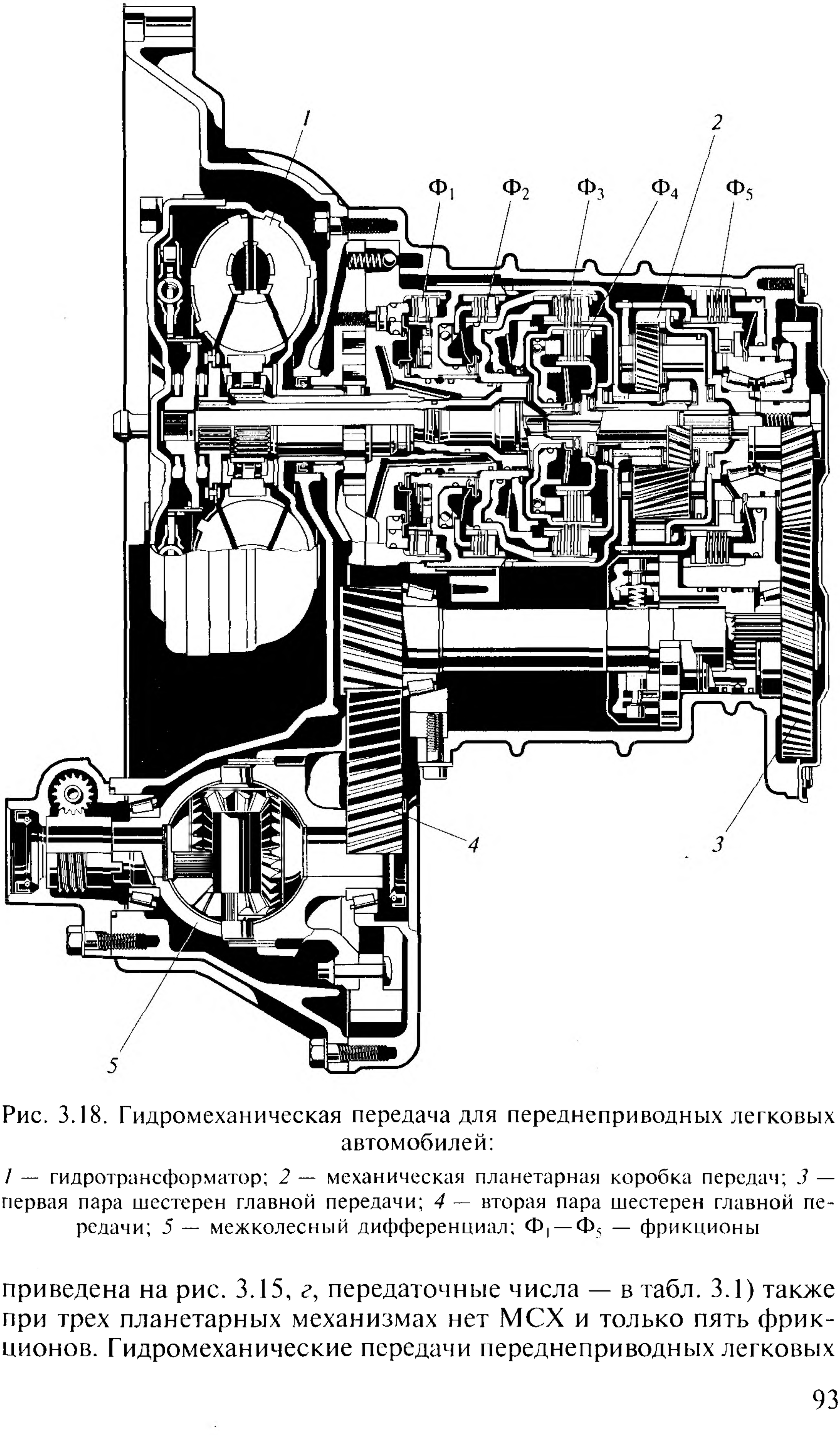


Рис. 3.18. Гидромеханическая передача для переднеприводных легковых автомобилей:

1 — гидротрансформатор; *2* — механическая планетарная коробка передач; *3* — первая пара шестерен главной передачи; *4* — вторая пара шестерен главной передачи; *5* — межколесный дифференциал; $Ф_1 — Ф_5$ — фрикционы

приведена на рис. 3.15, *г*, передаточные числа — в табл. 3.1) также при трех планетарных механизмах нет МСХ и только пять фрикционов. Гидромеханические передачи переднеприводных легковых

Таблица 3.2

Варианты соединения валов и значения параметров

Вариант	Вал				Параметр			
	A	*B*	α	β	i^m	$i^m_{д.п}$	K^m	$K^m_{д.п}$
I	д	п	Н	Т	1	1	1	1
II	д	п	Т	Н	–1	1	–1	1
III	п	д	Н	Т	1	–1	1	–1
IV	п	д	Т	Н	–1	–1	–1	–1

автомобилей с поперечным расположением двигателя имеют сжатую в осевом направлении компоновку (рис. 3.18).

Накладки дисков фрикционов современных ГМП легковых автомобилей выполнены из специальной бумаги, что обеспечивает плавное включение фрикционов и увеличение их срока службы. В системах управления применяются электронные блоки, в которые закладываются программы переключения передач со «спортивным», «экономичным», «зимним» (без использования первой передачи) стилями вождения. Все чаще используются системы управления, меняющие программы переключения передач в зависимости от стиля воздействия водителя на педаль подачи топлива.

Иногда на автомобилях применяются **ГМП с параллельным присоединением ГДТ**, но только с внешним разделением силового потока, что обеспечивает повышение КПД, поскольку часть мощности передается, минуя ГДТ.

Для расчета КПД двухпоточной передачи (ДП) с внешним разделением силового потока можно использовать следующие зависимости:

$$i^m_{д.п} = i^m\beta - \beta + 1,\ K^{-m}_{д.п} = K^{-m}\beta - \beta + 1,\ \eta_{д.п} = K_{д.п}i_{д.п}.$$

Параметр $\beta = M_\beta / M_B$ постоянен для заданной конструкции, так как он состоит из соотношения моментов на двух валах дифференциала: выходном (В) и соединяющем дифференциал с ГДТ (β). Значения параметра *m* приведены в табл. 3.2 для всех четырех возможных вариантов расположения валов д (двигатель), п (по-

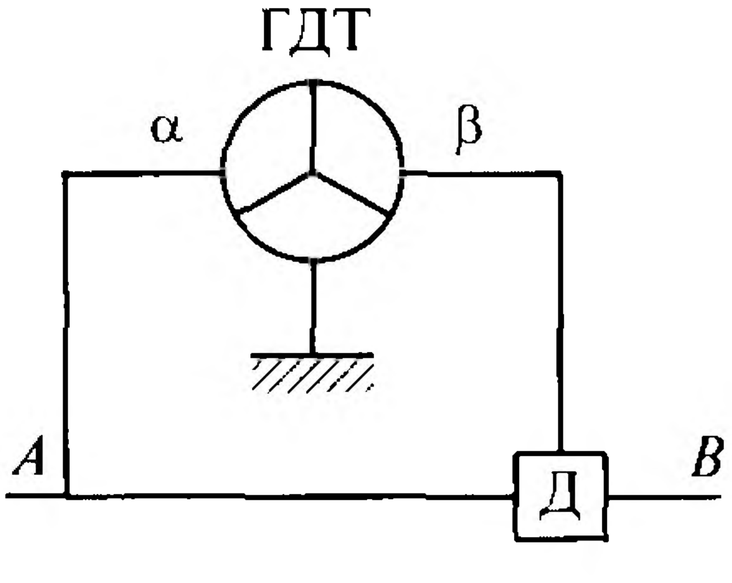


Рис. 3.19. Обобщенная схема ГМП с внешним разделением силового потока:

A, *B* — выходные валы; ГДТ — гидротрансформатор; Д — дифференциал; α, β — параметры конструкции

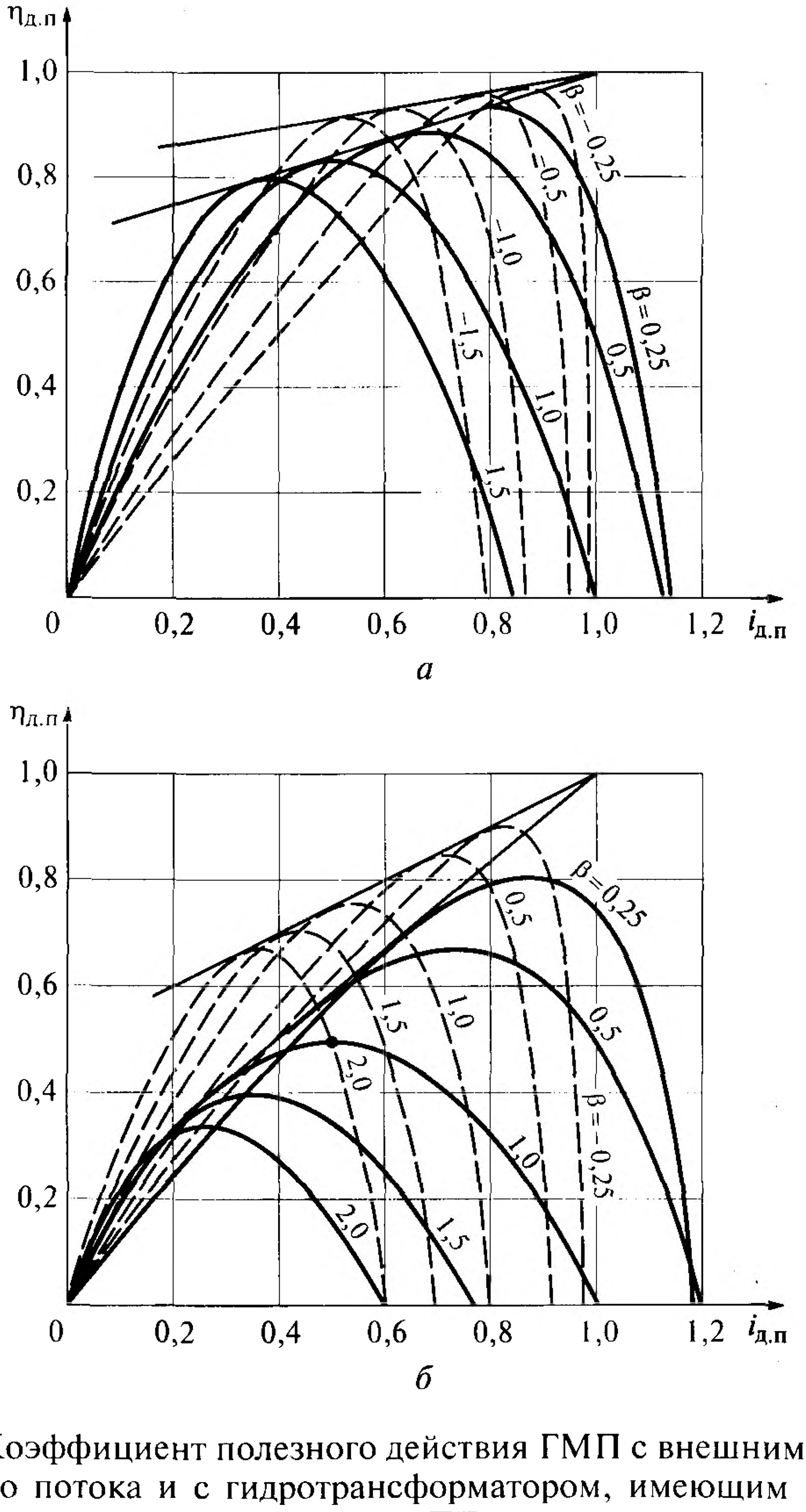


Рис. 3.20. Коэффициент полезного действия ГМП с внешним разделением силового потока и с гидротрансформатором, имеющим максимальный КПД:

а — при $\eta_{max} = 0{,}833$; *б* — при $\eta_{max} = 0{,}5$; $i_{д.п}$, $\eta_{д.п}$ — передаточное отношение и КПД двухпоточной ГМП; β — параметр двухпоточной ГМП

требитель), Н (насос ГДТ), Т (турбина ГДТ) согласно обобщенной схеме (рис. 3.19), где Д — дифференциал.

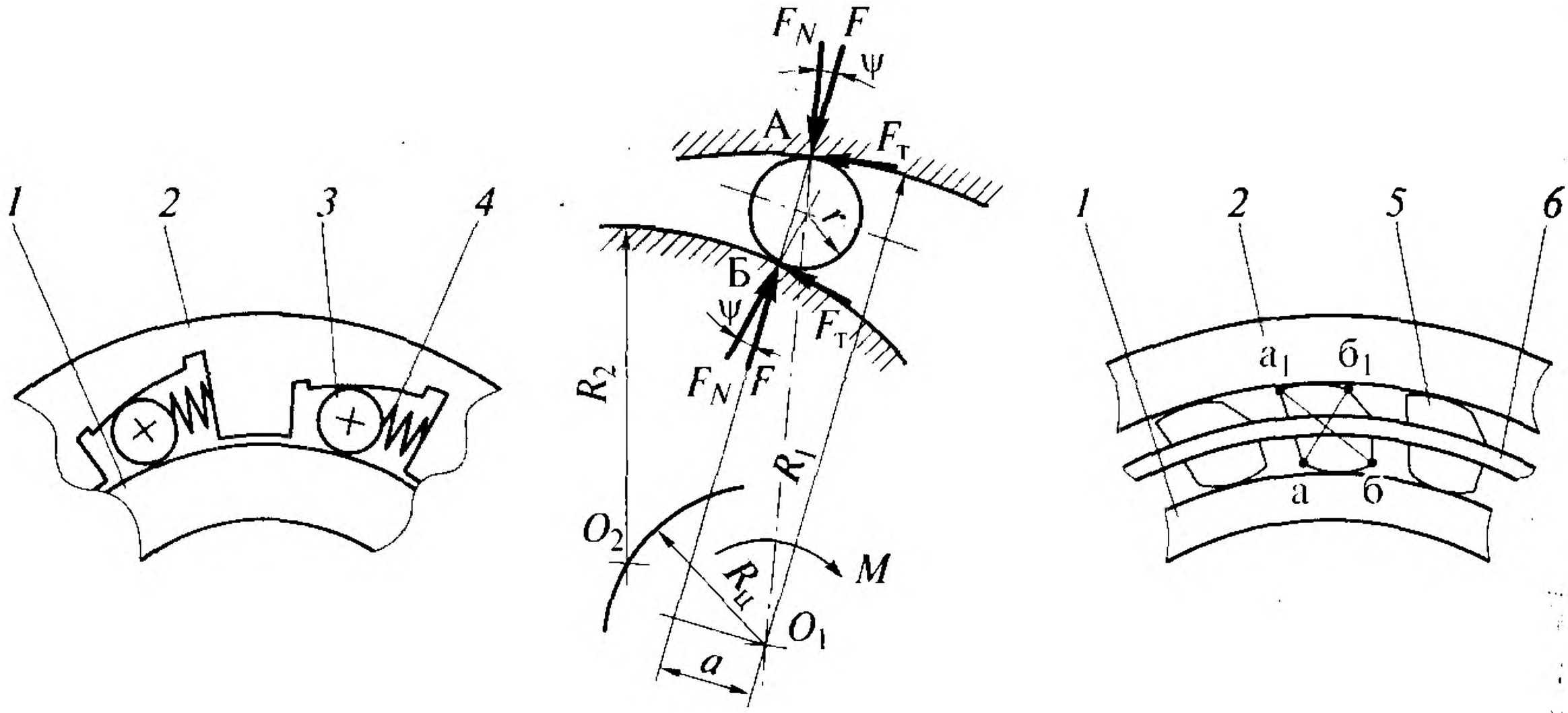
За исходную (при β = 1) принята характеристика ГДТ с симметричной кривой КПД относительно $i = 0{,}5$ с $K = K_0(1 - i)$ и $K_0 = 3{,}33$, причем $\eta_{max} = 0{,}833$. Результаты расчетов приведены на рис. 3.20, *а* — для вариантов I при β > 0 и II при β < 0 и на рис. 3.20,

б — для вариантов IV при $\beta > 0$ и III при $\beta < 0$. Из рис. 3.20 следует, что основной выигрыш от ДП с внешним разветвлением силового потока обеспечивается при применении ГДТ за счет повышения КПД (при $\beta < |1|$) практически в том же диапазоне высоких КПД $D_j = i_{max}/i_{min}$. Даже при очень низком КПД ГДТ, например, около 0,4 как в ГМП фирмы «Фойт» (см. рис. 3.15, *в*), можно получить $\eta_{max\ д.п}$ около 0,9. Кроме того, при увеличении КПД уменьшаются $K_{0\ д.п}$ и размеры ГДТ, но существенно увеличивается прозрачность $П_{д.п} = \lambda_{0д.п}/\lambda_{м.д.п}$.

Для обеспечения плавного переключения передач в ГМП применяются **механизмы свободного хода (МСХ)**. Они используются двух типов: роликовые и сухариковые.

Роликовый МСХ (рис. 3.21, *а*) обычно состоит из внутреннего кольца *1*, наружного кольца *2* с пазами специальной формы и роликов *3* с пружинами *4*. Профиль каждого паза выполнен таким образом, что он совместно с поверхностью внутреннего кольца *1* образует клин. Ролик удерживается пружиной в постоянном контакте с кольцами.

Иногда профилирующие поверхности выполняют на внутреннем кольце. Если в соответствии с приложенными крутящими моментами ролики затягиваются в узкие части клиньев, они заклиниваются. Происходит соединение колец (включение МСХ). При изменении направления действия момента ролики отодвигаются из узких частей, и происходит разъединение колец (выключение



а *б* *в*

Рис. 3.21. Механизмы свободного хода:

а — роликовый МСХ; *б* — расчетная схема роликового МСХ; *в* — сухариковый МСХ; *1* — внутреннее кольцо; *2* — наружное кольцо; *3* — ролик; *4* — пружина; *5* — сухарик; *6* — сепаратор; А, Б — точки контакта ролика с кольцами

МСХ). Аналогично происходит включение и выключение МСХ при вращении обоих колец.

В точках контакта А и Б (рис. 3.21, *б*) с кольцами на ролик действуют нормальная $F_N = F\cos\psi$ и касательная $F_т = F\sin\psi$ силы. Чтобы ролики надежно удерживались в заклиненном состоянии, необходимо выполнение условия, при котором сила $F_т$ должна быть несколько меньше силы трения: $F\sin\psi < \mu F\cos\psi$, т. е. $\operatorname{tg}\psi < \mu$. Коэффициент трения μ зависит от вязкости масла и обычно равен 0,11...0,13, поэтому принимают $\psi = 6°$. С другой стороны, если угол ψ будет значительно меньше угла трения, то для получения необходимой касательной силы потребуется большая нормальная сила, но она ограничена допустимым напряжением сжатия ролика.

Зависимость между основными размерами МСХ и передаваемым МСХ крутящим моментом $M = Faz$, где z — число роликов, определяется контактным напряжением в точке Б поверхности внутреннего кольца:

$$\sigma_к = 0,418\sqrt{[M/(zR_1\operatorname{tg}\psi]E/(l\rho)}\,,\ [\sigma_к] = 2\,000\ \text{МПа},$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; l — длина ролика; $\rho = R_2 r/(R_2 + r)$ — приведенный радиус кривизны контактирующих в точке Б поверхностей.

Рекомендуется принимать: $l = (2,5...3,5)r$, $R_1 = (8...10)r$, $R_2 = R_1 - 2r$, $z = 8...20$. Радиус окружности, на которой располагается центр O_2 внутреннего кольца, определяют по зависимости: $R_ц = (R_1 - r)\sin 2\psi$. Профилированную поверхность выполняют по дуге окружности с радиусом R_2 либо по логарифмической спирали.

Если поверхности заклинивания выполнены на наружном кольце, тогда при его вращении на каждый ролик действует центробежная сила $F_{цб} = mR\omega^2$, где m — масса ролика; R — расстояние от оси кольца до центра ролика; ω — угловая скорость кольца. Центробежная сила прижимает ролик к поверхности заклинивания, на которой создается тангенциальная сила $F_т = mR\omega^2\operatorname{tg}2\psi$, которую и должна преодолевать пружина ролика.

Сухариковый МСХ (рис. 3.21, *в*) также состоит из внутреннего *1* и наружного *2* колец, но вместо роликов в ней применяют специальной формы сухарики *5*. Кроме того, в отличие от роликового МСХ, поверхности колец, контактирующие с сухариками, имеют цилиндрическую форму без каких-либо пазов. Сухарики находятся в контакте с кольцами благодаря специальному сепаратору *6*, который поджимает их к кольцам. Поверхности контакта сухариков аб и $а_1б_1$ выполнены цилиндрическими, но центры цилиндров разнесены так, что размер $аб_1 < а_1б$. Поэтому если наружное кольцо, вращаясь по часовой стрелке, стремится увлечь за

собой внутреннее кольцо, сухарики, слегка развернувшись за счет сил трения, становятся враспор между кольцами и заклиниваются (МСХ включен). При изменении направления вращения наружного кольца сухарики расклиниваются (МСХ выключен).

При одинаковом наружном диаметре внутреннего кольца сухариковый МСХ за счет большего количества сухариков и большего радиуса их поверхности контакта может передать больший крутящий момент, чем роликовый МСХ. Однако у роликового МСХ за счет поворота роликов меняются их точки контакта с кольцами. У сухарикового МСХ точки контакта сухариков с кольцами не меняются.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят преимущества бесступенчатых передач?
2. В чем состоят особенности рабочего процесса механических бесступенчатых передач?
3. В чем состоят особенности рабочего процесса гидравлических бесступенчатых передач?
4. В чем состоят особенности рабочего процесса электрических бесступенчатых передач?
5. Каковы особенности расчета выходных характеристик гидротрансформатора?
6. Каковы особенности расчета разгона автомобиля с гидротрансформатором?

ГЛАВА 4

ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА

4.1. Классификация главных передач и требования к ним

Главная передача предназначена для уменьшения скорости вращения до необходимых для ведущих колес значений. Уменьшение скорости вращения неизбежно связано с увеличением крутящего момента.

Главные передачи подразделяют по следующим **основным классификационным признакам**:

по компоновке:

размещенные отдельно от коробки передач, а именно в ведущем мосту или в виде бортовых передач и колесных редукторов;

размещенные в одном блоке с коробкой передач или с силовым агрегатом;

типу передачи:

цепные;

червячные;

зубчатые (цилиндрические, конические, гипоидные);

комбинированные;

числу пар зацеплений:

одинарные (цилиндрические, конические, гипоидные, червячные);

двойные центральные (плоские или угловые) или разнесенные.

Основные требования к главным передачам следующие:

обеспечение высоких тягово-динамических свойств и топливной экономичности (рассматривается в учебнике «Теория автомобиля»);

высокий КПД (обеспечивающий меньший расход топлива);

обеспечение минимальных вибраций и шума, что улучшает комфортабельность автомобиля;

минимальные размеры по высоте от осевой линии: вниз — для увеличения дорожного просвета, вверх — для снижения уровня пола;

возможность размещения проходного вала в главной передаче среднего моста для привода заднего моста, что позволяет исключить раздаточную коробку и упростить карданную передачу у автомобилей с колесной формулой 6×4.

Кроме того, к главным передачам, как и к остальным механизмам автомобиля, предъявляют также общие требования: обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность, минимальное обслуживание, технологичность.

Высокий КПД обеспечивается высоким качеством изготовления зубьев шестерен, применением подшипников качения, повышением жесткости основных деталей.

Требование минимальных вибраций и шума прежде всего относится к главным передачам легковых автомобилей. Оно обеспечивается высоким качеством изготовления зубьев шестерен, особенно гипоидных и конических, высокой точностью их зацепления, увеличением диаметров валов и другими мерами, повышающими жесткость всех деталей главной передачи, надежным смазыванием зубьев в зоне зацепления и циркуляционным смазыванием подшипников (конические роликовые подшипники при вращении работают как центробежные насосы).

Минимальные размеры по высоте обеспечиваются обычно применением гипоидных передач, иногда — червячных передач, при двух парах зацеплений минимальные размеры по высоте и вверх и вниз обеспечивает центральная плоская или двойная разнесенная главная передача.

4.2. Рабочий процесс главных передач

Рабочий процесс главной передачи аналогичен рабочему процессу коробки передач при включенной передаче. Поэтому особенности главной передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами здесь не рассматриваются. В отличие от цилиндрических зубчатых колес осевое смещение конических зубчатых колес нарушает зацепление. Это обстоятельство, а также значительно более высокие нагрузки при малых габаритных размерах (из-за малых размеров ведущей конической или гипоидной шестерни) требуют применить, кроме повышения жесткости картера, специальные меры, повышающие жесткость конструкции:

конические радиально-упорные подшипники с предварительным натягом $f_0 = 0{,}02...0{,}04$ мм, что уменьшает осевую деформацию и результирующую нагрузку на подшипники;

упор, закрепленный на картере, для ведомой конической шестерни, что уменьшает ее деформацию при больших нагрузках на низших передачах;

у вершины конуса ведущей шестерни иногда располагают третий подшипник, исключая консольную установку этой шестерни.

Усталостные повреждения зубьев обычно имеют вид «осповидного износа» (питтинга) на боковых поверхностях. Уменьшение износа обеспечивается повышением жесткости конструкции (допускаются прогибы не более 0,075 мм и только отжим ведомой

конической шестерни до 0,25 мм), точности выполнения профиля зубьев, качества поверхности зубьев, что также одновременно снижает и шумность зацепления. Однако ошибки, являющиеся причиной повышенного шума, обычно ничтожно малы по сравнению с ошибками, являющимися причиной повышенного износа.

Из конических главных передач наиболее распространена передача со спиральным, в большинстве случаев с круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой соответствует диаметру резцовой головки станка. Применение круговых зубьев обеспечивает уменьшение размеров главной передачи из-за уменьшения ведущей конической шестерни. Число ее зубьев может быть уменьшено — $z_1 = 5—6$, а увеличенный угол спирали β (30...40°) позволяет повысить число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Это обеспечивает снижение нагрузок на зубья и повышает их износостойкость.

Нагрузки на ведущей конической шестерне (рис. 4.1, *а*) определяются исходя из того, что суммарную силу, приложенную к зубу конической шестерни, можно разложить, как и в цилиндрических зубчатых передачах, на три взаимно-перпендикулярные силы P_1, Q_1 и R_1.

Окружная сила

$$P_1 = M_1/r_{01},$$

где M_1 — крутящий момент, подведенный к главной передаче; $r_{01} = 0{,}5r_н/\sin\delta_1$ — средний радиус шестерни.

Осевая сила

$$Q_1 = (P_1/\cos\beta_1)(\operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 \pm \sin\beta_1 \cos\delta_1).$$

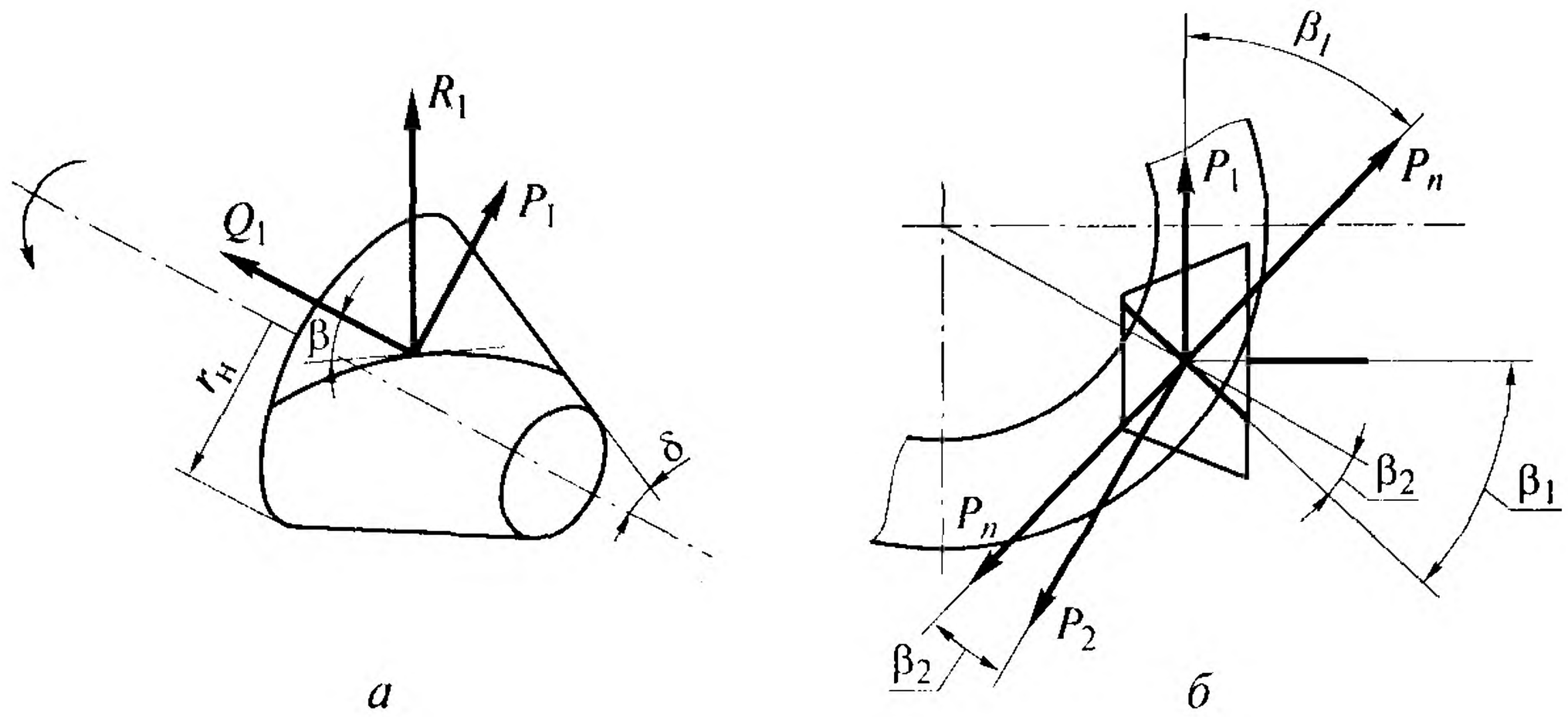


Рис. 4.1. Схема сил для ведущей конической шестерни (*а*) и для гипоидной пары (*б*):

P — окружная сила; Q — осевая сила; R — радиальная сила; $r_н$ — наружный радиус шестерни; β — угол спирали зубьев шестерен; δ — угол образующей конуса

Радиальная сила

$$R_1 = (P_1/\cos\beta_1)(\operatorname{tg}\alpha\cos\delta_1 \pm \sin\beta_1\sin\delta_1).$$

При расчетах осевой и радиальной сил знак «–» применяют при разноименных направлениях вращения и спирали, «+» — при одноименных.

Положительным направлением вращения считается вращение по ходу часовой стрелки, если смотреть со стороны подвода момента M_1 от коробки передач (правое вращение). Положительным направлением спирали считается направление спирали по ходу часовой стрелки, если смотреть от основания конуса к вершине (правая спираль). При правом вращении и левой спирали (см. рис. 4.1, *а*) осевая сила на ведущей шестерне направлена к основанию конуса, что исключает возможность заклинивания передачи. Поэтому такое сочетание и применяется в главных передачах автомобилей.

Осевая сила Q, направленная к основанию конуса, исключает возможность заклинивания конических зубчатых колес. Поэтому обычно у ведущих конических шестерен применяется левая (вид от вершины конуса) спираль, что исключает заклинивание при движении передним ходом.

Нагрузки на ведомом коническом зубчатом колесе ($\alpha_1 = \alpha_2$, $\beta_1 = \beta_2$):

окружная сила — $P_2 = P_1$;

осевая сила — $Q_2 = R_1$;

радиальная сила — $R_2 = Q_1$.

Нагрузки на ведущей гипоидной шестерне те же, что и на ведущей конической шестерне (с учетом значения β_1), но угол спирали у зубчатого колеса иной, чем у шестерни: $\beta_1 \neq \beta_2$ (рис. 4.1, *б*).

Нагрузки на ведомом гипоидном зубчатом колесе ($\alpha_1 = \alpha_2$, $\beta_1 \neq \beta_2$):

окружная сила $P_2 = P_1\cos\beta_2/\cos\beta_1$;

осевая сила $Q_2 = (P_1/\cos\beta_1)(\operatorname{tg}\alpha\sin\delta_2 \pm \sin\beta_2\cos\delta_2)$;

радиальная сила $R_2 = (P_1/\cos\beta_1)(\operatorname{tg}\alpha\cos\delta_2 \pm \sin\beta_2\sin\delta_2)$.

Основными достоинствами гипоидной передачи, обеспечивающими ей широкое распространение, являются ее более высокие прочность и бесшумность по сравнению с конической передачей.

Одинарные главные передачи (цилиндрические, червячные, гипоидные, конические) обычно применяют при передаточных числах менее 5.

Цилиндрическая главная передача применяется при поперечном расположении двигателя в переднеприводных автомобилях и размещается в общем картере со сцеплением и коробкой передач (см. рис. 2.1, *б* и 3.5). Ведущая шестерня главной передачи устанавливается на ведомом валу коробки передач. Зубья цилиндрической главной передачи выполняют прямыми, косыми либо шевронными. КПД такой передачи — не менее 0,98. Иногда приходит-

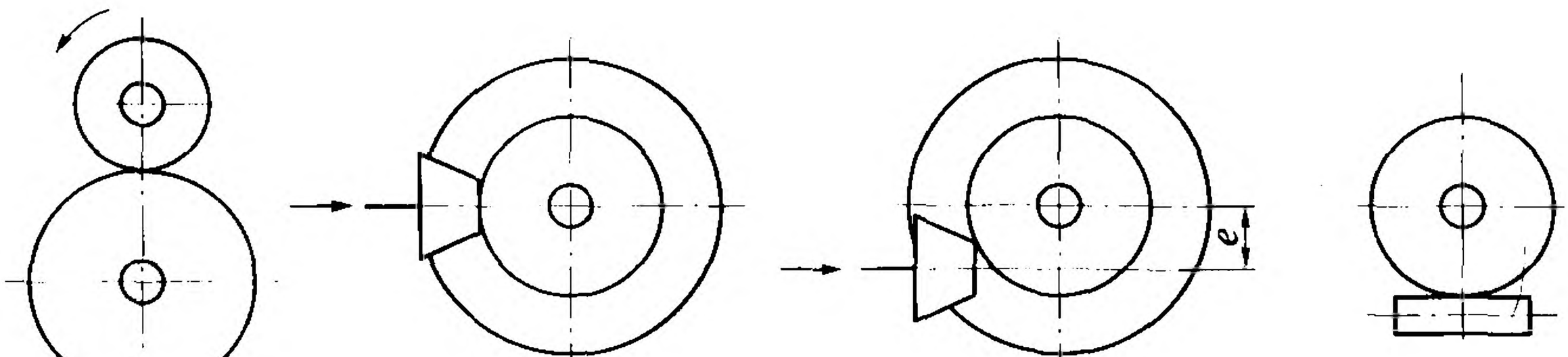


Рис. 4.2. Одинарные главные передачи:

а — цилиндрическая; *б* — коническая; *в* — гипоидная; *г* — червячная; *е* — смещение оси ведомой шестерни

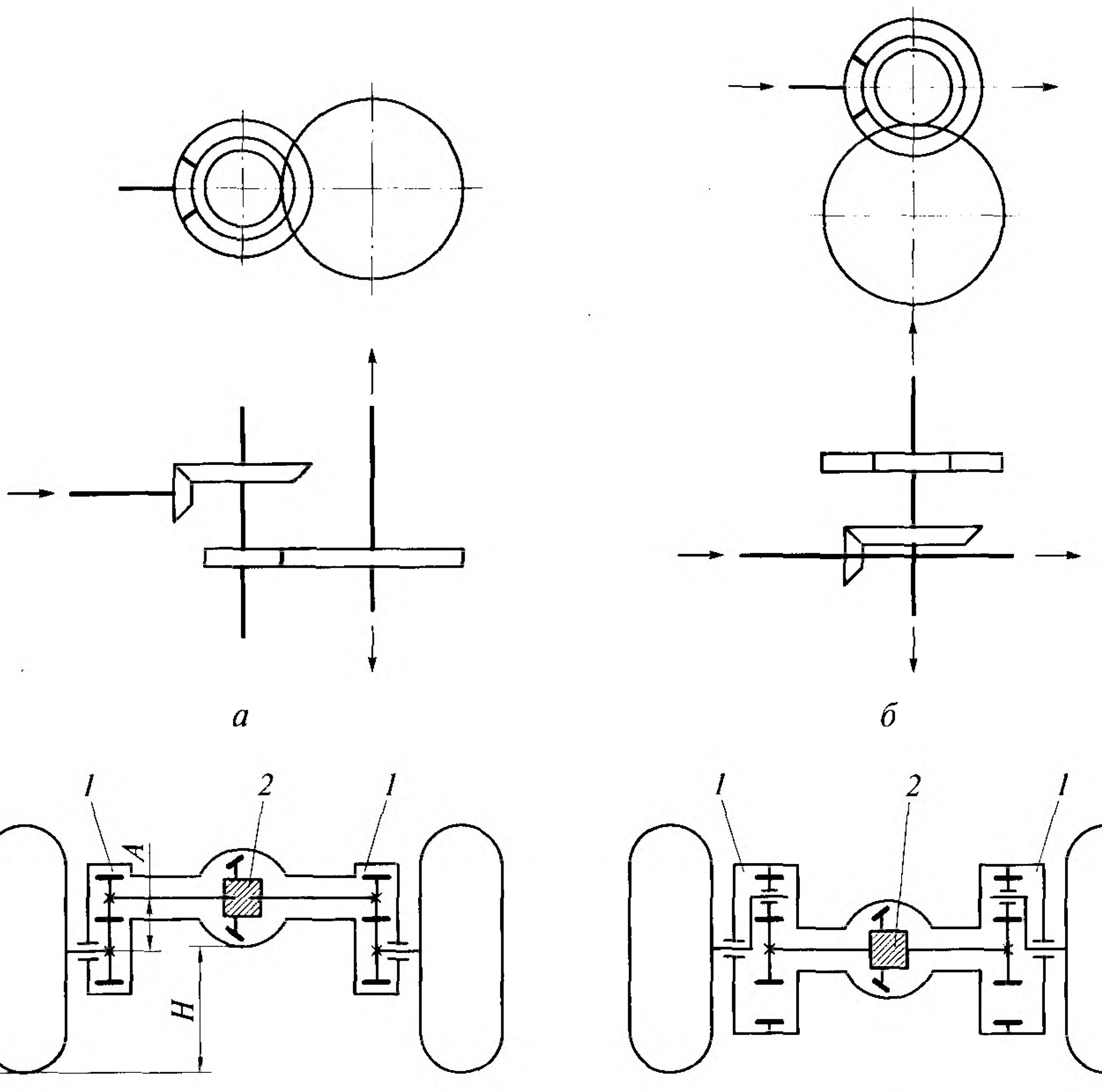


Рис. 4.3. Двойные главные передачи:

а — центральная плоская; *б* — центральная угловая; *в* — разнесенная с непланетарным колесным редуктором; *г* — разнесенная с планетарным колесным редуктором; *1* — колесный редуктор; *2* — центральный редуктор; *A* — межосевое расстояние колесного редуктора; *H* — дорожный просвет

Таблица 4.1

Характеристики различных типов передач

Характеристика	Передачи		
	червячные	гипоидные	конические косозубые
Габариты	Малые габариты и масса	Средние габариты	Увеличенные габариты из-за ведомого зубчатого колеса
Передаточное число	Практически любые значения $u_0 = z_к/z_ч$	$u_0 = d_{2н.о}\cos\beta_2/(d_{1н.о}\cos\beta_1) = (1{,}3 \ldots 1{,}5)\, d_{2н.о}/d_{1н.о}$	$u_0 = d_{2н.о}/d_{1н.о} = z_2/z_1 < 6$, что не всегда возможно из-за габаритов и жесткости ведомого зубчатого колеса
Особенности конструкции	Возможно верхнее или нижнее расположение червяка и размещение проходного ведущего вала	Возможно увеличение дорожного просвета или снижение уровня пола, а также размещение проходного вала	Оси зубчатых колес пересекаются, что не позволяет разместить проходной вал
Шумность	Высокая плавность зацепления, малая шумность	Хорошая плавность зацепления, малая шумность	Хорошая плавность зацепления, средняя шумность
КПД	0,90...0,94 (значительное продольное скольжение зубьев)	0,96...0,98	0,98
Осевые нагрузки	Малое давление в контакте зубьев	Средние давления и осевые нагрузки	Большие осевые нагрузки
Точность	Пониженные требования к точности изготовления	Средние требования к точности и чистоте поверхности	Повышенные требования к точности изготовления

Примечание. $z_к$ — число зубьев червячного колеса; $z_ч$ — число заходов червяка (обычно оно равно 4—5); $d_{н.о}$ — диаметр начальной окружности; β — угол спирали ($\beta_1 = 45°$; $\beta_2 = 25°$ для гипоидных зубчатых колес).

ся применять одну-две паразитные шестерни либо цепную передачу.

При продольном расположении двигателя применяют передачи, у которых ось ведомого вала перпендикулярна оси ведущего вала: червячные, гипоидные, конические (рис. 4.2). Сравнение этих передач удобно проводить в табличной форме (табл. 4.1).

На легковых и малых грузовых автомобилях обычно применяют гипоидные главные передачи. Червячные передачи иногда применяют на автомобилях высокой проходимости. Конические одинарные передачи применяют все реже.

Двойные главные передачи (рис. 4.3) применяют:

если заданные u_0 нельзя реализовать в одной паре зубчатых колес;

если чрезмерно велико ведомое зубчатое колесо;

для увеличения дорожного просвета или снижения уровня пола;

для снижения нагрузок на дифференциал и полуоси (разнесенная двойная главная передача).

Следует иметь в виду, что часть неизменяемого передаточного числа, соответствующего общему передаточному числу главной передачи, может находиться в раздаточной коробке или даже в основной коробке передач, как например, в ГМП 6HP26 (см. рис. 3.15, *г* и табл. 3.1).

4.3. Раздаточные коробки

Раздаточные коробки обычно применяются тогда, когда необходимо от одного ведущего вала раздать крутящий момент в две противоположные стороны, например к переднему и заднему ведущим мостам. По этому признаку раздаточная коробка аналогична центральной главной передаче, после которой крутящий момент раздается в две противоположные стороны: к левому и правому ведущим колесам. Кроме того, для упрощения конструкции главной передачи часть ее передаточного числа обычно переносят в раздаточную коробку. Раздаточная коробка не нужна при нижнем расположении ведомого вала, что характерно для некоторых ГМП карьерных самосвалов и дорожно-строительных машин. Без раздаточной коробки выполняют трансмиссии автомобилей 6×4 с двумя задними ведущими мостами, если средний мост выполнен проходным.

Раздаточные коробки в основном различают по расположению ведомых валов (несоосное — рис. 4.4, *а*, *б* или соосное — рис. 4.4, *в*, *г*), по приводу ведомых валов (блокированному — рис. 4.4, *а*, *б* или дифференциальному — рис. 4.4, *в*, *г*), по числу передач демультипликатора, размещенного в раздаточной коробке (одно-, двух-, трехступенчатые).

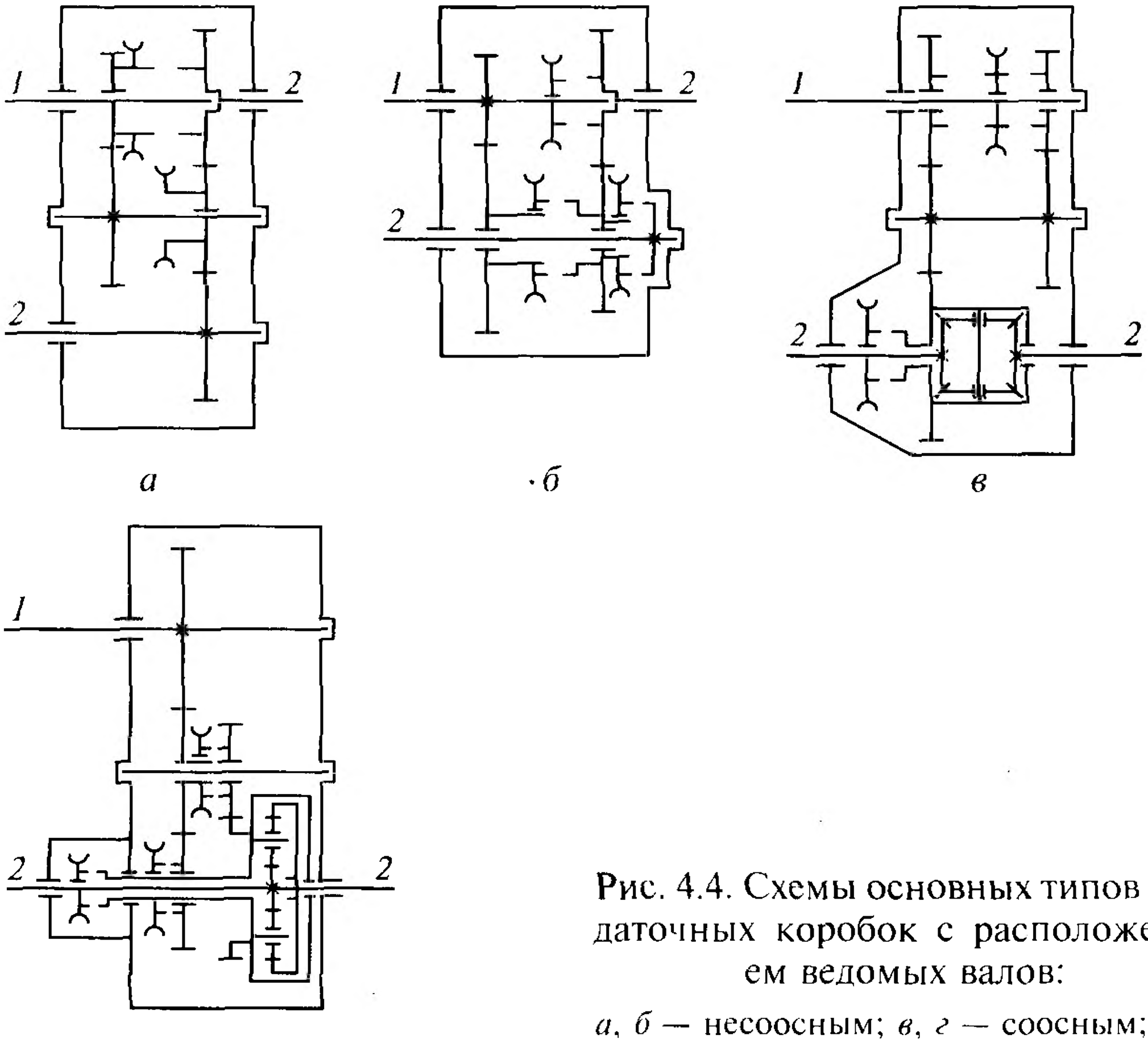


Рис. 4.4. Схемы основных типов раздаточных коробок с расположением ведомых валов:

а, *б* — несоосным; *в*, *г* — соосным; *1* — ведущий вал; *2* — ведомый вал

Блокированный привод (при блокировании также и межколесных дифференциалов) позволяет использовать полную силу тяги по сцеплению передних и задних ведущих колес с дорогой. Однако при этом через трансмиссию может передаваться циркулирующая мощность. Поэтому раздаточные коробки с блокированным приводом должны иметь устройство для отключения переднего моста при движении по хорошим дорогам. Кроме того, должно быть устройство, не позволяющее включать низшую передачу в демультипликаторе при отключенном переднем мосту, что иначе может привести к перегрузке заднего моста.

При использовании раздаточных коробок с дифференциальным приводом передний мост постоянно включен. При этом необходимо иметь устройство для блокирования дифференциала в раздаточной коробке (и устройства для полного или частичного блокирования межколесных дифференциалов), чтобы обеспечить надежное, без буксования колес, движение по бездорожью.

Иногда раздаточные коробки различают по месту их расположения: межтележечные, межосевые, межбортовые и т.д.

4.4. Расчеты на работоспособность

Расчетные нагрузки. Принимают $M_{о.р} = k_д M_{e\max} u_{1к.п}$ или по сцеплению колес с дорогой, если $M_{о.р} > M_{оф}$.

Материалы. Те же, что и для коробки передач, но картер изготавливают из ковкого чугуна КЧ45-6, КЧ35-10 или из литой стали 35Л, 45Л.

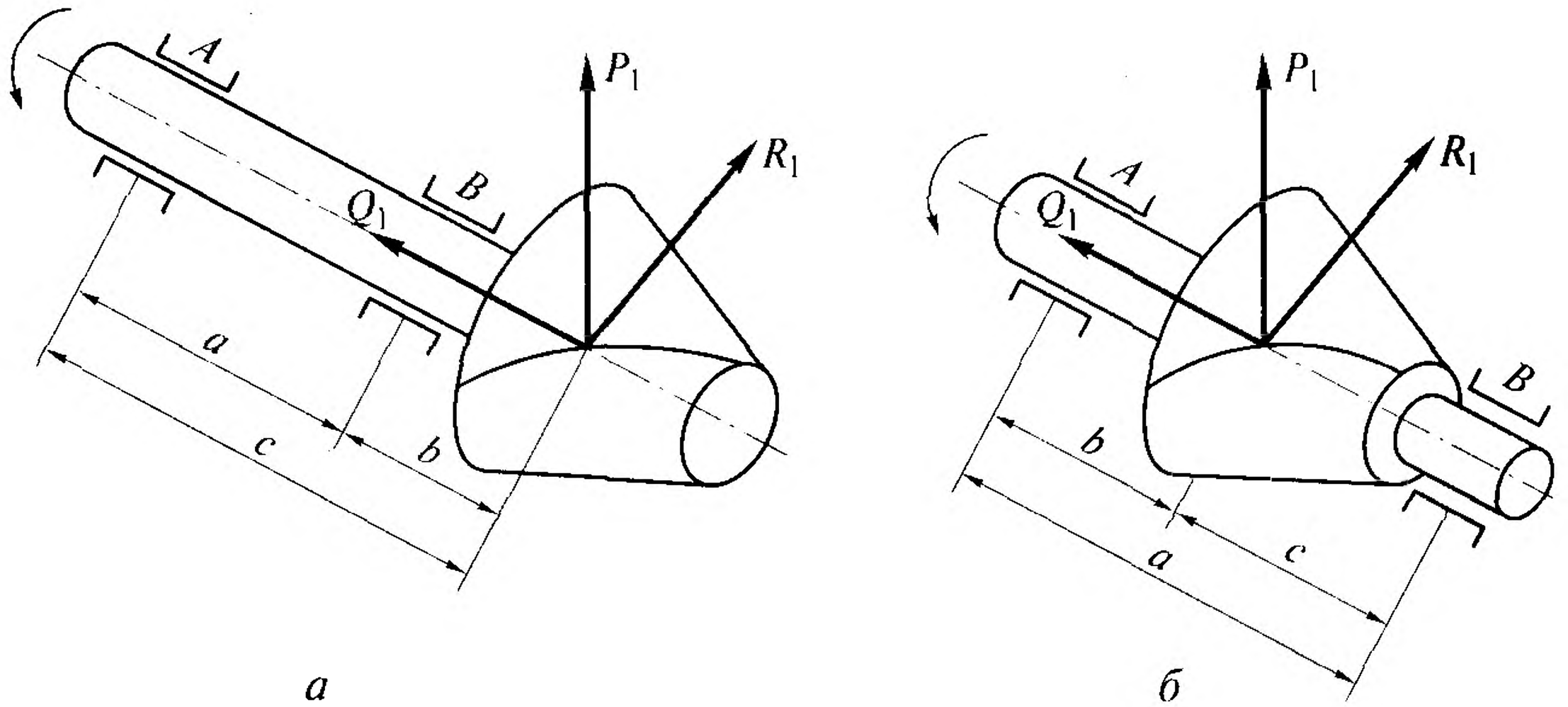
Расчеты. При проектном расчете главной передачи выбирают ее схему, затем числа зубьев зубчатых колес, уточняя значение передаточного числа. При поверочном расчете геометрические параметры известны.

Изображают схему действующих сил (рис. 4.5 для ведущей конической шестерни), определяют реакции опор, рассчитывают зубья зубчатых колес на изгиб и контактные напряжения (как и у коробки передач — см. подразд. 2.6), валы — на прочность и деформации (жесткость), как и у коробки передач (см. подразд. 2.3.1). Подшипники подбирают по динамической грузоподъемности, как и у коробки передач (см. подразд. 2.3.1).

Реакции опор необходимы для расчета напряжений в валах и определения нагрузок на подшипники. И при консольной установке (рис. 4.5, *а*), и при установке с дополнительной опорой (рис. 4.5, *б*) реакции опор A и B для вала ведущей конической шестерни определяют по следующим зависимостям:

$$R_A = (1/a)\sqrt{(P_1 b)^2 + (R_1 b - Q_1 r_0)^2},$$

$$R_B = (1/a)\sqrt{(P_1 c)^2 + (R_1 c + Q_1 r_0)^2}.$$



а *б*

Рис. 4.5. Схема для определения нагрузок на коническую шестерню главной передачи при установках:

а — консольной; *б* — с дополнительной опорой; A, B — опоры; P — окружная сила; Q — осевая сила; R — радиальная сила; a, b, c — размеры

Для вала ведомого конического зубчатого колеса реакции опор можно определить по зависимостям для вала ведущей конической шестерни при подстановке в них соответствующих значений окружной, осевой и радиальной сил.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности рабочего процесса главной передачи?
2. Как классифицируют главные передачи?
3. Перечислите требования к главным передачам, какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?
4. Каковы особенности раздаточных коробок?
5. Назовите материалы, применяемые для изготовления основных деталей главных передач и раздаточных коробок.

ГЛАВА 5

ДИФФЕРЕНЦИАЛ

5.1. Классификация дифференциалов и требования к ним

Дифференциал предназначен для распределения крутящего момента между двумя ведомыми валами, которым он позволяет вращаться с неодинаковыми скоростями, обычно при движении автомобиля на поворотах или по неровностям.

Дифференциалы подразделяются по следующим **основным классификационным признакам**:

по назначению (по месту расположения): межколесные, межосевые, межтележечные и т.д.;

соотношению моментов на ведомых валах: симметричные (разделяют моменты на ведомые валы поровну) и несимметричные (разделяют моменты на ведомые валы не поровну, но в заданном соотношении);

типу передачи: зубчатые с цилиндрическими или с коническими зубчатыми колесами, червячные, кулачковые и т.д.;

возможности блокировки: неблокируемые и блокируемые с принудительной блокировкой или самоблокирующиеся (частично или полностью).

Основные требования к дифференциалам следующие:

распределение крутящего момента между ведомыми валами в заданном соотношении;

хорошая устойчивость (без заносов) при движении на поворотах и по неровной дороге, а также высокие тяговые свойства при движении вне дорог.

В отличие от других механизмов, входящих в трансмиссию, в требованиях к дифференциалам нет пункта о высоком КПД.

Кроме того, к дифференциалам, как и к остальным механизмам автомобиля, предъявляют также общие требования: обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность, минимальное обслуживание, технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к дифференциалам.

Распределение крутящего момента между ведомыми валами в заданном соотношении обычно обеспечивается применением трехзвенного планетарного механизма с параметром $\alpha = 1$ (симметричный дифференциал) с коническими, иногда с цилиндричес-

кими шестернями. У автомобилей с колесной формулой 6×6, если дифференциал устанавливают между передним мостом и двумя задними, применяют в качестве дифференциала трехзвенный планетарный механизм с параметром $\alpha = 2$ (несимметричный дифференциал) с цилиндрическими шестернями. При этом 1/3 момента передается на передний мост и 2/3 — на два задних моста.

Хорошая устойчивость (без заносов) при движении на поворотах и по неровной дороге обеспечивается, так же как и предыдущее требование, применением трехзвенного планетарного механизма, распределяющего крутящие моменты между ведомыми валами в заданном соотношении, независимо от соотношения их угловых скоростей. Более высокие скорости на поворотах обеспечивают управляемые дифференциалы.

Высокие тяговые свойства при движении вне дорог обеспечиваются применением самоблокирующихся или блокируемых дифференциалов. При этом наиболее высокими тяговыми свойствами обладают автомобили со всеми ведущими колесами и с регулируемым давлением воздуха в шинах.

5.2. Рабочий процесс дифференциала

Автомобильный дифференциал представляет собой трехзвенный планетарный механизм, для которого справедливы зависимости, приведенные в подразд. 2.4. Однако степень влияния дифференциала на эксплуатационные свойства автомобиля существенно зависит от коэффициента блокировки.

Почти для всех случаев применения необходим симметричный дифференциал: межколесный, межосевой для автомобилей с колесной формулой 4×4, межтележечный для автомобилей 8×8 и т.д. Обычно во всех этих случаях применяется трехзвенный планетарный механизм с $\alpha = 1$ и обычно с коническими шестернями. Для автомобилей 6×6 с двумя задними мостами, объединенными в тележку, применяют несимметричный дифференциал с цилиндрическими шестернями и $\alpha = 2$, который 1/3 момента передает на передний мост и 2/3 — на два задних моста в соответствии с распределением масс по мостам.

5.2.1. Коэффициент блокировки и КПД

Обычно коэффициент блокировки используют в следующем виде:

$$K_б = (M_{от} - M_{за})/(M_{от} + M_{за}) = M_{гр}/M_0, \qquad (5.1)$$

где $M_{от}$, $M_{за}$ — моменты на отстающем (медленнее вращающемся, чем другой) и забегающем (быстрее вращающемся, чем другой)

ведомых валах; $M_{тр}$ — момент трения (потери трения); M_0 — момент, подводимый к дифференциалу.

Для симметричного дифференциала

$$M_{от} = (M_0 + M_{тр})/2 \text{ и } M_{за} = (M_0 - M_{тр})/2. \quad (5.2)$$

Коэффициент $K_б$ может иметь значения в пределах от 0 при $M_{тр} = 0$ до 1 при $M_{тр} = M_0$. Значения $K_б$ для дифференциалов: конический неблокируемый — 0,05...0,15; повышенного трения, кулачковый — 0,3...0,5; червячный — до 0,8.

Иногда используют другое выражение: $K'_б = M_{от}/M_{за}$, тогда $K'_б$ может иметь значения в пределах от 1 до ∞.

Различают дифференциалы с постоянным моментом трения (у них $K_б$ уменьшается с увеличением передаваемого момента) и дифференциалы с моментом трения, пропорциональным передаваемому моменту (у них $K_б$ не изменяется при изменении передаваемого момента).

Иногда вместо дифференциала применяют МСХ, для которых $K_б = 1$. Каждая полуось через свой МСХ соединена с корпусом дифференциала. Механизм свободного хода забегающего колесо отсоединяет его полуось от корпуса дифференциала. Крутящий момент на забегающее колесо не передается, что приводит к ухудшению устойчивости движения.

Для автоматического подключения одного из мостов или в качестве механизма блокировки межосевого и межколесного дифференциалов применяют вязкостные муфты, состоящие из корпуса, заполненного вязкой силиконовой жидкостью, с пакетом ведущих дисков, между которыми с малыми (0,2...0,4 мм) зазорами расположены ведомые диски. Передаваемый дисковым трением момент возрастает с увеличением разницы угловых скоростей и времени (повышается температура) буксования.

Выясним, почему в дифференциалах $M_{от} > M_{за}$ при передаче крутящего момента от двигателя к ведущим колесам.

Представим, что весь момент трения $M_{тр}$ дифференциала сосредоточен в двух постоянно включенных фрикционах (рис. 5.1, *а*), ведомые диски которых соединены соответственно с левой и правой полуосями. При прямолинейном движении фрикционы не проскальзывают, а $M_{лев} = M_{пр} = M_0/2$. При повороте, например, направо, будет $M_{лев} = M_{за}$ и $M_{пр} = M_{от}$. Поскольку теперь $\omega_{за} > \omega_0 > \omega_{от}$, то $M_{от} = M_0/2 + M_{тр}/2$, так как диски корпуса дифференциала, вращаясь быстрее ($\omega_0 > \omega_{от}$), являются по отношению к дискам правой полуоси ведущими и пытаются тянуть их за собой. Аналогично $M_{за} = M_0/2 - M_{тр}/2$, так как диски корпуса дифференциала, вращаясь медленнее ($\omega_{за} > \omega_0$), являются по отношению к дискам левой полуоси ведомыми. Таким образом, самоблокирующийся (и неблокируемый) дифференциал автоматически обеспечивает передачу увеличенного момента на отстающее колесо, причем в лю-

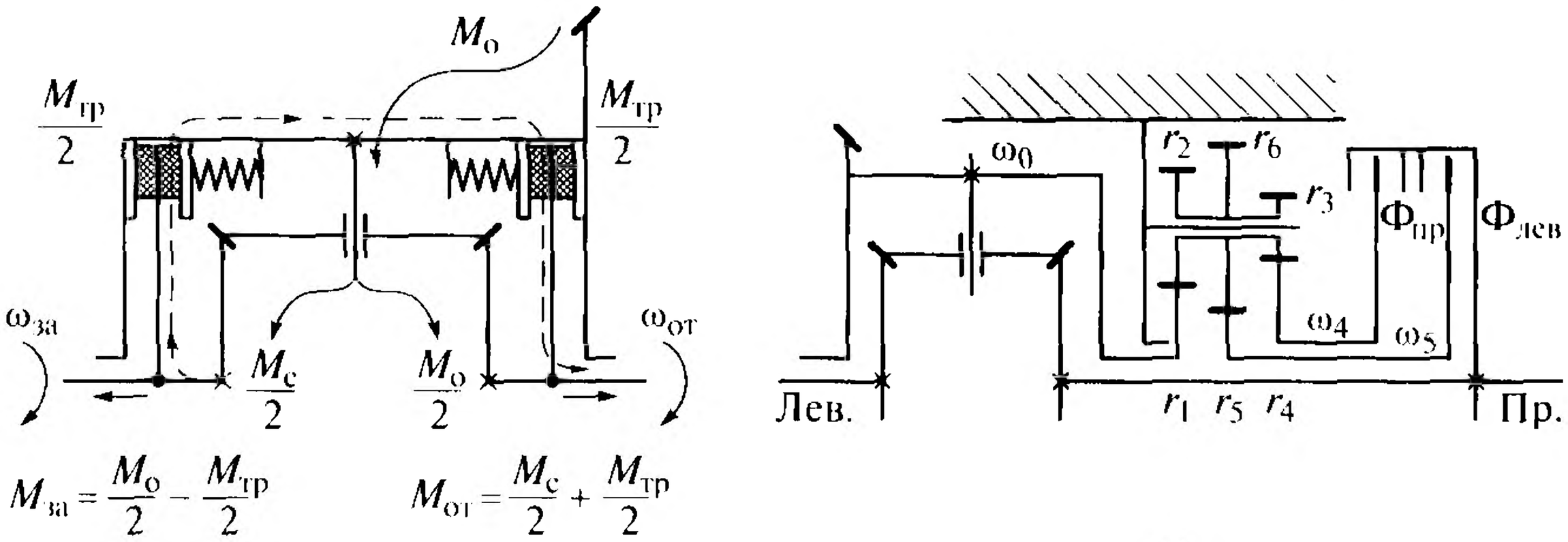


Рис. 5.1. Схемы дифференциалов:

а — неуправляемого; *б* — управляемого; *ω* — угловая скорость; *M* — крутящий момент; Ф — фрикцион

бых условиях при передаче момента от двигателя к ведущим колесам.

Если передаваемый от двигателя момент уменьшается до нуля, $M_{от} = +M_{тр}/2$ и $M_{за} = -M_{тр}/2$. Если же движение происходит при торможении двигателем и тормозной момент двигателя, приведенный к дифференциалу, равен $-M_0$:

$$M_{от} = -M_0/2 + M_{тр}/2,\ M_{за} = -M_0/2 - M_{тр}/2.$$

Таким образом, тормозной момент на забегающем колесе в этом случае больше, чем на отстающем колесе, что способствует улучшению устойчивости при торможении, особенно на скользкой дороге.

Коэффициент полезного действия любого дифференциала при прямолинейном движении по ровной поверхности равен единице, поскольку в нем нет взаимного перемещения деталей. И лишь при движении на повороте, т.е. когда будет взаимное перемещение деталей, только тогда будет проявлять себя $M_{тр}$ и КПД будет

Таблица 5.1

Зависимость КПД дифференциала $\eta_д$ от радиуса поворота $R_п$, ширины колеи ведущих колес B и коэффициента блокировки $K_б$

$R_п/B$	Коэффициент блокировки $K_б$		
	0,1	0,5	1,0
5	0,990	0,950	0,90
10	0,995	0,975	0,95
50	0,999	0,995	0,99

меньше единицы. Так, КПД межколесного дифференциала с учетом уравнений (5.1) и (5.2) и кинематики поворота

$$\eta_д = \sum N_{вых}/N_{вх} = (M_{от}\omega_{от} + M_{за}\omega_{за})/(M_0\omega_0) = \\ = 1 - K_б(\omega_{за} - \omega_{от})/(2\omega_0) = 1 - K_б B/(2R_п), \qquad (5.3)$$

где B — колея ведущих колес; $R_п$ — расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля.

При выводе уравнения (5.3) использован план угловых скоростей при повороте автомобиля. По подобию треугольников $\omega_{за}/\omega_0 = (R_п + B/2)/R_п$ и $\omega_{от}/\omega_0 = (R_п - B/2)/R_п$. Тогда $(\omega_{за} - \omega_{от})/\omega_0 = B/R_п$.

Значения $\eta_д$ при различных $R_п/B = 5$ (минимальный радиус поворота легковых автомобилей), $R_п/B = 10$ (поворот на узком перекрестке в городе), $R_п/B = 50$ (поворот на загородном шоссе) приведены в табл. 5.1.

Следует отметить, что в 1960—1990-х гг. в СССР выпускались автомобили ЗИЛ-135К и -135ЛМ с колесной формулой 8×8 с двумя двигателями и бортовой схемой трансмиссии, не имевшие ни одного дифференциала. Тем не менее они обладали высокими эксплуатационными свойствами.

Планетарный механизм с коническими шестернями, как у симметричного неблокируемого дифференциала с $K_б = 0{,}1$, можно использовать в качестве редуктора. Тогда при обращении его в непланетарный механизм (корпус остановлен, одна полуосевая шестерня будет ведущей, другая — ведомой), считая, что потери трения поровну (по $M_{тр}/(2M_0) = 0{,}05$) сосредоточены в двух зацеплениях: шестерня—сателлит и сателлит—шестерня, получим согласно подразд. 2.4, КПД такого редуктора $\eta_0 = \eta_{н.з}^2 = 0{,}95^2 = 0{,}9$, т. е. в этом случае $\eta_0 = 1 - K_б$. В дифференциалах применяют обычно прямозубые конические шестерни, не стремясь к высокому качеству изготовления. В главных передачах применяют косозубые конические шестерни с высоким качеством изготовления. Поэтому их КПД $\eta = \eta_{н.з} = 0{,}98$. Планетарные механизмы с коническими шестернями применены в ГМП переднеприводных автомобилей «Мини Моррис», Англия.

Некоторые фирмы разработали для легковых автомобилей системы, основу которых составляет дифференциал с управляемым распределением крутящего момента — *управляемый дифференциал*. На рис. 5.1, *б* представлена схема такого межколесного дифференциала фирмы «Мицубиси». Когда фрикционы $Ф_{лев}$ и $Ф_{пр}$ выключены, дифференциал работает как обычный. При движении на повороте наружное, забегающее колесо нагружается дополнительной вертикальной реакцией и поэтому может передавать большую силу тяги. Включая фрикцион забегающего колеса, можно, благодаря редуктору с тремя рядами шестерен, обеспечить передачу через включенный буксующий фрикцион мо-

мент трения на забегающее колесо. Включением фрикционов с помощью гидравлической системы управляет электронный блок управления. Крутящий момент передается через буксующий фрикцион от быстро вращающихся дисков к дискам, вращающимся медленнее. Величина крутящего момента буксующего фрикциона пропорциональна согласно уравнению (1.1) усилию его нажимного устройства.

При повороте направо левая полуось будет забегающей, и при включении фрикциона правого поворота $\Phi_{пр}$ дополнительный момент должен передаваться от правой полуоси через $\Phi_{пр}$, редуктор, корпус дифференциала и далее к левой полуоси. Это возможно только при $\omega_4 < \omega_{пр}$, где ω_4 — угловая скорость дисков $\Phi_{пр}$, соединенных с редуктором, $\omega_{пр}$ — угловая скорость правой полуоси.

Условие $\omega_4 < \omega_0$, где ω_0 — угловая скорость корпуса дифференциала, обеспечивается редуктором. При этом передаточное число редуктора должно обеспечивать $\omega_4 < \omega_{пр}$ даже при малых радиусах поворота. Если принять $R_п/B = 5$, как в табл. 5.1, тогда при $B = 1{,}5$ м и $R_п = 7{,}5$ м получим $\omega_{от}/\omega_0 = (R_п - B/2)/R_п = 0{,}9$. Таким образом, достаточно иметь передаточное число редуктора

$$u_{пр} = \omega_4/\omega_0 = r_1 r_3/(r_2 r_4) < 1$$

немного меньшим, чем 0,9, например 0,85. В этом случае от правой полуоси через $\Phi_{пр}$ на корпус дифференциала передается момент $M_{0*} = M_{ф.пр}/u_{пр}$. От корпуса дифференциала на левую полуось передается $M_0/2 + M_{0*}/2$, а на правую полуось передается

$$M_0/2 + M_{0*}/2 - M_{ф.пр} = M_0/2 - M_{ф.пр}[1 - 1/(2u_{пр})].$$

При повороте налево для увеличения крутящего момента на забегающей правой полуоси включается фрикцион левого поворота $\Phi_{лев}$. Условие $\omega_5 > \omega_{пр}$ обеспечивается редуктором с передаточным числом

$$u_{лев} = \omega_5/\omega_0 = r_1 r_6/(r_2 r_5) > 1.$$

В нашем примере $u_{лев} = 1{,}15$. При этом от корпуса дифференциала часть момента $M_{0*} = M_{ф.лев}/u_{лев}$ передается через редуктор и $\Phi_{лев}$ на правую полуось. Кроме того, от корпуса дифференциала на левую и правую полуоси передается по $M_0/2 - M_{0*}/2$. Тогда на правой полуоси будет крутящий момент

$$M_0/2 - M_{0*}/2 + M_{ф.пр} = M_0/2 + M_{ф.пр}[1 - 1/(2u_{лев})].$$

При буксовании забегающего колеса отношение $\omega_{за}/\omega_0$ будет больше, чем 1,15, и увеличить крутящий момент на забегающей полуоси с помощью управляемого дифференциала нельзя. Однако в этом и нет смысла.

Таким образом, такой дифференциал, кроме своих обычных функций, представляет устройство для прохождения поворотов с большей скоростью, а также и как исполнительное устройство системы стабилизации, особенно при движении по плохим дорогам.

5.2.2. Дифференциалы других схем

Кроме широко распространенных симметричных дифференциалов с коническими шестернями (см. рис. 5.1, *а*), некоторое применение нашли симметричные дифференциалы других схем.

Дифференциал с цилиндрическими шестернями (рис. 5.2, *а*). У такого дифференциала связь между цилиндрическими полуосевыми шестернями *3* и *4* осуществляется сдвоенными цилиндрическими сателлитами *2*, находящимися в зацеплении между собой. При обращении такого планетарного механизма в непланетарный КПД (при остановленном корпусе) будет определяться произведением трех точек наружного зацепления $\eta_0 = \eta_{н.з}^3$. Если принять для прямозубых цилиндрических шестерен $\eta_{н.з} = 0{,}96$, тогда $\eta_0 = 0{,}88$ и коэффициент блокировки $K_б = 1 - \eta_0 = 0{,}12$.

Червячный дифференциал (рис. 5.2, *б*). У такого дифференциала связь между червячными полуосевыми шестернями *3* и *4* осуществляется сателлитами, состоящими из червячной шестерни *6* и червяков *5* и *7*, находящихся в зацеплении с шестерней *6*, причем оси червяков имеют опоры в корпусе дифференциала. При обращении такого планетарного механизма в непланетарный КПД (при остановленном корпусе) будет определяться произведением четырех точек зацепления червяков с червячными колесами $\eta_0 = \eta_{кч}^2 \eta_{чк}^2$. Если принять для зацепления червячное колесо — червяк

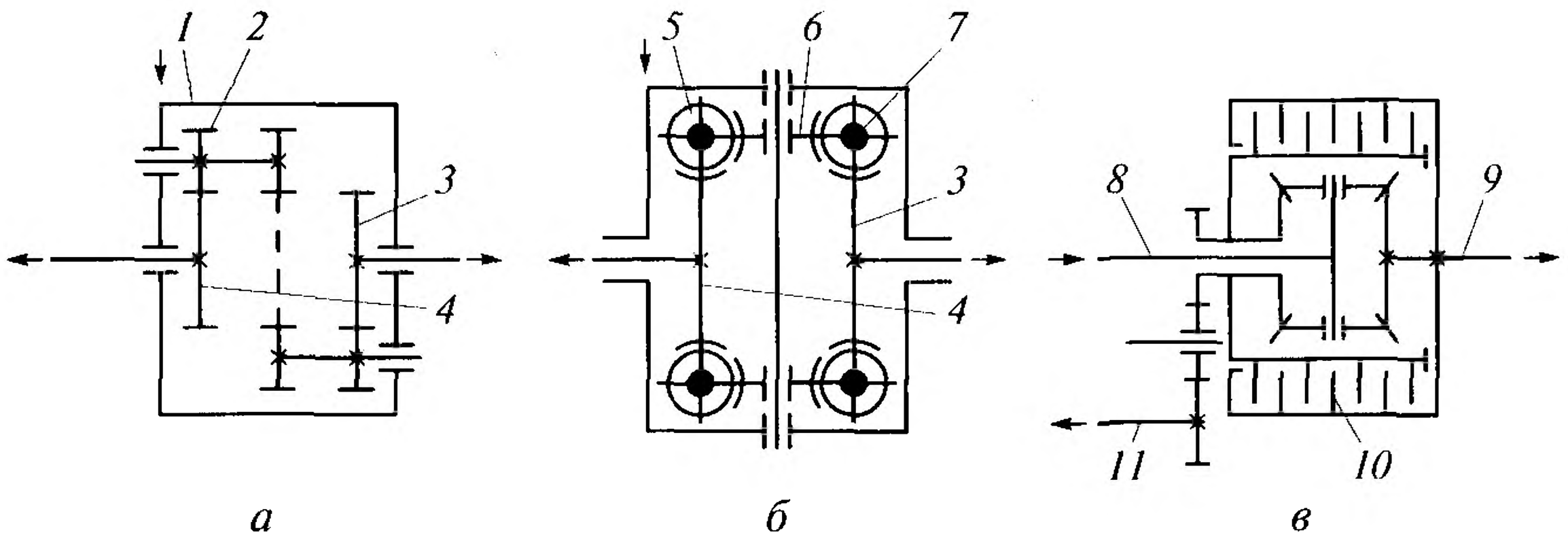


Рис. 5.2. Схемы дифференциалов:

а — с цилиндрическими шестернями; *б* — червячного; *в* — межосевого с вязкостной муфтой; *1* — корпус; *2* — сателлит; *3*, *4* — полуосевые шестерни; *5*, *7* — червяки; *6* — червячная шестерня-сателлит; *8* — ведущий вал; *9*, *11* — валы привода переднего и заднего мостов; *10* — вязкостная муфта

$\eta_{кч} = 0{,}7$, а для зацепления червяк — червячное колесо $\eta_{чк} = 0{,}9$, тогда $\eta_0 = 0{,}20$ и коэффициент блокировки $K_б = 1 - \eta_0 = 0{,}80$. Подбором угла наклона винтовой линии можно изменять величину потерь трения и получать необходимый коэффициент блокировки в пределах от 0,4 до 0,8.

Червячные дифференциалы могут выполняться без шестерни *6*. В этом случае червяки *5* и *7* находятся в зацеплении друг с другом.

Дифференциал с вязкостной муфтой. На рис. 5.2, *в* представлена схема межосевого дифференциала с вязкостной муфтой.

Вязкостная муфта состоит из ведущих и ведомых дисков, расположенных в герметичном корпусе, заполненном силиконовой жидкостью. Вязкостная муфта имеет только два вала: ведущий и ведомый — и поэтому не может выполнять функции дифференциала: распределять крутящий момент между двумя ведомыми валами. Она представляет собой разновидность гидромуфты, в которой движение жидкости между ведущей частью и ведомой и силовая связь между ними обеспечивается не лопастными колесами, а дисками. Диски с более высокой скоростью вращения, ведущие, заставляют жидкость двигаться к периферии и возвращаться вдоль ведомых дисков. Крутящий момент от ведущих дисков к ведомым передается с использованием дискового трения. Величина передаваемого момента M пропорциональна квадрату разности угловых скоростей ведущих (ω_1) и ведомых (ω_2) дисков:

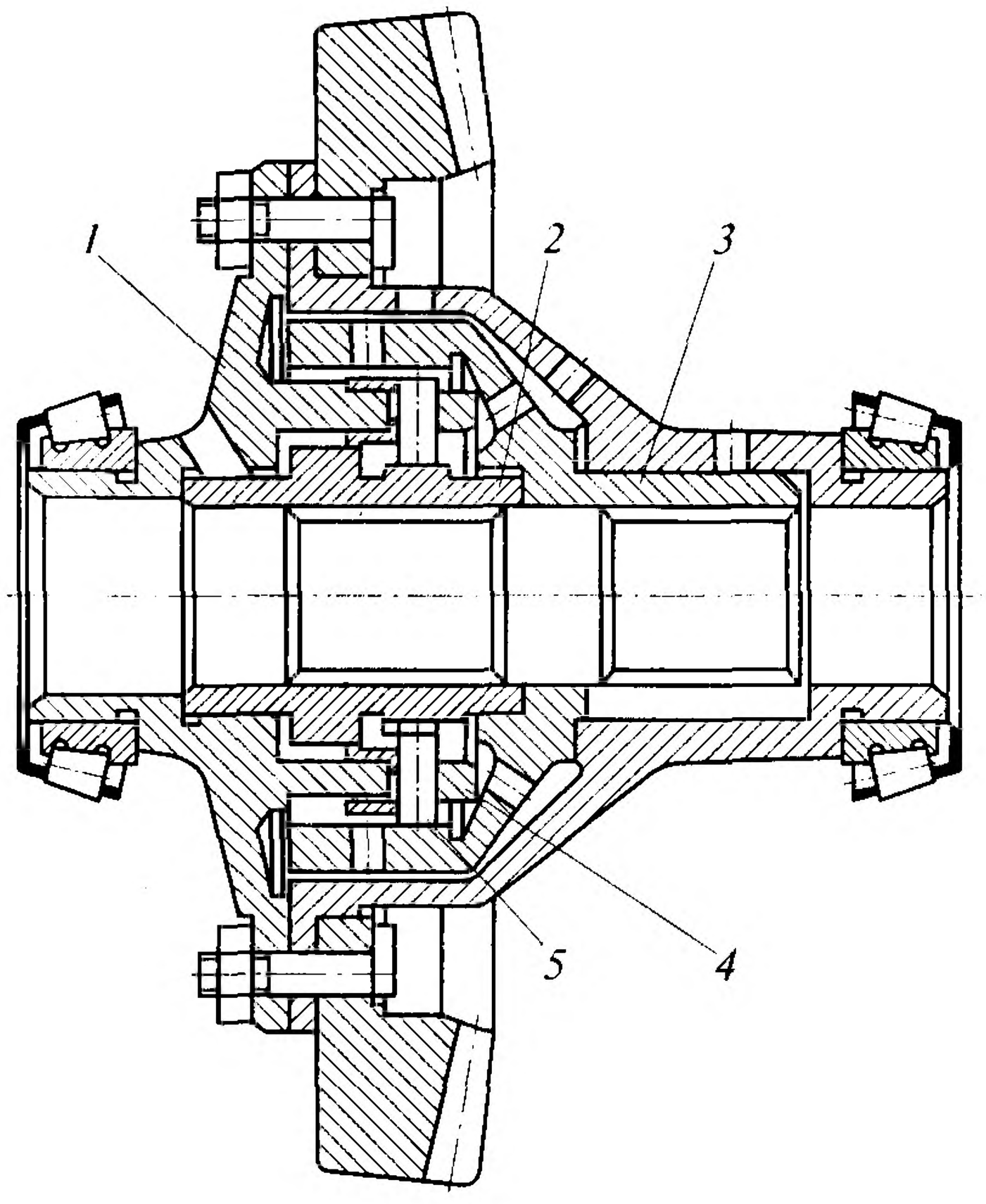
$$M = \lambda_д(\omega_1 - \omega_2)^2 \rho_ж D^5,$$

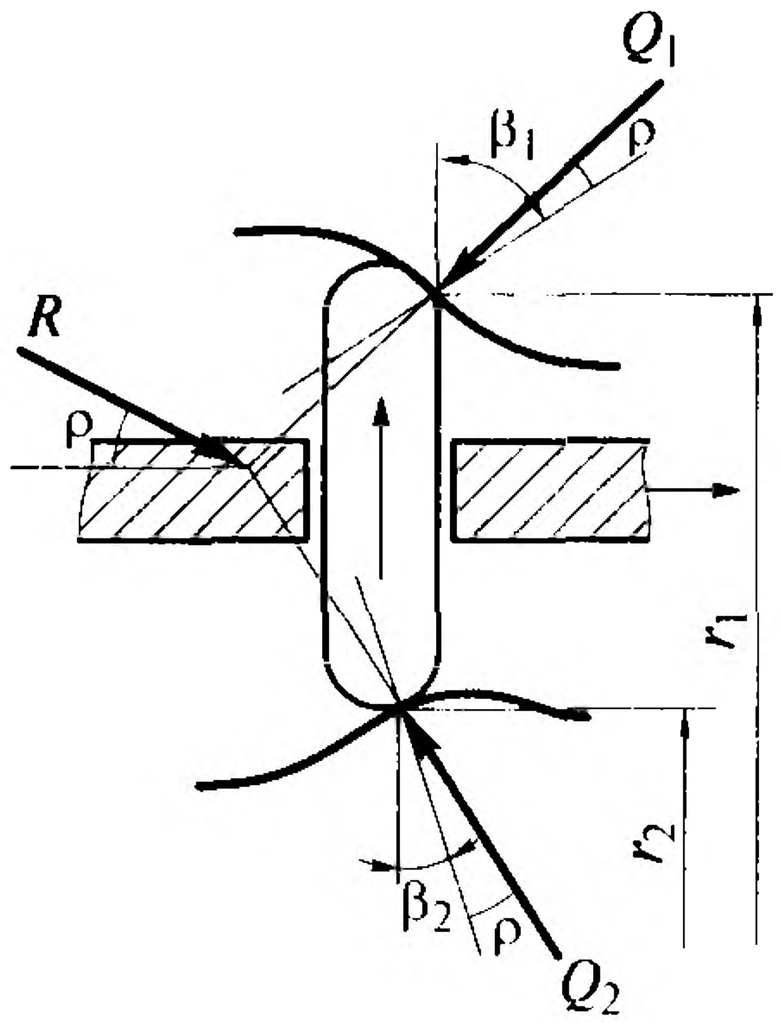
где $\rho_ж$ — плотность жидкости; D — наибольший диаметр рабочей полости.

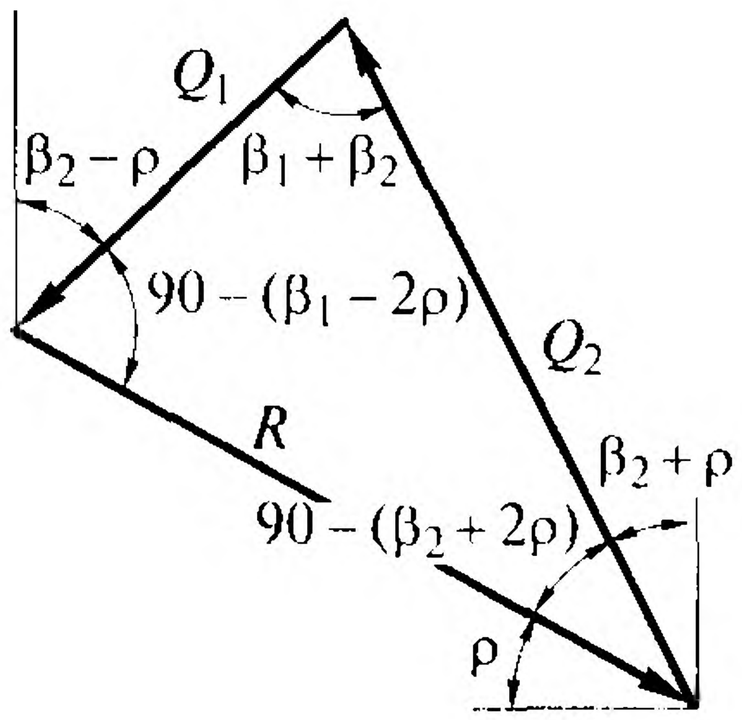
Таким образом, чем больше разность угловых скоростей ведомых валов дифференциала, тем больший момент передается от забегающего вала к отстающему и тем больше будет коэффициент блокировки дифференциала. При межосевом дифференциале по схеме рис. 5.2, *в* если скорости вращения передних и задних колес одинаковы, момент передается поровну на передний и задний мост через валы *8* и *9*. Через вязкостную муфту *10* момент не передается. Если колеса какого-либо моста забуксуют, тогда вязкостная муфта будет передавать часть момента от моста с забегающими колесами к мосту с отстающими колесами. Так же ведет себя вязкостная муфта и при межколесном дифференциале.

Если же вязкостная муфта применяется без дифференциала, тогда она выполняет роль автоматического включателя для передачи крутящего момента от вала, который стал вращаться быстрее, к валу, который стал вращаться медленнее.

Кулачковый дифференциал (рис. 5.3). Кулачковые дифференциалы могут выполняться с горизонтально либо с радиально расположенными сухарями. Сухари размещают в один или в два ряда. При однорядном размещении число кулачков на полуосевых чаш-







а *б*

Рис. 5.3. Кулачковый дифференциал:

а — конструкция; *б* — схема сил; *1* — корпус; *2* — внутренняя чашка; *3* — наружная чашка; *4* — сепаратор; *5* — сухари; β — угол между радиальным направлением и нормалью к точке контакта сухаря; ρ — угол трения; *r* — расстояния от оси вращения до точек контакта сухаря; *Q* — усилия в точках контакта сухаря; *R* — усилие, подводимое к сепаратору

ках (звездочках) должно быть разным, тогда хотя бы один сухарь будет передавать усилие.

При двухрядном размещении число кулачков на наружной и внутренней чашках одинаковое, но один ряд сухарей относительно другого смещен на полшага. Кулачки внутренней чашки *2*, соединенной с одной полуосью, также расположены в два ряда, но смещены на полшага. Кулачки наружной чашки *3*, соединенной с другой полуосью, выполнены по всей ширине без смещения. Корпус дифференциала *1* выполнен заодно с сепаратором *4*, в отверстиях которого могут перемещаться в радиальном направлении сухари *5*. При такой конструкции всегда усилие передается всеми сухарями одного из рядов.

Рассмотрим схему сил (рис. 5.3, *б*). Когда угловые скорости полуосей различны, рабочие поверхности сухарей скользят по по-

верхностям кулачков, а сухари перемещаются в сепараторе от отстающей чашки к забегающей. При этом на кулачках отстающей полуоси скорость скольжения сухаря направлена против направления вращения, а на кулачках забегающей — по направлению вращения. Поэтому силы трения между сухарями и кулачками увеличивают момент, передаваемый на отстающую полуось, и уменьшают момент, передаваемый на забегающую полуось.

Со стороны кулачков на сухарь действуют силы Q_1 и Q_2, направленные под углом трения ρ к общей нормали рабочих поверхностей.

Моменты на полуосях

$$M_{от} = Q_2 r_2 \sin(\beta_2 + \rho),\ M_{за} = Q_1 r_1 \sin(\beta_1 - \rho).$$

Из треугольника сил

$$Q_2/Q_1 = \cos(\beta_1 - 2\rho)/\cos(\beta_2 + 2\rho).$$

Учитывая эти зависимости, можно определить коэффициент блокировки, который может составлять 0,3...0,5. При износе кулачков угол их наклона уменьшается, что приводит к увеличению коэффициента блокировки. При значительном износе кулачков возможно заклинивание сухарей.

Дифференциал с механизмами свободного хода. Устройство с использованием МСХ: через один МСХ момент передается на одну полуось, через другой МСХ — на другую полуось, не соответствует дифференциалу, поскольку в этом случае нет кинематической связи между полуосями и нет распределения момента между ними. Если обе полуоси вращаются с одинаковой скоростью, то обе МСХ заклинены и моменты (не обязательно одинаковые) передаются на обе полуоси. Если же одна из полуосей вращается быстрее другой, то МСХ забегающей полуоси выключается и не передает крутящий момент. В связи с рядом обстоятельств (неровности дороги, неодинаковая нагрузка на колесах и т.д.) крутящий момент в большинстве случаев передается не на два, а на одно колесо.

Дальнейшим развитием дифференциалов этого типа явились дифференциалы с кулачковыми МСХ. Одна из таких конструкций показана на рис. 5.4. Между двумя половинами корпуса дифференциала *4* и *5* закреплена ведущая муфта *6* с прямоугольными кулачками с обеих сторон. Ширина впадин между кулачками больше ширины кулачков. От кулачков ведущей муфты крутящий момент передается на кулачки *3* двух полумуфт *2* и *7*, соединенных с полуосями и прижимаемых пружинами *1* и *8* к ведущей муфте. Кроме наружного ряда кулачков, на каждой полумуфте имеется внутренний ряд кулачков трапецеидального профиля, служащий для отключения полумуфты от ведущей муфты. Такие же кулачки имеются и на обоих торцах центрального кольца *9*.

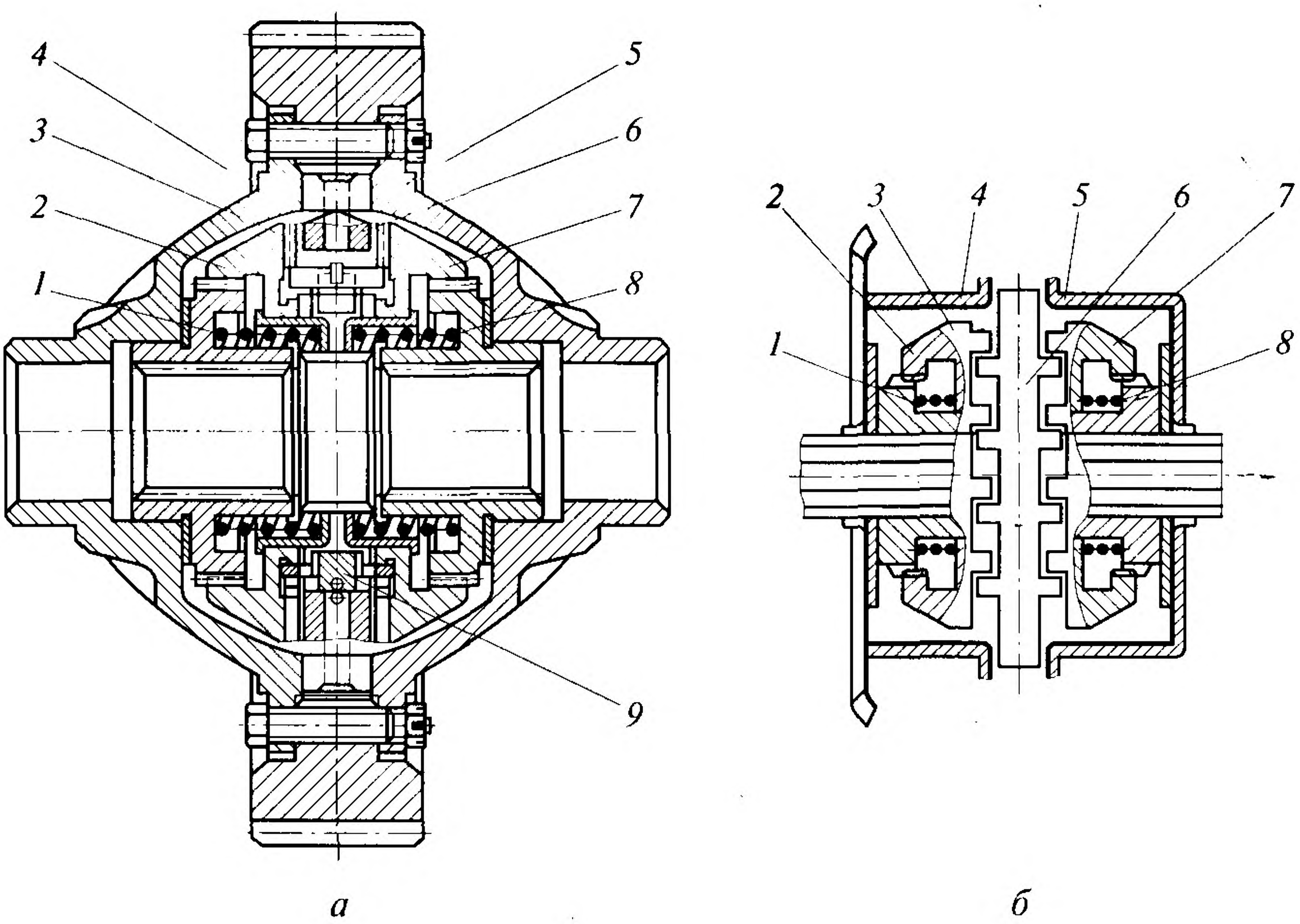


Рис. 5.4. Дифференциал с механизмом свободного хода:
а — конструкция; *б* — схема; *1*, *8* — пружины; *2*, *7* — полумуфты; *3* — кулачки; *4*, *5* — левая и правая половины корпуса; *6* — ведущая муфта; *9* — центральное кольцо

Если обе полуоси имеют одинаковые угловые скорости, дифференциал заблокирован и полуоси вращаются как одно целое. Если одна из полуосей становится забегающей, тогда кулачки ее полумуфты начнут обгонять кулачки ведущей муфты благодаря широким впадинам. Одновременно трапецеидальные кулачки забегающей полумуфты вынуждены скользить по трапецеидальным кулачкам центрального кольца, перемещая полумуфту в осевом направлении и выводя ее кулачки из зацепления. Забегающая полумуфта освобождается и вращается, не передавая крутящий момент. После выравнивания угловых скоростей соответствующая пружина (*1* или *8*) перемещает полумуфту к ведущей муфте, обеспечивая их соединение. Для того чтобы забегающая полумуфта не включалась периодически (через один зуб), в конструкции предусмотрены блокирующие кольца.

При повороте на скользких и мягких дорогах полумуфта забегающего колеса может не отключаться. При этом поворот происходит с проскальзыванием отстающего колеса. При движении по бездорожью забегающее колесо также может не отключаться, увеличивая общую тягу и улучшая проходимость автомобиля.

5.2.3. Влияние дифференциала на эксплуатационные свойства автомобилей

Топливная экономичность. При прямолинейном движении (если $\omega_{за} = \omega_{от}$) в дифференциале нет взаимных перемещений деталей, все детали вращаются как одно целое, нет никаких потерь и $\eta_д = 1$ для любого дифференциала. В этом случае дифференциал никак не влияет на топливную экономичность. При движении на поворотах $\eta_д < 1$ согласно уравнению (5.3), что приводит к небольшому увеличению расхода топлива при малых $R_п/B$ и больших $K_б$.

Для автомобилей со всеми ведущими мостами согласно испытаниям при прямолинейном движении по шоссе экономия топлива составляет 3...6 %, если передний мост включен через дифференциал по сравнению с отключением этого моста, и 5...8 % по сравнению с блокированным приводом.

Тяговые свойства и проходимость. Заменив в уравнении (5.1) моменты максимальными силами тяги (для отстающего колеса φ_{max} и для забегающего — φ_{min}) и пренебрегая силами сопротивления, получим

$$K_б = (\varphi_{max} - \varphi_{min})/(\varphi_{max} + \varphi_{min}) \text{ или } \varphi_{max} = \varphi_{min}(1 + K_б)/(1 - K_б). \quad (5.4)$$

Поэтому для колеса с φ_{max}, например, левого, сила тяги $P_{лев} = R_{z2}\varphi_{min}(1 + K_б)/(1 - K_б)2$ и для правого $P_{пр} = R_{z2}\varphi_{min}/2$ у автомобиля с колесной формулой 4×2. С помощью уравнения (5.4) можно оценить, какое значение $K_б$ достаточно для полного использования силы тяги при заданных значениях φ_{max} и φ_{min}. Например, при $\varphi_{max} = 0{,}6$ и $\varphi_{min} = 0{,}2$ достаточно иметь $K_б = 0{,}5$.

Применение блокируемых дифференциалов существенно повышает проходимость и тяговые свойства автомобиля вне дорог, а также при значительной разнице в коэффициентах сцепления ведущих колес.

Устойчивость и управляемость. Если при торможении колесными тормозами с неотсоединенным двигателем на левом и правом ведущих колесах будут разные тормозные силы, тогда дифференциал способствует сохранению поперечной устойчивости автомобиля, уменьшая разницу в тормозных силах на этих колесах.

Допустим, что на левом ведущем колесе от тормозного механизма создается тормозной момент $M_{т.м.лев} > M_{т.м.пр}$. Левое колесо начинает вращаться медленнее правого, оно становится отстающим, а правое колесо — забегающим. А так как при неотсоединенном двигателе в торможении участвует двигатель, то крутящий момент передается не от него к ведущим колесам, а от ведущих колес к нему. Поэтому часть момента, идущая через диффе-

ренциал от левого колеса $M_{т.д.лев} = M_{0д}(1 - K_б)$, будет меньше части момента, идущего от правого колеса $M_{т.д.пр} = M_{0д}(1 + K_б)$. Следовательно, разница между тормозным моментом левого колеса $M_{т.лев} = M_{т.м.лев} + M_{т.д.лев}$ и правого колеса $M_{т.пр} = M_{т.м.пр} + M_{т.д.пр}$ будет уменьшена на величину $2M_{0д}K_б$. При использовании торможения только двигателем дифференциал обеспечивает притормаживание забегающего ведущего колеса.

При резком торможении на скользкой дороге стояночным тормозным механизмом, установленным между двигателем и дифференциалом, возможно затормаживание корпуса дифференциала до остановки автомобиля. При этом ($\alpha = 1$ и $\omega_3 = 0$) либо $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0$ — оба ведущих колеса мгновенно остановлены, либо $\omega_1 = -\omega_2$ — ведущие колеса вращаются в разные стороны. Оба варианта приводят к потере поперечной устойчивости. Такой стояночный тормозной механизм не отвечает требованиям запасной тормозной системы и не должен применяться.

Блокированный привод передних и задних колес при колесной формуле 4×4, как показали испытания, ухудшает управляемость, но улучшает проходимость. Межколесный и межосевой дифференциалы улучшают управляемость.

5.3. Расчеты на работоспособность

Расчетные нагрузки. Принимают $M_{д.р} = k_д M_{e\max} u_{1к.п} u_{0п}$ ($u_{0п}$ — передаточное число части главной передачи, расположенной до дифференциала) или по сцеплению с дорогой, если $M_{д.р} > M_{дф}$.

Материалы. Используют те же материалы, что и для главной передачи.

Расчеты. При проектном расчете выбирают схему дифференциала, затем числа зубьев зубчатых колес.

Изображают схему действующих сил, рассчитывают зубья зубчатых колес на изгиб и контактные напряжения, оси сателлитов — на срез и смятие, опоры сателлитов — на смятие.

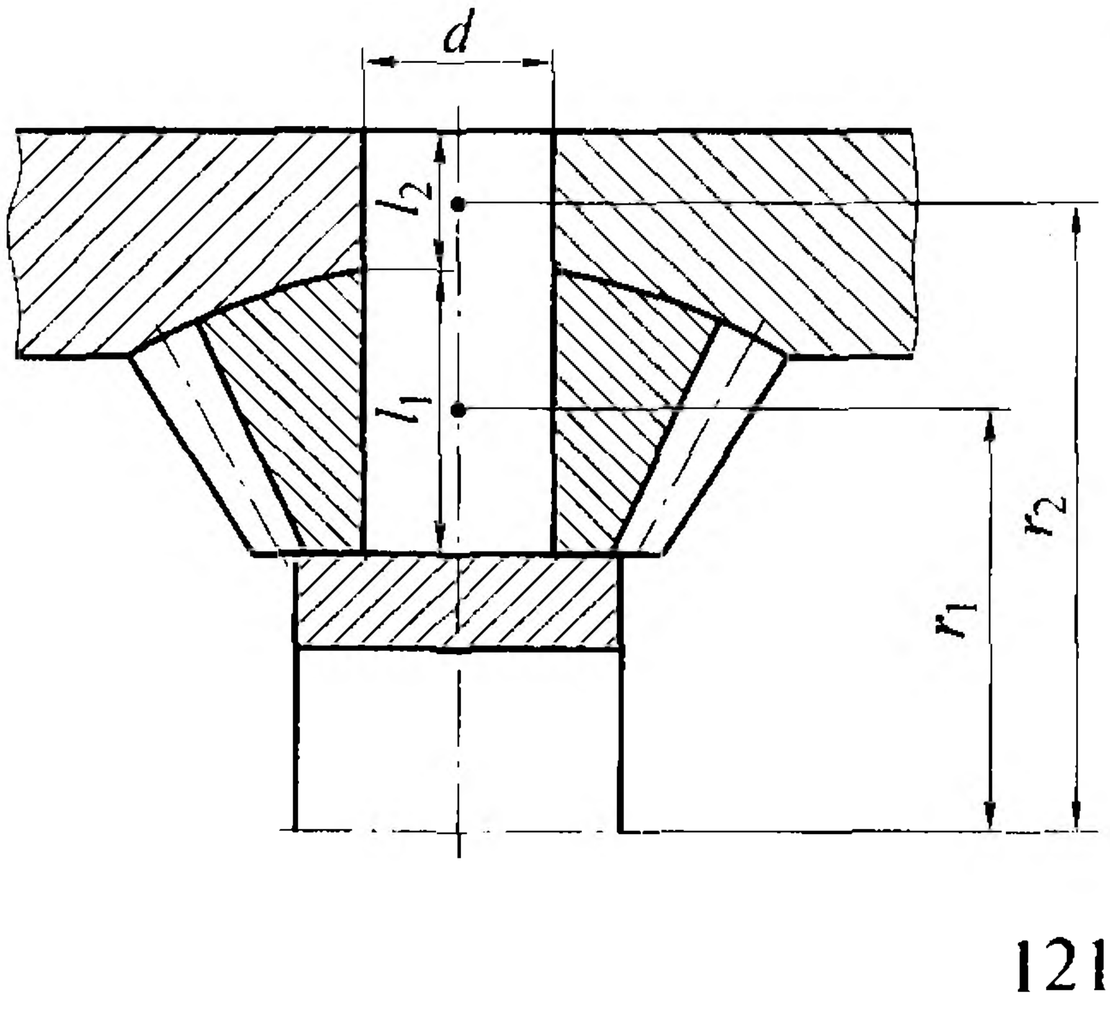


Рис. 5.5. Расчетная схема оси сателлита

Нагрузка на зубья сателлитов и полуосевых шестерен определяется из условия, что окружная сила распределена поровну между всеми сателлитами и что каждый сателлит передает усилие двумя зубьями. Окружная сила, действующая на один сателлит:

$$P_{сат} = M_{e\max} u_{к.п} u_0 / (r_1 n_{сат}),$$

где r_1 — радиус приложения силы (рис. 5.5); $n_{сат}$ — число сателлитов.

Зубья шестерни с наименьшим числом зубьев рассчитывают на изгиб при $[\sigma_и] = 800$ МПа. Расчет контактных напряжений не производят.

Шип крестовины или оси сателлита (см. рис. 5.5) рассчитывают:

на смятие:

$$\sigma_{см} = P_{сат}/(dl_1),\ [\sigma_{см}] = 60\ \text{МПа},$$

на срез:

$$\tau_{ср} = 4P_{сат}/(\pi d^2),\ [\tau_{ср}] = 120\ \text{МПа}.$$

Напряжение смятия оси сателлита в месте крепления в корпусе дифференциала под действием окружной силы $P_д = M_{e\max} u_{к.п} u_0 / /(r_2 n_{сат})$:

$$\sigma_{см} = P_д/(dl_2),\ [\sigma_{см}] = 60\ \text{МПа}.$$

Давление торца сателлита на корпус дифференциала определяют по напряжению смятия:

$$\sigma_{см} = P_{х.с}/F,\ [\sigma_{см}] = 20\ \text{МПа},$$

где $P_{х.с} = P_{сат} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_{сат}$; α — угол зацепления; $\delta_{сат}$ — половина угла конуса сателлита.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности рабочего процесса дифференциала?
2. Как классифицируют дифференциалы?
3. Перечислите требования к дифференциалам. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются? Почему к дифференциалам не предъявляется требование обеспечения высокого КПД?
4. Что такое коэффициент блокировки? Как он влияет на КПД дифференциала?
5. Каково влияние дифференциала на эксплуатационные свойства автомобиля?
6. Назовите материалы, применяемые для изготовления основных деталей дифференциала.

ГЛАВА 6

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

6.1. Классификация карданных передач и требования к ним

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента от одного агрегата к другому, если оси их валов изменяют свое взаимное положение или не лежат на одной прямой.

Карданные передачи подразделяются по следующим **основным классификационным признакам**:

по конструкции карданной передачи:

открытая или закрытая (внутри картера, трубы и т. п.);

однозвенная (два шарнира, один карданный вал без промежуточной опоры) или многозвенная (с двумя и более карданными валами и промежуточными опорами);

конструкции карданных шарниров:

неравных угловых скоростей (упругие — $\gamma < 3 \ldots 5^\circ$ и жесткие — $\gamma < 15 \ldots 20^\circ$);

равных угловых скоростей (шариковые с делительными канавками типа «Вейс» — $\gamma < 32^\circ$, шариковые с делительным рычажком типа «Рцеппа» — $\gamma < 38^\circ$, кулачковые — $\gamma < 45^\circ$, типа «Бирфильд» — $\gamma < 45^\circ$, «Лебро», «Трипод» и др.).

Основные требования к карданным передачам следующие:

передача крутящего момента при всех возможных в эксплуатации значениях угловых скоростей и углов γ между осями валов;

высокий КПД даже при значительных углах γ;

минимальные вибрации и шум;

отсутствие значительных осевых усилий и износов в компенсирующем соединении.

Кроме того, к карданным передачам, как и к остальным механизмам автомобиля, предъявляют также общие требования: обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность, минимальное обслуживание, технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к карданным передачам.

Высокий КПД карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей обеспечивается применением в шарнирах игольчатых подшипников с надежной смазкой и надежным уплотнением при углах излома в пределах $\gamma = 5 \ldots 10^\circ$. Для уменьшения угла излома до указанных значений иногда двигатель или задний мост

располагают с углом наклона 2...4°. При углах излома, меньших 3...5°, иглы оказывают бринеллирующее воздействие на шипы крестовины (под иглами образуются вмятины). Поэтому при очень малых углах излома вместо игольчатых подшипников необходимо применять бронзовые втулки. Бринеллирование может также возникать при большом межигловом зазоре, когда иглы перекашиваются и создают высокое давление на шип крестовины. Поэтому суммарный межигловой зазор должен быть меньше половины диаметра иглы.

Высокий КПД карданных передач с шарнирами равных угловых скоростей обеспечивается в основном применением в этих шарнирах сравнительно крупных шариков, перекатывающихся в канавках специального профиля. У иногда применяемого сдвоенного карданного шарнира с игольчатыми подшипниками обычно наблюдается значительный износ этих подшипников и шипов крестовин. Это происходит из-за того, что при прямолинейном движении иглы подшипников не перекатываются. У кулачковых карданных шарниров, применяемых на автомобилях большой грузоподъемности, по сравнению с другими шарнирами равных угловых скоростей КПД ниже, так как между их деталями при углах излома, не равных нулю, используется трение скольжения. Однако и у шариковых шарниров наиболее изнашиваются средние части канавок, что соответствует прямолинейному движению.

Минимальные вибрации и шум при использовании шарниров неравных угловых скоростей обеспечиваются уменьшением длины карданного вала, например, применением трехшарнирной карданной передачи с промежуточной опорой, увеличением диаметра карданного вала, уменьшением угла излома, уменьшением зазоров в подшипниках, установкой упругого шарнира в карданной передаче. Тем не менее карданный вал, расположенный после первого карданного шарнира неравных угловых скоростей является источником крутильных колебаний.

При использовании шарниров равных угловых скоростей большое значение имеет точность совпадения центра шарнира с осью шкворня.

Отсутствие значительных осевых усилий и износов в компенсирующем соединении при использовании шарниров неравных угловых скоростей обычно обеспечивается применением шлицевого соединения с несколько увеличенным боковым зазором и длиной шлицов, равной около двух диаметров их вала, при надежных смазке и уплотнении. Были попытки заменить трение скольжения в шлицевом соединении трением качения, размещая на боковых поверхностях шлицов ролики. Однако такая конструкция не получила распространения.

При использовании некоторых шарниров равных угловых скоростей в приводе передних ведущих колес легковых автомобилей

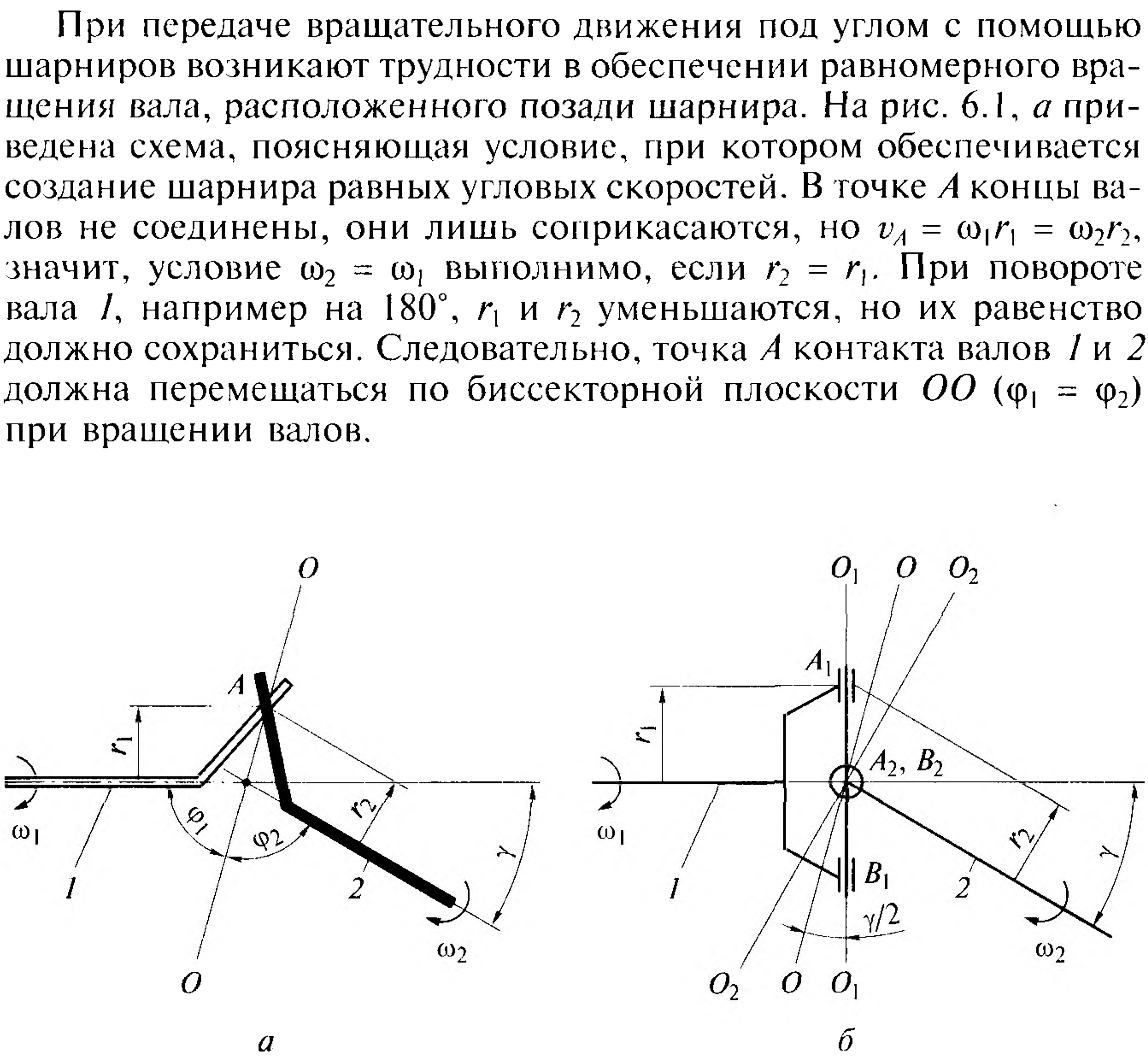
один из двух шарниров выполняют универсальным, выполняющим функции как шарнира, так и компенсирующего устройства. В этом случае шарики или ролики, перемещаясь в продольных пазах, позволяют чашке перемещаться в осевом направлении относительно внутренней звездочки.

6.2. Рабочий процесс карданных передач

6.2.1. Карданные шарниры

Рабочий процесс карданных передач в основном определяется особенностями схемы сил на карданных шарнирах, а также условиями возникновения вибраций и мероприятиями по их уменьшению.

При передаче вращательного движения под углом с помощью шарниров возникают трудности в обеспечении равномерного вращения вала, расположенного позади шарнира. На рис. 6.1, *а* приведена схема, поясняющая условие, при котором обеспечивается создание шарнира равных угловых скоростей. В точке *A* концы валов не соединены, они лишь соприкасаются, но $v_A = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, значит, условие $\omega_2 = \omega_1$ выполнимо, если $r_2 = r_1$. При повороте вала *1*, например на 180°, r_1 и r_2 уменьшаются, но их равенство должно сохраниться. Следовательно, точка *A* контакта валов *1* и *2* должна перемещаться по биссекторной плоскости *OO* ($\varphi_1 = \varphi_2$) при вращении валов.



а *б*

Рис. 6.1. Схемы карданных шарниров:

а — для вывода условия, соответствующего шарниру равных угловых скоростей; *б* — жесткого шарнира неравных угловых скоростей; *1* — вал, расположенный до шарнира; *2* — вал, расположенный после шарнира; *A* — точка контакта валов *1* и *2*; A_1, B_1, A_2, B_2 — шипы крестовины; *OO* — биссекторная плоскость

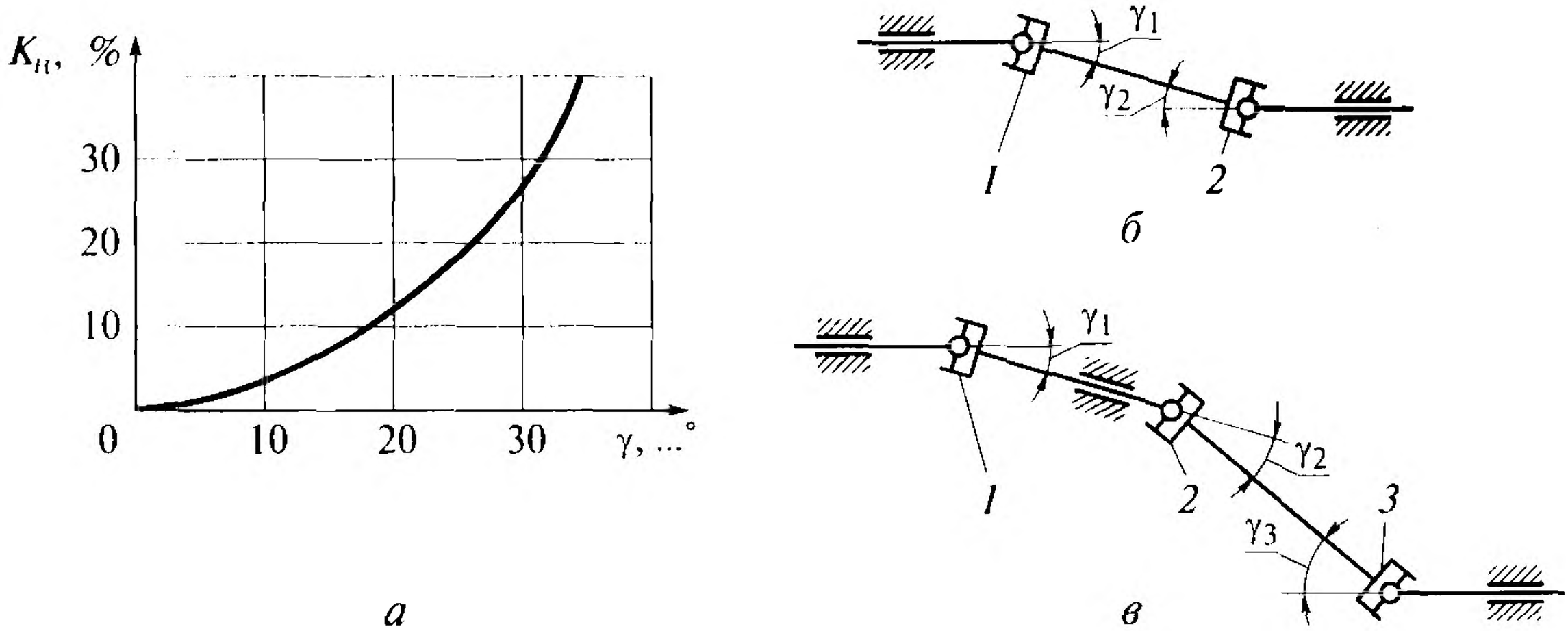


Рис. 6.2. Коэффициент неравномерности вращения карданного вала (*а*) и схемы карданной передачи с двумя шарнирами (*б*) и с тремя шарнирами (*в*):

1, *2*, *3* — шарниры; γ — угол излома шарнира

В *жестком шарнире неравных угловых скоростей* это условие не выполняется (рис. 6.1, *б*), так как шипы A_1 и B_1 крестовины *3* перемещаются в плоскости O_1O_1, перпендикулярной оси вала *1*, а шипы A_2 и B_2 — в плоскости O_2O_2, перпендикулярной оси вала *2*.

Если вал *1* повернется на угол α_1, вал *2* повернется на угол α_2, причем

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \operatorname{tg}\alpha_2 \cos\gamma. \qquad (6.1)$$

Продифференцировав зависимость (6.1), получим $\omega_1/\cos^2\alpha_1 = \omega_2\cos\gamma/\cos^2\alpha_2$ и после преобразований

$$u_к = \omega_1/\omega_2 = \cos\gamma(1 + \sin^2\alpha_1 \operatorname{tg}^2\gamma) \gtrless 1. \qquad (6.2)$$

Из (6.2) следует, что $\omega_1 \neq \omega_2$, причем коэффициент неравномерности $K_н$ (рис. 6.2, *а*) при углах $\gamma < 10°$ невелик:

$$K_н = (\omega_{2max} - \omega_{2min})/\omega_1 = 1/\cos\gamma - \cos\gamma. \qquad (6.3)$$

При двух шарнирах с валами, лежащими в одной плоскости, неравномерное вращение карданного вала (рис. 6.2, *б*) можно преобразовать в равномерное вращение ведомого вала, если поставить второй шарнир с углом излома $\gamma_2 = \gamma_1$, причем вилки шарниров неравномерно вращающегося вала *К* должны лежать в одной плоскости. Это правило справедливо для любого четного числа шарниров. Ведомым валом будем считать вал, расположенный после последнего шарнира.

Если при двух шарнирах ведущий и ведомый валы не лежат в одной плоскости, тогда условия, обеспечивающие синхронность вращения этих валов, определяют следующим образом. Проводят первую плоскость через ведущий и карданный валы и вторую плос-

кость — через ведомый и карданный валы. Необходимо, чтобы вилка шарнира, соединенного с ведущим валом, лежала в первой плоскости, а вилка шарнира, соединенного с ведомым валом, лежала во второй плоскости. Кроме того, необходимо, чтобы $\gamma_2 = \gamma_1$.

При трех шарнирах с валами, лежащими в одной плоскости, равномерное вращение ведомого вала обеспечивается при выполнении уравнения, в котором перемножаются косинусы углов тех шарниров, вилки которых расположены одинаково. Например, для схемы по рис. 6.2, *в*

$$\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 = \cos\gamma_3. \qquad (6.4)$$

Если развернуть на 90° вилки шарнира *2*, условие (6.4) примет вид $\cos\gamma_1 = \cos\gamma_2 \cos\gamma_3$. Если, кроме того, развернуть на 90° вилки шарнира *3*, условие (6.4) примет вид $\cos\gamma_1 \cos\gamma_3 = \cos\gamma_2$.

Схема сил, действующих на вилки и крестовину шарнира неравных угловых скоростей (без учета КПД) приведена на рис. 6.3. Значения этих сил: $P_1 = M_1/2R$, $P_2 = P_1 u_к$, $T_1 = P_1 \sin\alpha_1 \operatorname{tg}\gamma$, $T_2 = P_1 \cos\alpha_1 \sin\gamma \sqrt{u_к / \cos\gamma}$, $Q_1 = \sqrt{P_1^2 + T_1^2}$, $Q_2 = \sqrt{P_2^2 + T_2^2}$.

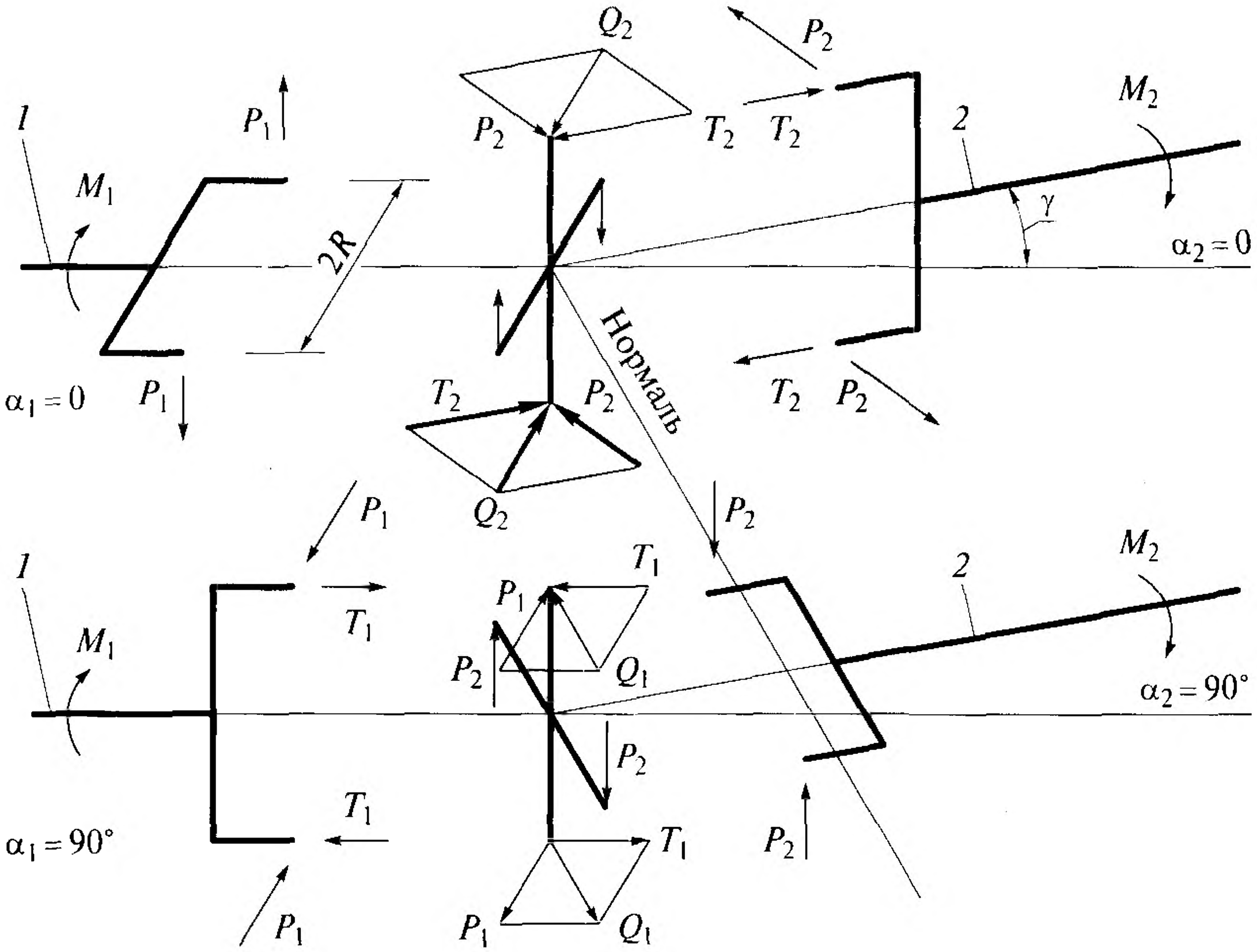


Рис. 6.3. Схема сил в жестком шарнире неравных угловых скоростей:

1 — вал, расположенный до шарнира; *2* — вал, расположенный после шарнира; *M* — крутящий момент; *P* — окружная сила; *T* — осевая сила; *Q* — суммарная сила на крестовине

Максимальные значения Q_{1max}, T_{1max}, P_{2max} будут при $\alpha_1 = 90°$, а Q_{2max} и T_{2max} — при $\alpha_1 = 0$.

Момент на крестовине $M = 2RQ$ — крутящий, на первой вилке $M_1 = 2RP_1$ — крутящий и $M_{1и} = 2RT_1$ — изгибающий, на второй вилке $M_2 = 2RP_2$ — крутящий и $M_{2и} = 2RT_2$ — изгибающий. Реактивный момент на ведущем валу $M_3 = M_2 - M_1 = M_1(u_к - 1) \gtrless 0$ при изменении $u_к \gtrless 1$. Промежуточный вал двухшарнирной карданной передачи не имеет реактивного момента, если $\gamma_2 = \gamma_1$ и вилки его шарниров лежат в одной плоскости.

Кроме того, на валу *2* возникает пульсирующий крутящий момент M_J из-за того, что $d\omega_2/dt \neq 0$, причем

$$M_J = J_{кв2} d\omega_2/dt, \qquad (6.5)$$

где $J_{кв2}$ — момент инерции вала *2*.

Момент M_J тем больше, чем больше угол излома γ, а значит и $d\omega_2/dt$. Таким образом, карданная передача может стать достаточно мощным источником крутильных вибраций.

В *шариковом шарнире с делительными канавками* — шарнире «Вейса» (рис. 6.4) принято $OO_1 = OO_2$ и $R_1 = R_2$, поэтому центры шариков лежат в биссекторной плоскости OO, а значит, $\omega_2 = \omega_1$. Крутящий момент с вала *1* на вал *2* передается только двумя шариками, причем

$$P = M_{кр}/(2R'), \qquad (6.6)$$

где $R' = R\cos(\varphi + 0{,}5\gamma)$; $\varphi = \arcsin(a/R)$; $OO_1 = OO_2 = a$; $R_1 = R_2 = R$.

В *шариковом шарнире с делительным рычажком* — шарнире «Рцеппа» (рис. 6.5) применен рычажок *4*, который, воздействуя на се-

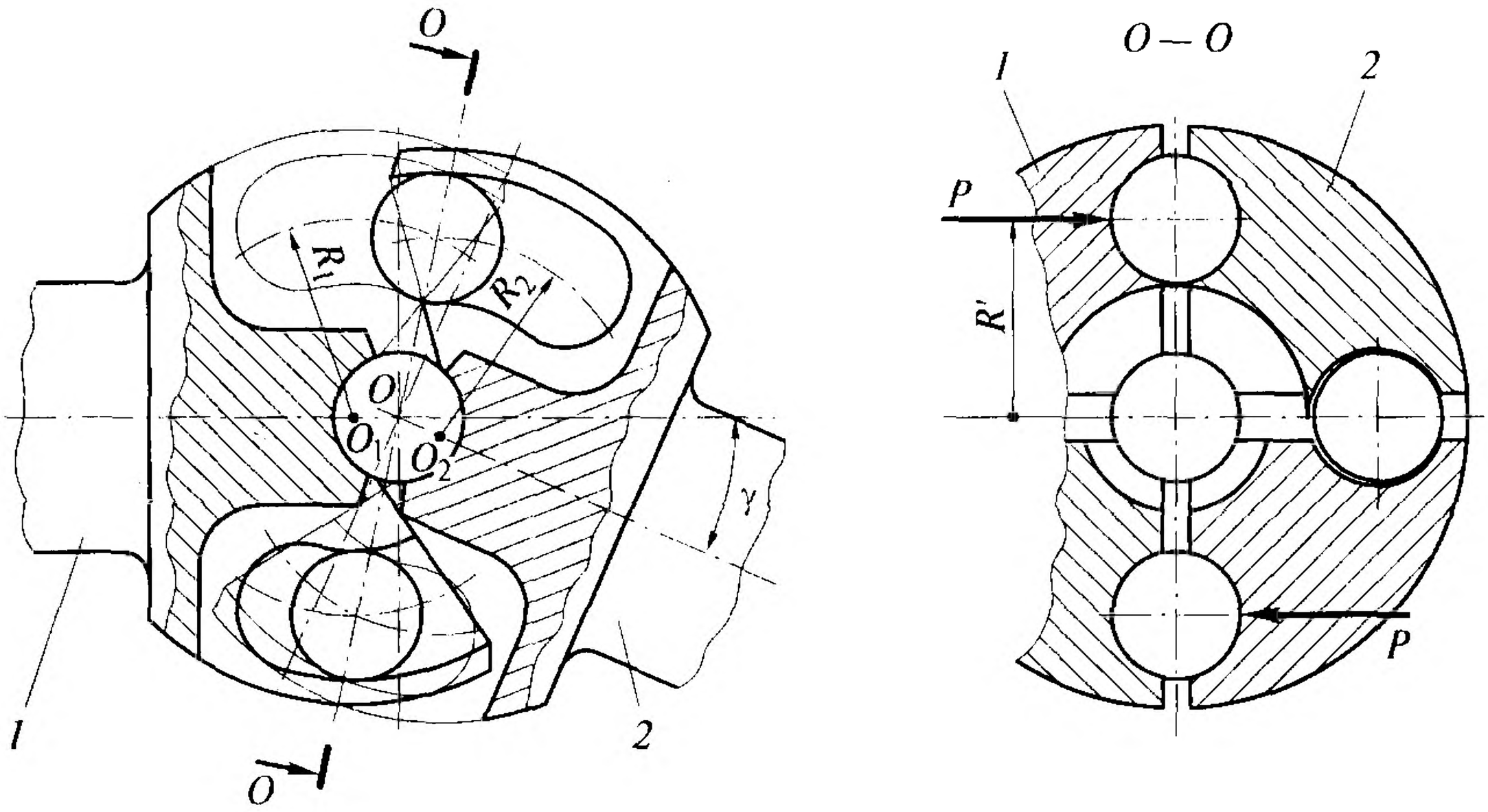


Рис. 6.4. Шариковый шарнир с делительными канавками:

1 — ведущий вал; *2* — ведомый вал; *OO* — биссекторная плоскость; *P* — окружная сила

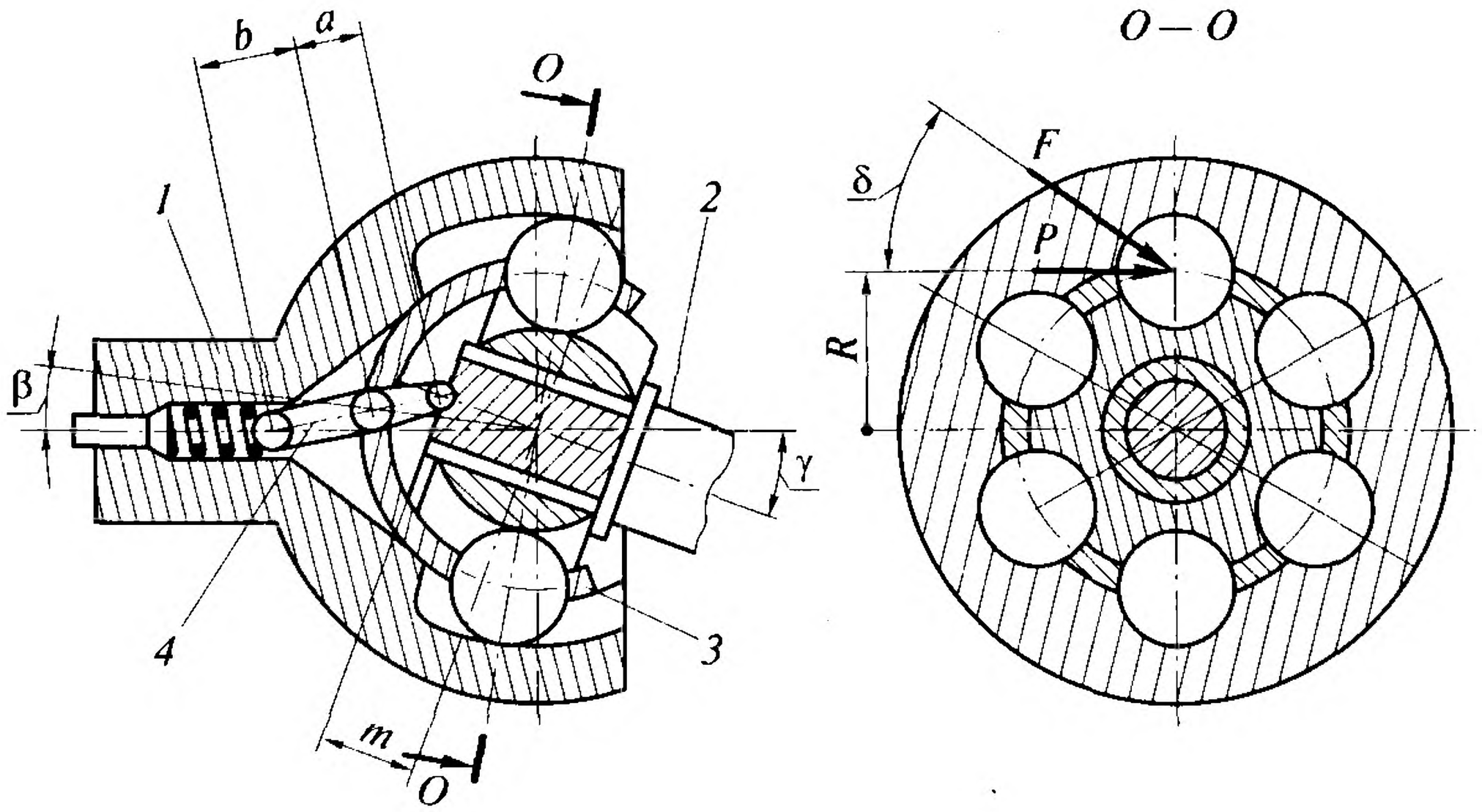


Рис. 6.5. Шариковый шарнир с делительным рычажком:

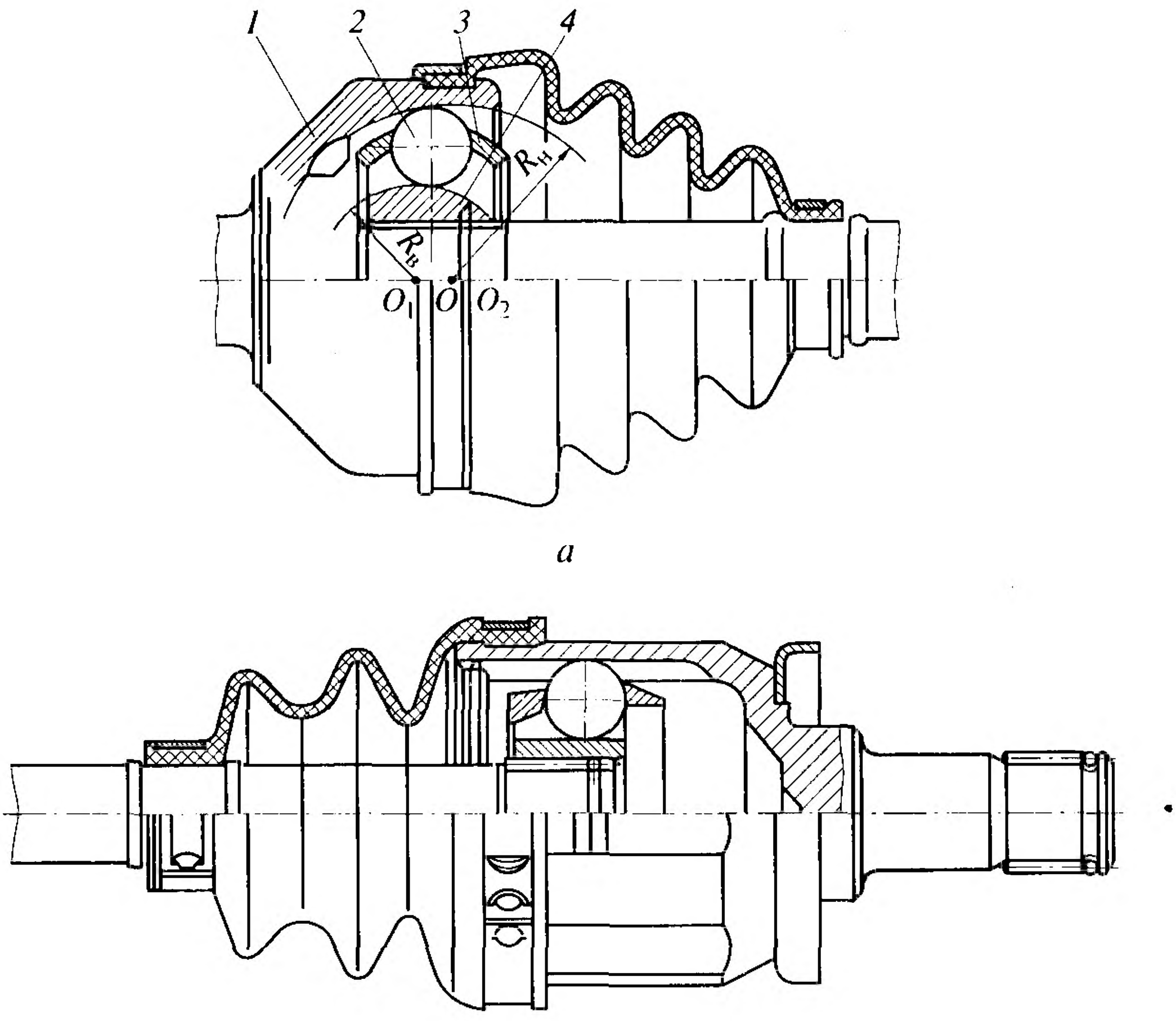
1 — ведущий вал; *2* — ведомый вал; *3* — сепаратор; *4* — рычажок; *OO* — биссекторная плоскость; *P* — окружная сила; *F* — нагрузка на шарик

паратор *3*, сдвигает шарики в биссекторную плоскость *OO*, если $\beta = \gamma/2$. Размеры *a*, *b*, *m* подбирают так, чтобы в широком диапазоне изменений угла γ обеспечить значения β, близкие к $\gamma/2$. При этом неравномерность вращения незначительна. В этом шарнире все шарики передают нагрузку, причем нагрузка на один шарик

$$F = M_1/(Rn\cos\delta), \qquad (6.7)$$

где *n* — число всех шариков; $\delta = 40°$.

Шарниры типа «Бирфильд» (рис. 6.6) часто применяют для привода передних ведущих колес легковых автомобилей. Их два в приводе к каждому колесу при независимой подвеске. Каждый из них состоит из чашки *1*, шариков *2*, сепаратора *3*, звездочки *4*. Шарнир, ближний к колесу (рис. 6.6, *а*), представляет собой шарнир с делительными канавками ($OO_1 = OO_2$, $R_1 = R_3$ — расстояния от O_1 или O_2 до центра шарика), но здесь канавки не боковые, как у шарнира на рис. 6.4, а радиальные, как у шарнира на рис. 6.5, но без слабого звена этого шарнира — рычажка *3*. Внутренние канавки на рис. 6.6, *а* ограничены радиусом $R_в$, наружные канавки ограничены радиусом $R_н$. Эти радиусы проведены не из одного центра, а из центров O_1 и O_2, обеспечивая переменную глубину канавок. Центрирование (поворот вокруг центра *O*) осуществляется сепаратором *3*. Таким образом, в этом шарнире соединены преимущества шарниров, показанных на рис. 6.4 и 6.5, и исключены их недостатки. Шарнир, дальний от колеса, выполняет, кроме основного назначения, функции компенсирующего устройства, для чего его наружные канавки выполнены не по радиусу $R_н$, а параллельными продольной оси (рис. 6.6, *б*).



а

б

Рис. 6.6. Шариковый шарнир типа «Бирфильд»:

а — обычный: *1* — чашка; *2* — шарик; *3* — сепаратор; *4* — звездочка; *б* — универсальный

Коэффициент полезного действия карданных шарниров $\eta_{к.ш}$ зависит от угла γ и равен 1,0...0,99 для жесткого шарнира неравных угловых скоростей при $\gamma = 0...15°$; для шариковых шарниров равных угловых скоростей при $\gamma = 25°$ КПД равен 0,98.

6.2.2. Вибрации карданных передач

Рассмотрим условие равновесия $\sum P_n = 0$ вращающегося карданного вала, считая, что его концы, установленные в опорах, не имеют поперечных перемещений. Центробежная сила

$$F = m(y + a)\omega^2$$

вызывает дополнительный прогиб y при смещении на величину a центра тяжести из-за дисбаланса (m — масса вала). Сила F уравновешивается силой упругости вала

$$P = cyEJ_p/l^3,$$

где c — коэффициент, зависящий от характера нагружения и типа опор; J_p — полярный момент инерции сечения, см^4; l — длина вала, см.

Из условия $F = P$ получаем

$$y = ma\omega^2/(cyEJ_p/l^3 - m\omega^2). \qquad (6.8)$$

Из уравнения (6.8) $y = \infty$ (произойдет разрыв карданного вала), если знаменатель будет равен нулю. Следовательно, критическая угловая скорость

$$\omega_{кр} = \sqrt{cEJ_p/(ml^3)}. \qquad (6.9)$$

Для вала, свободно лежащего в опорах и равномерно нагруженного по длине, $c = 100$, для вала с защемленными концами $c = 20$. Возьмем $c = 100$ и из (6.9) для сплошного вала с диаметром $D(J_p = \pi D^4/64,\ m = l\rho\pi D^2/4)$ получим

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 D/l^2, \qquad (6.10)$$

где D и l даны в м.

Для трубчатого вала

$$J_p = \pi(D^4 - d^4)/64,\ m = l\rho\pi(D^2 - d^2)/4$$

и

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 \sqrt{D^2 - d^2}/l^2. \qquad (6.11)$$

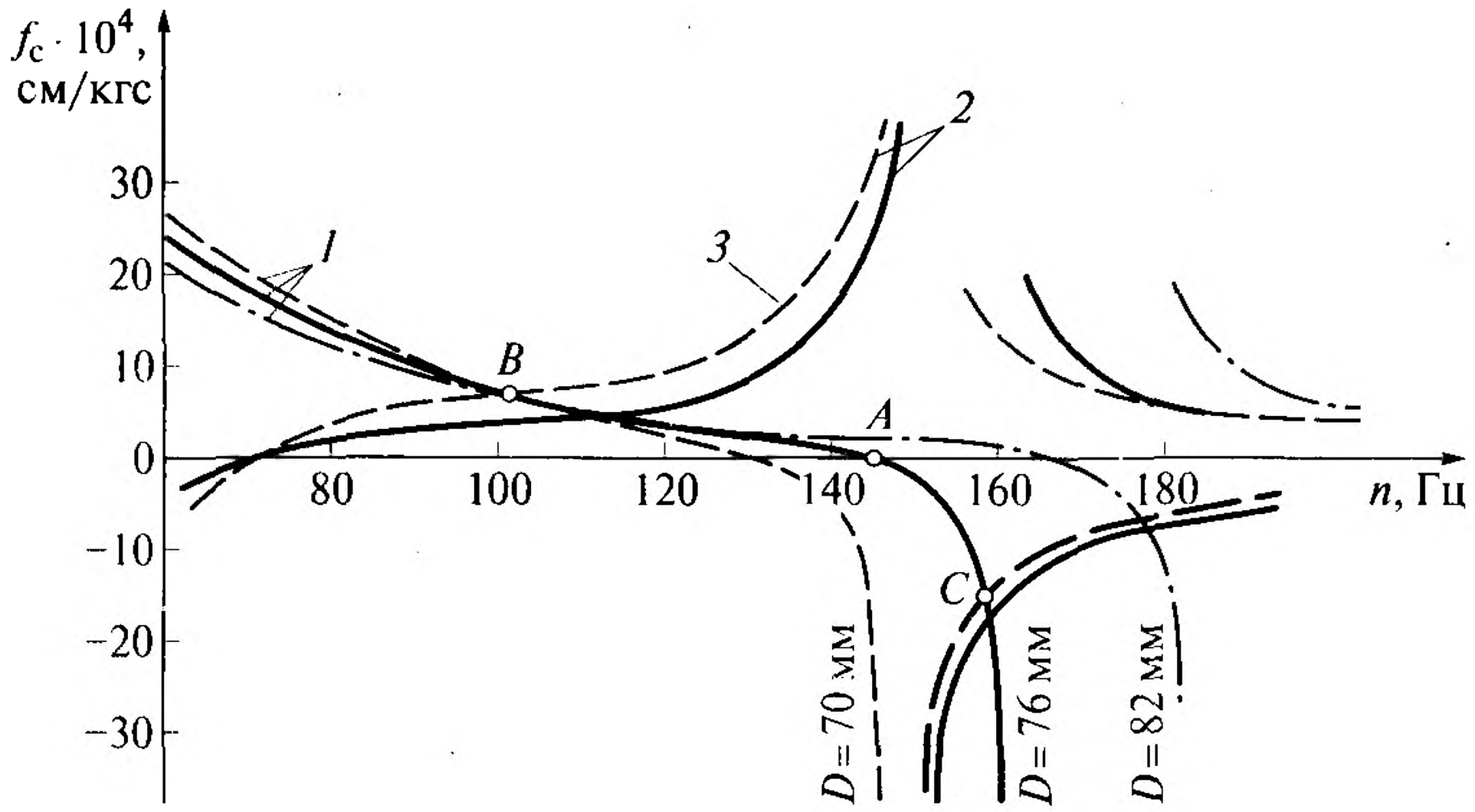


Рис. 6.7. Зависимость удельного перемещения f от частоты колебаний n при вибрации:

1 — карданной передачи; *2* — силового агрегата; *3* — силового агрегата с меньшей жесткостью; *A*, *B*, *C* — резонансные режимы

Во избежание разрушения карданного вала необходимо, чтобы n_{max}, соответствующее $v_{a\,max}$, было в 1,5—2 раза ниже, чем $n_{кр}$. Однако наблюдались поломки карданного вала и удлинителя коробки передач и в этом случае. Оказалось, что колебаниям (вибрациям) подвергается не только карданный вал, но и силовой агрегат с карданной передачей. При этом возможно несколько резонансных форм колебаний. На рис. 6.7 приведена зависимость удельных перемещений $\bar{f} = f/P$ (P — возмущающая сила) от частоты колебаний n в герцах.

Точки B и C соответствуют резонансным колебаниям силового агрегата и карданного вала, точка A — резонансным колебаниям только карданного вала с нулевыми перемещениями по переднему и заднему шарнирам. Режиму A соответствует уравнение (6.11), но режим B наступает при меньших частотах.

Из рис. 6.7 видно, что увеличение диаметра карданного вала, действительно, существенно сдвигает точку A, но не влияет практически на положение точки B. Смещение точки B обеспечивается повышением жесткости силового агрегата. Рекомендуется обеспечивать n_{max} ниже точки B приблизительно на 600 мин$^{-1}$ (10 Гц).

Расчет колебаний трансмиссии и силового агрегата в настоящее время проводят с использованием ЭВМ.

В качестве примеров на рис. 6.8 приведены различные расчетные схемы. На рис. 6.8, *а* представлена приведенная пятимассовая динамическая схема трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4×2.

Установлено, что наибольшее воздействие на трансмиссию оказывают одно-, двух-, трехузловые формы колебаний, что позволяет рассматривать систему с ограниченным числом масс. Демпфирование не учтено, так как при определении собственных частот им можно пренебречь. При этом предполагается также, что скольжение в сцеплении и в контакте колес с дорогой отсутствует. Моменты инерции масс: J_1 — двигателя и ведущих частей сцепления; J_2 — деталей коробки передач и половины карданного вала; J_3 — второй половины карданного вала и главной передачи с дифференциалом; J_4 — ведущих колес; J_5 — автомобиля (без учета вращающихся масс) и ведомых колес. В коэффициентах $c_1 — c_4$ учтены жесткости демпфера крутильных колебаний, валов, полуосей, шин ведущих колес. Уравнения равновесия для этой системы будут иметь следующий вид:

$$
\begin{aligned}
J_1\ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0,\\
J_2\ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0,\\
J_3\ddot{\varphi}_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) &= 0,\\
J_4\ddot{\varphi}_4 - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) + c_4(\varphi_4 - \varphi_5) &= 0,\\
J_5\ddot{\varphi}_5 - c_4(\varphi_4 - \varphi_5) &= 0.
\end{aligned}
$$

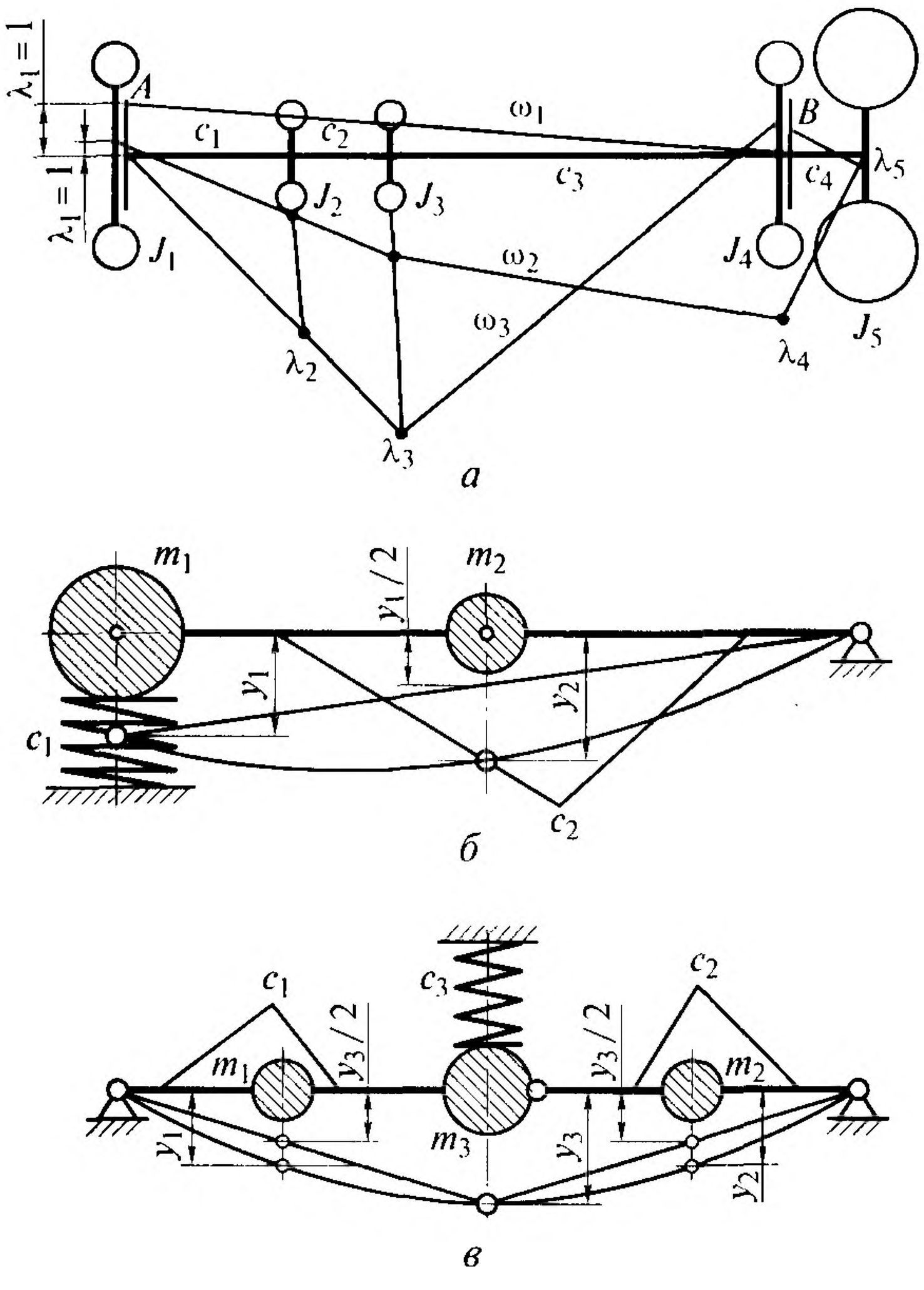


Рис. 6.8. Схемы для определения критических частот при изгибных колебаниях:

а — трансмиссии; *б* — карданной передачи с удлинителем коробки передач; *в* — карданной передачи с промежуточной опорой; λ — относительное перемещение (при $\lambda_1 = 1$); ω — собственная частота колебаний; m — масса; y — перемещение

Решение этой системы уравнений можно записать в виде

$$\varphi_i = \lambda_i \sin(\omega_i t + \alpha_i),$$

где λ_i — максимальная амплитуда i-й массы; ω_i — угловая частота; α_i — фазовый угол.

Подставив значения φ и их вторые производные в систему из пяти уравнений, получаем следующую систему уравнений:

$$-\lambda_1(c_1 - J_1\omega^2) - c_1\lambda_2 = 0,$$
$$-\lambda_1 c_1 + \lambda_2(c_1 + c_2 - J_2\omega^2) - c_2\lambda_3 = 0,$$
$$-\lambda_2 c_2 + \lambda_3(c_2 + c_3 - J_3\omega^2) - c_3\lambda_4 - c_3\lambda_p = 0,$$
$$-\lambda_3 c_3 + \lambda_4(c_3 + c_4 - J_4\omega^2) + c_3\lambda_p - c_4\lambda_5 = 0,$$
$$-\lambda_4 c_4 + \lambda_4(c_4 - J_5\omega^2) = 0.$$

С помощью этой системы можно определить собственные частоты и относительные перемещения масс. Принимая условно $\lambda_1 = 1$, получим относительные перемещения каждой массы на соответствующих частотах. Для каждой собственной частоты амплитуды колебаний образуют определенную совокупность величин, называемую формой колебаний. На рис. 6.8, *а* приведены формы колебаний на частотах ω_1, ω_2, ω_3.

Каждая из масс совершает сложное колебательное движение, которое является наложением главных колебаний разных частот. Теория линейных колебаний строится как теория главных колебаний, что исключает необходимость одновременного рассмотрения всей совокупности колебаний и дает возможность изучать главные колебания обособленно с последующим использованием принципа наложения.

Одним из основных возбудителей резонансных явлений в трансмиссии автомобиля является поршневой двигатель с его периодически меняющимся крутящим моментом. При расчете колебаний кривую крутящего момента двигателя в функции угла поворота коленчатого вала с помощью рядов Фурье разлагают на отдельные составляющие с частотами, кратными низшей частоте суммарного момента. Из векторов моментов строят фазовые диаграммы, которые и используют при анализе колебаний.

На некоторых легковых автомобилях применяют для уменьшения длины карданного вала коробку передач с удлинителем. Расчетная схема с учетом упругости передней опоры и жесткой задней опоры карданной передачи приведена на рис. 6.8, *б*. Уравнения равновесия этой двухмассовой системы будут иметь вид

$$m_1\ddot{y}_1 + c_1y_1 - 0{,}5c_2(y_2 - y_1/2) = 0,$$

$$m_2\ddot{y}_2 + 0{,}5c_2(y_2 - y_1/2) = 0,$$

где m_1 — масса удлинителя и переднего карданного шарнира; m_2 — масса карданного вала; c_1, c_2 — жесткость удлинителя и карданного вала соответственно.

Приняв $y_1 = A_1\sin\omega t$ и $y_2 = A_2\sin\omega t$ и подставив их в уравнения равновесия, получим уравнение собственных угловых частот

$$\omega^4 - A\omega^2 + B = 0,$$

где $A = |(2c_1 + c_2)/2m_1| + c_2/m_2$; $B = c_1c_2/m_1m_2$.

Решение этого уравнения дает две собственные угловые частоты, одна из которых связана с податливостью удлинителя. При большой податливости удлинителя система может войти в резонанс при движении автомобиля, что вызовет повышенные вибрации, шум и приведет к нарушению работы карданной передачи и даже к поломкам удлинителя.

Уравнения равновесия для карданной передачи с эластичной промежуточной опорой (рис. 6.8, *в*) имеют вид

$$m_1\ddot{y}_1 + c_1(y_1 - y_2/2) = 0,$$

$$m_2\ddot{y}_2 + c_2(y_2 - y_3/2) = 0,$$

$$m_3\ddot{y}_3 + c_3y_3 - c_1(y_1 - y_2/2) - c_2(y_2 - y_3/2) = 0,$$

где m_1, m_2, c_1, c_2, y_1, y_2 — масса, жесткость и прогиб соответственно первого и второго карданных валов; m_3 — суммарная масса промежуточной опоры и карданного шарнира; c_3, y_3 — жесткость и прогиб промежуточной опоры.

Приняв $y_n = A_n\sin\omega t$ и подставив их в уравнения равновесия, получим после преобразований уравнение собственных угловых частот

$$\omega^6 - A\omega^4 + B\omega^2 + C = 0.$$

Решение этого уравнения дает три собственные угловые частоты, одна из которых при совпадении с угловой скоростью вала приводит к резонансу. Самой низкой из трех частот является частота, непосредственно связанная с промежуточной опорой. Поэтому жесткость промежуточной опоры должна быть такой, чтобы возмущение от двигателя не приводило к резонансам при движении автомобиля.

6.3. Полуоси

Полуоси не относятся к карданным передачам, но как и карданные передачи они входят в трансмиссию и предназначены для передачи крутящего момента на относительно большие расстояния, обычно от дифференциала к ведущим неуправляемым колесам при зависимой подвеске (при независимой подвеске крутящий момент на ведущие колеса передается карданными передачами с шарнирами неравных угловых скоростей — на неуправляемые колеса и с шарнирами равных угловых скоростей — на управляемые колеса).

В зависимости от нагрузок, испытываемых полуосями, принято деление их на полуразгруженные (рис. 6.9, *а*), на три четверти разгруженные (рис. 6.9, *в*) и полностью разгруженные (рис. 6.9, *б*). Полуразгруженная полуось воспринимает все усилия и моменты, передаваемые от дороги. На три четверти разгруженная полуось воспринимает также все усилия и моменты, кроме изгибающих моментов, которые частично воспринимаются балкой моста. Полностью разгруженная полуось должна передавать только крутящий момент. Однако из-за деформации балки, смещения шлицевых концов и других причин возникают напряжения изгиба. Обычно

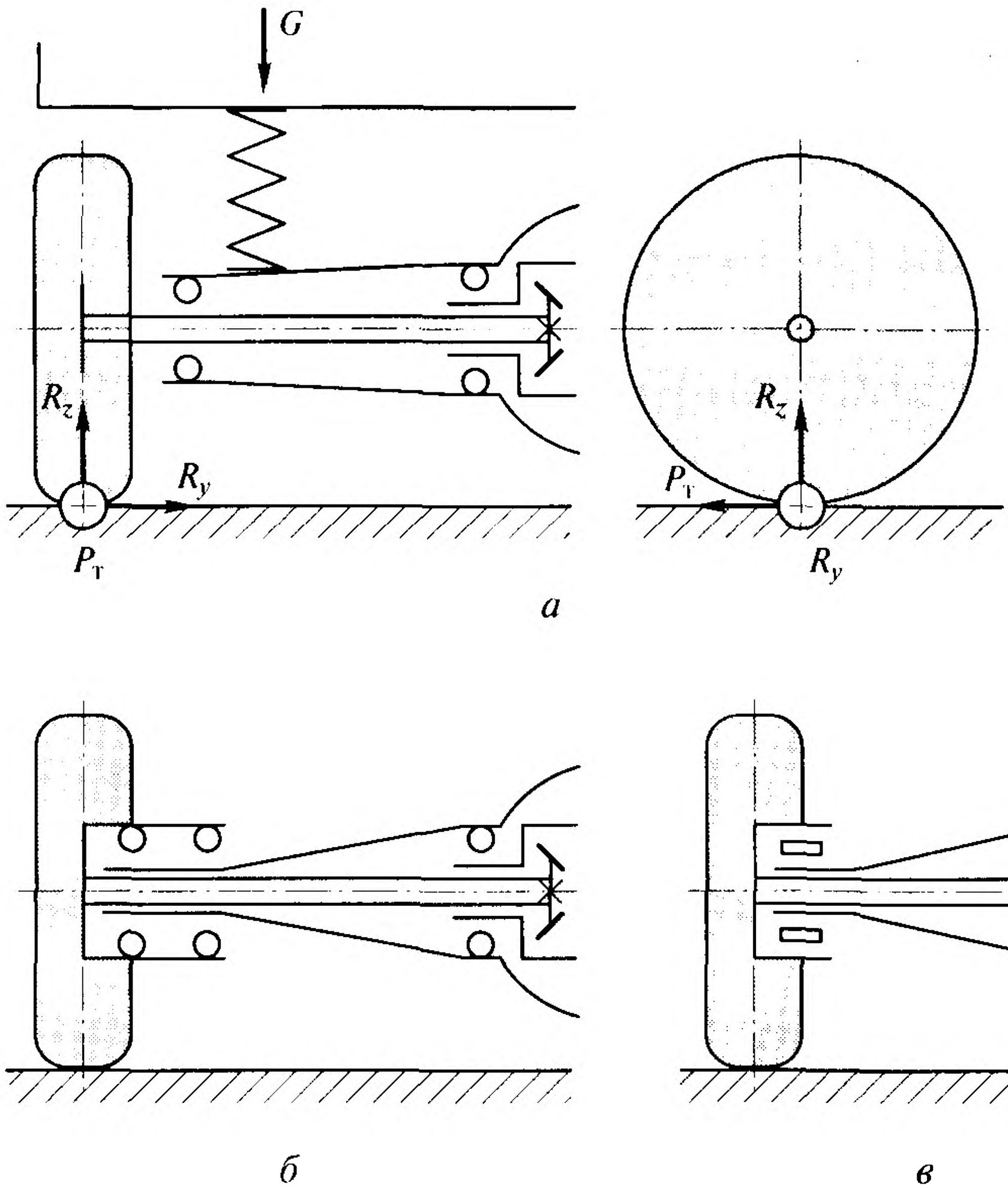


Рис. 6.9. Схемы полуосей:

а — полуразгруженной; *б* — полностью разгруженной; *в* — разгруженной на три четверти; G — вертикальная нагрузка на балку моста; R — реакции дороги; $P_т$ — сила тяги

полностью разгруженные полуоси применяются на грузовых автомобилях.

Полуразгруженную полуось рассчитывают на кручение и изгиб так же, как балку моста для трех случаев нагружения: прямолинейного движения, заноса, динамического нагружения. Полуразгруженная полуось обычно разрушается в опасном сечении под подшипником.

При прямолинейном движении рассчитывают:

суммарный изгибающий момент от вертикальной R_z и горизонтальной $P_т = \varphi R_z$ сил (при $\varphi = 0{,}9$)

$$M_и = b\sqrt{R_z^2 + P_m^2};$$

крутящий момент

$$M_{кр} = P_т r_к;$$

сложное напряжение

$$\sigma_{сл} = \left(\sqrt{M_и^2 + M_{кр}^2}\right) \Big/ (0,1d^3), [\sigma_{сл}] = 800 \text{ МПа}.$$

При заносе вправо рассчитывают изгибающие моменты на правом и левом колесах:

$$M_{и.л} = R_{у.л} r_к - R_{z.л} b, \; M_{и.пр} = R_{у.пр} r_к + R_{z.пр} b.$$

При динамическом нагружении рассчитывают:
вертикальную нагрузку

$$R_{z.л} k_д = R_{z.пр} k_д,$$

где $k_д = 1,5 \ldots 3,0$ — коэффициент динамичности;
горизонтальную нагрузку

$$R_{z.л} k_д \varphi = R_{z.пр} k_д \varphi,$$

где $\varphi = 1$;
скручивающую нагрузку

$$M_{кр} = R_{z.л} k_д \varphi r_к = R_{z.пр} k_д \varphi r_к, \; \tau = M_{кр}/W_{кр}, \; [\tau] = 600 \text{ МПа}.$$

Шлицы на концах полуоси рассчитывают на срез и смятие при $[\tau] = 75$ МПа и $[\sigma_{см}] = 200$ МПа.

Полностью разгруженную и разгруженную на три четверти полуоси рассчитывают только на кручение и на жесткость.

Разгруженная полуось обычно разрушается в месте начала шлицов.

Напряжение кручения

$$\tau = P_т r_к/(0,2d^3).$$

Угол закручивания полуоси

$$\theta = 180 \; P_т r_к l/(\pi G J_p),$$

где $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа; $J_p = \pi d^4/64$ — полярный момент инерции сечения.

Обычно допускаемый угол закручивания составляет не более 10° на 1 м длины вала.

6.4. Расчеты на работоспособность

Расчетные нагрузки. Расчет на усталостную прочность карданных передач и полуосей проводят в зависимости от условий эксплуатации, расчет на статическую прочность для карданной передачи, расположенной за коробкой передач, — по $M_{к.р} = k_д M_{e\,max} u_{1к.п}$ или по сцеплению с дорогой, если $M_{к.р} > M_{кφ}$. Для карданных передач привода к ведущим колесам учитывается доля передаваемо-

го момента. Расчет на статическую прочность полуосей приведен в подразд. 6.3.

Материалы. Вилки, крестовины карданных шарниров обычно изготавливают из среднеуглеродистых легированных сталей 18ХГТ, 30Х и других, трубчатые карданные валы — из мало- или среднеуглеродистых сталей 15, 20, 40. Сплошные карданные валы в приводе к ведущим управляемым колесам изготавливают из легированной стали. В последние годы иногда применяют трубчатые карданные валы, изготовленные из композиционных материалов: стеклопластиков, углепластиков или боропластиков, имеющих при той же прочности в 4 раза меньшую плотность, чем у стали.

Расчеты. Карданный вал рассчитывают на кручение, а также проверяют на изгибные колебания, на угол закручивания и на осевую нагрузку. Шлицы компенсирующего устройства проверяют на смятие и срез.

В карданном шарнире неравных угловых скоростей рассчитывают *шипы крестовины на изгиб, срез и смятие, вилки — на изгиб и кручение.*

Игольчатые подшипники подбирают по максимально допустимой нагрузке.

В шариковых карданных шарнирах равных угловых скоростей рассчитывают поверхности контакта с шариками на контактные напряжения.

Расчет на усталостную прочность выполняют обычно для тех металлических деталей автомобиля, которые имеют относительно малую жесткость и работают при переменных нагрузках, а именно: валы карданных передач, полуоси, упругие устройства подвески.

Этот расчет производят по нагрузочным режимам, соответствующим характерным для данного автомобиля условиям эксплуатации с учетом их длительности. Подсчитанные при этом эквивалентные напряжения, характеризующие усталость данной детали, используют для определения долговечности. Для расчетов на усталостную прочность необходимо располагать статистическими данными, сбор которых весьма трудоемок и требует больших затрат времени.

Критериями усталостной прочности так же, как и критериями статической прочности, могут быть коэффициенты запаса прочности, обычно равные 1,1...1,5 и определяемые по предельным или по допустимым напряжениям.

Если условия эксплуатации известны, тогда можно использовать следующий порядок расчета.

1. Установить классификацию условий эксплуатации для данного автомобиля (тип дороги, полезная нагрузка, скоростной режим и т.д.).

2. Записать нагрузочный режим данной детали в условиях дорожных испытаний и построить корреляционные таблицы для каждого из принятых условий эксплуатации.

3. Построить кривые распределения нагруженности детали для каждого из принятых условий эксплуатации.

4. Построить кривые усталости при использовании данных по стендовым испытаниям.

5. Вычислить корреляционные уравнения долговечности.

6. Подсчитать коэффициент запаса усталостной прочности и предельный срок службы детали (в км пробега) для каждого из принятых условий эксплуатации.

7. Подсчитать предельный срок службы детали (в км пробега) для смешанных условий эксплуатации.

Карданный вал испытывает изгибающие, скручивающие и осевые нагрузки. Для уменьшения изгибающих нагрузок карданный вал в сборе подвергается динамической балансировке с точностью $(15...25) \cdot 10^{-4}$ Н · м (15...25 Г · см) для грузовых автомобилей грузоподъемностью ниже 5 т и $100 \cdot 10^{-4}$ Н · м — при грузоподъемности 5 т и выше, $(10...20) \cdot 10^{-4}$ Н · м — для легковых автомобилей. Кроме того, проверяют биение карданного вала в сборе с подшипниками. Допустимое биение обычно составляет 0,1...0,3 мм для легковых автомобилей и 1...2 мм для грузовых. Тем не менее карданный вал проверяют на критическую частоту вращения по уравнению (6.11). При создании новых моделей легковых автомобилей проводят расчет колебаний трансмиссии и силового агрегата.

Также рассчитывают:

напряжение кручения трубчатого вала

$$\tau = 5M_{кр}D/(D^4 - d^4),\ [\tau] = 120\ \text{МПа};$$

напряжение кручения сплошного вала

$$\tau = 5M_{кр}/D^3,\ [\tau] = 400\ \text{МПа}.$$

При передаче крутящего момента карданный вал закручивается на угол

$$\theta = 180M_{кр}l/(\pi GJ_p),$$

где J_p — момент инерции сечения вала; $G = 8{,}5 \cdot 10^4$ МПа — модуль упругости при кручении.

Обычно допускаемый угол закручивания составляет не более 8° на 1 м длины вала.

Крутящий момент может привести к смятию и срезу шлицов вала. Напряжение смятия шлицов (сила смятия приложена к среднему диаметру) определяют по формуле

$$\sigma_{см} = 8M_{кр}/(d^2_{ш.н} - d^2_{ш.вн})l_ш n_ш,\ [\sigma_{см}] = 20\ \text{МПа},$$

где $l_ш$ — длина шлицов; $n_ш$ — число шлицов.

Напряжение среза шлицов (считая, что шлицы срезаются по их внутреннему диаметру) определяют по формуле

$$\tau_{ср} = M_{кр}/(d_{ш.вн} l_ш b_ш n_ш),\ [\tau_{ср}] = 30\ МПа.$$

Осевые нагрузки возникают в компенсирующем соединении при изменении расстояния между карданными шарнирами. Даже при большом количестве смазки часто она не удерживается на поверхностях трения и перемещения происходят в условиях граничного трения. При этом коэффициент трения $\mu = 0{,}2$, а при появлении задиров возрастает до 0,4. Большие осевые силы создают дополнительные нагрузки на карданные шарниры, подшипники коробки передач и главной передачи.

Осевые силы являются одной из основных причин того, что долговечность карданных передач в 2—3 раза ниже, чем у основных агрегатов автомобиля. Осевую силу можно определить как $Q = 4M_{кр}\,\mu/(d_{ш.н} + d_{ш.вн})$.

Уменьшить коэффициент трения в 3 раза можно, применив покрытие шлицов полимерными материалами. Однако полимерная пленка не всегда надежно удерживается на поверхностях трения.

Иногда применяют компенсирующее соединение, в котором трение скольжения заменено трением качения благодаря использованию роликов или иголок, оси которых располагаются перпендикулярно оси вала. При этом коэффициент трения уменьшается в 20 раз.

Карданный шарнир неравных угловых скоростей рассчитывают в следующем порядке.

Напряжение изгиба шипа крестовины (рис. 6.10)

$$\sigma = M_{кр} a/(2r \cdot 0{,}1 d^3),\ [\sigma] = 300\ МПа.$$

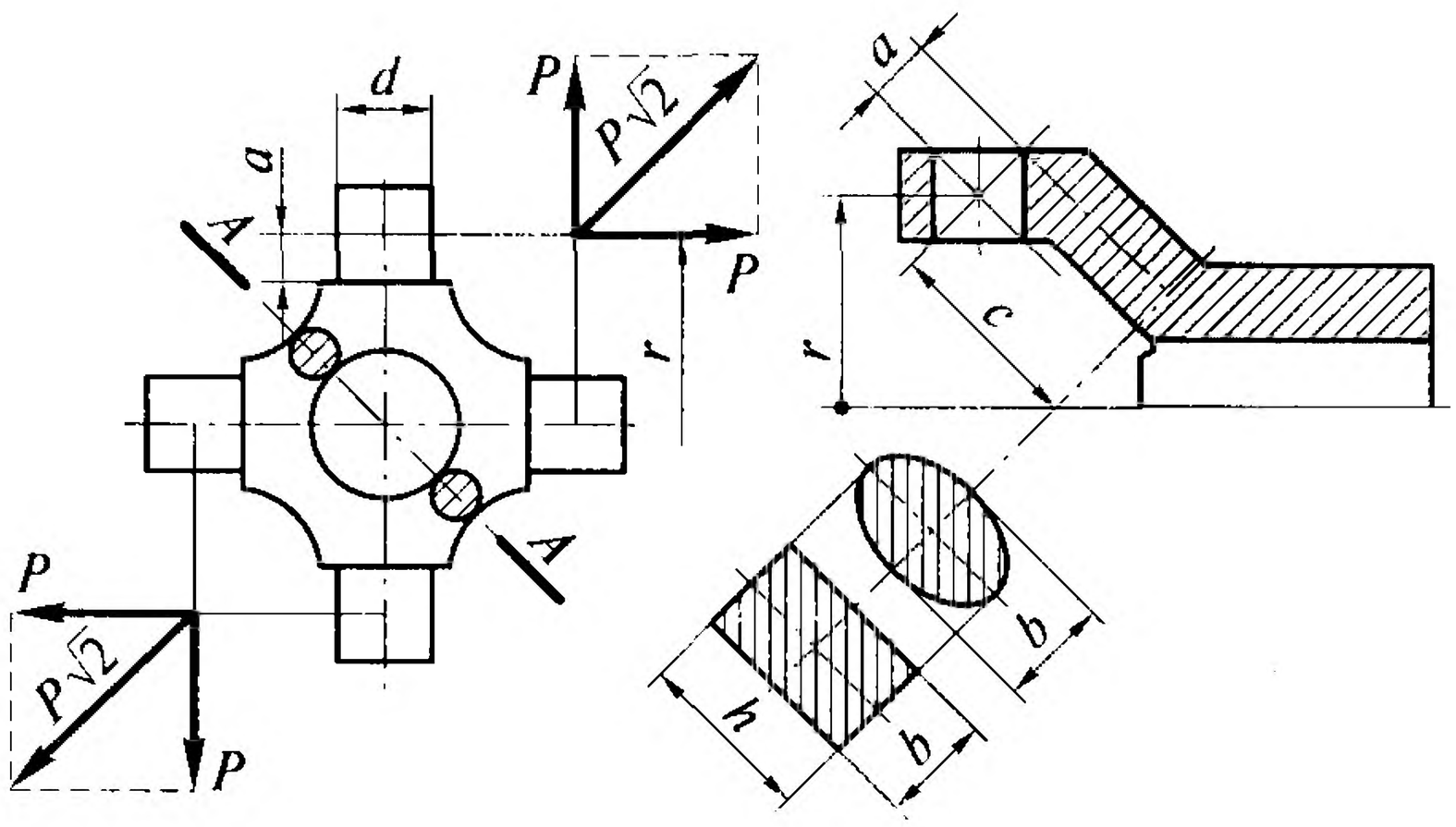


Рис. 6.10. Расчетная схема крестовины и вилки жесткого шарнира неравных угловых скоростей:

P — окружные силы; a, b, c, d, h, r — размеры

Напряжение среза шипа крестовины

$$\tau = 2M_{кр}/(\pi d^2 r),\ [\tau] = 80\ \text{МПа}.$$

Напряжение крестовины на разрыв в сечении $A—A$ **с площадью** F

$$\sigma_р = 0,7M_{кр}/(rF),\ [\sigma_р] = 150\ \text{МПа},$$

где коэффициент $0,7 = \sqrt{2}/2$, поскольку окружные силы P на соседних шипах имеют разные направления действия.

Напряжение изгиба вилки

$$\sigma = M_{кр}c/(2rW_и),\ [\sigma] = 80\ \text{МПа},$$

где $W_и = bh^2/6$ — момент сопротивления при изгибе для прямоугольного сечения; $W_и = bh^2/10$ — для эллиптического сечения.

Напряжение кручения вилки

$$\tau = M_{кр}a/(2rW_{кр}),\ [\tau] = 150\ \text{МПа},$$

где $W_{кр} = \alpha hb^2$ — момент сопротивления при кручении для прямоугольного сечения; $W_{кр} = hb^2/5$ — для эллиптического сечения.

Коэффициент α зависит от отношения h/b:

h/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
α	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

Допустимая нагрузка на игольчатые подшипники

$$P_{max} = 7\,900\ z_и l_и d_и/A,$$

где $z_и$ — число иголок в подшипнике; $l_и$, $d_и$ — длина и диаметр иголки; $A = \sqrt[3]{(n_M/u_{кп})\operatorname{tg}\gamma}$; n_M — частота вращения вала двигателя при $M_{e\,max}$.

Шариковый шарнир с делительными канавками (см. рис. 6.4) рассчитывают исходя из того, что в этом шарнире окружное усилие P передается двумя шариками диаметром d, а допустимое напряжение определяют по эмпирическому выражению

$$[\sigma] \le 5\,100\sqrt[3]{P/d^2},$$

где $P = M_{кр}/(2R')$, $R' = R\cos(\varphi + 0,5\gamma)$, $\varphi = \arcsin(a/R)$.

Шариковый шарнир с делительным рычажком (см. рис. 6.5) рассчитывают исходя из того, что в этом шарнире все шарики (на рис. 6.5 их шесть) передают окружное усилие. Допустимую нагрузку F, кН, на шарик определяют по эмпирической формуле

$$[F] = 46d^2 \le F,$$

где $d = R/1,7$ — диаметр шарика, см; $F = P/\cos\delta$; $P = M_{кр}/(6R\cos\gamma)$ — окружная сила, действующая на один из шести шариков.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности рабочего процесса карданной передачи?
2. Как классифицируют карданные передачи и карданные шарниры?
3. Перечислите требования к карданным передачам. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?
4. В чем особенность схемы сил шарнира неравных угловых скоростей?
5. Каковы условия возникновения вибраций карданной передачи и силового агрегата с карданной передачей? Какие мероприятия обеспечивают снижение этих вибраций?
6. В чем различие между полуосями: разгруженной, разгруженной на три четверти и полуразгруженной?
7. Назовите материалы, применяемые для изготовления основных деталей карданных передач.

ГЛАВА 7

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

7.1. Классификация рулевых управлений и требования к ним

Рулевое управление предназначено для изменения направления движения автомобиля.

Рулевые управления колесных машин подразделяются по следующим **основным классификационным признакам**:

по способу поворота (рис. 7.1):

управляемыми колесами;

управляемой осью;

складыванием звеньев;

бортовым поворотом (принудительным вращением ведущих колес одного борта с иной угловой скоростью, чем ведущих колес другого борта);

расположению места водителя:

правое — при левостороннем движении;

левое — при правостороннем движении.

Кроме того, для получившего наибольшее применение на автомобилях рулевого управления с управляемыми колесами (оно состоит из рулевого колеса, рулевого механизма, рулевого привода, а также часто и усилителя) выделяют классификацию рулевых механизмов и рулевых приводов.

Классификация рулевых механизмов:

по типу передачи: механический, гидравлический (рулевой механизм или рулевое управление);

передаточному числу:

изменяемое;

неизменяемое;

обратимости:

обратимый;

на пределе обратимости.

Классификация рулевых приводов (рулевых трапеций):

по расположению:

передняя — перед осью;

задняя — за осью;

в зависимости от типа подвески:

цельная (при зависимой подвеске);

разрезная (при независимой подвеске).

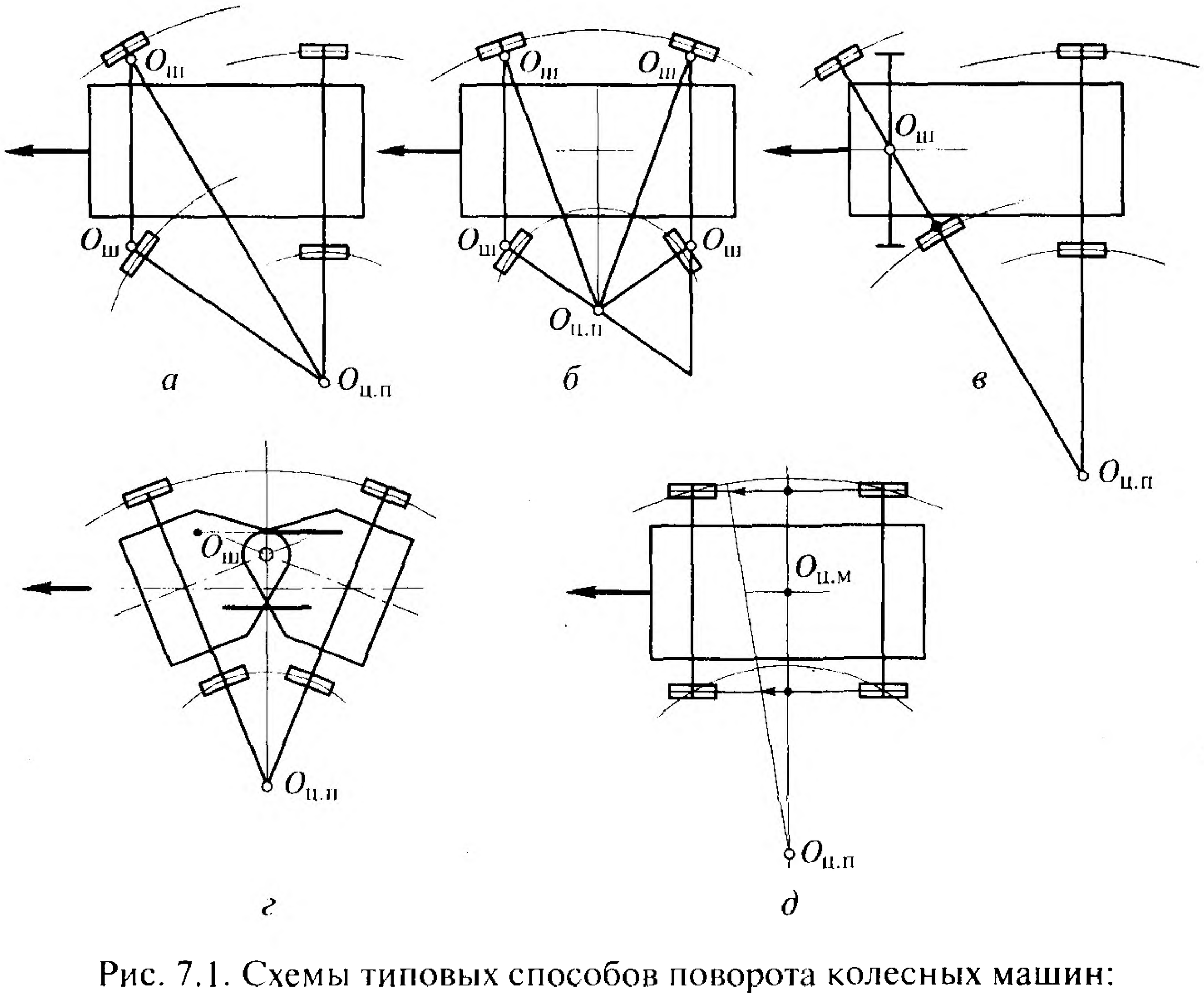


Рис. 7.1. Схемы типовых способов поворота колесных машин: *а*, *б* — управляемыми колесами; *в* — управляемой осью; *г* — складыванием звеньев; *д* — бортовой поворот; $O_{ш}$ — ось шкворня; $O_{ц.п}$ — центр поворота, $O_{ц.м}$ — центр масс

Основные требования к рулевому управлению следующие:

обеспечение высокой маневренности автомобиля;

удобство и легкость управления, в том числе минимальная передача толчков от дороги на рулевое колесо;

соответствие радиуса поворота управляющему воздействию водителя;

высокая надежность;

минимальное боковое скольжение колес при повороте автомобиля;

стабилизация повернутых управляемых колес;

минимальные вибрации, в том числе отсутствие автоколебаний управляемых колес;

кинематическая согласованность с подвеской.

Кроме того, к рулевым управлениям, как и к остальным механизмам и системам автомобиля, предъявляют также общие требования:

обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность (здесь она выделена отдельным пунктом, поскольку из ме-

ханизмов и систем автомобиля рулевое управление и тормозное управление прежде всего влияют на безопасность движения);

минимальное обслуживание;

технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к рулевым управлениям с управляемыми колесами.

Высокая маневренность (малый радиус поворота и малая ширина коридора) обеспечивается в основном уменьшением базы и увеличением угла поворота управляемых колес. Обычно минимальный радиус поворота легковых автомобилей составляет 4,5...5,5 м, грузовых — 8...12 м. Маневренность существенно улучшается, если, кроме передних управляемых колес, используются еще и задние управляемые колеса.

Удобство и легкость управления, как и для любого органа управления, определяются обычно удобным расположением органа управления (рулевого колеса), величиной его полного хода (который не должен превышать 5 оборотов от одного до другого крайнего положения), невысокими значениями усилия, необходимого для перемещения рулевого колеса. Обычно считается, что это усилие не должно превышать 100 Н для легковых автомобилей и 250 Н для грузовых. Удобство расположения определяется в частности соответствием расположения плоскости рулевого колеса посадке водителя.

Соответствие радиуса поворота управляющему воздействию водителя обеспечивается в основном использованием жесткой кинематической связи между управляемыми колесами и рулевым колесом. Кроме того, суммарный люфт рулевого колеса должен находиться в заданных минимальных значениях. При этом управляющее воздействие водителя не должно вызывать боковых скольжений управляемых и неуправляемых колес.

Высокая надежность рулевого управления обеспечивается в основном достаточно большими запасами по напряжениям в деталях рулевого управления. Применение дублирующих систем в рулевом управлении, как и в тормозном управлении, пока не представляется возможным.

Минимальное боковое скольжение колес при повороте автомобиля обеспечивается в основном применением рулевых трапеций в приводе управляемых колес, а при трех и более осях, кроме того, расположением осей, обеспечивающим минимальное боковое скольжение. Меньшая высота профиля и более широкий протектор шины уменьшают углы увода наружных колес при движении на повороте.

Стабилизация повернутых управляемых колес обеспечивается в основном при малых скоростях движения применением поперечного наклона оси шкворня, а при больших скоростях движения — упругостью шин и продольным наклоном оси шкворня.

7.2. Рабочий процесс рулевого управления с управляемыми колесами

7.2.1. Основные параметры рабочего процесса

При заданных значениях радиуса обода рулевого колеса $r_{р.к}$, передаточного числа $u_{р.у}$ и КПД $\eta_{р.у}$ рулевого управления усилие на рулевом колесе $P_{р.к}$ пропорционально моменту $M_с$ сопротивления колес повороту вокруг осей шкворней:

$$P_{р.к} = M_с/(r_{р.к}u_{р.у}\eta_{р.у}). \qquad (7.1)$$

Величина $M_с$ существенно зависит от массы автомобиля, приходящейся на управляемые колеса, от коэффициента трения колес с дорогой, от скорости движения автомобиля, уменьшаясь в 1,5—2 раза с увеличением $v_а$ от 0 до 20 км/ч. Обычно считается, что при движении по асфальту с малой скоростью $P_{р.к}$ должно быть для легковых автомобилей не более 100 Н (с усилителем 20 Н), для грузовых автомобилей — не более 250 Н (с усилителем 120 Н, а при его отказе — 500 Н).

Обычно радиус $r_{р.к} = 0{,}18...0{,}22$ м для легковых автомобилей и 0,22...0,3 м для грузовых. Кинематическое передаточное число (по углам поворота колес $\theta_к$ и рулевого колеса $\theta_{р.к}$) $u_{р.у} = u_{р.м}u_{р.п}$, причем обычно передаточное число рулевого привода $u_{р.п} = 0{,}9...1{,}1$ (до 2 у некоторых моделей) и несколько изменяется при повороте управляемых колес. Передаточное число рулевого механизма $u_{р.м} = 15...20$ у легковых автомобилей, 20...25 у грузовых (у карьерных самосвалов типа БелАЗ $u_{р.м} = 40$ и более). Максимальный поворот управляемых колес обычно составляет 30...36° от среднего положения, что при $u_{р.м} = 20$ требует поворота рулевого колеса приблизительно на 2 оборота.

КПД современных рулевых управлений $\eta_{р.у} = 0{,}75...0{,}85$, причем при использовании шкворней обычно потери в шкворнях составляют 40...50 %, в шарнирах тяг — 10...15 %, в рулевом механизме — 35...50 % от общей суммы потерь. При двух и более управляемых осях $\eta_{р.у} = 0{,}5...0{,}7$.

Для любой передачи КПД равен отношению мощностей на ведомом и ведущем звеньях, т.е. $\eta = N_2/N_1 = \bar{u}/u$, где $u = \omega_1/\omega_2$ — кинематическое передаточное число, $\bar{u} = M_2/M_1$ — силовое передаточное число. В рулевом управлении с управляемыми колесами используют жесткие кинематические (механические или гидравлические) связи между управляемыми колесами и рулевым колесом. Поэтому значение КПД $\eta_{р.у}$ определяется только механическими потерями, трением в механизмах и деталях рулевого управления.

Однако при высокой жесткости деталей рулевого управления боковые толчки от неровностей дороги слабо поглощаются в ру-

левом управлении. Рулевые управления современных легковых автомобилей обычно имеют угловую жесткость $c_\varphi = 1{,}0 \ldots 0{,}3$ Н · м на градус угла поворота рулевого колеса при закрепленных управляемых колесах. Это обеспечивает хорошее поглощение толчков от дороги и увеличение недостаточной поворачиваемости. У грузовых автомобилей c_φ больше. При независимой подвеске жесткость рулевого управления (его привода) в 1,5—2 раза ниже, чем при зависимой.

Кроме повышенной жесткости, в рулевом управлении при нейтральном положении рулевого колеса (прямолинейное движение) должен быть минимальный суммарный зазор (люфт). Максимальный допускаемый люфт рулевого колеса составляет 10...15°.

Износостойкость и срок службы деталей рулевого привода обычно меньше, чем рулевого механизма. Люфт в рулевом колесе увеличивается при одинаковом пробеге от износа: шарниров тяг — на 2...4°, шлицов сошки — на 10...20°, шкворней — на 13...20°, от усадки пружин — на 2...3°.

7.2.2. Рулевой привод

Обычно автомобили имеют передние управляемые колеса. Из рис. 7.2 следует, что для движения на повороте двух управляемых колес без бокового скольжения необходимо (без учета углов увода) выполнить условие

$$\operatorname{ctg}\alpha_н - \operatorname{ctg}\alpha_в = B'/L, \qquad (7.2)$$

где B' — расстояние между осями шкворней; L — база (расстояние между передней и задней осями автомобиля).

Рулевая трапеция, устанавливая зависимость между углами поворота наружного $\alpha_н$ и внутреннего $\alpha_в$ (относительно центра поворота) колес, лишь приближенно обеспечивает выполнение

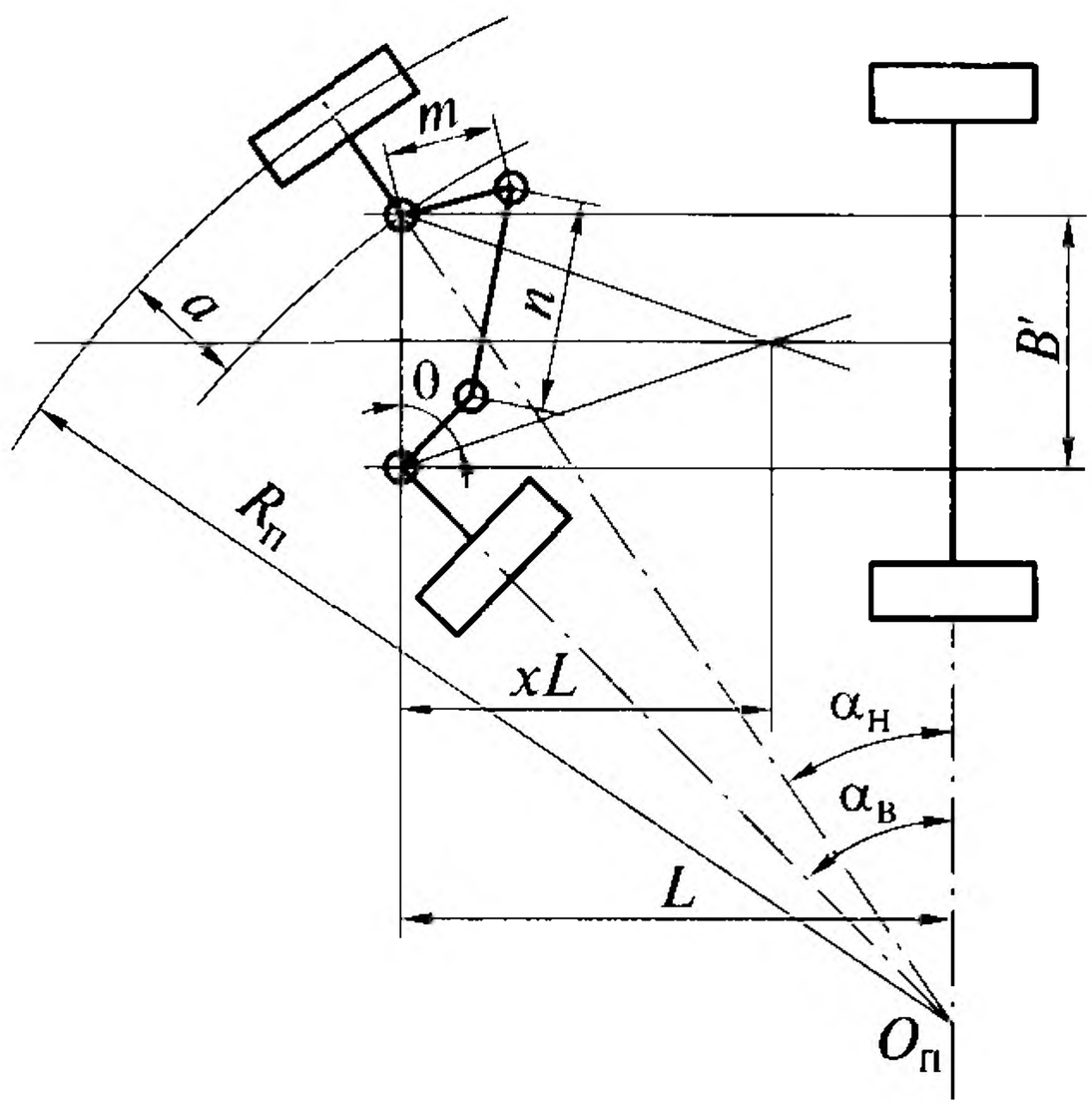


Рис. 7.2. Схема поворота двухосного автомобиля с неразрезной рулевой трапецией:

$\alpha_н$, $\alpha_в$ — угол поворота наружного и внутреннего колеса соответственно; θ — угол наклона рычагов рулевой трапеции; $R_п$ — радиус поворота; B' — расстояние между осями шкворней на поверхности дороги; a — расстояние от оси шкворня до середины пятна контакта шины с дорогой

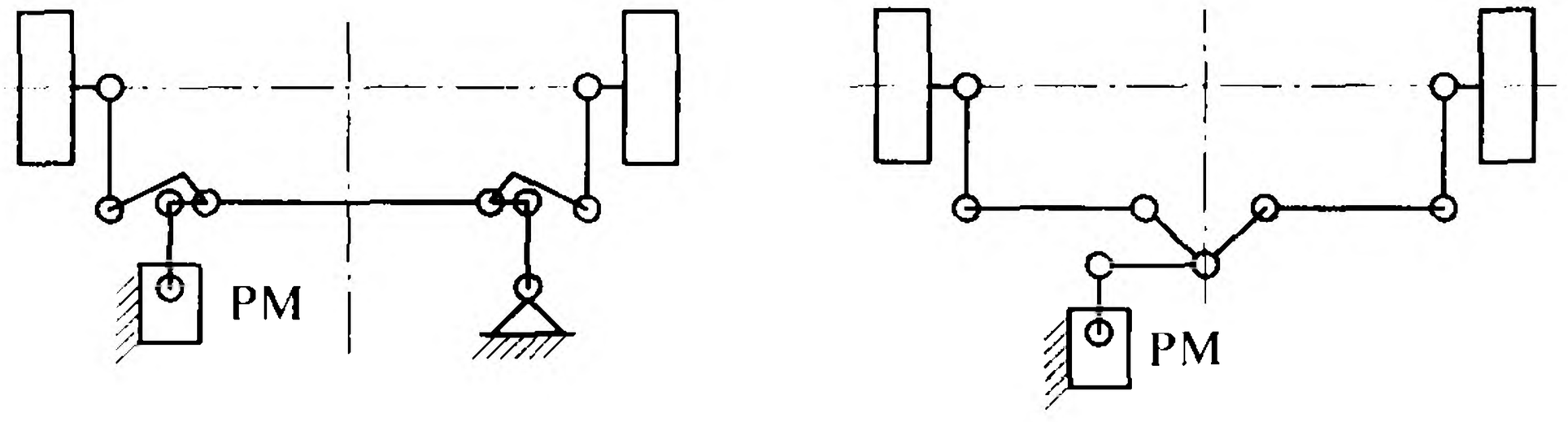


Рис. 7.3. Схемы двух вариантов разрезных рулевых трапеций:
РМ — рулевой механизм

условия, установленного уравнением (7.2). Кроме того, при движении на повороте со значительной скоростью условие (7.2) изменяется из-за углов увода следующим образом:

$$\operatorname{ctg}(\alpha_н - \delta_н) - \operatorname{ctg}(\alpha_в - \delta_в) = B'/(L - C).$$

Обычно $m/n = 0{,}14 \ldots 0{,}2$ и $\theta = 60 \ldots 75°$, причем $x = 0{,}7$ для задней трапеции и $x = 1{,}0$ для передней трапеции. Радиус поворота $R_п$ без учета углов увода (см. рис. 7.2)

$$R_п = L/\sin\alpha_н + a. \qquad (7.3)$$

Величиной a обычно можно пренебречь.

Для согласования с кинематикой подвески при независимой подвеске управляемых колес (вид сверху) применяют разрезную трапецию, выполненную по разным схемам, например по схемам рис. 7.3. При зависимой подвеске управляемых колес трапеция цельная (см. рис. 7.2).

Размеры и размещение продольной тяги также должны быть согласованы с кинематикой подвески. Например, если рессора *1* (рис. 7.4) соединена с рамой сзади серьгой *2*, спереди — шарниром, а рулевой механизм *3* установлен за осью управляемых колес, тогда колесо при наезде на неровность должно перемещаться по дуге *mm* вместе с рессорой, но передний конец продольной тяги должен перемещаться по дуге *nn*. Колесо и передний конец

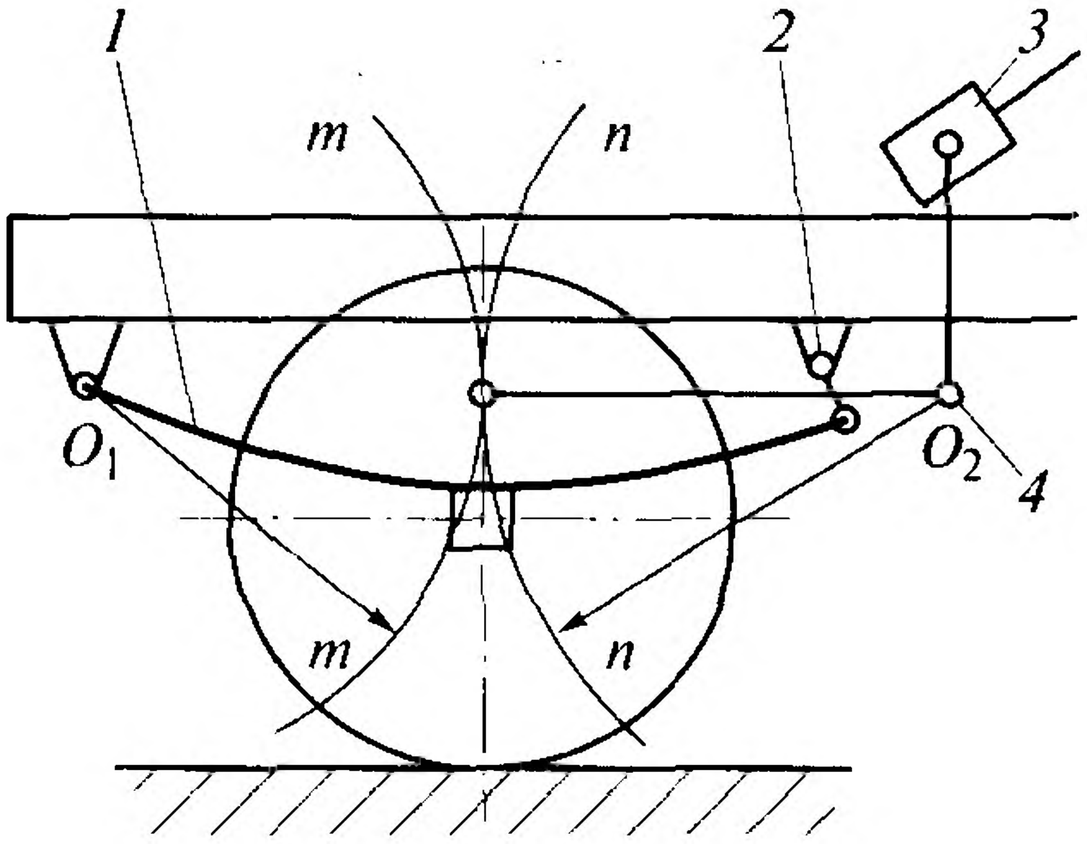


Рис. 7.4. Схема возможного рассогласования рулевого управления с подвеской (вид сбоку):
1 — рессора; *2* — шарнир серьги; *3* — рулевой механизм; *4* — шарнир продольной рулевой тяги

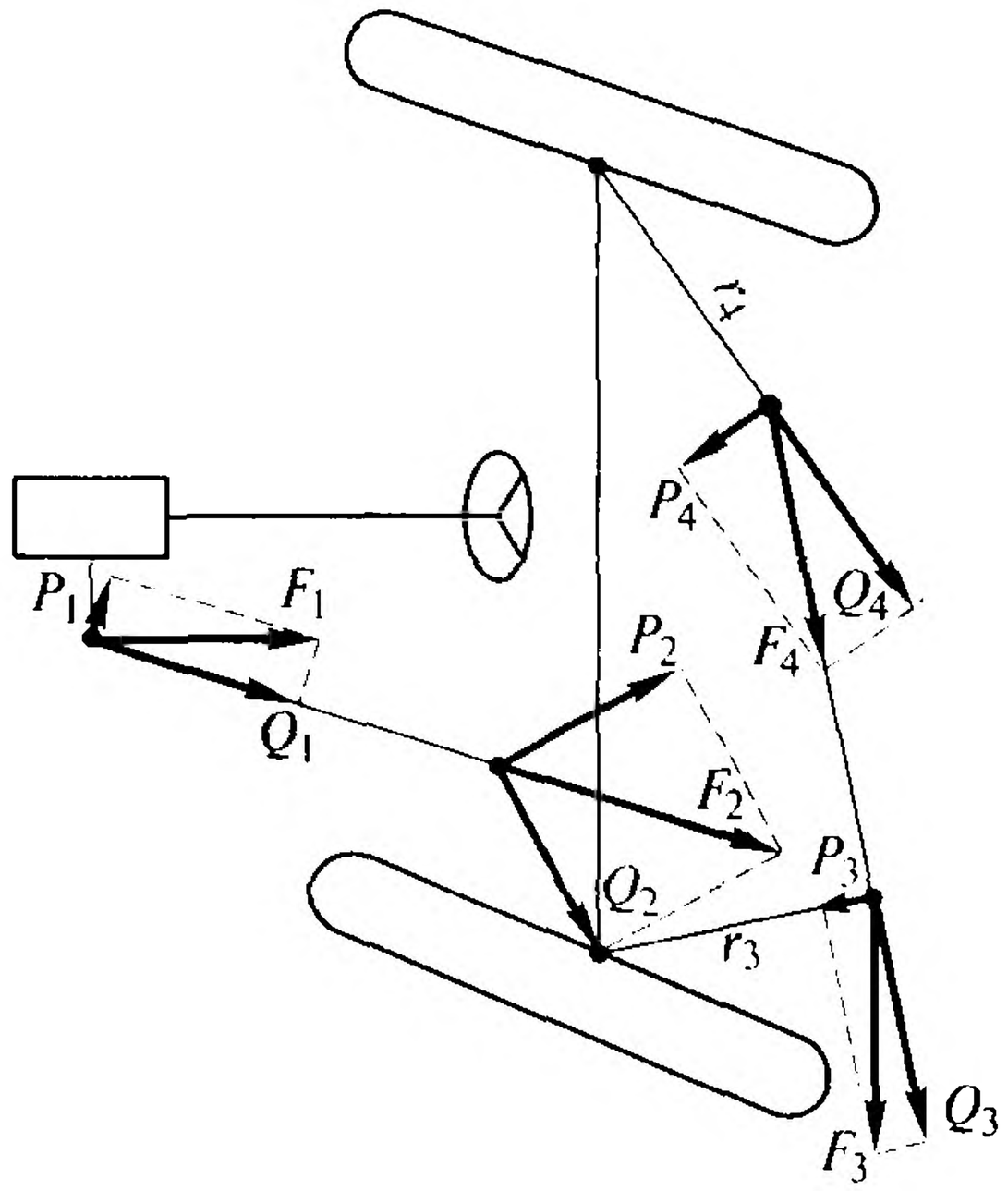


Рис. 7.5. Схема сил в приводе рулевого управления:

F — суммарная сила; Q — продольная (*вдоль тяги или рычага*) составляющая суммарной силы; P — поперечная составляющая суммарной силы

продольной тяги могут перемещаться только по дуге *mm*. Это приводит к повороту сошки, а значит и к повороту (вилянию) управляемых колес. Уменьшение разницы в траекториях *mm* и *nn* обеспечивается установкой переднего конца рессоры на серьге, заднего — на шарнире или размещением рулевого механизма перед осью управляемых колес. Однако и в этом случае возможно некоторое рассогласование, так как при повороте управляемых колес меняется положение конца сошки — шарнира *4* продольной рулевой тяги.

Силы, действующие в рулевом приводе, без учета вертикальных составляющих, показаны на рис. 7.5, причем F — суммарная сила, Q — продольная (вдоль тяги или рычага) и P — поперечная составляющие. Таким образом:

$$F_1 = P_{\text{р.к}} r_{\text{р.к}} u_{\text{р.м}} \eta_{\text{р.м}} / r_1,\ Q_1 = F_2 = \sqrt{Q_2^2 + P_2^2},\ P_2 r_2 = M_{\text{с1}} + F_3 r_3,$$

$$Q_3 = F_4 = \sqrt{Q_4^2 + P_4^2},\ P_4 r_4 = M_{\text{с1}},$$

где $M_{\text{с1}}$ — момент сопротивления повороту одного управляемого колеса.

При повороте управляемых колес неподвижного автомобиля можно пренебречь стабилизирующими моментами. В этом случае используют различные эмпирические формулы, например

$$M_{\text{с1}} = 0{,}067 \varphi \sqrt{G_{\text{к1}}^3 / (10^4 p_{\text{ш}})}\ ,\ \text{или}\ M_{\text{с1}} = \varphi G_{\text{к1}} \sqrt{e J_0 / F_{\text{к}}}\ ,$$

где φ — коэффициент трения колес с дорогой (коэффициент сцепления); $G_{\text{к1}}$ — вес, приходящийся на одно колесо, Н; $p_{\text{ш}}$ — давле-

ние в шинах, МПа; e — расстояние центра отпечатка от оси шкворня; J_0 — полярный момент инерции отпечатка шины; $F_к$ — площадь отпечатка.

При передних и задних управляемых колесах, поворачиваемых синхронно в разные стороны (см. рис. 7.1, *б*), существенно улучшается маневренность и проходимость по сравнению с использованием только передних управляемых колес (см. рис. 7.1, *а*). Это обеспечивается уменьшением радиуса поворота, сокращением ширины коридора поворота и уменьшением затрат мощности при повороте на грунте из-за образования колеи только с двумя следами вместо четырех. Кроме того, устраняется необходимость в межосевом дифференциале при всех ведущих колесах.

Однако при схеме поворота с передними и задними управляемыми колесами автомобиль при больших скоростях движения имеет низкую курсовую устойчивость. Водитель должен постоянно корректировать направление движения. Кроме того, при выходе из поворота на задних управляемых колесах кратковременно увеличивается боковая реакция, что может стать причиной заноса. У трех- и четырехосных автомобилей из-за наличия средних неуправляемых колес эти недостатки уменьшаются. Устраняются эти недостатки введением запаздывания начала поворота задних колес примерно на 6° относительно передних или подключения поворо-

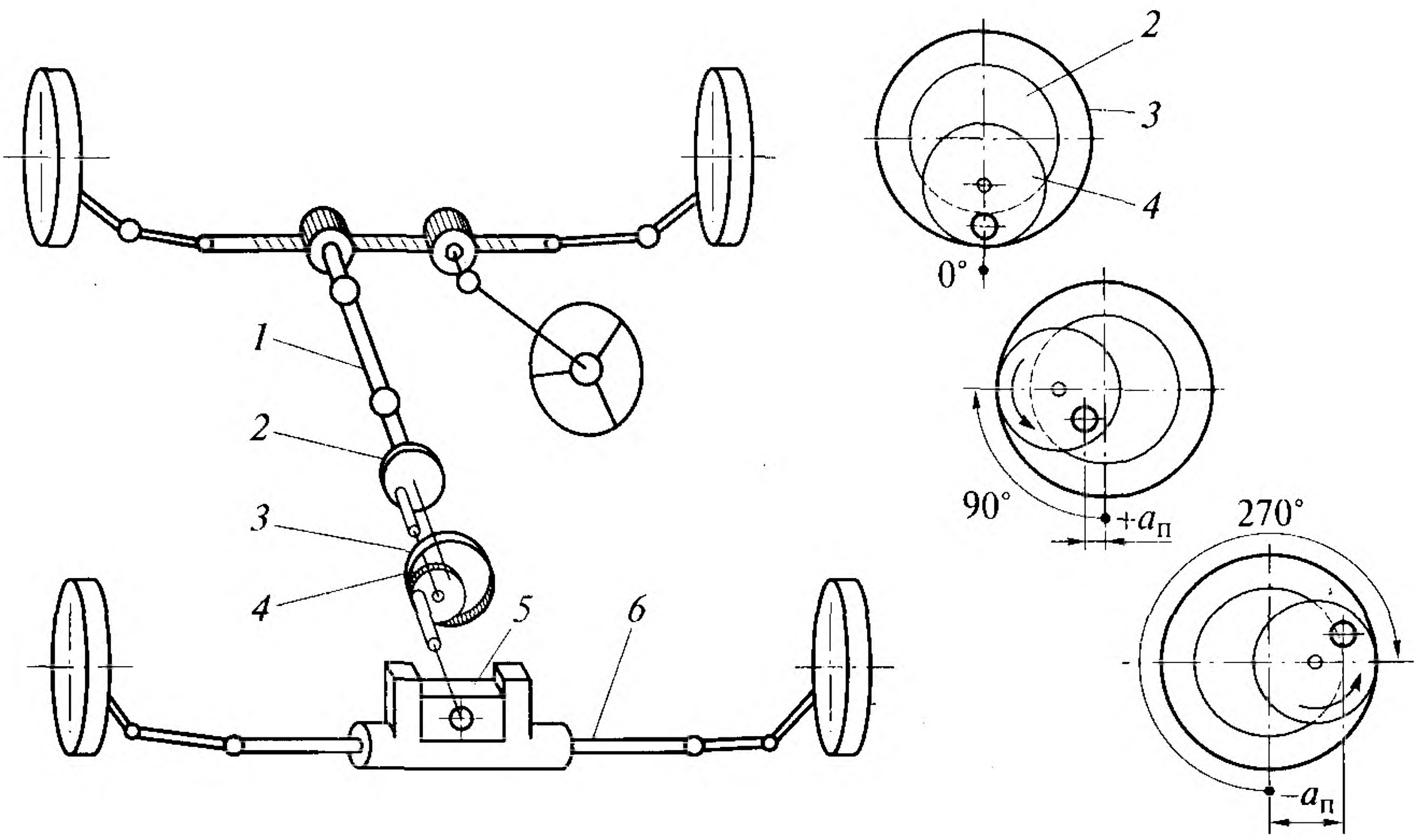


Рис. 7.6. Схема механической связи между передними и задними управляемыми колесами фирмы «Хонда»:

1 — карданная передача; *2* — кривошипный вал; *3* — зубчатое колесо; *4* — планетарная шестерня; *5* — ползун; *6* — поперечная рулевая тяга; $a_п$ — линейное смещение ползуна, соответствующее повороту задних колес

та задних колес только при малых (менее 20 км/ч) скоростях движения.

Увеличить безопасные скорости прохождения крутых поворотов позволяет рулевое управление, обеспечивающее поворот задних колес двухосного автомобиля в ту же сторону, что и передних, но на меньшие углы (до 1,5° при 8° у передних колес). При меньших скоростях движения задние колеса возвращаются в нейтральное положение, а при углах поворота передних колес более 12° — поворачиваются в противоположную сторону, но на меньшие углы, чем передние колеса (до 5° у задних колес при 30° у передних). Обычно поворот задних колес осуществляется гидроцилиндрами с управлением от электронной системы. Фирма «Хонда» применила более простую механическую связь задних колес с передними через карданную передачу (*1* на рис. 7.6) и планетарный механизм связи, состоящий из кривошипного вала *2*, зубчатого колеса *3* с внутренним зацеплением, планетарной шестерни *4* с эксцентриком, ползуна *5* в поперечной тяге *6*.

Для увеличения безопасных скоростей прохождения крутых поворотов применяются и другие решения, например, устанавливается управляемый дифференциал (см. рис. 5.1, *б*).

7.2.3. Рулевые механизмы

Наибольшее распространение получили следующие рулевые механизмы:

червячные: обычно глобоидный червяк — ролик, а также цилиндрический червяк — сектор и др.;

винтовые: винт — гайка и рейка — сектор, а также винт — гайка — кривошип и др.;

зубчатые: обычно шестерня — рейка, а также зубчатый редуктор.

Получение больших передаточных чисел обеспечивается применением винтовых и червячных передач. Однако их КПД из-за трения скольжения составляет 0,5...0,7. Замена трения скольжения в значительной степени трением качения (ролик вместо сектора, гайка с шариками в винтовых канавках) позволила повысить КПД до 0,9.

Большое значение имеет *обратимость рулевого механизма* — способность передавать усилие от сошки к рулевому колесу. Чем больше в этом случае момент трения в рулевом механизме, тем ниже его обратный КПД, тем более ослабленными передаются толчки от дороги на рулевое колесо, но тем хуже стабилизация управляемых колес. Поэтому желательно иметь обратный КПД порядка 0,5...0,6.

Обычно передаточное число рулевых механизмов не изменяется или мало изменяется от угла поворота рулевого колеса. Однако применение переменного передаточного числа с $u_{р.м} = 25$ при $\theta_{р.к} < 90°$

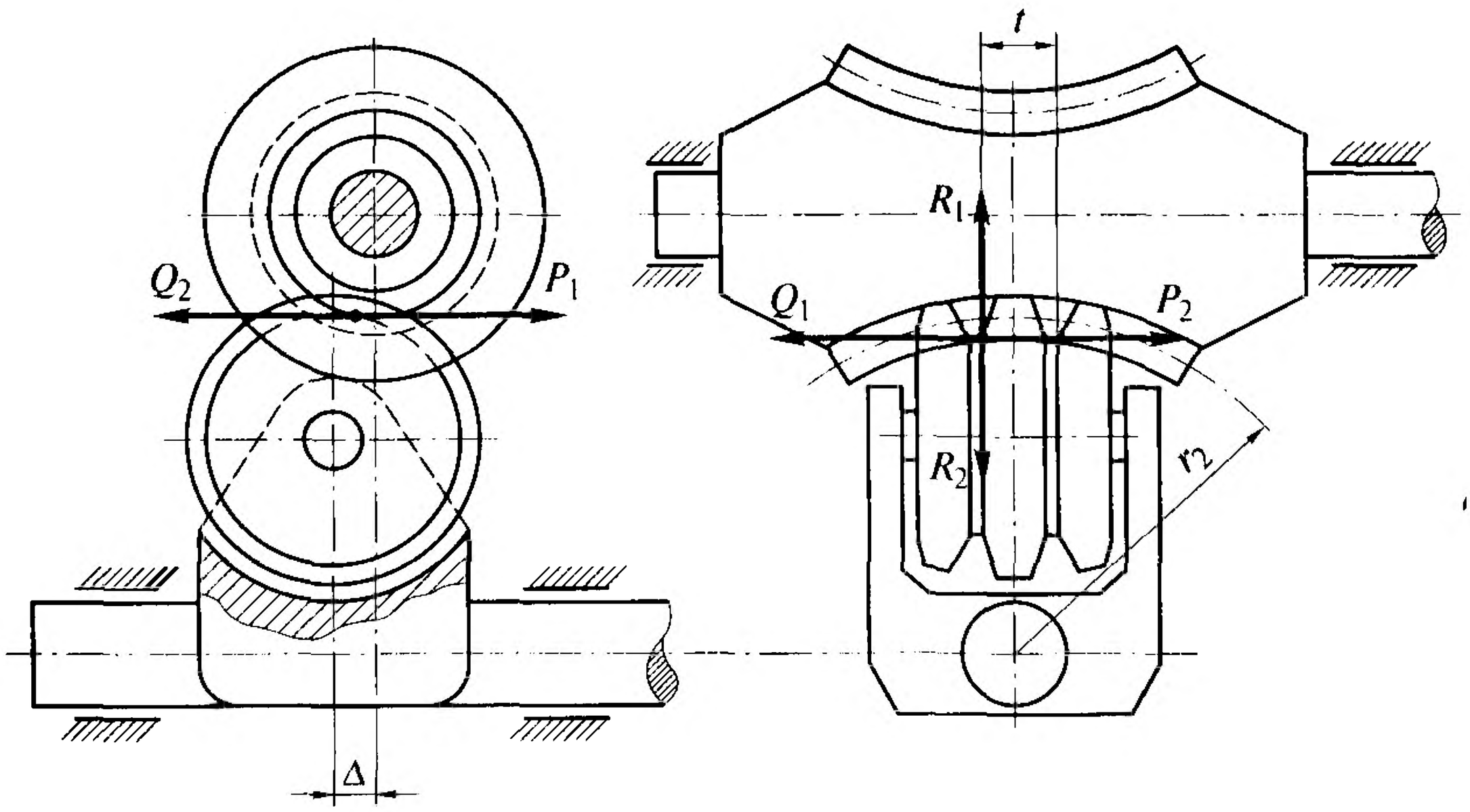


Рис. 7.7. Схема сил в рулевом механизме с глобоидным червяком и роликом:

P — окружная сила; Q — осевая сила; R — радиальная сила; t — шаг червяка; Δ — смещение оси ролика относительно оси червяка

и $u_{р.м} \le 10$ при $\theta_{р.к} > 180°$ может улучшить управляемость автомобилем за счет повышения точности управления и снижения передачи толчков от дороги при больших скоростях движения и за счет повышения маневренности при малых скоростях движения.

Рулевой механизм с глобоидным червяком и роликом (рис. 7.7) имеет передаточное число для среднего положения

$$u_{р.м} = 2\pi r_2/(tz_ч),$$

где r_2 — начальный радиус глобоиды червяка; t — шаг винтовой линии; $z_ч$ — число заходов червяка.

От среднего положения к крайним $u_{р.м}$ возрастает на 5...7 %; КПД $\eta_{р.м} = 0{,}8...0{,}85$, обратный КПД — 0,7.

Силы, действующие на червяк, такие же, как и на цилиндрическое зубчатое колесо: окружная $P_1 = M_{р.к}/r_1$, осевая $Q_1 = P_1 \mathrm{tg}\beta_1$, радиальная $R_1 = P_1 \mathrm{tg}\alpha/\cos\beta_1$, где α — угол зацепления; β_1 — угол спирали. Силы, действующие на ролик: $P_2 = Q_1$, $Q_2 = P_1$, $R_2 = R_1$.

Рулевой механизм с цилиндрическим червяком и сектором (рис. 7.8) имеет передаточное число

$$u_{р.м} = r_2 \cos\beta_2/(r_1 \cos\beta_1) = z_к/z_ч,$$

где $z_к$ — полное число зубьев колеса, из которого выделен сектор; $z_ч$ — число заходов червяка.

Коэффициент полезного действия $\eta_{р.м} = 0{,}7...0{,}8$, обратный КПД 0,6.

Зависимости для определения сил, действующих на червяк и сектор, можно получить из зависимостей для гипоидных передач

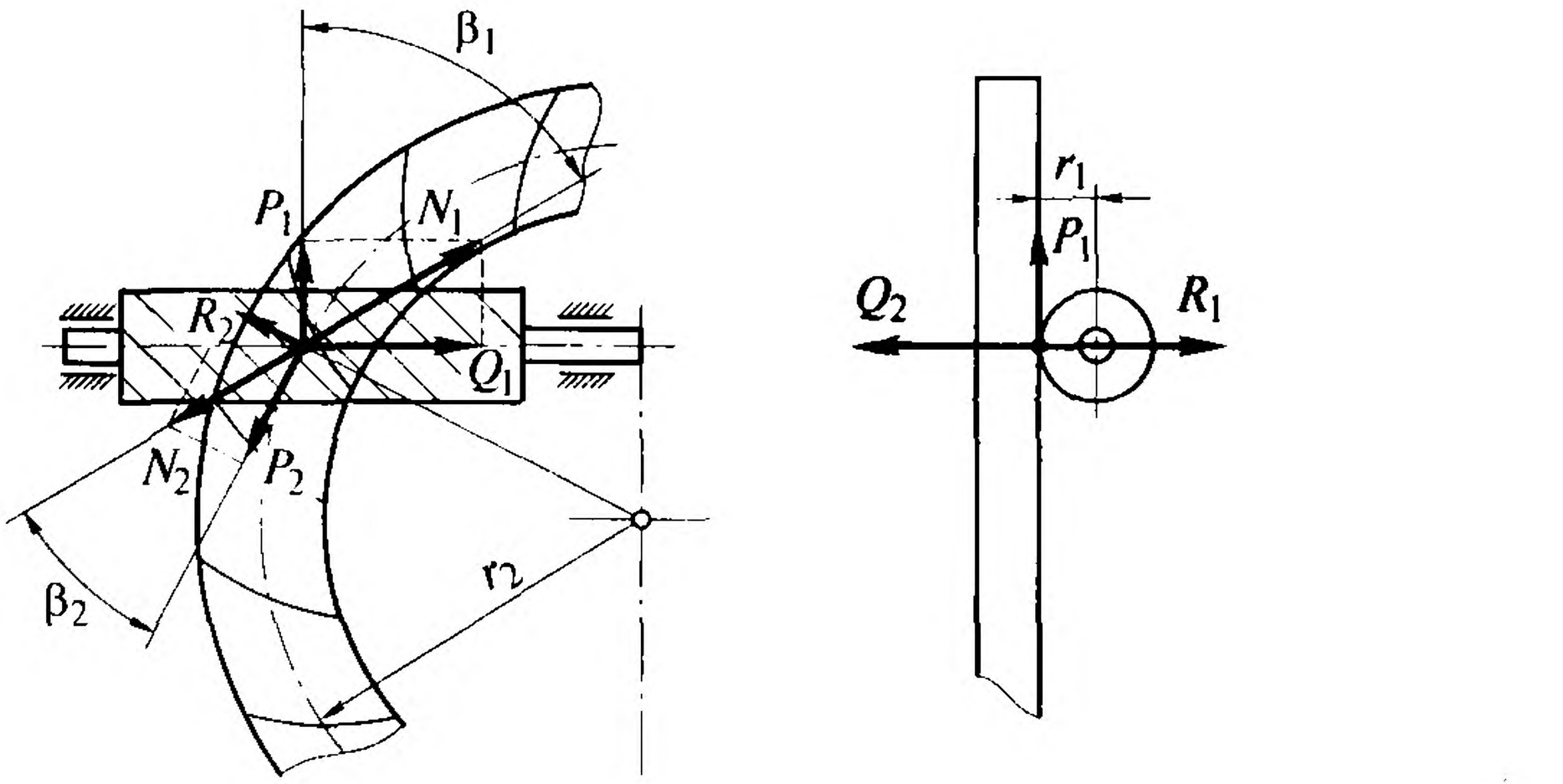


Рис. 7.8. Схема сил в рулевом механизме с цилиндрическим червяком и сектором:

P — окружная сила; Q — осевая сила; R — радиальная сила; β — угол спирали зубьев червяка и зубчатого сектора; N_1, N_2 — результирующие силы

при $\delta_1 = 0$ и $\delta_2 = 90°$. При этом для сил, действующих на червяк, справедливы также зависимости, приведенные для глобоидного червяка. Для сектора $P_2 = P_1 \cos\beta_2 / \cos\beta_1$, $Q_2 = R_1$, $R_2 = P_2 \operatorname{tg}\beta_2$.

Рулевой механизм винт — гайка и рейка — сектор (рис. 7.9) имеет передаточное число

$$u_{\text{р.м}} = 2\pi r_2 / t,$$

где r_2 — радиус начальной окружности зубьев сектора; t — шаг винта.

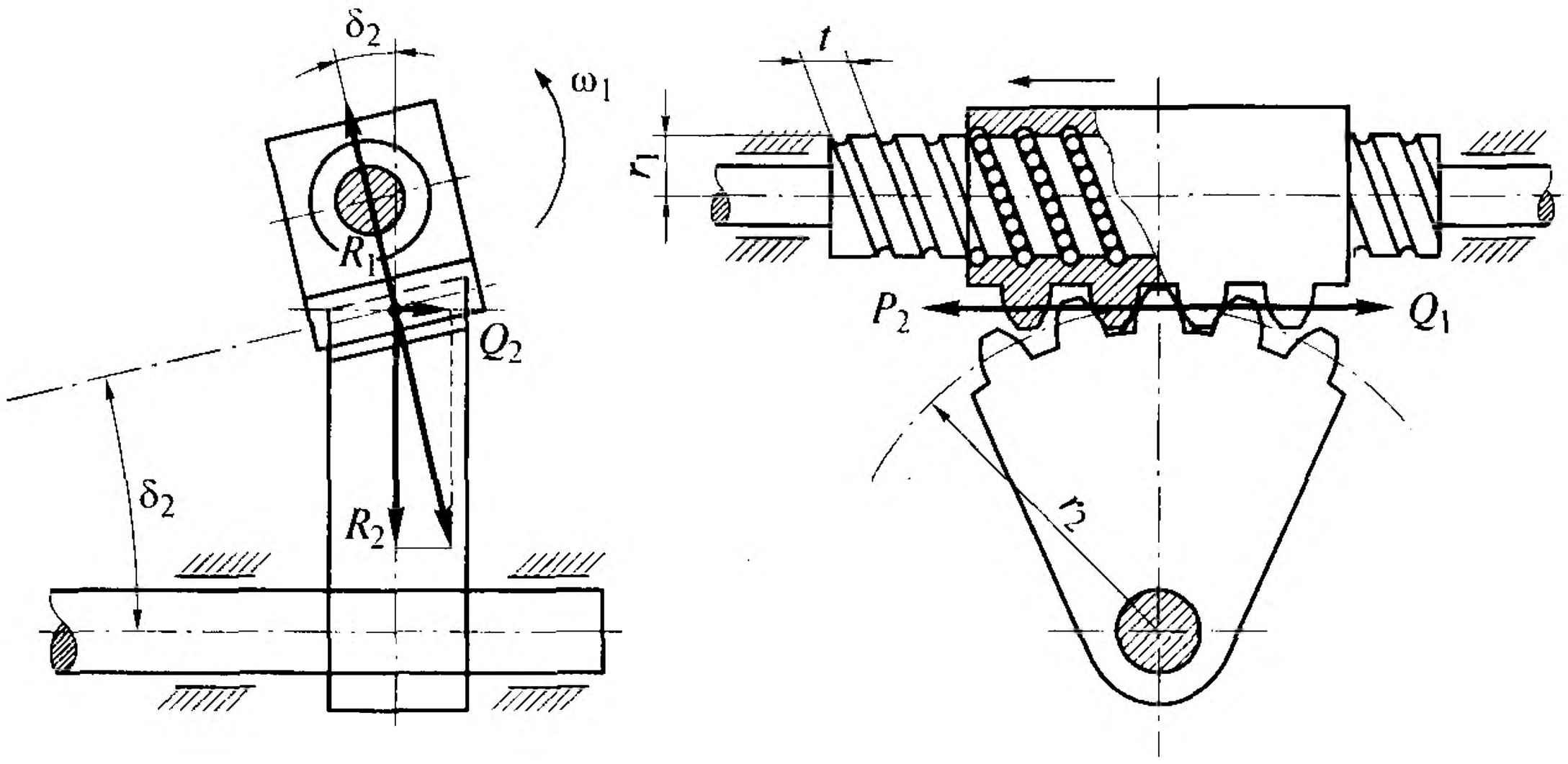


Рис. 7.9. Схема сил в рулевом механизме типа винт — гайка и рейка — сектор:

P — окружная сила; Q — осевая сила; R — радиальная сила; t — шаг винта; δ — угол наклона зубчатого сектора

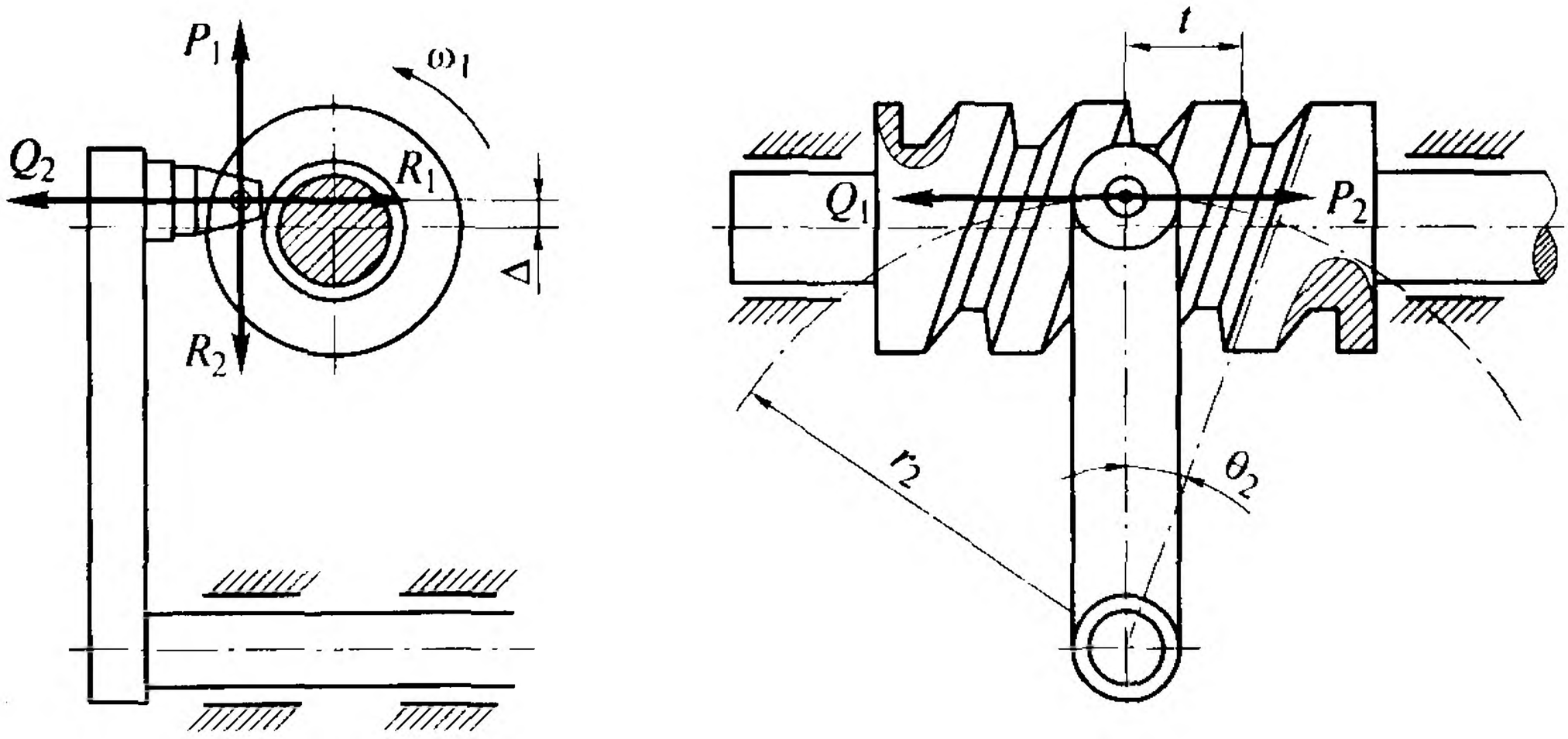


Рис. 7.10. Схема сил в рулевом механизме типа винт — кривошип:
P — окружная сила; Q — осевая сила; R — радиальная сила; t — шаг червяка; Δ — смещение оси шипа относительно оси червяка

Коэффициент полезного действия $\eta_{р.м} = 0{,}85...0{,}9$, обратный КПД — 0,82. Зубья сектора прямые, но $Q_2 \neq 0$ из-за наклона зубьев (конус с $\delta_2 = 7...9°$ служит для регулировки зацепления).

Для винта $P_1 = M_{р.к}/r_1$, $Q_1 = P_2$. Кроме того, на винт от сектора передается радиальная сила $R_1 = \sqrt{Q_2^2 + P_2^2} = P_2 \operatorname{tg}\alpha$. Остальные силы:

$P_2 = M_{р.к} u_{р.м}/r_2$, $Q_2 = P_2 \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_2$, $R_2 = P_2 \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_2$.

Рулевой механизм винт — кривошип (рис. 7.10) имеет передаточное число при $t = \text{const}$

$$u_{р.м} = 2\pi r_2 \cos\theta_2 / t,$$

где θ_2 — угол поворота вала сошки.

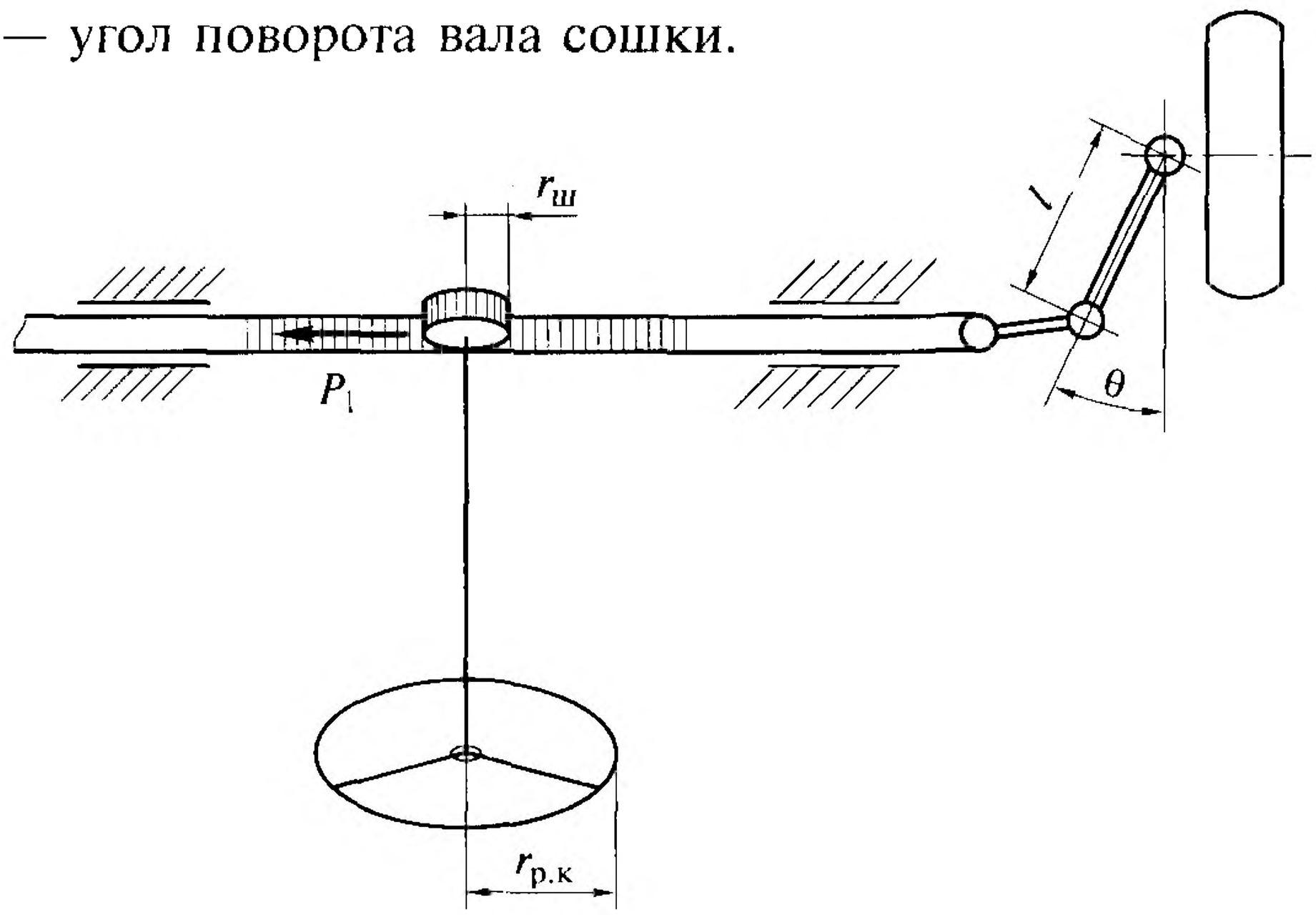


Рис. 7.11. Схема сил в рулевом механизме типа шестерня — рейка:
$r_ш$ — радиус шестерни; $r_{р.к}$ — радиус рулевого колеса; l — длина рычага; θ — угол поворота рычага

Обычно шип устанавливают в кривошипе на подшипниках, и он, вращаясь, катится по винтовой поверхности; КПД $\eta_{р.м} = 0{,}75$, обратный КПД — 0,65. Изготовив винт с переменным шагом t, можно получить переменное передаточное число, близкое к оптимальному.

Приближенно можно использовать для определения сил, действующих на винт, те же зависимости, что и для глобоидного червяка. Кроме того, $P_2 = Q_1$, $Q_2 = R_1$, $R_2 = P_1$, как и для ролика, находящегося в зацеплении с червяком.

Рулевой механизм шестерня — рейка (рис. 7.11) имеет передаточное число рулевого управления

$$u_{р.у} = l\cos\theta / r_{ш}.$$

Коэффициент полезного действия (прямой и обратный) $\eta_{р.у} = 0{,}9$. Передаточное число в небольших пределах изменяется из-за изменения угла θ. При нарезке зубьев рейки с увеличением шага по мере удаления от центрального положения можно получить значительное изменение $u_{р.у}$ по заданному закону. При прямых зубьях $P_1 = M_{р.к}/r_{ш}$, $R_1 = P_1 \operatorname{tg}\alpha$.

Гидравлическое рулевое управление (рис. 7.12). Рулевая колонка *9* непосредственно соединена с гидростатическим агрегатом, насос-дозатор *8* которого питается от насоса питания *10*. При плавном повороте рулевого колеса, например вправо, насос-дозатор

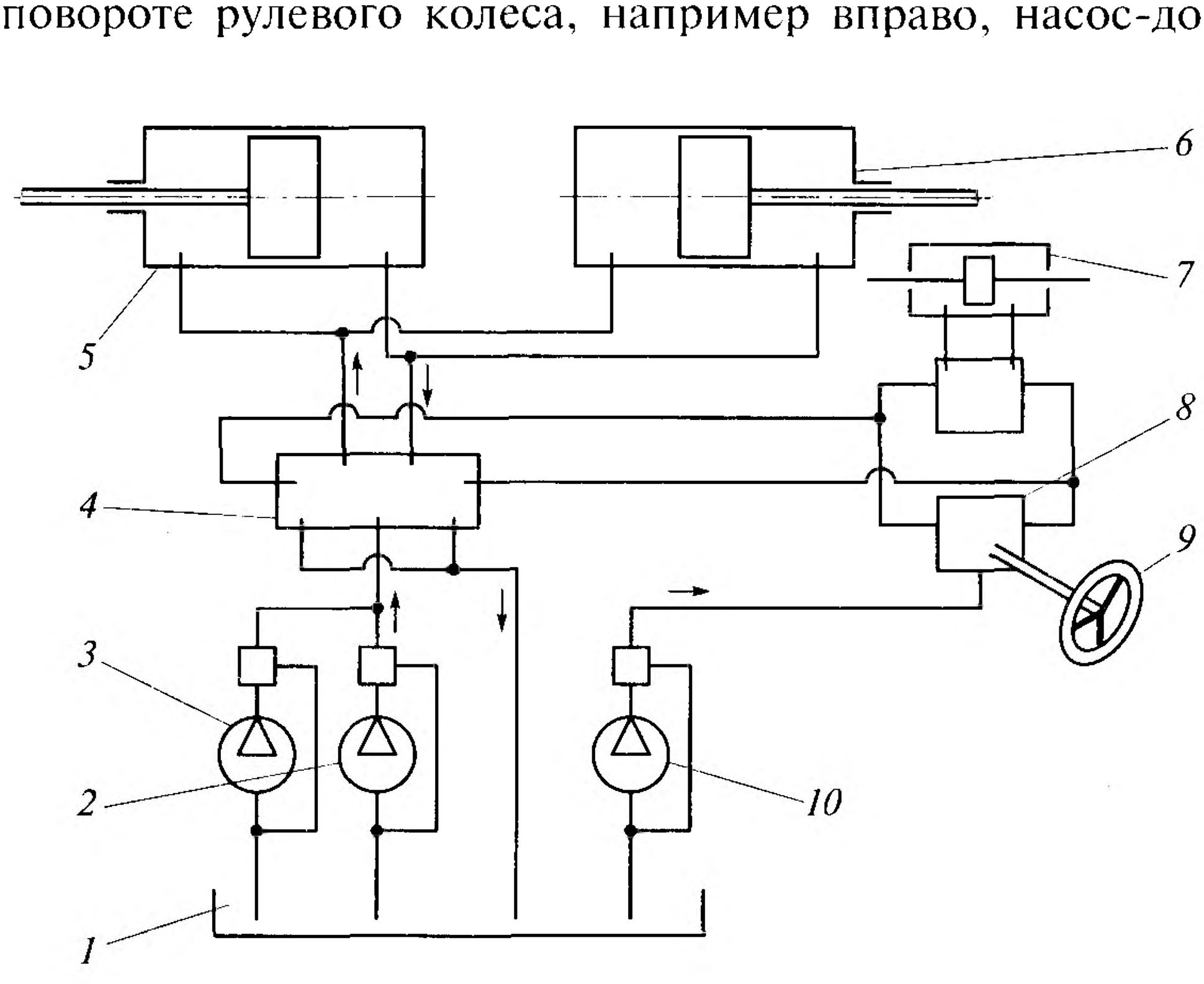


Рис. 7.12. Схема гидравлического рулевого управления:

1 — бак; *2* — главный насос; *3* — дублирующий насос; *4* — распределитель; *5* — цилиндр левого колеса; *6* — цилиндр правого колеса; *7* — следящий цилиндр; *8* — насос-дозатор; *9* — рулевая колонка; *10* — насос питания

пропускает порцию жидкости, объем которой зависит от угла поворота рулевого колеса, к торцу золотника распределителя *4*. Золотник перемещается вправо, в результате чего поршневая полость цилиндра *6* правого колеса и штоковая полость левого колеса цилиндра *5* соединяются с линией нагнетания главного насоса *2*, а их противоположные полости — через слив с баком *1*. Управляемые колеса поворачиваются вправо, пока поворачивается рулевое колесо. Одновременно через тягу поршень следящего цилиндра *7* перемещается вправо, обеспечивая возвращение золотника распределителя *4* в нейтральное положение.

При резком повороте из-за большего объема жидкости, пропускаемого насосом-дозатором к торцу золотника распределителя *4*, последний смещается на большее расстояние и соединяет гидроаккумуляторы (на рис. 7.12 не показаны) с полостями цилиндров *5* и *6*. Поэтому управляемые колеса поворачиваются быстрее. При неработающем двигателе поворот автомобиля осуществляется с помощью дублирующего насоса *3* с электроприводом.

Травмобезопасные рулевые колонки являются одним из элементов пассивной безопасности автомобиля. Они поглощают энергию удара при лобовом столкновении, снижая усилие, наносящее травму водителю. Конструкции их различны: сильфоны, перфорированная трубчатая рулевая колонка, резиновая муфта и т.д.

7.3. Усилители рулевого управления

В качестве усилителя рулевого управления наибольшее распространение получили **гидравлические усилители** (рис. 7.13), состоящие из источника энергии — насоса (Н) с баком (Б), распределительного устройства (РУ) — клапана управления, исполнительного механизма (ИМ) — силового цилиндра.

Достоинства усилителей рулевого управления следующие: облегчение управления автомобилем, снижение ударных нагрузок от неровностей дороги, передающихся на рулевое колесо, повышение безопасности при разрыве шин (автомобиль можно удержать на заданной траектории); недостатки: ухудшение стабилизации управляемых колес, повышение износа шин из-за излишне частых поворотов на месте. Кроме того, рулевое управление с гидравлическим усилителем более склонно к появлению автоколебаний. Недостатки гидравлического усилителя в основном связаны с тем, что насос приводится в действие от вала двигателя: при неработающем двигателе усилитель не работает, при малой частоте вращения вала двигателя производительность насоса может оказаться недостаточной, а при высокой частоте она обычно избыточная. Кроме того, отбор мощности составляет 4...5% мощности двигателя. В последние годы все большее распространение

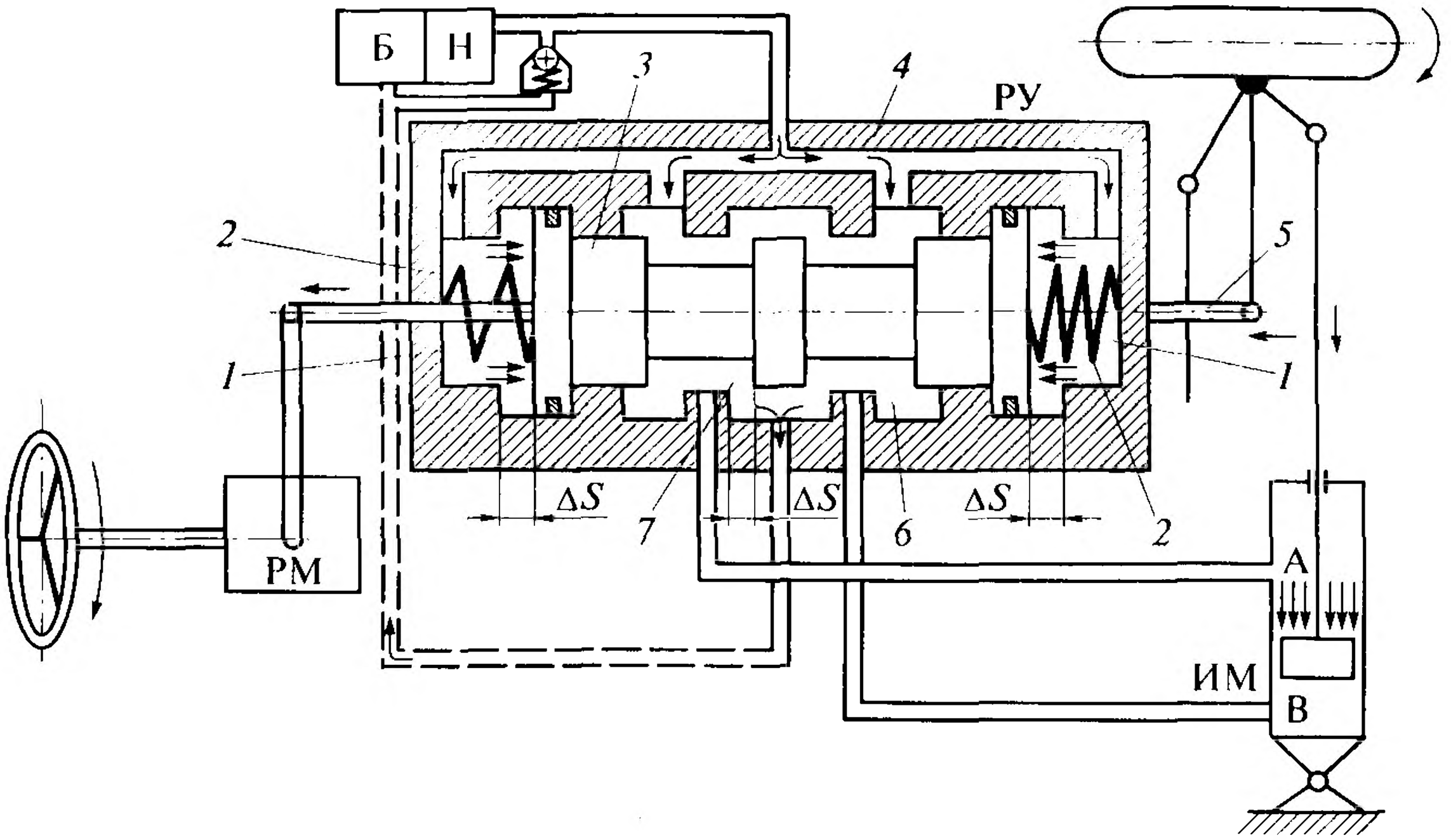


Рис. 7.13. Схема гидравлического усилителя рулевого управления:

1 — реактивные полости; *2* — центрирующие пружины; *3* — золотник РУ; *4* — корпус золотника РУ; *5* — продольная рулевая тяга; *6*, *7* — каналы корпуса золотника; Б — бак; Н — насос; РМ — рулевой механизм; РУ — распределительное устройство (клапан); ИМ — исполнительный механизм (гидроцилиндр); ΔS — перемещение золотника; А, В — полости

получают усилители, не обладающие этими недостатками: электрогидравлические и электрические.

Электрогидравлические усилители отличаются от гидравлических в основном тем, что у них привод насоса осуществляется от электродвигателя, причем часто с электронным блоком управления.

Электрические усилители вместо системы насос—клапан управления—гидроцилиндр используют электродвигатель с электронным блоком управления. Их основные преимущества: более высокая экономичность, низкий уровень шума, небольшие масса, габариты и стоимость. Одна из схем электрического усилителя рулевого управления представлена на рис. 7.14.

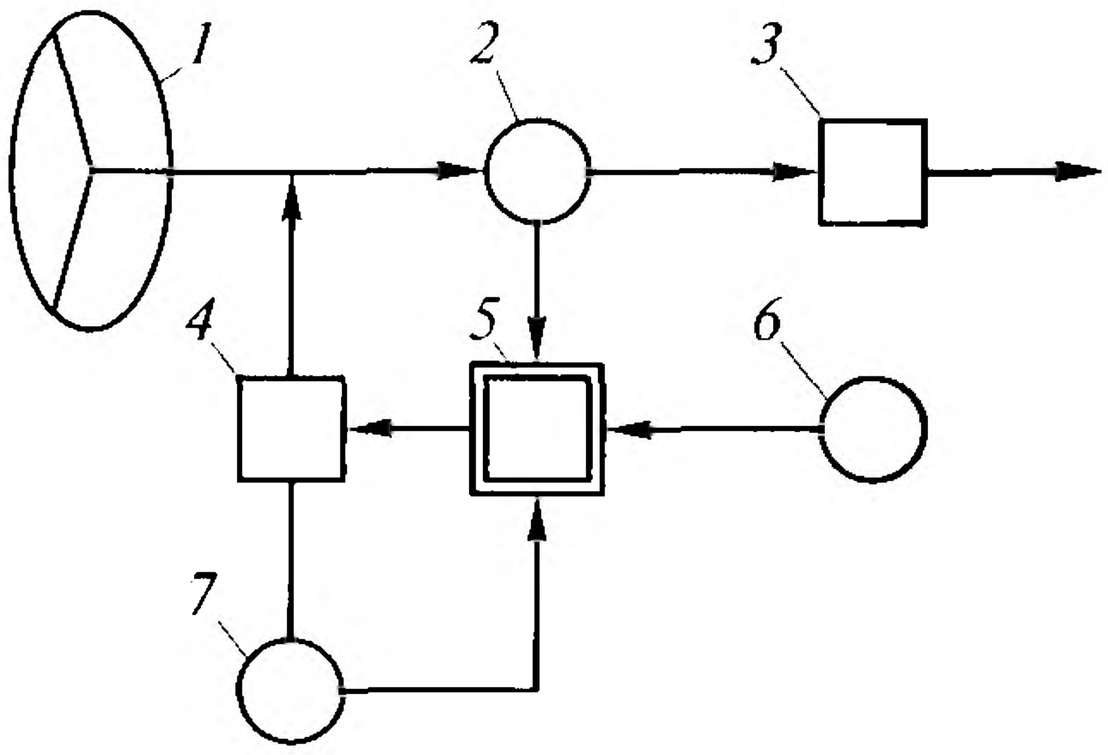


Рис. 7.14. Структурная схема электрического усилителя рулевого управления:

1 — рулевое колесо; *2* — датчик крутящего момента; *3* — рулевой механизм; *4* — исполнительный электродвигатель; *5* — блок управления; *6* — датчик скорости автомобиля; *7* — датчик угловой скорости электродвигателя

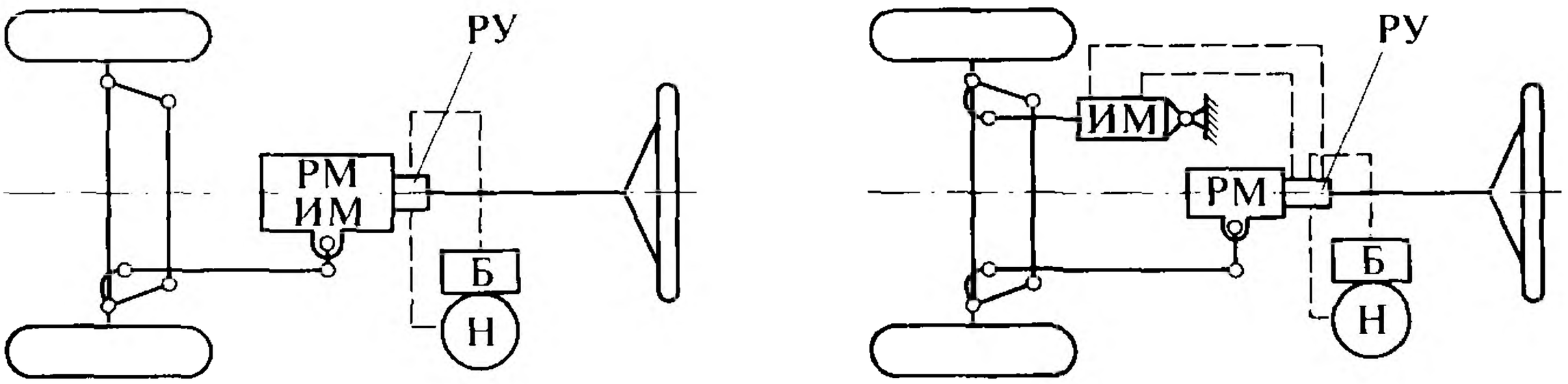


Рис. 7.15. Компоновочные схемы рулевых управлений с гидравлическим усилителем:

а — ЗИЛ; *б* — «Урал»; *в* — МАЗ; *г* — ГАЗ; Б — бак; Н — насос; РМ — рулевой механизм; РУ — распределительное устройство (клапан); ИМ — исполнительный механизм (гидроцилиндр)

В настоящее время основная масса отечественных грузовых автомобилей оснащена гидравлическими усилителями рулевого управления. Остановимся на них более подробно. По компоновке с рулевым механизмом (РМ) возможны следующие варианты:

1) РУ — ИМ — РМ в одном блоке (ЗИЛ) — рис. 7.15, *а*;

2) ИМ отдельно, РУ — РМ в одном блоке («Урал») — рис. 7.15, *б*;

3) РМ отдельно, РУ — ИМ в одном блоке (МАЗ) — рис. 7.15, *в*;

4) РУ, ИМ, РМ отдельно (ГАЗ) — рис. 7.15, *г* и 7.13.

Особенности этих компоновочных схем:

1-я схема: компактность, два коротких трубопровода к насосу. Недостатки: привод и вал сошки воспринимают полные нагрузки и толчки;

2-я схема: вал сошки разгружен, но добавились трубопроводы между РУ и ИМ;

3-я схема: вал сошки разгружен, имеются два длинных трубопровода;

4-я схема: если ИМ воздействует на рулевую трапецию, то разгружен вал сошки и часть деталей привода при удлинении трубопроводов и опасности возникновения колебаний давления в усилителе.

Требования к усилителям рулевого управления:

при неисправном усилителе автомобиль не должен терять управляемость;

усилитель не должен самостоятельно включаться от толчков со стороны дороги и предоставлять возможность поддерживать нужное направление движения при торможении с поврежденной шиной;

должно обеспечиваться минимальное запаздывание в срабатывании и пропорциональность углов поворота колес и рулевого колеса;

усилие на рулевом колесе должно быть небольшим, но пропорциональным сопротивлению повороту колес («чувство дороги»).

Рабочий процесс гидравлического усилителя заключается в следующем. При повороте рулевого колеса, например вправо (см. рис. 7.13), водитель смещает золотник *3* РУ влево, преодолевая усилие левой центрирующей пружины *2* и давление жидкости в левой реактивной полости *1*. Каналы *6* и *7* перекрываются. Жидкость под давлением проходит в полость А ИМ, перемещая поршень ИМ вниз, так как полость А ИМ сообщена теперь только с линией нагнетания насоса, а полость В ИМ — только с линией слива.

Через тягу *5* (см. рис. 7.13), выполняющую роль механической обратной связи колеса с РУ усилителя, обеспечивается перемещение корпуса *4* РУ влево (с золотником в крайнем левом положении). Усилитель обеспечивает слежение по перемещению: угол поворота рулевого колеса пропорционален углу поворота управляемых колес. Как только прекратится поворот рулевого колеса, остановится золотник *3*, но корпус *4*, продолжая смещаться, займет относительно золотника среднее положение, в котором все каналы вновь соединятся между собой. Давление в полости А упадет, так как жидкость сможет свободно проходить из линии нагнетания в линию слива. Прекратится поворот управляемых колес.

Распределительное устройство, представленное на рис. 7.13, имеет открытый центр: в среднем положении жидкость свободно проходит из линии нагнетания в линию слива. В гидроусилителях рулевого управления РУ с закрытым центром и отключаемым насосом применяются редко.

На рис. 7.16 приведена зависимость усилия на рулевом колесе без усилителя $P_{р.к}$ и с усилителем, имеющим в РУ центрирующие пружины *2* и реактивные полости *1* — (см. рис. 7.13), $P_{р.к.у}$ от момента сопротивления повороту управляемых колес $M_с$.

Основные оценочные параметры усилителя:

1) эффективность действия (коэффициент усиления $k_у$)

$$k_у = P_{р.к}/P_{р.к.у} = (P_{р.к.у} + P_у)/P_{р.к.у}. \qquad (7.4)$$

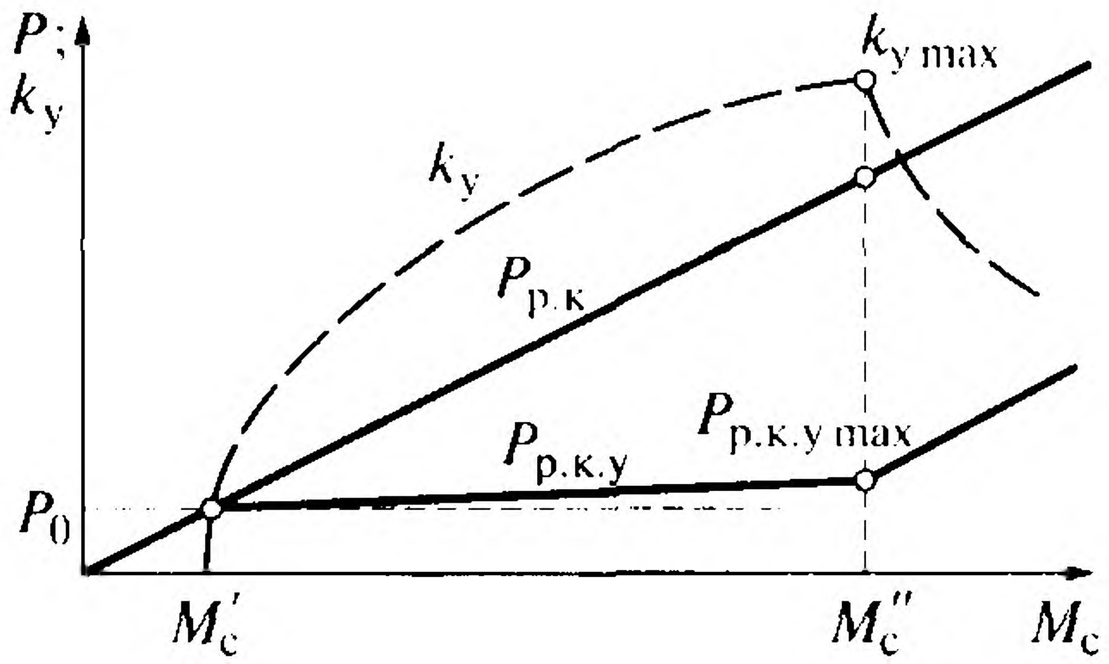


Рис. 7.16. Характеристика рулевого управления с усилителем: $P_{р.к}$ — усилие на рулевом колесе без усилителя; $P_{р.к.у}$ — усилие на рулевом колесе с усилителем; M_c — момент сопротивления повороту управляемых колес

Из рис. 7.16 следует, что при малых сопротивлениях $M_c < M'_c$ усилитель не включается, если в РУ есть центрирующие пружины. С увеличением M_c увеличивается k_y (до значения $M_c = M_c''$, при котором срабатывает предохранительный клапан насоса), причем обычно $k_{y\,max} = 8...15$ (у автомобилей БелАЗ $k_{y\,max} = 25$). Усилие ИМ усилителя, приведенное к рулевому колесу, $P_y = pF10^6/(u'\eta')$, где p — давление жидкости, причем обычно $p_{max} = 6...10$ МПа; F — площадь поршня; u' и η' — передаточное число и КПД от рулевого колеса до ИМ;

2) показатель чувствительности

$$P_0 = (Q + S)/(u''\eta''), \qquad (7.5)$$

где Q — усилие центрирующих пружин; S — силы трения в РУ и давления в реактивной полости; u'', η'' — передаточное число и КПД от рулевого колеса до РУ.

Обычно $P_0 = 20...30$ Н для легковых автомобилей и 40...60 Н для грузовых. Чувствительность по углу поворота рулевого колеса ±(3...6°) при общем люфте 10...15°. Время включения усилителя около 0,05 с (у пневмоусилителей до 0,5 с);

3) показатель реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо

$$\rho = dP_{р.к.у}/dM_c. \qquad (7.6)$$

По опыту эксплуатации необходимо, чтобы показатель $\rho = 0,02...0,05$ Н/(Н·м). Этот показатель равен нулю, если в РУ нет реактивных полостей. При прочих равных условиях это позволяет получить более высокое значение $k_{y\,max}$.

Используют и другие оценочные параметры, например, показатель чувствительности при обратном (от колес) включении усилителя, показатель маневренности на поворотах $\Delta M = t_y/t_{б.у}$, где t_y, $t_{б.у}$ — время поворота с усилителем и без усилителя и т. д.

Усилие на рулевом колесе при $k_{y\,max}$ обычно принимают $P_{р.к.у\,max} = 30...50$ Н для легковых автомобилей и 100...150 Н для грузовых, что обычно соответствует повороту управляемых колес неподвижного автомобиля с полной нагрузкой на сухом асфальте. Именно для этих условий выбирают значение $k_{y\,max}$. Минимальное усилие

на рулевом колесе P_0 при $k_y = 1$ определяется в основном усилием центрирующих пружин. Чем меньше P_0, тем меньше $P_{\text{р.к.у max}}$. С другой стороны, если $P_0 + S$ меньше приведенной силы трения в рулевом механизме, то усилитель будет включаться под действием стабилизирующего момента (кроме случая, когда РУ установлен между рулевым механизмом и рулевым колесом) и будет препятствовать возвращению колес в нейтральное положение. Поэтому сила $P_0 + S$ должна быть минимальной, но больше приведенной силы трения в рулевом механизме.

При наезде на неровности из-за кратковременности действия происходит значительное изменение давления в цилиндре, препятствующее перемещению деталей привода и снижающее силу толчка, передаваемого на рулевое колесо.

На различных моделях автомобилей применяются РУ с центрирующими пружинами и реактивными полостями, только с центрирующими пружинами, только с реактивными полостями.

Расчет усилителя, кроме расчетов на прочность, обычно включает в себя следующие этапы:

выбор типа и компоновки усилителя;

статический расчет — определение сил и перемещений, размеров цилиндра и РУ, центрирующих пружин и площадей реактивных полостей РУ;

динамический расчет — определение времени включения усилителя, анализ колебаний и устойчивости работы усилителя;

гидравлический расчет — определение производительности насоса, диаметров трубопроводов и т. п.

Остановимся на двух последних этапах.

Динамический расчет. Время t_1 включения усилителя практически определяется временем перемещения ΔS золотника (см. рис. 7.13) до перекрытия каналов:

$$t_1 = \Delta S u''/(2\pi r_к \omega_{\text{р.к max}}), \qquad (7.7)$$

где $\omega_{\text{р.к max}}$ — максимальная расчетная скорость поворота рулевого колеса, обычно принимают $\omega_{\text{р.к max}} = 9\ \text{с}^{-1}$.

За время t_1 скорость поворота управляемых колес с помощью усилителя должна быть несколько больше, чем без усилителя, при крутых поворотах во время движения по сухому асфальту (приблизительно при давлении жидкости 0,5 p_{max}), что соответствует увеличению объема жидкости в системе на ΔV, м^3, за время t_2. Следовательно, должно быть

$$t_1 > t_2 = \Delta V/[\,Q_н(\eta_0 - \Delta Q_з/Q_н)], \qquad (7.8)$$

где $Q_н$ — производительность насоса, м$^3 \cdot$ с$^{-1}$; $\eta_0 = 0{,}8$ — объемный КПД насоса; $\Delta Q_з/Q_н = 0{,}05 \ldots 0{,}1$ — утечки в золотнике РУ.

Для гидроусилителей обычно $t_2 = 0{,}01 \ldots 0{,}02$ с.

При расположении РУ между рулевым механизмом и управляемыми колесами возможно возникновение автоколебаний колес с малой амплитудой (1...2°). Автоколебания могут возникнуть при прямолинейном движении с большой скоростью от толчка со стороны дороги, но более вероятны они при медленном движении на повороте. В последнем случае, если остановить рулевое колесо при повороте колес, то они под действием сил инерции и остаточного давления в цилиндре повернутся еще на некоторый угол $+\Delta\alpha$. Затем под действием сил упругости шин колеса начнут поворачиваться в обратном направлении. Когда колеса достигнут исходного положения, золотник РУ переместится, и давление в цилиндре начнет возрастать. Однако из-за упругости шлангов и деталей возрастание давления до необходимого значения p_x произойдет за время Δt, при этом колеса повернутся на угол $\Delta\alpha$. Затем цикл вновь повторяется.

Возникновение автоколебаний можно предотвратить уменьшением емкости трубопроводов; увеличением жесткости деталей, соединяющих цилиндр с управляемыми колесами; обязательным введением реактивных полостей при раздельной установке РУ и гидроцилиндра.

Гидравлический расчет. Выбор производительности насоса осуществляют из условия, что время заполнения гидроцилиндра должно быть меньше времени поворота рулевого колеса водителем:

$$FS/[Q_{\text{Н}}(\eta_0 - \Delta Q/Q_{\text{Н}})] < \varphi/\omega_{\text{р.к max}}, \qquad (7.9)$$

где S — ход поршня за время Δt; ΔQ — утечки в системе (должно быть $\Delta Q/Q_{\text{Н}} < 0{,}1$); φ — угол поворота рулевого колеса за время Δt.

Из уравнения (7.9) должно быть

$$Q_{\text{Н}} > FS\omega_{\text{р.к max}}/(\varphi\eta_0) + \Delta Q/\eta_0. \qquad (7.10)$$

Расчетная производительность насоса должна соответствовать угловой скорости вала двигателя $\omega_1 = (1{,}0...1{,}5)\omega_{1\text{х.х}}$. Объем бачка берут равным 10...15 % от минутной производительности насоса для легковых автомобилей и 15...20 % для грузовых. Температура жидкости в системе не должна превышать 100 °С. Кроме того, для легковых автомобилей шум от насоса не должен прослушиваться на фоне шума двигателя.

Сечения трубопроводов выбирают по потерям напора $\Delta p_{\text{ж}}$ и скорости течения жидкости $v_{\text{ж}}$:

$$\Delta p_{\text{ж}} = \lambda_{\text{тр}}\ \rho_{\text{ж}} l_{\text{т}} v_{\text{ж}}/(2d_{\text{т}}), \qquad (7.11)$$

где $\lambda_{\text{тр}} = 0{,}025$ — коэффициент потерь на трение; $\rho_{\text{ж}} = 88$ кг · м$^{-3}$ — плотность жидкости; $l_{\text{т}}$, $d_{\text{т}}$ — длина и диаметр трубопроводов; скорость жидкости определяется по формуле

$$v_{\text{ж}} = 4Q_{\text{Н}}/(\pi d_{\text{т}}^2). \qquad (7.12)$$

Должно быть $\Delta p_ж < 0,1...0,3$ МПа для легковых автомобилей, 0,2...0,5 МПа — для грузовых, $v_ж < 2...3$ м · с$^{-1}$ для линий под давлением и 1...2 м · с$^{-1}$ для линий слива.

7.4. Расчеты на работоспособность

Расчетные нагрузки. Расчеты проводят по трем параметрам. 1. По максимальному расчетному моменту на рулевом колесе $M_р = P_{р.к\,max} r_{р.к}$ при $P_{р.к\,max} = 700$ Н (для легковых автомобилей можно брать 400 Н). 2. По максимальной тормозной силе, приложенной к одному управляемому колесу (при $\varphi_{max} = 0,8...1,0$, для другого колеса $\varphi = 0$) — $P_р = m'_{сц} g \varphi_{max}$. 3. По силе удара управляемого колеса в пороговое препятствие.

Для деталей поворотной цапфы расчетные нагрузки те же, что и для полуразгруженных полуосей.

Материалы. Вал рулевого колеса и тяги обычно изготовляют из бесшовных труб (сталь 20, 35, 45); палец шарниров — из сталей 18ХГТ, 15ХН и других с твердостью поверхности 56...63 HRC.

Детали рулевого механизма: картеры — из ковкого чугуна КЧ35-10, КЧ37-12; червяки — из сталей 35Х, 30ХН с твердостью поверхности 45...52 HRC; ролики — из сталей 15ХН, 18ХГТ с 52...56 HRC; винты, винтовые гайки, секторы и валы сошки — из стали 18ХГТ с 56...63 HRC.

Детали гидравлического усилителя: корпус цилиндра и золотника РУ — из серого чугуна СЧ24-44, ковкого чугуна КЧ35-10; отдельно установленный гидроцилиндр — из сталей 35, 45; золотник — из сталей 20, 18ХГТ, 15ХН твердостью 52...56 HRC; шток поршня — из сталей 35, 45.

Расчеты. Спицы рулевого колеса рассчитывают на изгиб, считая, что сила $P_{р.к\,max}$ приложена к одной спице; вал рулевого колеса рассчитывают на кручение.

Рабочую пару рулевого механизма (червяк — ролик, винт — гайка, шестерня — рейка) рассчитывают на изгиб и контактное напряжение, сошку — на сложное напряжение (изгиб и кручение), вал сошки — на кручение.

Тяги рулевого привода и шток гидроцилиндра усилителя рассчитывают на сжатие и продольную устойчивость с запасом устойчивости $n_{п.у} = 1,5...2,0$. Поворотный рычаг рассчитывают на изгиб и кручение, а шкворень — на изгиб, смятие, срез.

Рулевой вал обычно выполняют трубчатым. Напряжение кручения

$$\tau = M_р d_н / [0,2(d_н^4 - d_в^4)],\ [\tau] = 100\ \text{МПа},$$

где $d_н$, $d_в$ — наружный и внутренний диаметры рулевого вала.

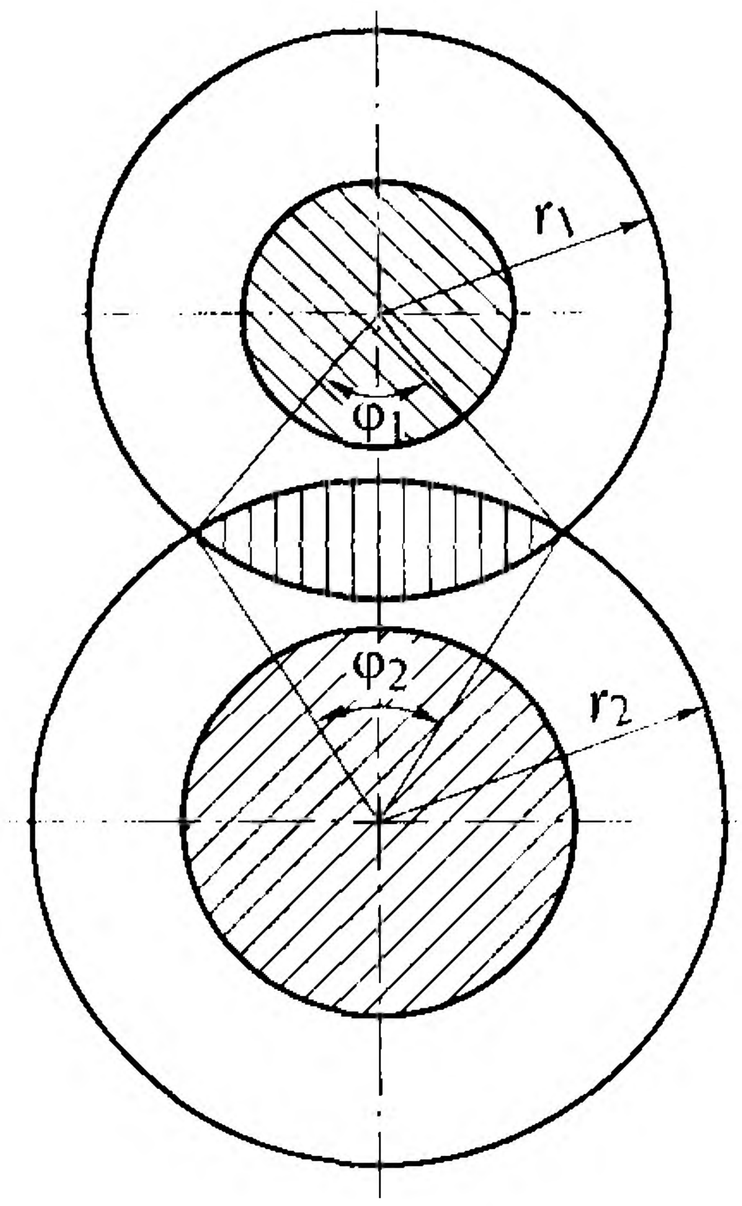


Рис. 7.17. Схема для определения контактной площади в червячном рулевом механизме

Проверяется также угол закрутки рулевого вала, который должен быть не более 8° на 1 м длины.

Рулевой механизм:

для пары червяк — ролик контактное напряжение

$$\sigma_к = Q_1/(Fn),\ [\sigma_к] = 500\ \text{МПа},$$

где Q_1 — осевое усилие на червяке; $F = 0{,}5|(\varphi_1 - \sin\varphi_1)r_1^2 + (\varphi_2 - \sin\varphi_2)r_2^2|$ — площадь контакта одного гребня ролика с червяком (рис. 7.17); n — число гребней ролика;

для пары винт — гайка условная радиальная нагрузка на один шарик

$$R_ш = 5Q_1/(mz\cos\delta_{ка}),$$

где m — число рабочих витков; z — число шариков на одном витке при полном заполнении канавки; $\delta_{ка} = 45°$ — угол контакта шарика с канавкой.

Контактное напряжение для шарика

$$\sigma_к = 2k_{кр}\ E(1/d_ш - 1/d_{ка})\sqrt{Q_1/(mz\sin\beta\cos\delta_{ка})},$$

$$[\sigma_к] = 2\,500 \ldots 3\,500\ \text{МПа},$$

где $k_{кр} = 0{,}6 \ldots 0{,}8$ — коэффициент, зависящий от кривизны контактирующих поверхностей; $E = 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости; $d_ш$ — диаметр шарика; $d_{ка}$ — диаметр канавки (допустимое напряжение зависит от диаметра шарика);

для пары сектор — рейка и шестерня — рейка зубья рассчитывают на изгиб и контактное напряжение (см. подразд. 2.5), принимая $[\sigma] = 400$ МПа и $[\sigma_к] = 1\,200$ МПа.

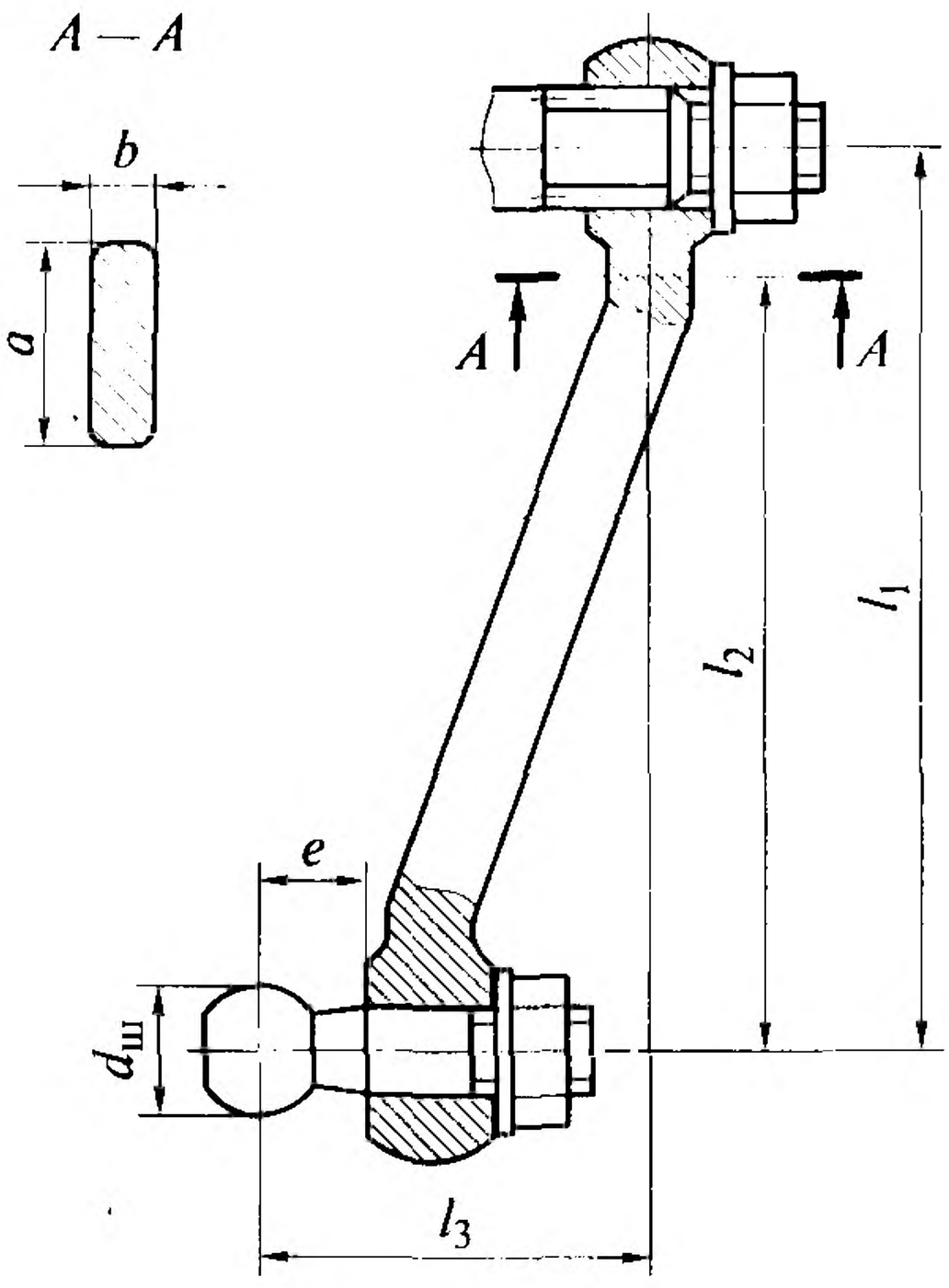
Вал рулевой сошки рассчитывают по напряжению кручения, которое при установке гидроусилителя по рис. 7.12, *а* определяется по формуле

$$\tau = (M_р u_{р.м}\eta_{р.м} + 0{,}25\pi p_ж D_{гц}^2 r_2)/(0{,}2d^3),\ [\tau] = 350\ \text{МПа},$$

где $D_{гц}$ — наружный диаметр гидроцилиндра; r_2 — радиус сошки; d — диаметр вала сошки.

Рулевая сошка (рис. 7.18, *а*) рассчитывается на сложное напряжение от изгиба и кручения. В гидравлическом рулевом управлении усилие на шаровом пальце сошки (при гидроусилителе по рис. 7.12, *а*)

$$P_{сош} = M_р u_{р.м}\eta_{р.м}/l_1 + 0{,}25\pi p_ж D_{гц}^2/l_1;$$



а *б*

Рис. 7.18. Расчетная схема рулевой сошки (*а*) и рулевой трапеции (*б*)

напряжение изгиба в опасном сечении $A-A$

$$\sigma = P_{сош} l_2 / W_и;$$

напряжение кручения

$$\tau = P_{сош} l_1 / W_к;$$

$W_и = 0{,}1d^3$ для круга ($0{,}1a^2b$ для эллипса) и $W_к = 0{,}2d^3$ для круга ($0{,}2ab^2$ для эллипса) — моменты сопротивления при изгибе и при кручении, $[\sigma_{рез}] = 500$ МПа.

Шаровой палец сошки рассчитывается:

на напряжение изгиба

$$\sigma = P_{сош} l_3 / W_и, \ [\sigma] = 400 \text{ МПа};$$

напряжение смятия пальца с диаметром шара $d_ш$

$$\sigma_{см} = 4P_{сош} / (\pi d_ш^2), \ [\sigma_{см}] = 35 \text{ МПа};$$

напряжение среза при площади сечения пальца у основания $F_ш$

$$\sigma_{ср} = P_{сош} / F_ш, \ [\sigma_{ср}] = 35 \text{ МПа}.$$

По этим зависимостям определяют напряжения во всех шарнирных соединениях рулевого привода с учетом конкретных сил, действующих на шаровые пальцы.

Продольная тяга рассчитывается:

на напряжение сжатия

$$\sigma_{сж} = P_{сош} / F, \ [\sigma_{сж}] = 35 \text{ МПа},$$

где F — площадь сечения продольной тяги;

критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{кр} = \pi^2 E J_р / (L^2 F),$$

где $J_р = \pi(d_н^4 - d_в^4)/64$ — полярный момент инерции сечения тяги, L — длина продольной тяги (по центрам шарниров);

запас продольной устойчивости

$$n_{п.у} = \sigma_{кр}/\sigma_{сж} = \pi^2 E J_р / (P_{сош} L^2),\ [n_{п.у}] = 1{,}5 \ldots 2{,}5.$$

Поворотный рычаг (рис. 7.18, *б*) нагружен изгибающей силой $P_{сош}$ и скручивающим моментом $P_{сош} l_3$ (l_3 — расстояние от оси шарового пальца, к которому крепится продольная тяга, до оси управляемого колеса аналогично рис. 7.18, *б*):

напряжение изгиба

$$\sigma = P_{сош} S / W_и;$$

напряжение кручения

$$\tau = P_{сош} l_3 / W_к,$$

где $W_и$, $W_к$ — моменты сопротивления при изгибе и при кручении; $[\sigma_{рез}] = 500$ МПа.

Боковые рычаги трапеции (см. рис. 7.18, *б*) рассчитывают на изгиб и кручение под действием силы $P_{п.т} = P_{сош} S/l$:

напряжение изгиба

$$\sigma = P_{п.т} l / W_и;$$

напряжение кручения

$$\tau = P_{п.т} l / W_к.$$

При этом $[\sigma_{рез}] = 500$ МПа.

Поперечная тяга трапеции (см. рис. 7.18, *б*) нагружается силой $P_{п.т}$ и рассчитывается по той же методике, что и продольная тяга, т.е. на сжатие и продольную устойчивость.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности рабочего процесса рулевого управления?
2. Как классифицируют рулевые управления, а также (при управляемых колесах) рулевые приводы и рулевые механизмы?
3. Перечислите требования к рулевым управлениям. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?
4. Перечислите основные типы рулевых механизмов, их особенности.
5. Назовите достоинства и недостатки усилителей рулевого управления, их основные оценочные параметры.
6. Назовите материалы, применяемые для изготовления основных деталей рулевого управления.

ГЛАВА 8

ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

8.1. Классификация тормозного управления и требования к нему

Тормозное управление предназначено для эффективного замедления автомобиля вплоть до остановки, для удержания его в неподвижном состоянии, а также для поддержания постоянной скорости на длительном уклоне.

Торможение обеспечивается тормозными системами, состоящими из тормозных механизмов и приводов.

Тормозные системы классифицируются по следующим **основным классификационным признакам:**

1) рабочая или основная; должна обеспечивать минимальный тормозной путь и максимально возможные замедления (для новых автомобилей — 5,5...7,0 $м \cdot с^{-2}$ в зависимости от типа автомобиля);

2) стояночная; должна удерживать неподвижный автомобиль на уклоне (для новых автомобилей — 12...25 % в зависимости от типа автомобиля);

3) запасная или резервная; должна обеспечивать торможение автомобиля при выходе из строя рабочей тормозной системы, обладая не менее 40 % эффективности по сравнению с последней;

4) вспомогательная (для автобусов полной массой свыше 5 т и грузовых автомобилей — свыше 12 т); должна обеспечивать движение автомобиля под уклон 7 % и длиной 6 км со скоростью 30 км/ч.

Тормозные механизмы подразделяются:

по принципу действия (по характеру связи между движущимися и неподвижными частями): а) фрикционные (дисковые, барабанные: колодочные и ленточные); б) гидравлические (гидродинамические); в) электрические (индукционные, генераторные); г) компрессорные — противодавление в двигателе; д) аэродинамические (закрылки, парашюты);

расположению: а) колесные; б) трансмиссионные; в) на кузове (закрылки, парашюты); г) у двигателя (противодавление в двигателе).

Тормозные приводы подразделяются:

по способу передачи энергии к тормозным механизмам: а) механические (стояночная тормозная система); б) гидравлические

(обычно при полной массе $m_a < 8$ т), в) пневматические; г) комбинированные (гидропневматические, пневмоэлектрические);

источнику энергии: а) водитель; б) водитель и усилитель (обычно при 8 т > m_a > 4 т, для легковых автомобилей обычно при m_a > > 1,0 т); в) почти полностью усилитель (обычно при m_a > 8 т).

Основные требования к тормозному управлению следующие:

- высокая эффективность, в том числе: а) минимальный тормозной путь при минимальном времени срабатывания рабочей и запасной тормозных систем; б) устойчивость при торможении, синхронность увеличения и уменьшения тормозного момента всех тормозных механизмов данной системы (обычно допускается разница наибольших значений не более 15 %); в) стабильные и высокие значения коэффициента трения в тормозных механизмах во всем диапазоне возможных в эксплуатации температур и давлений;
- легкость и удобство управления;
- высокая надежность, безотказность работы в течение всего срока службы при любых условиях эксплуатации;
- хороший отвод теплоты от пар трения тормозных механизмов и защита их от увлажнения и загрязнения;
- минимальный шум при срабатывании;
- автоматическая остановка при разрыве сцепки автопоезда.

Кроме того, к тормозным системам, как и к остальным механизмам и системам автомобиля, предъявляют также общие требования: обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность (здесь она выделена отдельным пунктом, поскольку из механизмов и систем автомобиля рулевое управление и тормозные системы прежде всего влияют на безопасность движения), минимальное обслуживание, технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к тормозным системам.

Требование *высокой эффективности* прежде всего относится к рабочей тормозной системе и обеспечивается в основном за счет механических тормозных механизмов, установленных во все колеса автомобиля (автопоезда). Применение регулятора тормозных сил повышает эффективность рабочей тормозной системы. В идеальном случае эффективность тормозных систем и, прежде всего, рабочей тормозной системы должна быть не только высокой, но и приблизительно одинаковой для всех типов автомобилей. На самом деле этого пока добиться не удается. Наибольшей эффективностью (наименьшим тормозным путем) обладают легковые автомобили, наименьшей эффективностью (наибольшим тормозным путем) — автопоезда. Правилом № 13 ЕЭК ООН пассажирские автомобили разделены на категории: M_1, M_2, M_3, грузовые — на N_1, N_2, N_3, прицепы и полуприцепы — на O_1, O_2, O_3, O_4, для которых установлены допустимые значения тормозного пути и замедления.

Устойчивость при торможении в основном обеспечивается высоким сопротивлением шин боковым смещениям и применением антиблокировочной системы.

Синхронность увеличения и уменьшения тормозного момента обеспечивается высоким качеством работы тормозного привода, а также одинаковым состоянием тормозных механизмов.

Стабильные значения коэффициента трения обеспечиваются подбором пар трения в тормозных механизмах при проектировании автомобиля.

Легкость и удобство управления определяются удобным расположением органа управления (педали, рукоятки) и величиной его полного хода, который не должен превышать примерно 200 мм для педали рабочей тормозной системы; невысокими значениями усилия, необходимого для перемещения органа управления. Обычно для служебных торможений усилие на педали рабочей тормозной системы не должно превышать 200 Н. Применение усилителя облегчает работу водителя при торможении. При аварийном торможении на сухом асфальте усилие на педали может достигать значений 600 Н и более.

Высокая надежность тормозных систем обеспечивается в основном достаточно большими запасами по напряжениям в деталях. Для обеспечения замедления автомобиля вплоть до его остановки при отказах в рабочей тормозной системе введена запасная тормозная система. На самом деле этой системы на автомобилях нет, но ее требования перенесены на рабочую тормозную систему (у нее должно быть не менее двух независимых контуров) и на стояночную тормозную систему (ее конструкция должна обеспечивать возможность ее использования для торможения при движении автомобиля; этому требованию не отвечает трансмиссионный тормозной механизм и храповое устройство — «паркинг»). Введение вспомогательной тормозной системы на грузовых автомобилях и автобусах позволяет с ее помощью обеспечивать замедление автомобиля, хотя и не до полной остановки.

Хороший отвод теплоты от пар трения тормозных механизмов рабочей тормозной системы не требуется при однократном аварийном торможении, но он необходим при частых и длительных подтормаживаниях. Обеспечивается применением различных каналов и оребрений, увеличивающих обдув воздухом пар трения. Современные механические тормозные механизмы рабочей тормозной системы выполнены открытыми, не защищенными от попадания влаги и грязи.

Минимальный шум при срабатывании механических тормозных механизмов обеспечивается подбором пар трения и повышенной жесткостью деталей, участвующих в создании тормозного момента.

Автоматическая остановка — срабатывание тормозной системы прицепа при разрыве сцепки обеспечивается установкой на

прицепе (и полуприцепе) автономной тормозной системы, соединенной с тормозной системой тягача таким образом, что если это соединение нарушается, то это приводит к срабатыванию тормозной системы прицепа, обеспечивающему его остановку.

8.2. Рабочий процесс тормозных механизмов

8.2.1. Барабанные колодочные тормозные механизмы

Тормозные механизмы предназначены для создания тормозных моментов. Рабочий процесс тормозных механизмов в основном определяется особенностями схемы сил на них.

Приняв постоянным распределение давления p = const (справедливо для приработанных накладок) по дуге β накладки и расположение равнодействующей X_1 в центре этой дуги, получим для одной колодки

$$X_1 = p\beta r_б b,\ M_{т1} = \mu X_1 r_б, \qquad (8.1)$$

где $r_б = d_к/2$ — радиус барабана, $r_б$ = (20...30) мм; $d_к$ — диаметр обода колеса; b — ширина накладки; μ — коэффициент трения; обычно β = 1,6...1,8 рад, $p_{max} < 2{,}5$ МПа при экстренном торможении, μ = 0,3...0,35.

Величина тормозного момента $M_т$ зависит от расположения опор колодок и конструкции разжимного устройства. Найдем зависимость $M_т$ от приводных сил P для тормозного механизма с односторонними опорами (на рис. 8.1 показаны силы, приложенные к колодкам).

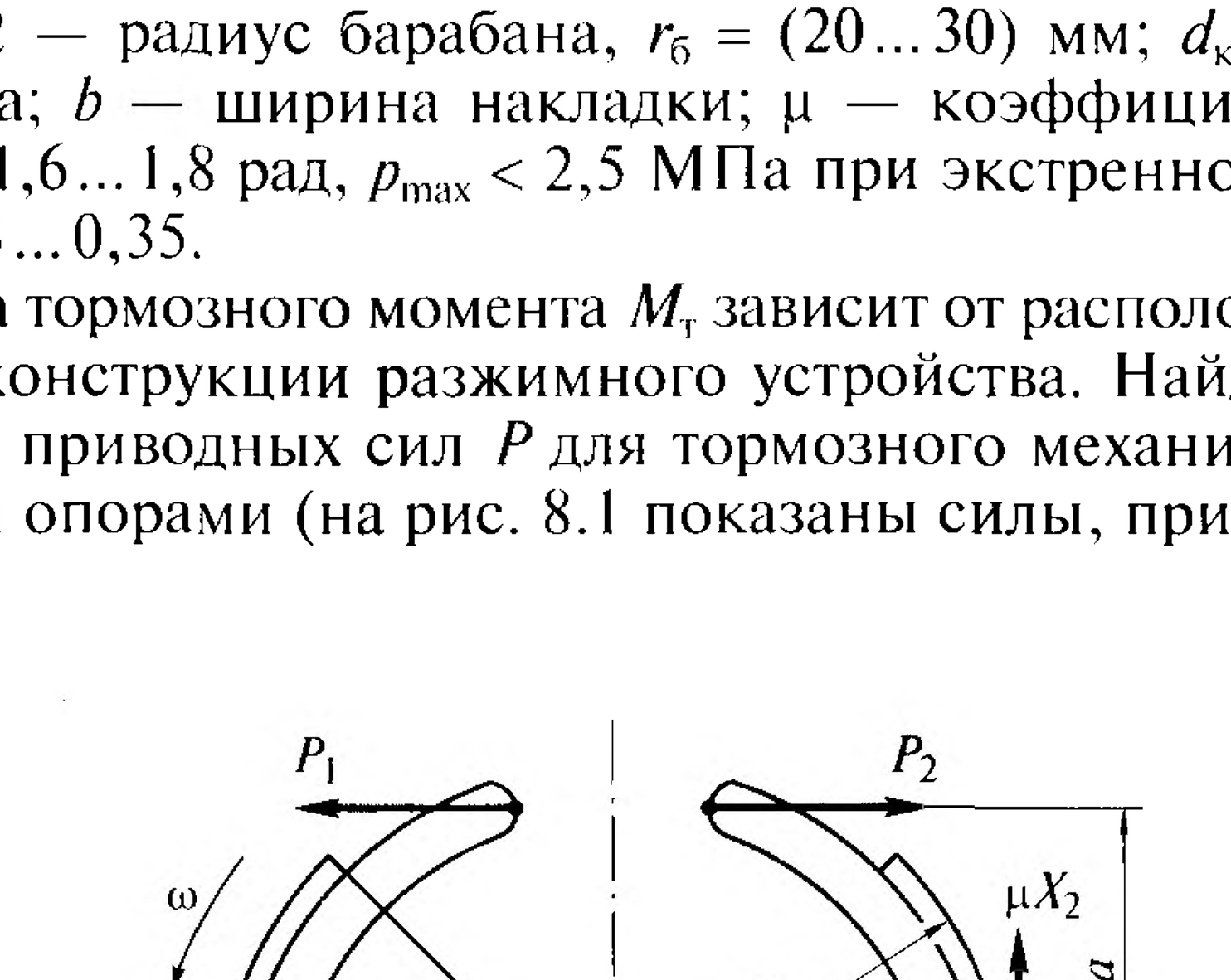


Рис. 8.1. Схема сил в колодочном тормозном механизме:
P — приводные силы; R — реакции в опорах; a, c, e, r — размеры

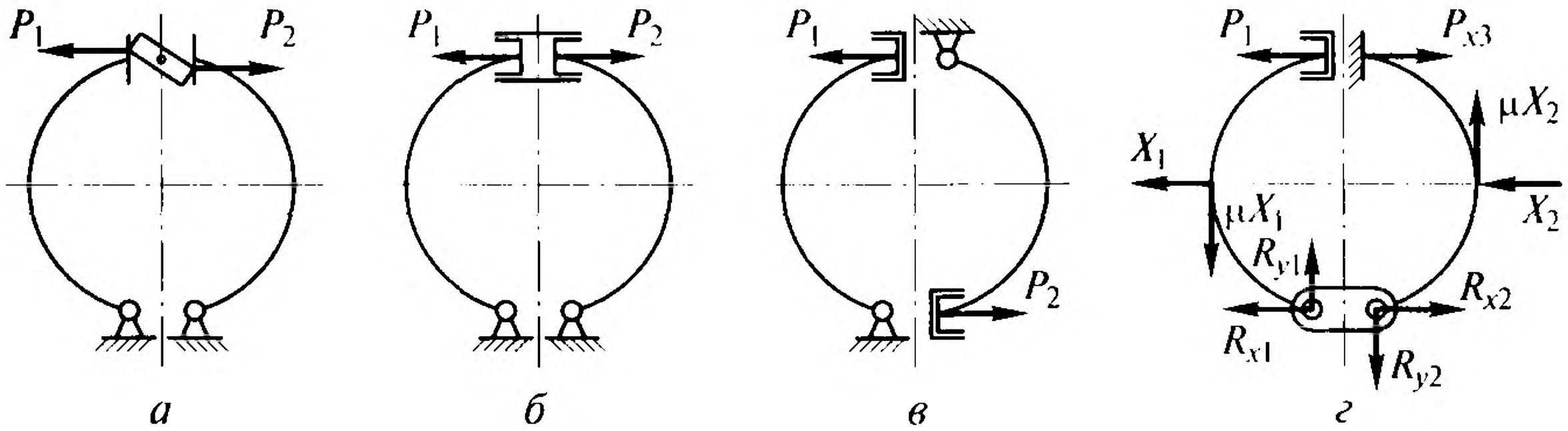


Рис. 8.2. Схемы колодочных тормозных механизмов:

а — с равными перемещениями; *б* — с равными приводными силами; *в* — с разнесенными опорами; *г* — с большим самоусилением; *P* — приводные силы; *R* — реакции в опорах

При направлении вращения барабана против хода часовой стрелки левая колодка будет активной — она прижимается к барабану силой μX_1, правая будет пассивной — она отжимается от барабана силой μX_2. Из уравнений моментов относительно точек O_1 и O_2 получаем

$$X_1 = P_1(a + c)/(c - \mu e) \text{ и } X_2 = P_2(a + c)/(c + \mu e). \qquad (8.2)$$

Тормозной момент двух колодок

$$M_т = \mu r_б(X_1 + X_2) = \mu r_б(a + c)\ [P_1/(c - \mu e) + P_2/(c + \mu e)]. \qquad (8.3)$$

Наиболее распространены следующие конструкции тормозных механизмов.

Тормозной механизм с односторонними опорами и равными перемещениями колодок: $S_1 = S_2$ (разжимной кулак зафиксирован в опорах — рис. 8.2, *а*), $P_1 < P_2$ ($P_2 = 2P_1$), $X_1 = X_2$, тогда из уравнения (8.2)

$$P_1/(c - \mu e) = P_2/(c + \mu e),$$

$$M_т = 2\mu r_б P_1(a + c)/(c - \mu e) = M_{тs}. \qquad (8.4)$$

Этот тормозной механизм уравновешен по радиальным силам ($X_1 = X_2$), износ обеих колодок одинаков.

Тормозной механизм с односторонними опорами и равными приводными силами: $P_1 = P_2$ — рис. 8.2, *б* (цилиндр гидропривода, а также плавающий кулак, клин), $X_1 > X_2$ и

$$M_т = 2\mu r_б P_1(a + c)c/(c^2 - \mu^2 e^2) = M_{тs}c/(c + \mu e) = 0{,}7M_{тs}. \qquad (8.5)$$

Этот тормозной механизм неуравновешен по радиальным силам ($X_1 > X_2$), износ активной колодки выше, чем пассивной, если их размеры одинаковы.

Тормозной механизм с разнесенными опорами (рис. 8.2, *в*) — обе колодки активные (при движении задним ходом — обе пассивные). Если $P_1 = P_2$ (цилиндр гидропривода, клин), тогда

$$M_{т.раз} = \mu r_б P_1 (a + c) \, |1/(c - \mu e) + 1/(c + \mu e)| = M_{тз}. \quad (8.6)$$

Этот тормозной механизм уравновешен, износ колодок одинаков.

Тормозной механизм с большим самоусилением в одном направлении (рис. 8.2, *г*): $R_{x2} = R_{x1} = X_1 - P_1 (R_{x2} = 2P_1)$, $P_2 = 0$ и

$$M_{т.с} = \mu r_б P_1 (a + c)^2/(c - \mu e)^2 = 0{,}5 M_{тз}(a + c)/(c - \mu e) = 1{,}4 M_{тз}. \quad (8.7)$$

Обе колодки активные (при движении задним ходом — обе пассивные). Приводная сила только одна — P_1, а для второй колодки функции приводной силы выполняет $R_{x2} = 2P_1$.

Этот тормозной механизм имеет значительную неуравновешенность и значительно больший износ второй (правой на рис. 8.2, *г*) колодки.

При $c - \mu e = 0$ активная колодка прижимается к барабану даже при $P = 0$ (заклинивает), что недопустимо. Должно быть $c > \mu e$.

8.2.2. Дисковые тормозные механизмы

Дисковые тормозные механизмы бывают двух типов: с вращающимся диском (открытый); с вращающимся корпусом (закрытый).

Тормозной механизм с вращающимся диском (рис. 8.3, *а*) имеет следующие особенности по сравнению с колодочными тормоза-

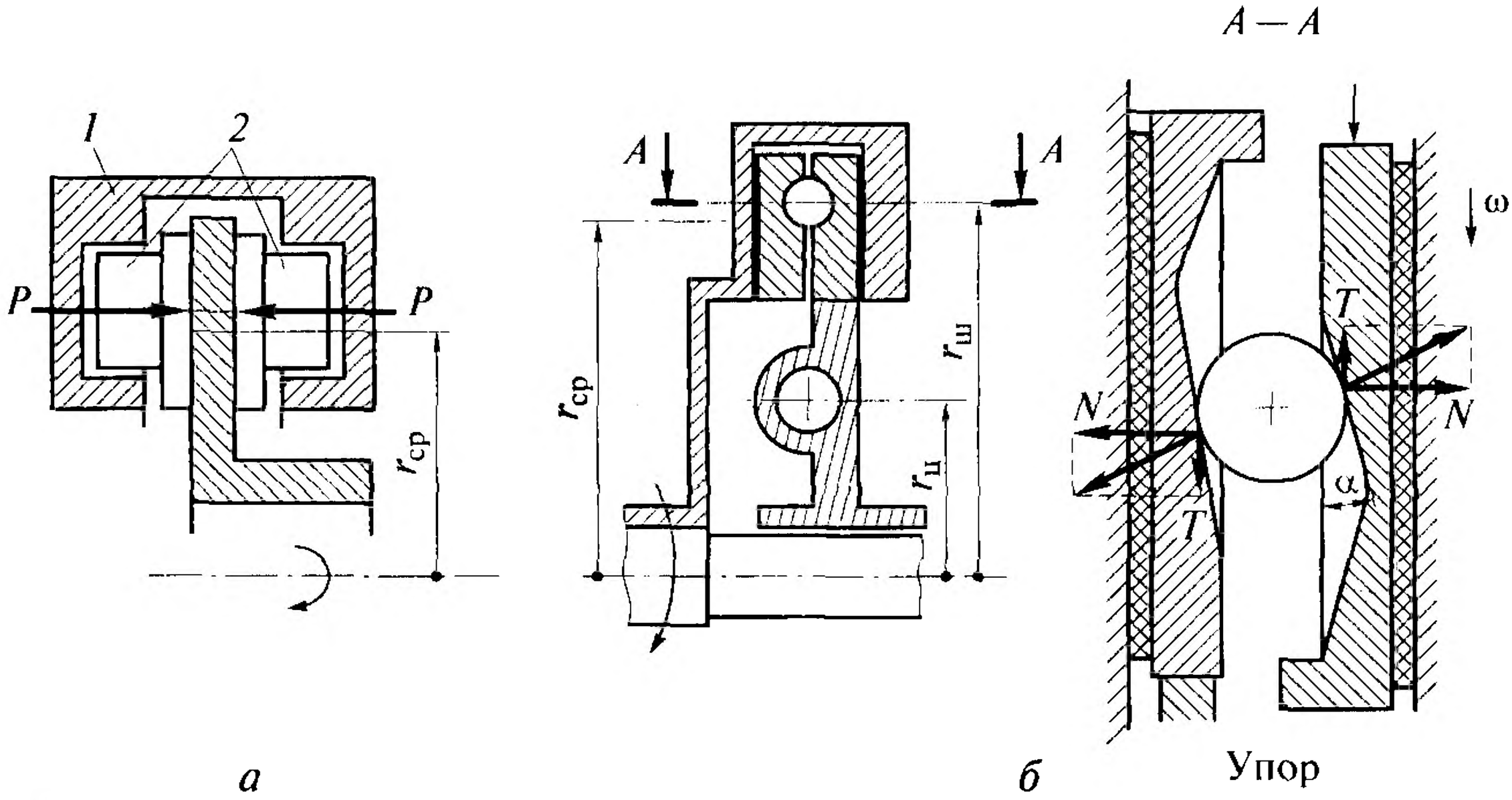


Рис. 8.3. Схемы дисковых тормозных механизмов:

а — с вращающимся диском; *б* — с вращающимся корпусом; *1* — корпус; *2* — поршень

ми: меньшую массу; хороший отвод теплоты; уравновешенность осевых, но не окружных сил при одной паре плоских колодок; меньшие зазоры между поверхностями трения (0,1...0,15 мм вместо 0,35...0,5 мм у колодочных тормозных механизмов) и меньший ход поршня (0,35...0,40 мм вместо 1,5...2,0 мм у колодочных тормозных механизмов); худшую защиту от влаги и грязи и в 2—3 раза бóльшие износы из-за давлений на накладках, достигающих 5 МПа при экстренных торможениях.

Величина тормозного момента

$$M_т = \mu P r_{ср} n \qquad (8.8)$$

не зависит от направления вращения (n — число плоских колодок, обычно $n = 2$).

Вместо двух поршней *2* может применяться один, но в этом случае корпус *1* выполняется плавающим, перемещающимся вдоль оси поршня.

Тормозной механизм с вращающимся корпусом (рис. 8.3, *б*) имеет две пары трущихся поверхностей и несколько шариков в лунках. Один из дисков имеет упор. При неподвижном корпусе

$$M_т = 2\mu N r_{ср} = 2\mu P r_{ср} r_ц n_ц / (r_ш \operatorname{tg}\alpha), \qquad (8.9)$$

так как $P r_ц n_ц - N r_ш \operatorname{tg}\alpha = 0$ (сумма моментов относительно оси тормозного механизма), где $r_{ср}$ — средний радиус поверхности трения; $r_ц$, $r_ш$ — расстояния от оси вращения до оси рабочего цилиндра и до оси шарика; $n_ц$ — число рабочих цилиндров.

При вращении корпуса

$$M_т = 2\mu N r_{ср} = 2\mu P r_{ср} r_ц n_ц / (r_ш \operatorname{tg}\alpha - \mu r_{ср}), \qquad (8.10)$$

так как в этом случае $P r_ц n_ц - N r_ш \operatorname{tg}\alpha + N\mu r_{ср} = 0$. Чтобы тормозной механизм не заклинивал, должно быть $\operatorname{tg}\alpha > \mu r_{ср}/r_ш$. Обычно $\alpha = 30...35°$.

8.2.3. Гидродинамические тормозные механизмы

Гидродинамический тормозной механизм используют в качестве регулируемого тормоза-замедлителя вспомогательной тормозной системы. Его устанавливают обычно в коробке передач. Ротор *1* (рис. 8.4) с вращающимися лопастными колесами закреплен на валу, неподвижные лопастные колеса — статоры *2* закреплены в неподвижном корпусе. Рабочая полость выполнена в виде сдвоенной гидромуфты для уравновешивания осевых сил и уменьшения радиальных габаритов, но может выполняться и в виде одинарной гидромуфты. Рабочая жидкость (масло) в рабочую полость поступает через клапан управления *4*, с помощью которого водитель, изменяя количество масла в замедлителе, меняет величину тормозного момента. Теплота рассеивается в теплообменнике *3*.

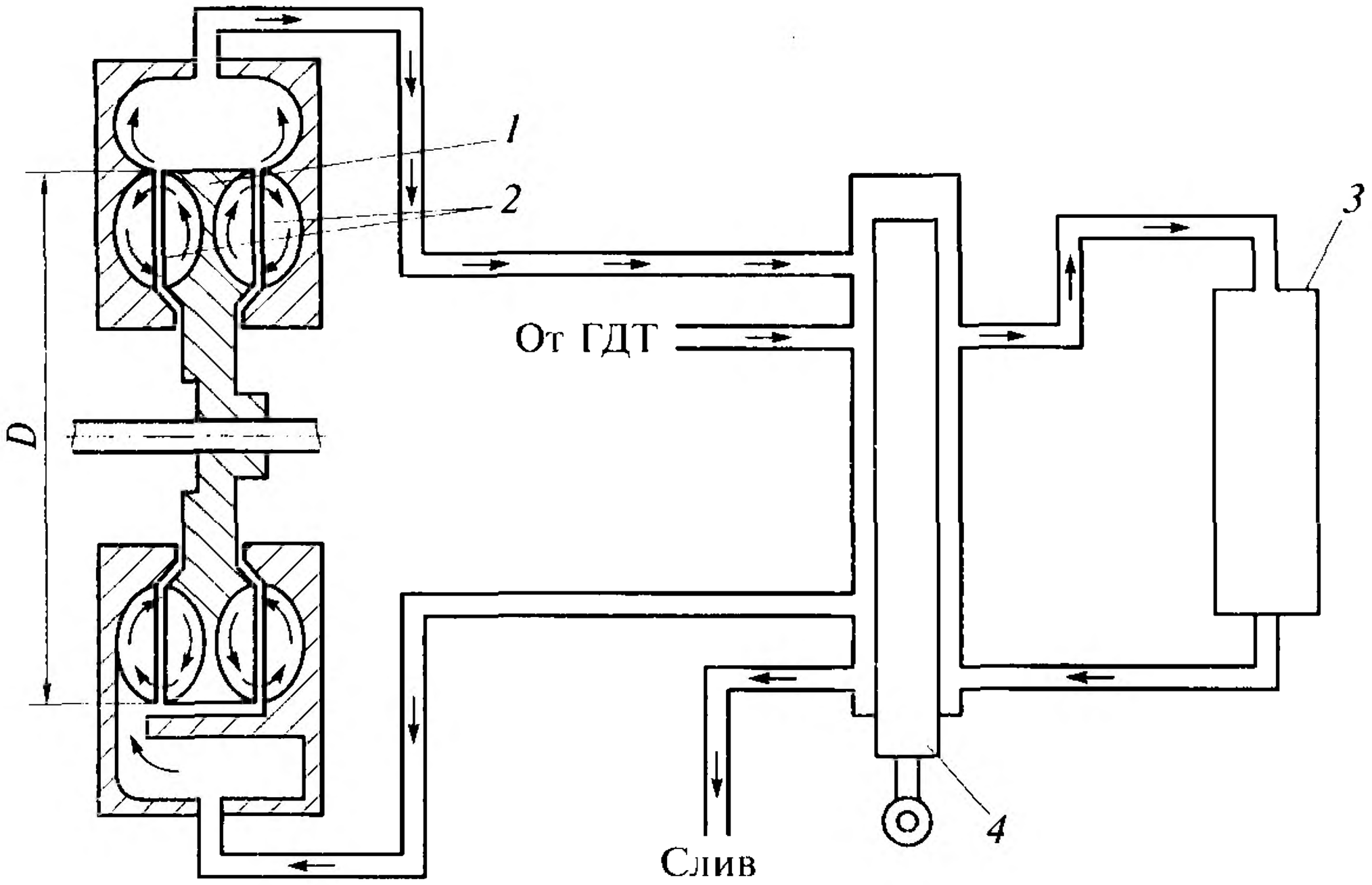


Рис. 8.4. Схема гидродинамического тормозного механизма:
1 — ротор; *2* — статор; *3* — теплообменник; *4* — клапан управления

Время включения зависит от производительности насоса питания и составляет обычно около 2...3 с. Тормозной момент гидродинамического тормоза-замедлителя, как и моменты на валах гидротрансформатора, зависит от квадрата угловой скорости ротора $\omega_{(p)}$

$$M_т = \lambda_т \rho_ж \omega_р^2 D^5, \qquad (8.11)$$

где $\rho_ж$ — плотность рабочей жидкости; D — активный (наибольший) диаметр рабочей полости.

Величина коэффициента момента $\lambda_т$ изменяется в зависимости от степени заполнения рабочей полости жидкостью.

Во вспомогательной тормозной системе используют также электрический тормозной механизм (ротор закреплен на валу, статор — на неподвижном корпусе), либо моторный тормоз-замедлитель. Последний применяют при использовании дизелей. Тормозной момент дизеля составляет около 40 % от максимального тягового момента (у бензинового двигателя — около 25 %). При одинаковой максимальной мощности тяговый момент дизеля примерно в 1,5 раза больше, чем у бензинового двигателя, из-за меньшей в 1,5 раза ω_N. Поставив в выхлопную трубу заслонку, прикрываемую из кабины водителя на режиме торможения, обеспечивают увеличение тормозного момента за счет использования такта выхлопа. При этом автоматически отключается подача топлива в двигатель.

Значительный тормозной момент можно получить у двигателя, если обеспечить его работу в насосном режиме в качестве компрессора. Для этого необходимо, отключив подачу топлива, с

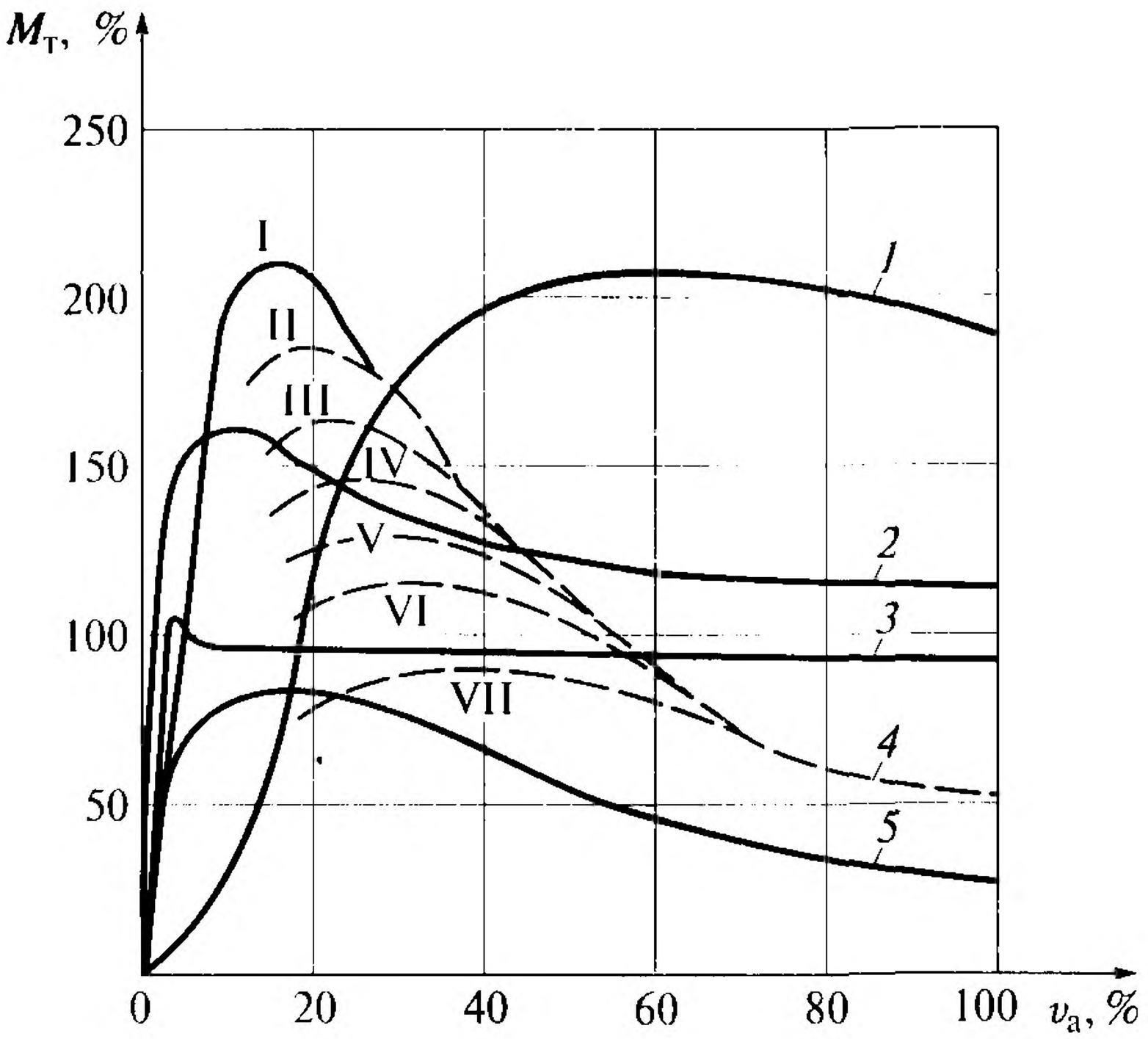


Рис. 8.5. Сравнение тормозных моментов $M_т$, создаваемых вспомогательными тормозными системами:

1 — гидродинамическим тормозом-замедлителем; *2* — электрическим тормозом-замедлителем; *3* — фрикционным тормозом-замедлителем (трансмиссионным тормозным механизмом); *4* — двигателем в режиме насоса; *5* — двигателем с заслонкой на выхлопной трубе; I — VII — передачи в коробке передач

помощью, например, электромагнитных клапанов, открываемых в такте расширения (рабочего хода), выпускать из цилиндров воздух, сжатый в такте сжатия.

Сравнение по создаваемому тормозному моменту $M_т$ вспомогательных тормозных систем с различными тормозами-замедлителями приведено на рис. 8.5.

8.2.4. Сравнительный анализ механических тормозных механизмов

Обычно для сравнения используют следующие критерии: тормозная эффективность, стабильность, уравновешенность.

Тормозную эффективность нельзя сравнивать по уравнениям тормозных моментов, так как в разных тормозных механизмах для их создания необходимы различные по величине приводные силы P. Поэтому применяют коэффициент эффективности $k_э = M_т / M_p$, где $M_p = \sum P r_{тр}$ — момент, вычисленный по приводным силам P и радиусу приложения сил трения $r_{тр} = r_б$ (или $r_{ср}$ для дискового тормозного механизма).

Таблица 8.1

Сравнение тормозных механизмов по коэффициенту эффективности

Тормозной механизм	k,	k, в % от барабанного механизма с $S_1 = S_2$
Барабанный с $S_1 = S_2$ (см. рис. 8.2, *а*)	0,70	100
Барабанный с $P_1 = P_2$ (см. рис. 8.2, *б*)	0,81	116
Барабанный с разнесенными опорами (см. рис. 8.2, *в*)	1,11	159
Барабанный с большим самоусилением (см. рис. 8.2, *г*)	3,54	505
Дисковый с вращающимся диском (см. рис. 8.3, *а*)	0,35	50
Дисковый с вращающимся корпусом (см. рис. 8.3, *б*)	2,0	286

Сравнение тормозных механизмов по коэффициенту эффективности приведено в табл. 8.1.

В табл. 8.1 приведены значения $k_э$ при $e_1 = e_2 = 0{,}85r_б$, $a = c = 0{,}8r_б$, $\mu = 0{,}35$.

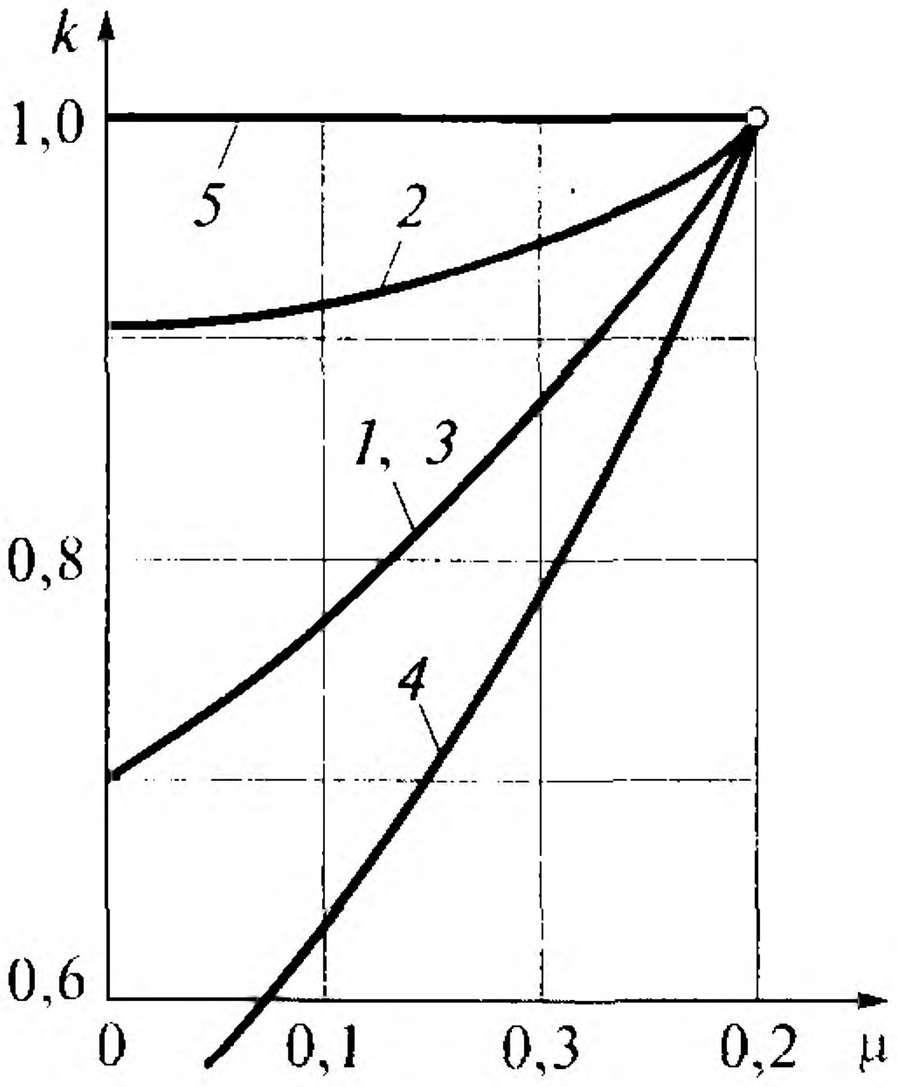


Рис. 8.6. График, характеризующий стабильность тормозного момента тормозных механизмов:

1 — с равными перемещениями; *2* — с равными приводными силами; *3* — с разнесенными опорами; *4* — с большим самоусилением; *5* — дисковых с вращающимся диском

Итак, по коэффициенту эффективности $k_э$ наилучшим является тормозной механизм с большим самоусилением, а дисковый с вращающимся диском по этому критерию в 10 раз хуже. Если бы нужно было разместить в заданных малых габаритах тормозной механизм с наибольшим тормозным моментом при наименьшей приводной силе, то следовало бы использовать тормозной механизм с большим самоусилением. Однако для автомобилей задача иная: разместить в ободе колеса тормозной механизм, создающий максимальный тормозной момент $M_{т\,max} = P_{т\,max} r_к$, где $P_{т\,max} = \varphi_{max} G_{1сц}$, $\varphi_{max} = 1{,}0$ — максимально возможный коэффициент сцепления, $G_{1сц}$ — сцепной вес, приходящийся на одно колесо. Для решения такой задачи годится любой из рассмотренных тормозных механизмов. Гораздо важнее другой критерий — стабильность.

Стабильность величины тормозного момента зависит от многих факто-

ров и прежде всего от изменения коэффициента трения μ (рис. 8.6, линии *1* — *5* соответствуют тормозным механизмам по табл. 8.1), причем стабильность оценивается с помощью коэффициента $k = (M_т/\mu)/(M_{т0}/\mu_0)$, индекс 0 соответствует μ = 0,3. Наибольшую чувствительность к μ имеют тормозные механизмы с более высоким коэффициентом эффективности $k_э$. Для автомобилей гораздо важнее небольшое повышение k, чем значительное повышение $k_э$.

Уравновешенность сил, особенно радиальных, уменьшает нагруженность подшипников колес.

Тормозные барабаны, колодки и их опоры должны обладать высокой жесткостью для снижения износа и шумности («скрипа»). Скрип тормозов обычно вызывают высокочастотные вибрации (500...1 500 Гц и выше) барабана и колодки, а также значительная разница в статическом и динамическом коэффициентах трения.

8.2.5. Расчет тормозных механизмов на нагрев

Энергетический баланс автомобиля при торможении записывается следующим образом:

$$\delta' m_а (v^2_{а.н} - v^2_{а.к})/2 = A_т + A_к + A_\varphi + A_в, \qquad (8.12)$$

где δ′ — коэффициент учета вращающихся масс (при отсоединенном двигателе δ′ = 1,04); $m_а$ — полная масса автомобиля; $A_т$ — работа сил трения в тормозных механизмах; $A_к$, A_φ, $A_в$ — работа сил сопротивления качению (включая потери в трансмиссии), скольжения шин, воздуха соответственно.

Если λ — коэффициент скольжения заторможенного колеса, тогда $A_т = P_т S_т (1 - \lambda)$, $A_к = fgm_а S_т (1 - \lambda)$, $A_\varphi = \varphi g m_а S_т \lambda$, $A_в = P_{в.ср} S_т$, где $P_т$ — сила торможения тормозных механизмов; $S_т$ — путь торможения. При блокировании колес λ = 1 и $A_т = A_к = 0$.

В табл. 8.2 приведены данные по энергетическому балансу торможения двухосного автомобиля с начальной скоростью $v_{а.н}$ = = 60 км/ч.

При расчетах нагруженности тормозных механизмов значениями $A_к$, A_φ, $A_в$ обычно пренебрегают.

Износ фрикционных накладок косвенно оценивают по величине удельной работы трения при однократном торможении до $v_{а.к} = 0$

$$A_{т.уд} = A_т / F_{сум}, \qquad (8.13)$$

где $F_{сум}$ — суммарная поверхность фрикционных накладок.

При торможении с $v_{а.н}$ = 60 км/ч должно быть $A_{т.уд} < (4...10) \times \times 10^3$ Дж/см^2 в зависимости от типа автомобиля.

Таблица 8.2

Соотношение работ сил сопротивления при торможении

Силы	Сила на педали, Н			Число блокированных колес	
	0	100	600	Два	Все
Трения в тормозных механизмах	0	61	86	49	0
Сопротивления качению	87	32	8	4	0
Сопротивления воздуха	13	7	2	2	2
Скольжения шин	0	0	4	45	98

Используют также оценку по удельной нагрузке накладок $q = gm_a/F_{сум}$. Для легковых автомобилей $q = 10...20$ Н/см^2, для грузовых $q = 20...40$ Н/см^2.

Повышение температуры тормозного барабана (диска у дискового тормозного механизма) при однократном интенсивном и кратковременном (аварийном) торможении, пренебрегая рассеиванием теплоты в окружающую среду, получим из условия $P_т dS_т = m_{б.сум} c dt$

$$\Delta t = A_т/(m_{б.сум} c), \qquad (8.14)$$

где $m_{б.сум}$ — суммарная масса всех барабанов (или дисков); $c = 482$ Дж/(кг · °С) — удельная теплоемкость чугуна или стали ($c = 840$ Дж/(кг · °С) для алюминия).

Должно быть $\Delta t < 60$ °С при $v_{а.н} = 60$ км/ч.

Пока нет общих норм на повышение температуры Δt при длительном торможении, когда значительная часть теплоты успевает уйти в окружающую среду, хотя известно, что для уменьшения Δt необходимо увеличивать $F_{сум}$. Практически при оребрении барабанов температура при длительном торможении понижается на 35...40 %. Следует учитывать, что при торможении тормозные механизмы передних и задних осей могут иметь различную энергонагруженность. При длительных торможениях температура барабанов может достигать 250 °С, дисков — 500 °С. Перегрев тормозных механизмов приводит к разрушению фрикционных накладок.

8.3. Тормозные приводы

Для повышения надежности привод, кроме механического, должен иметь не менее двух независимых контуров, для повыше-

ния эффективности — усилитель и регулятор тормозных сил, а также антиблокировочную систему.

Механический привод применяется только в стояночных тормозных системах. Он прост — обычно это тросы и уравнительные рычаги, а при пневматическом приводе рабочей тормозной системы тормозные камеры среднего и заднего мостов на стоянке включаются пружинами, выключаются сжатым воздухом, время действия не ограничено, но имеет низкий КПД (0,8...0,85 и менее), большие упругие деформации (действительный ход рычага $S_{рд} = (1{,}2...1{,}4)S_р$, где $S_р$ — расчетный ход).

Гидравлический привод обеспечивает одновременность действия тормозных механизмов, обладает следящим (по усилию) действием, высоким КПД (0,92...0,98), малым временем срабатывания, но возможно замасливание тормозных механизмов при утечке жидкости и даже выход из строя, а при $t^\circ < -30\,^\circ C$ — снижение эффективности из-за загустевания жидкости. При служебных торможениях давление в системе $p_0 = 0{,}4P_п u_п \eta_п/(\pi d_г^2)$ МПа, при экстренных торможениях — 8...12 МПа, где $P_п$ — усилие на педали; $u_п$ — передаточное число от педали до главного тормозного цилиндра; $d_г$ — диаметр главного тормозного цилиндра.

Ход педали для двухосного автомобиля

$$S_п = u_п[2d_1^2\,(\delta'_1 + \delta''_1)+2d_2^2(\delta'_2 + \delta''_2)]/d_г^2 + \delta_0 u_п, \qquad (8.15)$$

где d_1, d_2 — диаметры цилиндров передних и задних тормозных механизмов; δ', δ'' — перемещения поршеньков первой и второй колодки тормозного механизма; δ_0 — зазор в приводе педали.

Силовое передаточное число гидравлического привода двухосного автомобиля

$$u_с = \sigma(P_1 + P_2)/P_п = 4(d_1^2 + d_2^2)u_п\eta/d_г^2, \qquad (8.16)$$

причем для легковых автомобилей $u_с = 30...40$, для грузовых — $u_с = 50...60$.

На рис. 8.7 приведены некоторые схемы рабочих тормозных систем с гидравлическим приводом. Для схемы, приведенной на рис. 8.7, *а*, отказ переднего контура позволяет сохранить лишь около 40 % тормозной эффективности для легковых автомобилей (при статическом распределении веса по осям по 50 %). Схемы, приведенные на рис. 8.7, *б* и *в*, обеспечивают сохранение 50 % тормозной эффективности при отказе любого из двух контуров. Для схемы, изображенной на рис. 8.7, *в*, необходимо применение отрицательного плеча обкатки управляемых колес из-за появления разворачивающего автомобиль момента при отказе одного из контуров.

Пневматический усилитель гидравлического привода (рис. 8.8). Из условия $\sum P = 0$ для штока главного тормозного цилиндра *3*

$$X = \pi d_1^2 p/(0{,}4\eta) = X_1 + X_2, \qquad (8.17)$$

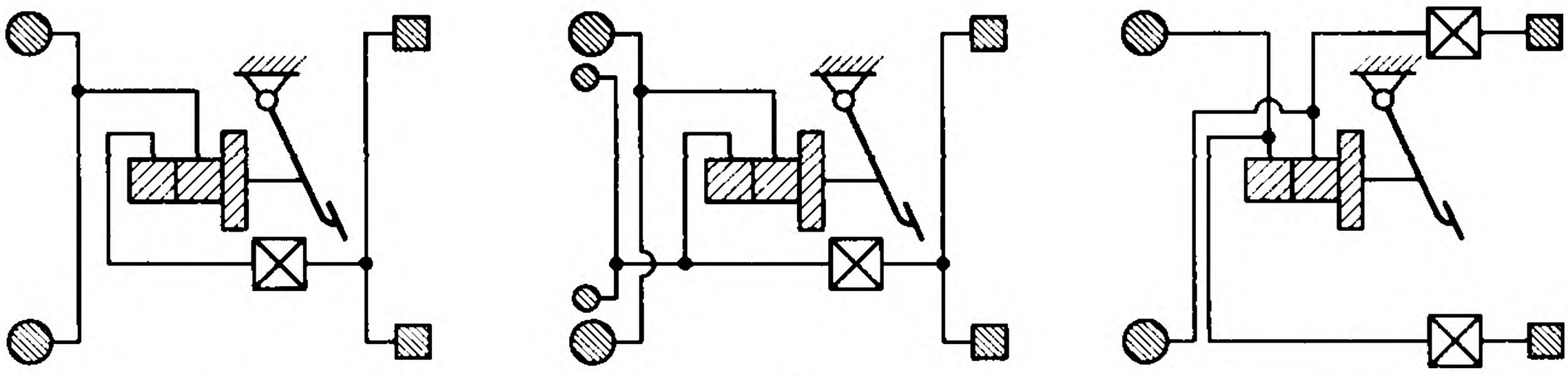


Рис. 8.7. Некоторые схемы рабочих двухконтурных тормозных систем с гидравлическим приводом:

а — с раздельными контурами; *б* — задний контур с дополнительными передними рабочими цилиндрами; *в* — диагональная схема привода

где d_1 — диаметр поршня главного тормозного цилиндра; $X_1 = (P_п l - P_{пр} dc/b)/a$ — усилие, создаваемое силой $P_п$; $P_{пр}$ — усилие пружины крана управления *1*; $X_2 = S(p_в - p_а) - c_{пр}h$ — усилие, создаваемое пневмоцилиндром *4* усилителя; здесь $S = \pi(D_у^2 - d_у^2)/4$; $p_в - p_а$ — избыточное давление воздуха в цилиндре усилителя; $c_{пр}$ — жесткость пружины цилиндра; h — ход штока.

Коэффициент усиления $k_у$ (аналогично коэффициенту эффективности усилителя рулевого управления)

$$k_у = (X_1 + X_2)/X_1.$$

Пока $h < h_{max}$ имеем $k_у = \text{const}$ (см. рис. 8.7, *б*), так как усилие на педали пропорционально ходу штока, причем обычно $k_{у\,max} = 6...10$. Уменьшение $k_у$ при торможениях с большими значениями $P_п$ — существенный недостаток этого усилителя.

Работает пневматический усилитель следующим образом. При нажатии на тормозную педаль через систему тяг и рычагов с плечами *c*, *b*, *d* передается усилие на пружину крана управления *1*. Это усилие, воздействуя на двуплечий рычаг, закрывает клапан *6*, через который происходит сообщение с атмосферой, и открывает клапан *5*, через который происходит сообщение с сжатым воздухом, находящимся в ресивере. Порция сжатого воздуха проходит в пневмоцилиндр *4* усилителя, а также создает усилие, противодействующее пружине крана управления *1*, обеспечивая закрытие клапана *5*. Оба клапана оказались закрытыми. Чем сильнее нажата тормозная педаль, тем большее давление сжатого воздуха необходимо для закрытия клапана *5*. Таким образом в этом усилителе осуществляется слежение по усилию. При растормаживании открывается клапан *6*, через который сжатый воздух из усилителя выходит в атмосферу. Пневматический усилитель работает как при работающем, так и при неработающем двигателе.

Вакуумный усилитель гидравлического привода (рис. 8.9). Из условия $\sum P = 0$ на штоке *8* поршня *9* получим

$$X = Fp_{Б} = X_1 + X_2, \qquad (8.18)$$

где $X_1 = Fp_{А}$ — усилие, создаваемое водителем; $p_{Б}$, $p_{А}$ — давление в линиях Б и А; F — площадь поршня *9*; $X_2 = S(p_{Б} - p_{А}) - (P_{пр} + c_{пр}h)$ — усилие, создаваемое усилителем; $S = \pi(D_{у}^2 + D_{у}d_{у} + d_{у}^2)/4$ — рабочая площадь диафрагмы *1*; $P_{пр}$ — предварительное натяжение пружины *11* диафрагмы.

Величину $p_{Б} - p_{А}$ определяют из условия $\sum P = 0$ для диафрагмы *6* клапана управления с поршнем *7*:

$$S_5(p_{Б} - p_{А}) = P_{п}u_{п}d_{б}^2/d_{г}^2 - (P_{пр5} + P_{пр8}),$$

где $P_{пр5}$, $P_{пр8}$ — натяжение пружин *5* и *8*.

Коэффициент усиления будет в этом случае иметь вид кривой с выпуклостью вверх (рис. 8.9, *б*), причем обычно $k_{у\,max} = 2{,}5 \ldots 3{,}5$. Значения $k_{у\,max}$ существенно зависят от жесткости c_5 пружины *5* диафрагмы клапана управления. На рис. 8.9, *б* показано изменение характеристики при увеличении c_5 в 2 раза (штриховые линии).

Работает вакуумный усилитель следующим образом. При работающем двигателе воздух отсасывается во впускной коллектор двигателя из полостей В и Г (см. рис. 8.9, *а*), сообщающихся через нижний клапан сдвоенного клапана *3*. При этом верхний клапан закрыт. При нажатии на тормозную педаль давлением в линии А на поршень *7*, если оно достаточно для преодоления усилия пру-

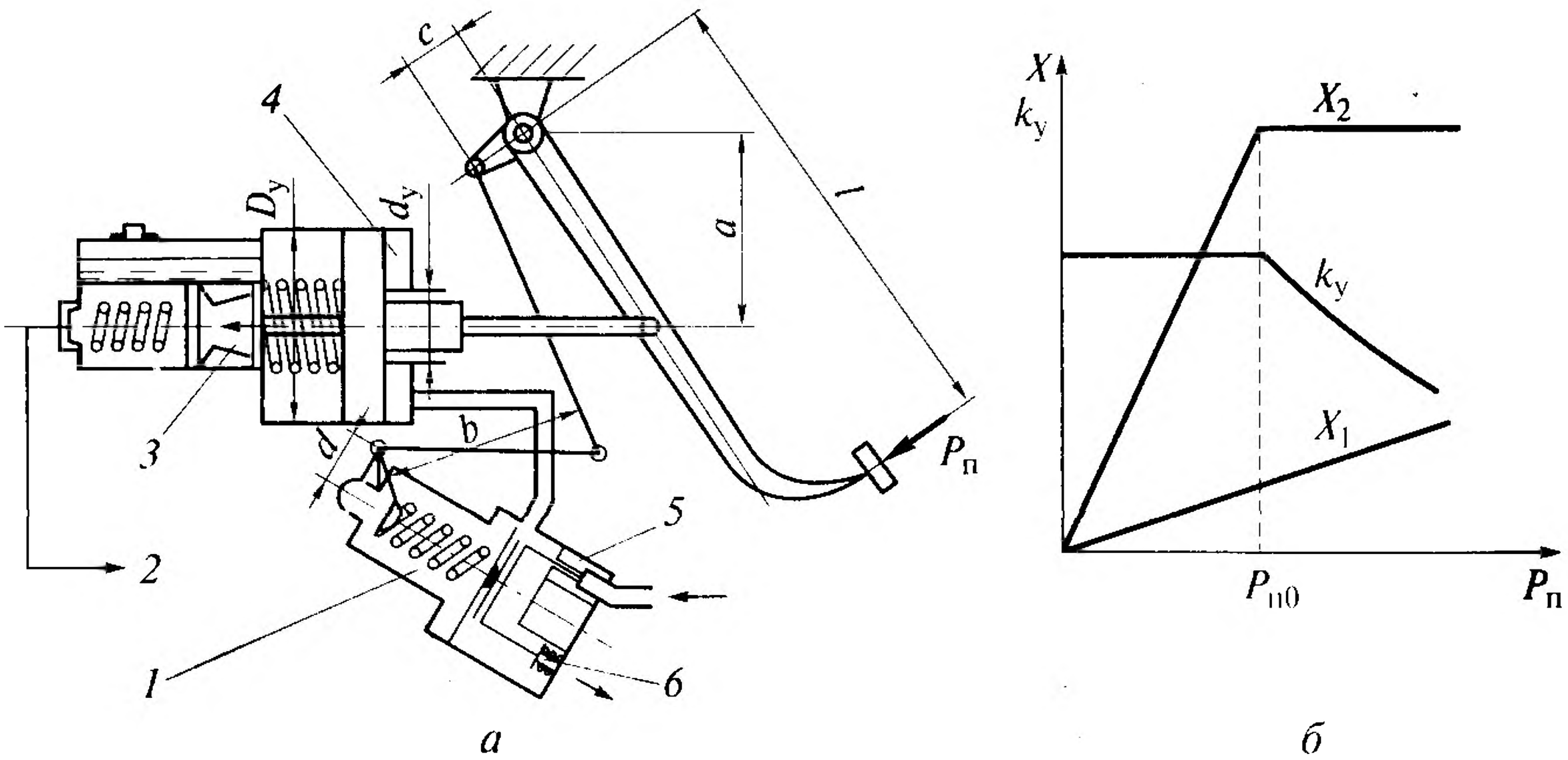


Рис. 8.8. Пневматический усилитель гидравлического тормозного привода:

а — схема; *б* — характеристика; *1* — кран управления; *2* — к тормозным механизмам; *3* — главный тормозной цилиндр; *4* — пневмоцилиндр усилителя; *5* — клапан для сообщения с ресивером; *6* — клапан для сообщения с атмосферой; X_1, X_2 — усилия, создаваемые водителем и усилителем, соответственно; $P_п$ — усилие на педали; $k_у$ — коэффициент усиления; *a*, *b*, *c*, *d* — размеры; $D_у$, $d_у$ — наружный и внутренний диаметры

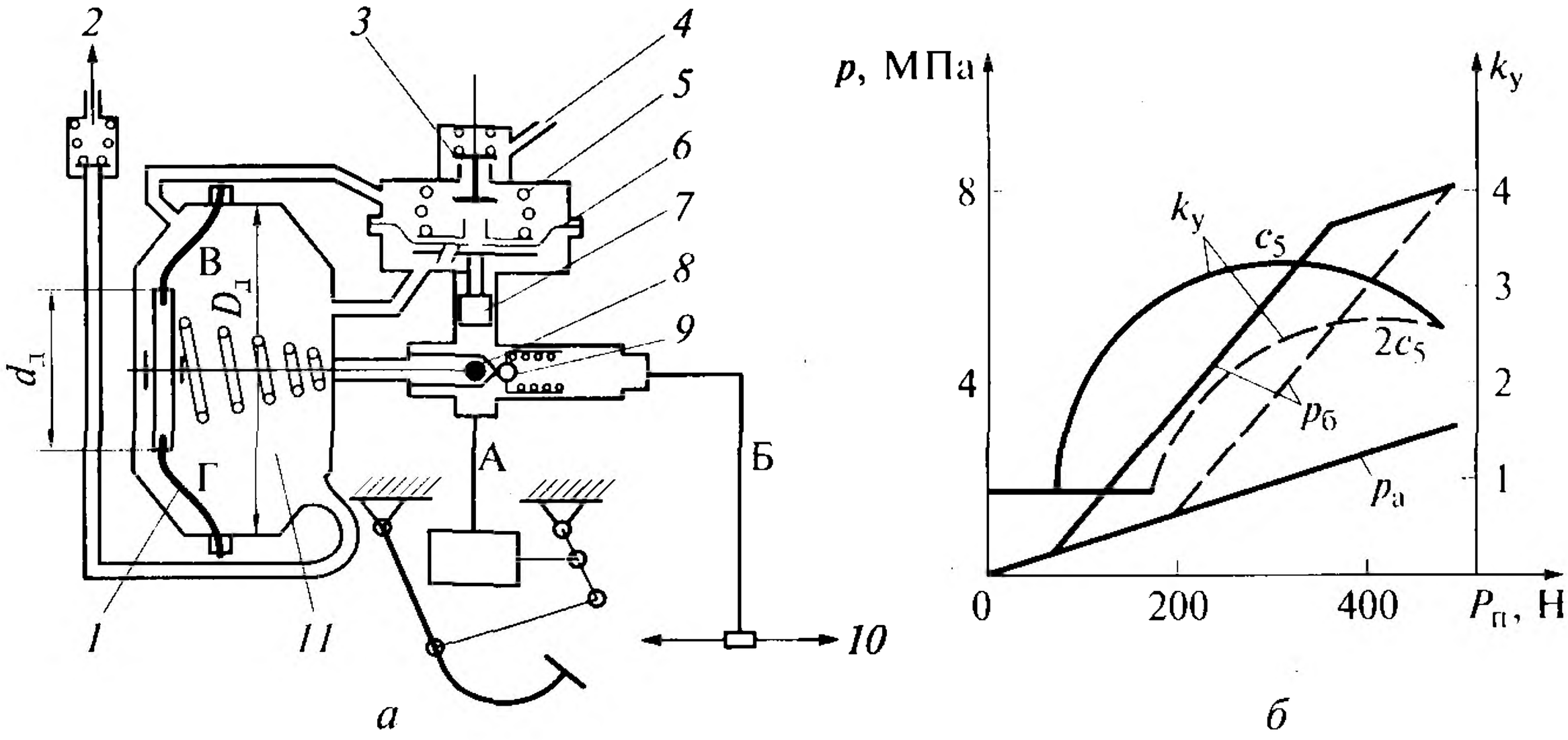


Рис. 8.9. Вакуумный усилитель гидравлического тормозного привода:

а — схема; *б* — характеристика; *1*, *6* — диафрагмы; *2* — выпуск к впускному коллектору двигателя; *3* — сдвоенные клапаны; *4* — выпуск из атмосферы; *5*, *11* — пружины; *7*, *9* — поршни; *8* — шток; *10* — выпуск к тормозным механизмам

жины *5*, приподнимается седло нижнего клапана, закрепленное на диафрагме *6*. Нижний клапан закрывается, а верхний клапан открывается, пропуская порцию воздуха из атмосферы в полость В и в полость над диафрагмой. При этом верхний клапан закрывается. Оба клапана оказались закрытыми. Чем сильнее нажата тормозная педаль, тем бóльшее давление атмосферного воздуха необходимо для закрытия верхнего клапана. Таким образом в этом усилителе осуществляется слежение по усилию. При растормаживании открывается нижний клапан, через который воздух из полости В отсасывается через полость Г во впускной коллектор двигателя. При неработающем двигателе вакуумный усилитель не работает.

Пневматический привод работает с усилением. На рис. 8.10 представлена наиболее простая, удобная для изучения схема одноконтурного (для тягача) однопроводного (для связи с прицепом) пневматического привода без регулятора тормозных сил и без антиблокировачной системы. В настоящее время такие приводы не применяются. Источником энергии является компрессор *1* и баллоны *2*, *9* со сжатым воздухом (ресиверы). Водитель через педаль *4* воздействует на тормозной кран *5*, обеспечивая подвод воздуха под давлением к тормозным камерам *6* тягача и (через клапан *7* прицепа) к тормозным камерам *8* прицепа.

Пневматический привод имеет по сравнению с гидравлическим более высокую надежность и более простое соединение с тормозной системой прицепа, но больший вес и габариты узлов (из-за значительно меньших давлений), а также большее время срабатывания. К тому же время удаления воздуха из тормозных устройств в 1,5—2 раза больше, чем время их заполнения. Для уско-

рения удаления воздуха из тормозных камер применяют ускорительные клапаны. Давление воздуха в тормозной системе тягача поддерживается на уровне 0,7...0,8 МПа (предохранительный клапан настроен на 0,9 МПа). Давление в тормозной системе прицепа при однопроводной системе должно быть ниже на 0,2...0,25 МПа, чтобы уменьшить время срабатывания тормозной системы прицепа.

Существенным недостатком однопроводной системы является падение давления в тормозной системе прицепа при частых торможениях, например, на спусках. Это происходит потому, что воздух из ресивера прицепа расходуется, а необходимая подзарядка от ресиверов тягача не поступает. Поэтому в современных автопоездах применяется двухпроводная система с двумя пневмолиниями: питающей и управляющей. На многих тягачах предусмотрена возможность подсоединения прицепов не только с двухпроводной системой, но и с однопроводной.

На рис. 8.11 представлена в качестве примера одна из схем современного двухконтурного одно- и двухпроводного пневматического привода (без антиблокировочной системы) тягача. На схеме выделены жирными линиями компрессор *1*, краны *10* управления вспомогательной тормозной системой и аварийного растормаживания стояночной тормозной системы, кран *21* стояночной тормозной системы, двухсекционный тормозной кран *25* с тормозной педалью, передние тормозные камеры *23*, задние тормоз-

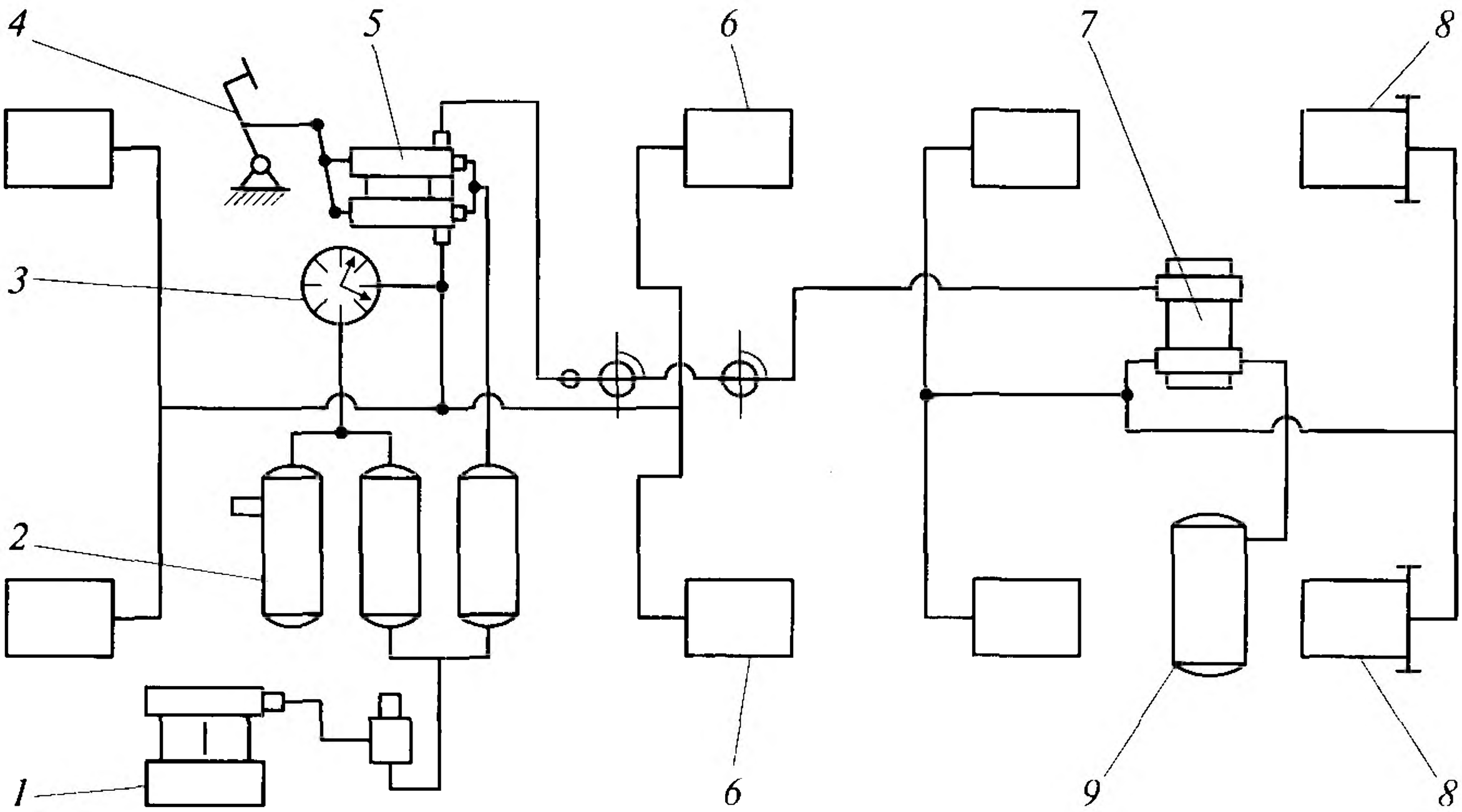


Рис. 8.10. Схема одноконтурного однопроводного пневматического привода автопоезда:

1 — компрессор с регулятором давления; *2* — ресивер тягача; *3* — манометр; *4* — тормозная педаль; *5* — двухсекционный тормозной кран; *6* — тормозная камера тягача; *7* — тормозной клапан прицепа; *8* — тормозная камера прицепа; *9* — ресивер прицепа

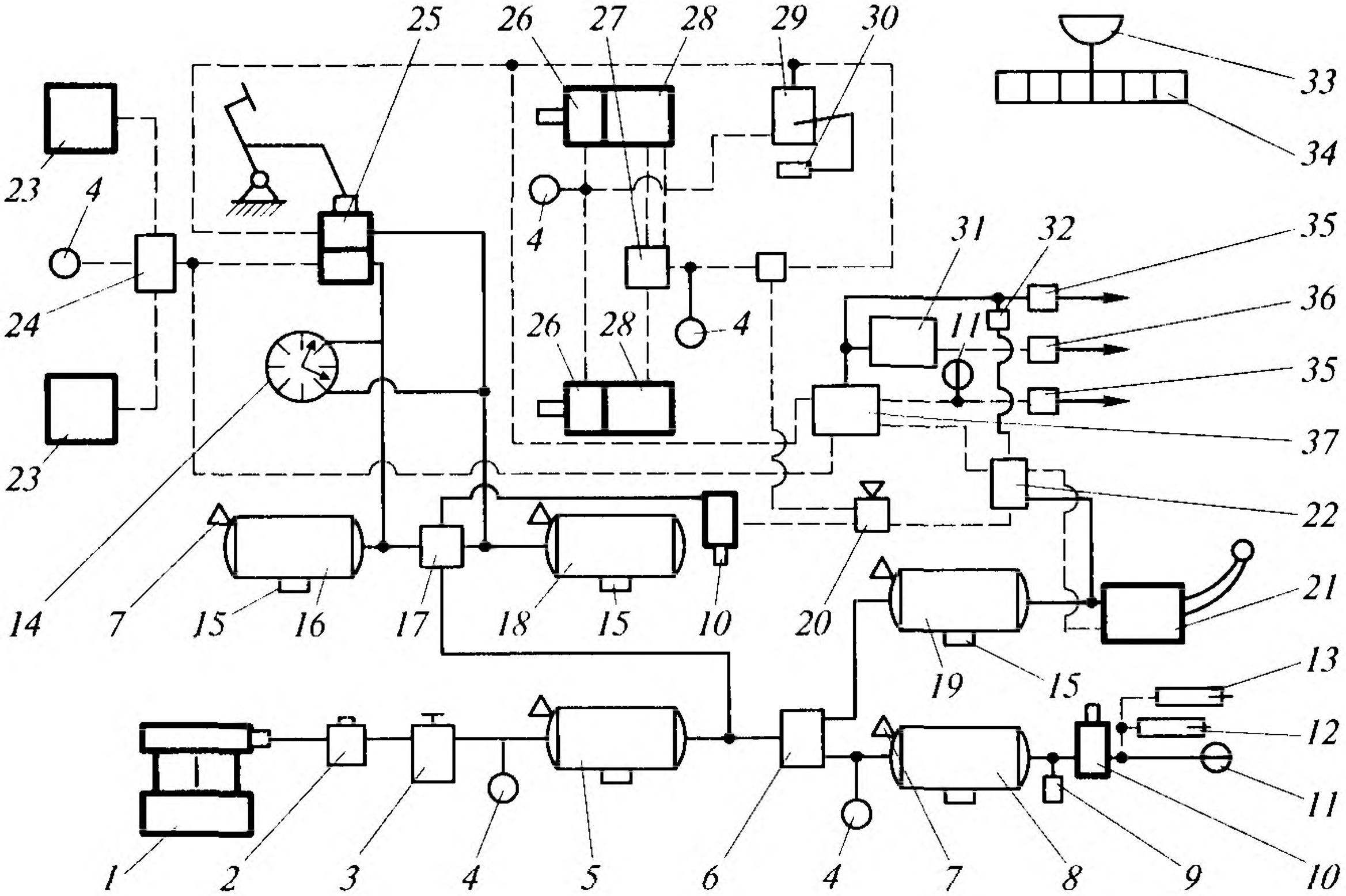


Рис. 8.11. Схема двухконтурного одно- и двухпроводного пневматического привода тягача:

1 — компрессор; *2* — регулятор давления; *3* — предохранитель от замерзания; *4* — клапан контрольного вывода; *5* — ресивер с конденсацией влаги; *6* — защитный двухконтурный клапан; *7* — датчик падения давления; *8*, *16*, *18*, *19* — ресиверы; *9* — воздухораспределитель; *10* — кран; *11* — датчик сигнала торможения; *12* — пневмоцилиндр привода заслонки вспомогательной тормозной системы; *13* — пневмоцилиндр выключения подачи топлива; *14* — манометр; *15* — кран слива конденсата; *17* — тройной защитный клапан; *20* — двухмагистральный клапан; *21* — кран стояночной тормозной системы; *22* — ускорительный клапан; *23* — передняя тормозная камера; *24* — клапан-ограничитель давления; *25* — двухсекционный тормозной кран; *26* — задняя тормозная камера; *27* — клапан быстрого растормаживания; *28* — пружинный энергоаккумулятор; *29* — регулятор тормозных сил; *30* — упругий элемент связи с задним мостом; *31* — клапан управления однопроводным приводом прицепа; *32* — защитный клапан; *33* — звуковой сигнал; *34* — блок сигнальных ламп; *35*, *36* — соединительные головки; *37* — клапан управления двухпроводным приводом прицепа

ные камеры *26* с пружинными энергоаккумуляторами *28*. На схеме не показаны трубопроводы, соединяющие датчики падения давления *7* с блоком сигнальных ламп *34*. Сплошными линиями показаны трубопроводы, постоянно находящиеся под давлением.

Усложнение пневматического привода произошло в связи с появлением ряда современных требований к тормозным системам. При этом, кроме основной, питающей части (позиции *1*—*5*), можно выделить пять автономных контуров. Так, рабочая тормозная система должна быть двухконтурной. В связи с этим секции двухсекционного тормозного крана *25*, срабатывающие от тор-

мозной педали, стали управлять давлением в переднем контуре с тормозными камерами *23* через клапан-ограничитель давления *24* и в заднем контуре с тормозными камерами *26* через регулятор тормозных сил *29*.

Тормозная система прицепа при однопроводном присоединении получает команду на торможение и сжатый воздух через клапан управления *31* и соединительную головку *36*, а при двухконтурном присоединении — через клапан управления *37* и соединительные головки *35* с учетом давлений в переднем и заднем контурах тягача. Клапан *37* имеет соединение и с краном *21* стояночной тормозной системы.

Стояночная тормозная система (пружинные энергоаккумуляторы *28*, воздействующие на задние тормозные механизмы) имеет пневматическое управление от крана *21* через ускорительный клапан *22*, двухмагистральный клапан *20* и клапан быстрого растормаживания *27*. К этой линии подсоединен и кран аварийного растормаживания *10*.

Вспомогательная тормозная система управляется краном *10*, воздействующим на пневмоцилиндр *12* привода заслонки в выхлопной трубе и на пневмоцилиндр *13* выключения подачи топлива.

В пневматическом тормозном приводе на рис. 8.11 предусмотрены предохранитель от замерзания *3* и клапаны *4* контрольного вывода. Кроме основного ресивера *5*, передний и задний тормозные контуры, стояночная и вспомогательная тормозные системы питаются от своих ресиверов *16*, *18*, *19*, *8*, в которых предусмотрены краны *15* для слива конденсата и датчики *7* падения давления, соединенные с сигнальными лампами в блоке *34*.

Электропневматический привод все чаще применяют на автопоездах, где длина пневмолиний между тягачом и прицепом может быть 15...20 м и более, что приводит к недопустимому увеличению времени срабатывания тормозной системы прицепа. В современных электропневматических приводах применяется электронное управление процессом торможения, при котором не только обеспечивается высокое быстродействие, но и регулируется распределение тормозных сил между мостами.

Одна из схем электропневматического привода приведена на рис. 8.12. При нажатии на тормозную педаль *6* электронные блоки управления (БУ) *7* и *10* подают команду на электромагнитные клапаны модуляторов *2* и *12*, которые сообщают ресиверы с тормозными камерами *4* и *8* тягача и *9* и *11* прицепа. Давление в тормозных камерах устанавливается пропорционально перемещению тормозной педали, на которой имеется потенциометрический датчик, а также в соответствии с нагрузкой на мосты, на которых установлены датчики *3* давления воздуха и датчики *5* нагрузки на мосты. При повреждении электроцепей для торможения автопоезда используют кран *1* ручного управления. Применение

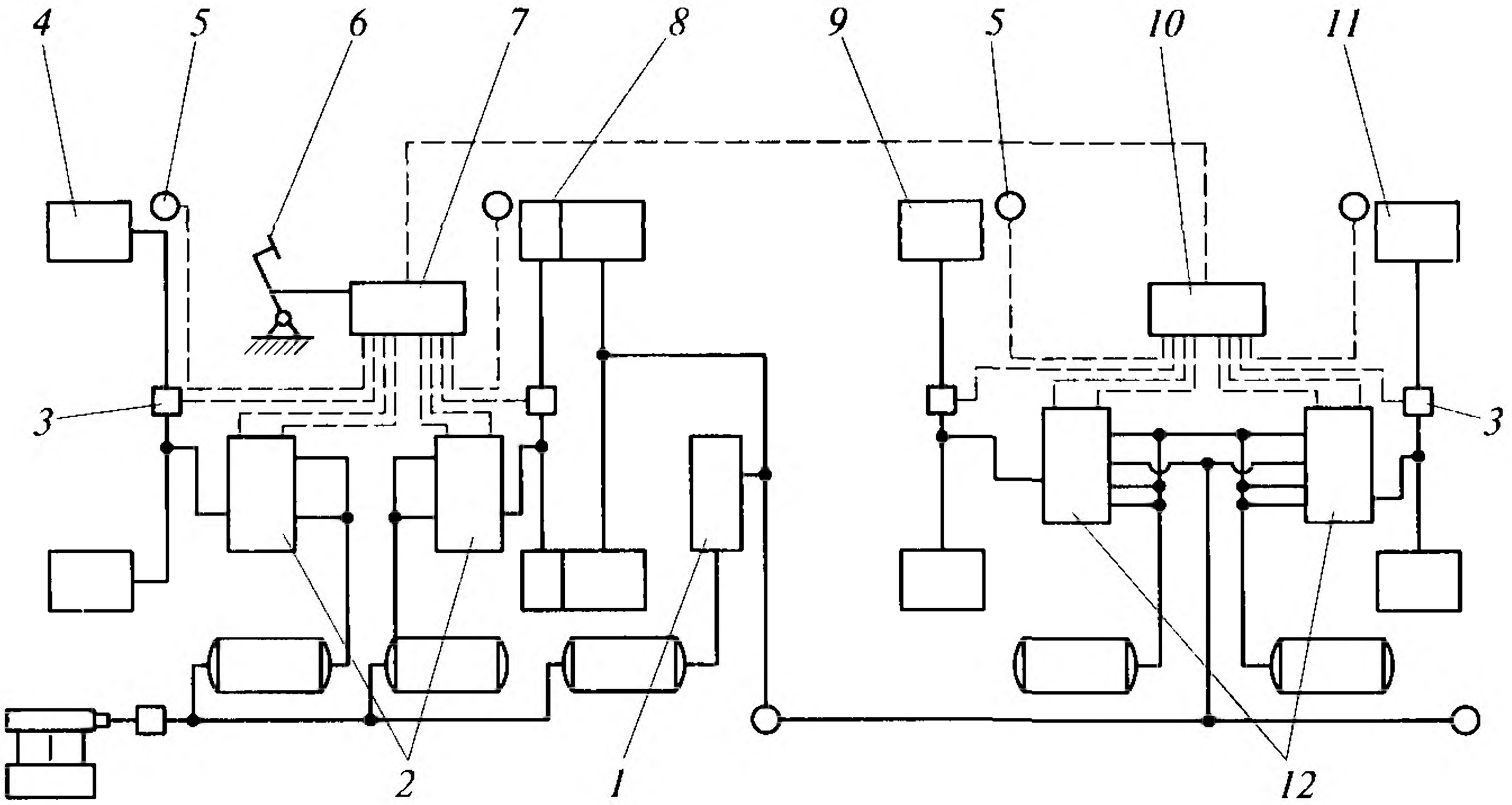


Рис. 8.12. Схема электропневматического тормозного привода автопоезда:
1 — кран ручного управления; *2*, *12* — модуляторы; *3* — датчик давления воздуха; *4*, *8* — тормозные камеры тягача; *5* — датчик нагрузки; *6* — педаль; *7*, *10* — блоки управления; *9*, *11* — тормозные камеры прицепа

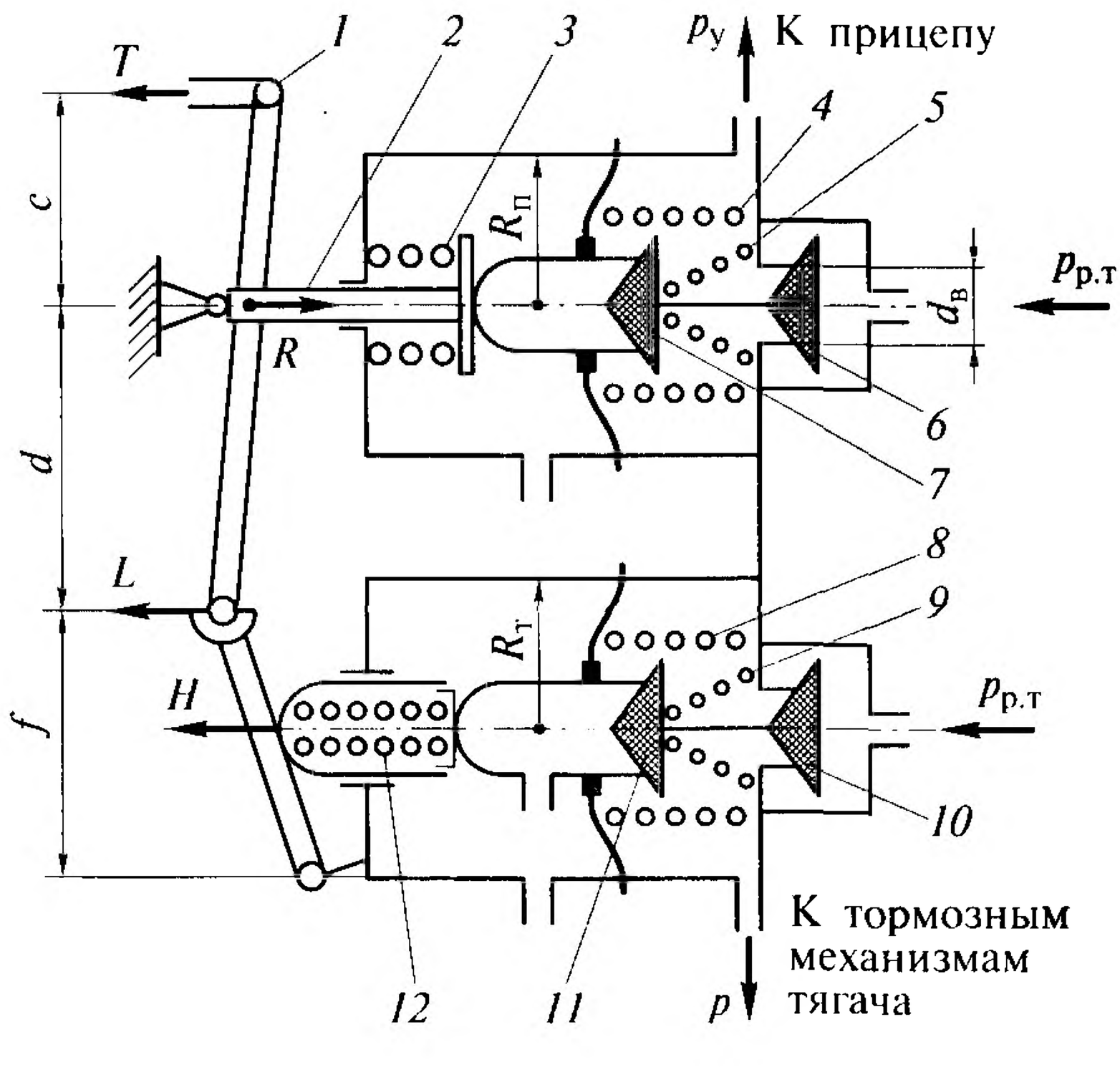


Рис. 8.13. Схема двухсекционного тормозного крана:
1 — тяга: *2* — шток; *3*, *4*, *8* — рабочие пружины; *5*, *9* — пружины клапанов; *6*, *10* — впускные клапаны; *7*, *11* — атмосферные клапаны; *12* — стакан; *T*, *R*, *L*, *H* — приводные силы; $p_{р.т}$ — давление в ресиверах тягача; p — давление в тормозных механизмах тягача; $p_у$ — давление в линии управления тормозными механизмами прицепа; $R_т$, $R_п$ — радиусы секций тягача и прицепа

электропневматического привода с электронными БУ позволяет исключить ряд традиционных устройств тормозного пневмопривода.

Двухсекционный тормозной кран применяется в пневмоприводе автопоезда. На рис. 8.13 он показан в состоянии установившегося торможения. Если к тяге *1* крана приложено усилие $T = P_{\text{п}} u_{\text{п}}$, тогда на штоке *2* верхней секции (секция прицепа) будет сила $R = T(d + c)/d$, а на стакане *12* нижней секции (секция тягача) будет сила $H = Tc(c + f)/(df)$. Усилие в вильчатом соединении рычагов $L = R - T = Tc/d$. Таким образом:

$$R/H = f(c + d)/[(e + f)c].$$

Следящее действие (по усилию) обусловлено равновесием сил, действующих на диафрагму (без учета трения) как для верхней (обратного действия), так и для нижней (прямого действия) секций:

для верхней секции

$$P_{\text{п}} k_{\text{пв}} = P_{\text{пр3}} - P_{\text{пр4}} - p_{\text{у}} F_{\text{д}}; \qquad (8.19)$$

нижней секции

$$P_{\text{п}} k_{\text{пн}} = p F_{\text{д}} + P_{\text{пр8}}, \qquad (8.20)$$

где $p_{\text{у}}$ — давление воздуха в линии управления тормозными механизмами прицепа; p — давление воздуха в тормозных камерах тягача.

По уравнениям (8.19) и (8.20) можно построить так называемую статическую характеристику тормозного крана, т.е. зависимость p и $p_{\text{у}}$ от усилия на педали $P_{\text{п}}$ или от хода педали $S_{\text{п}}$. Эти зависимости должны быть линейными, но с учетом сил трения и упругостей деталей они получаются нелинейными (рис. 8.14).

Рассмотрим работу тормозного крана (см. рис. 8.13). Если тормозная педаль отпущена, в секции прицепа открыт впускной кла-

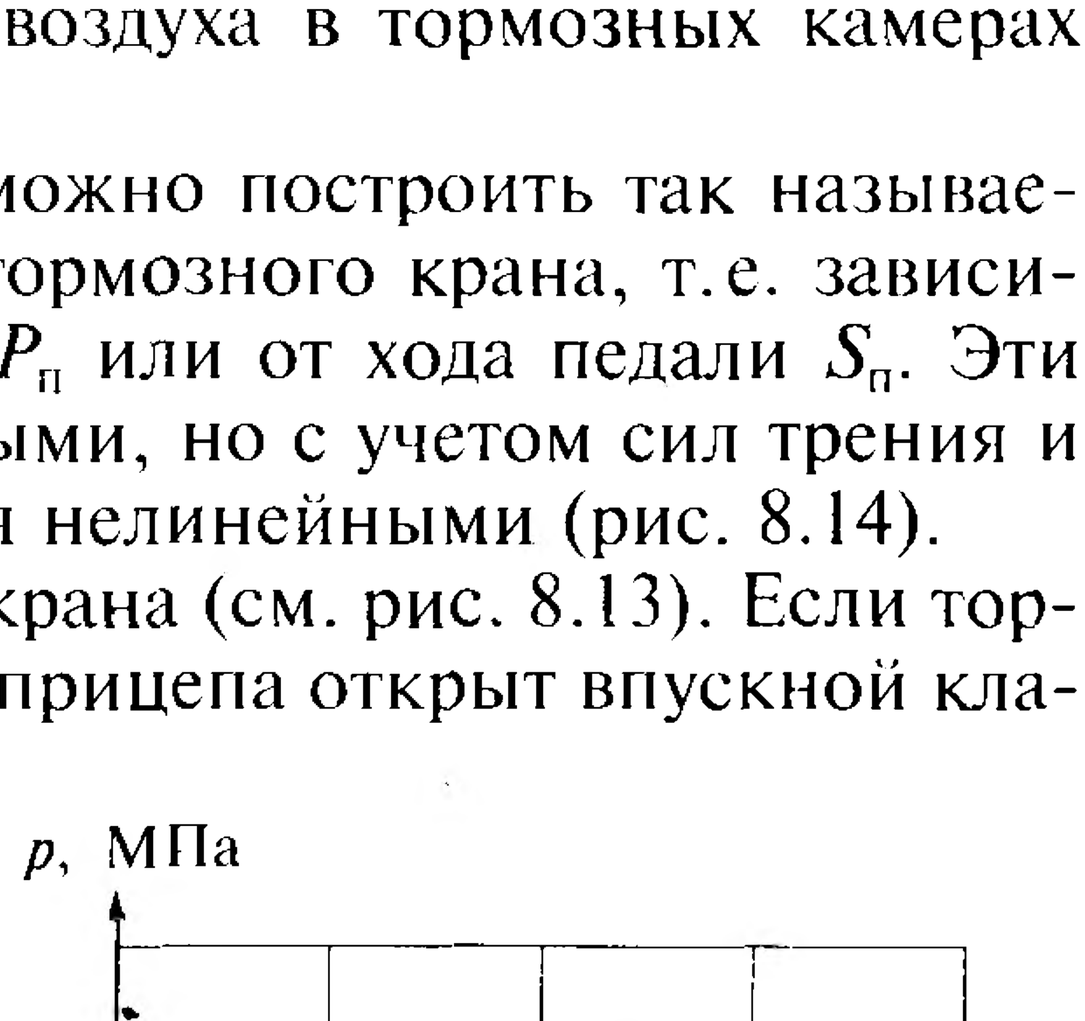


Рис. 8.14. Характеристика двухсекционного тормозного крана:

p — давление в тормозных механизмах тягача; $p_{\text{у}}$ — давление в линии управления тормозными механизмами прицепа

пан *6* (магистраль управления под давлением) и закрыт атмосферный клапан *7*, а в секции тягача впускной клапан *10* закрыт, атмосферный клапан *11* открыт (рабочая магистраль тягача без давления). При нажатии на педаль тормоза клапаны последовательно занимают следующие положения (ВК — впускной клапан, АК — атмосферный клапан):

• в секции прицепа: 1) ВК — открыт, АК — закрыт; 2) ВК и АК — закрыты; 3) ВК — закрыт, АК — открыт (падает давление в магистрали управления); 4) ВК и АК — закрыты;

• секции тягача: 1) ВК — закрыт, АК — открыт; 2) ВК и АК — закрыты; 3) ВК — открыт (возрастает давление в рабочей магистрали тягача), АК — закрыт; 4) ВК и АК — закрыты.

Конец переходных процессов, когда все клапаны закрыты (установившееся торможение), показан на рис. 8.13.

Начало торможения прицепа соответствует моменту нарушения герметичности атмосферного клапана секции прицепа. В некоторых пределах секция прицепа нечувствительна к изменению усилия R. То же самое относится и к усилию H для секции тягача. Зоны нечувствительности заштрихованы на рис. 8.14. Совершенство крана по точности слежения и срабатыванию оценивают коэффициентами нечувствительности:

$$\sigma_r = 1 - R_{\min}/R_{\max},\ \sigma_h = 1 - H_{\min}/H_{\max},$$

которые должны составлять 0,05...0,3 (большие значения соответствуют малым p и p_y).

Расход воздуха на одно торможение

$$V_т = V_ц n + V_м,$$

где $V_ц$ — объем одной тормозной камеры или цилиндра; n — число камер; $V_м$ — объем магистралей.

Считая, что число торможений в 1 мин $m = 0,8...1,4$ при движении в городе и 0,2...0,5 при движении за городом, принимают $m = 1$ и определяют производительность компрессора:

$$Q = V_т m + Q_{ут} + Q_{др}, \qquad (8.21)$$

где $Q_{ут}$ — расход утечек воздуха; $Q_{др}$ — расход на другие нужды: приводы дверей, стеклоочистители, усилители и т.д.

Общий объем ресиверов должен соответствовать 20...40 торможениям $V_р = (20...40)V_т$. Диаметр трубопроводов определяют для скорости движения воздуха по ним 10...20 мс$^{-1}$.

Зависимость усилия $P_п$ на тормозной педали от хода $S_п$ педали различна при гидравлическом и пневматическом приводах.

При гидравлическом приводе (рис. 8.15, *а*) давление жидкости и $M_т$ не повышаются до тех пор, пока все колодки не упрутся в барабаны (диски). Это соответствует перемещению $S_{с.х2}$ педали, после чего $M_т$ увеличивается пропорционально $P_п$, а перемеще-

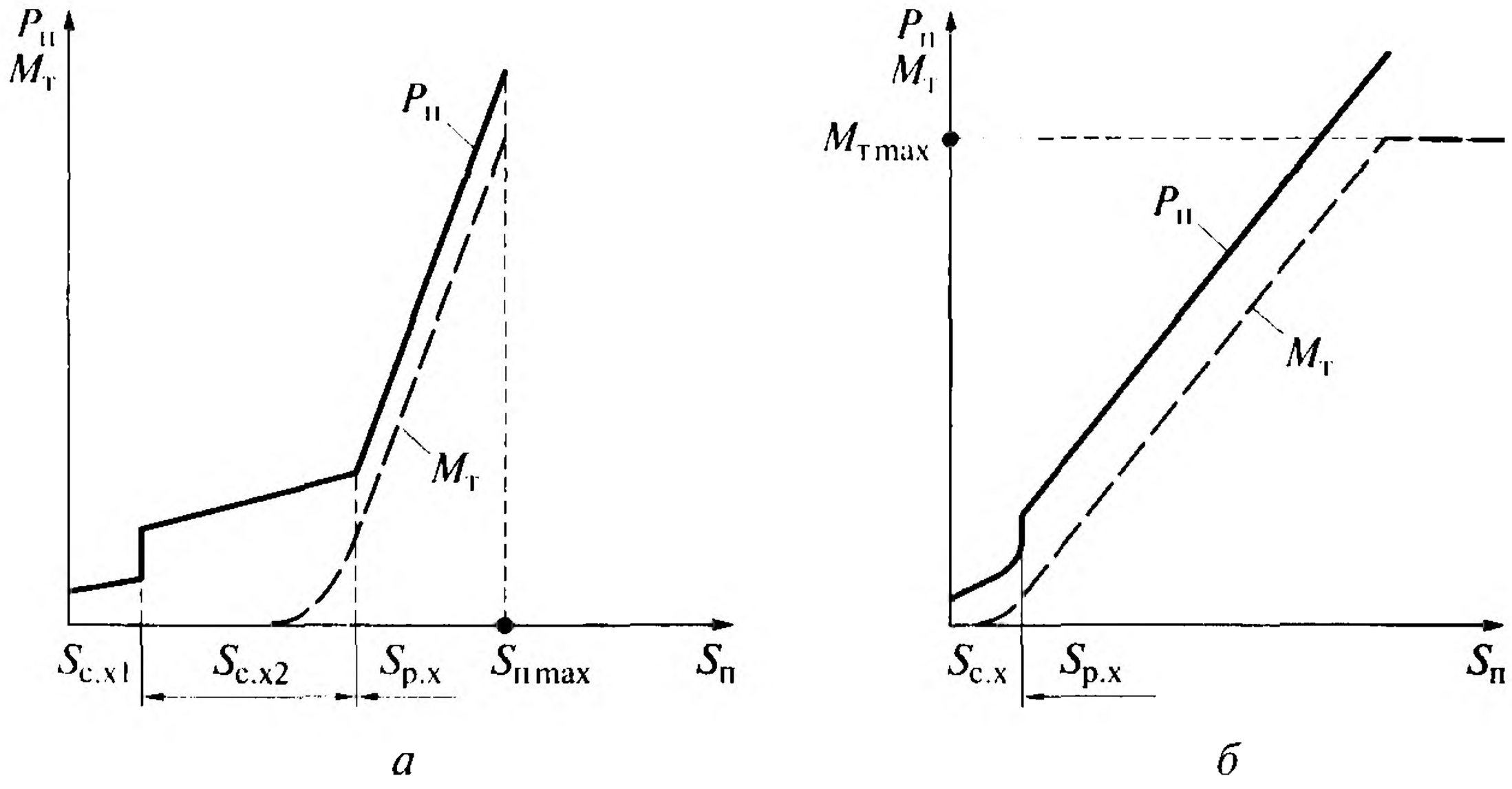


Рис. 8.15. Зависимости усилия $P_п$ на тормозной педали и тормозного момента $M_т$ от хода $S_п$ педали:

а — при гидравлическом приводе; *б* — при пневматическом приводе

ние педали происходит только из-за упругости деталей. Максимальное значение $M_т$ ограничено упором педали в ограничитель хода.

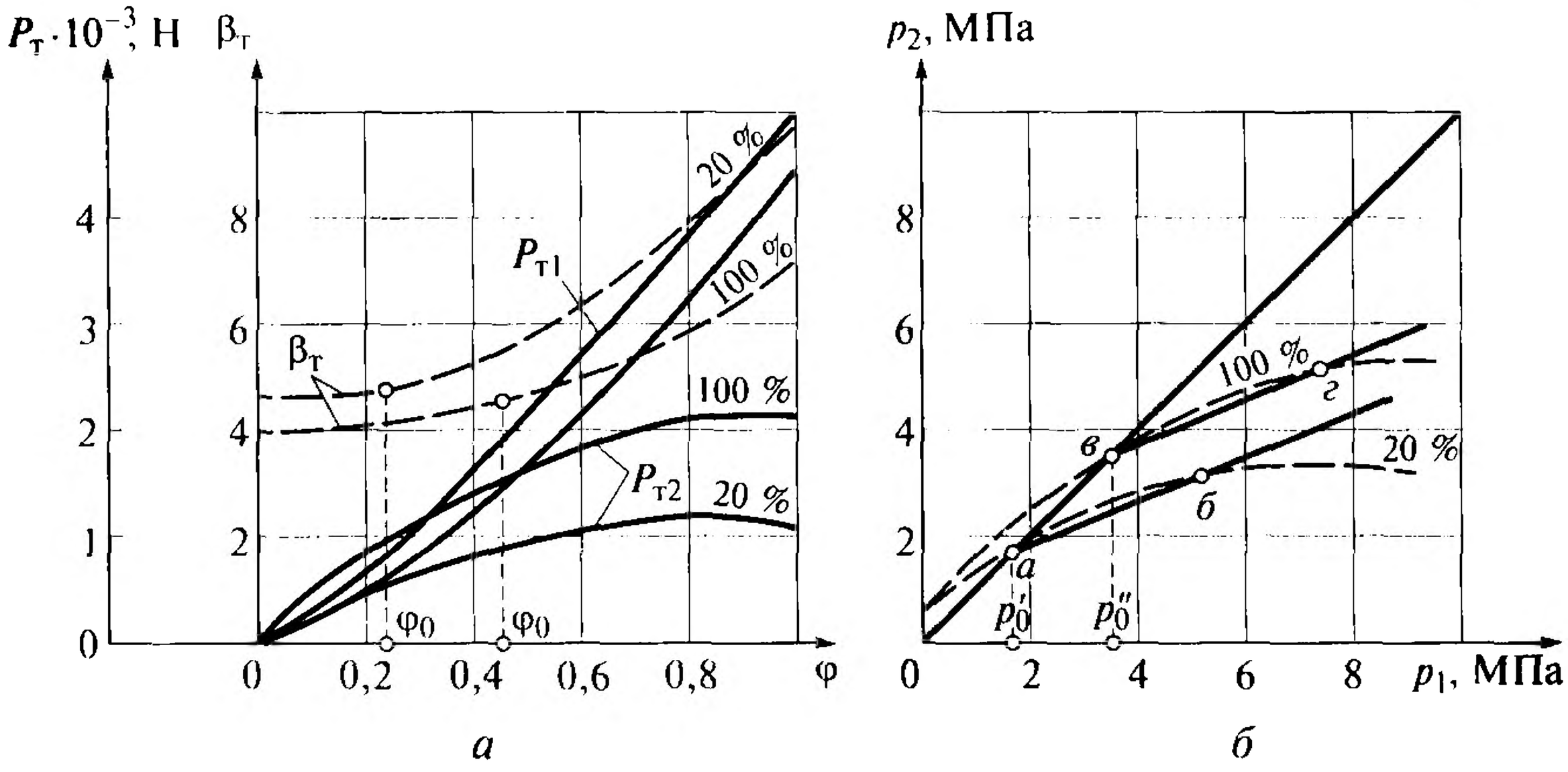
При пневматическом приводе (рис. 8.15, *б*) нет $S_{с.х2}$, но время срабатывания больше, чем при гидравлическом приводе, так как сжатый воздух должен пройти от тормозного крана по трубопроводам к тормозным камерам, причем в тормозном кране должно наступить равновесное состояние. Максимальное значение $M_{т\,max}$ определяется максимальным давлением воздуха в системе, которое обычно не превышает 0,75 МПа. Для уменьшения времени растормаживания около тормозных камер устанавливают ускорительные клапаны. Применить что-либо подобное для уменьшения времени срабатывания пневматического привода при включении тормозных механизмов пока не удается.

8.4. Регулятор тормозных сил

Так как максимальная сила торможения ограничена сцеплением колес с дорогой, для случая одновременного торможения всех колес до юза, когда $P_{тп} = gm_n\varphi$, для передней (индекс 1) и задней (индекс 2) осей должно быть

$$P_{т1\,max} = \varphi g m_a (b + h\varphi)/L \text{ и } P_{т2\,max} = \varphi g m_a (a - h\varphi)/L, \qquad (8.22)$$

где a, b, h — расстояние от центра тяжести до передней оси, до задней оси, до дороги соответственно; L — база автомобиля.



а *б*

Рис. 8.16. Идеальные зависимости тормозных сил $P_т$ и коэффициента $\beta_т$ от коэффициента сцепления φ (*а*) и зависимость давления в задних тормозных механизмах p_2 от давления в передних тормозных механизмах p_1 (*б*): прямые *аб* и *вг* соответствуют регулятору тормозных сил; 100 и 20 % соответствуют степени нагрузки на автомобиль

Используя зависимости (8.22), получим оптимальное значение коэффициента распределения тормозных сил $\beta_т = P_{т1}/P_{т2}$ для различных значений φ (рис. 8.16, *а*). Однако для реального автомобиля без регулятора можно реализовать только одно значение:

$$\beta_{т0} = (b + h\varphi_0)/(a - h\varphi_0). \qquad (8.23)$$

При $\varphi > \varphi_0$ первыми при увеличении усилия на тормозной педали блокируются задние колеса, что обычно приводит к заносу автомобиля. При $\varphi < \varphi_0$ первыми блокируются передние колеса, что может привести к потере управляемости, ликвидируемой легче, чем занос. Поэтому для автомобиля без регулятора рекомендовалось проектировать рабочую тормозную систему при полной нагрузке на $\varphi_0 = 0{,}7$.

Для автомобилей с регулятором тормозных сил рекомендуются при полной нагрузке значительно меньшие φ_0. В качестве примера возьмем легковой пятиместный автомобиль, для которого при полной (100 %) нагрузке $a/L = b/L = 0{,}5$, $h/L = 0{,}37$. Приняв $\varphi_0 = 0{,}42$ для полной нагрузки ($\beta_{т0} = 1{,}275$), получим $\varphi_0 = 0{,}22$ и $\beta_{т0} = 1{,}34$ для 20%-ной нагрузки (легковой автомобиль с водителем). Для реального автомобиля вместо идеальных зависимостей (8.22) имеем:

$$P_{т1} = C_1(p_1 - p_1') \text{ и } P_{т2} = C_2(p_2 - p_2'), \qquad (8.24)$$

где C_1, C_2 — конструктивные постоянные; p_1', p_2' — давления, пропорциональные усилиям возвратных пружин, причем для реального автомобиля без регулятора $p_2 = p_1$.

На рис. 8.16, *а* приведены идеальные зависимости $P_{т1}$ и $P_{т2}$, а на рис. 8.16, *б* — идеальные зависимости $p_2 = f(p_1)$ (штриховые линии). Таким образом, для реализации максимальных тормозных сил необходимо нелинейное и разное при разных нагрузках изменение p_2 от p_1 при изменении φ.

Динамический регулятор тормозных сил с пропорциональным клапаном ограничивает давление p_2 не только в зависимости от усилия на педаль тормоза, но и от вертикальной нагрузки на заднее колеса. Такие регуляторы (рис. 8.17, *а*) обеспечивают зависимость p_2 от p_1 в виде ломаных прямых 0*аб* и 0*вг* (см. рис. 8.16, *б*). Рассмотрим работу и схему такого регулятора. Корпус с поршнем *1* (см. рис. 8.17, *а*) и клапаном *2* укреплен на кузове. На поршень от рычага *4* через винт *3* действует сила $P_т$ от торсиона *5*, расположенного перпендикулярно плоскости рисунка. Другой конец торсиона соединен тягами *6* и *7* с балкой заднего моста. На поршень действует также сила $P_п$ от пружины *8*.

Система регулирования давления p_2 в зависимости от давления p_1 и реакции R_{z2} является по воздействию R_{z2}, выраженному через прогиб *f* подвески, замкнутой. Она состоит из трех элементов: автомобиль — торсион — регулятор. Уравнение регулятора выражается формулой

$$p_2 = p_1 \text{ при } p_1 < p_0,\ p_2 = [P_т + P_п + (F_2 - F_1)p_1]/F_2 \text{ при } p_1 > p_0. \quad (8.25)$$

Уравнение статического равновесия автомобиля и линеаризованное уравнение задней подвески имеют вид

$$R_{z2} = |gm_a a - (P_{т1} + P_{т2})h|/L,\ R_{z2} = R_{z20} + (f - f_0)c_п, \quad (8.26)$$

где *f* — прогиб подвески; $c_п$ — жесткость подвески на рабочем участке.

Решая совместно уравнения (8.25) и (8.26) для $p_1 > p_0$, получим зависимость вида $p_2 = a_1 p_1 + a_2$. Это и есть уравнение прямой для участков *аб* и *вг* (см. рис. 8.16, *б*).

Применив для оценки эффективности регулятора коэффициент использования сцепного веса m_c, показывающий, во сколько раз тормозная сила автомобиля с данной тормозной системой меньше, чем при оптимальном распределении тормозных сил, когда используется весь вес автомобиля, получим

$$m_c = (P_{т1} + P_{т2})/gm_a\varphi. \quad (8.27)$$

На рис. 8.17, *б* представлена эта зависимость с рассмотренным динамическим регулятором — штриховые кривые и без него — сплошные кривые, при 100%-ной нагрузке — жирные линии и при 20%-ной — тонкие линии. Из рис. 8.17, *б* следует, что регулятор значительно увеличивает коэффициент m_c, приближая его к единице, но только в зоне $\varphi > \varphi_0$ (значения φ_0 соответствуют точкам *б* и *г* на рис. 8.16, *б*). Однако и при $\varphi < \varphi_0$ обеспечивается

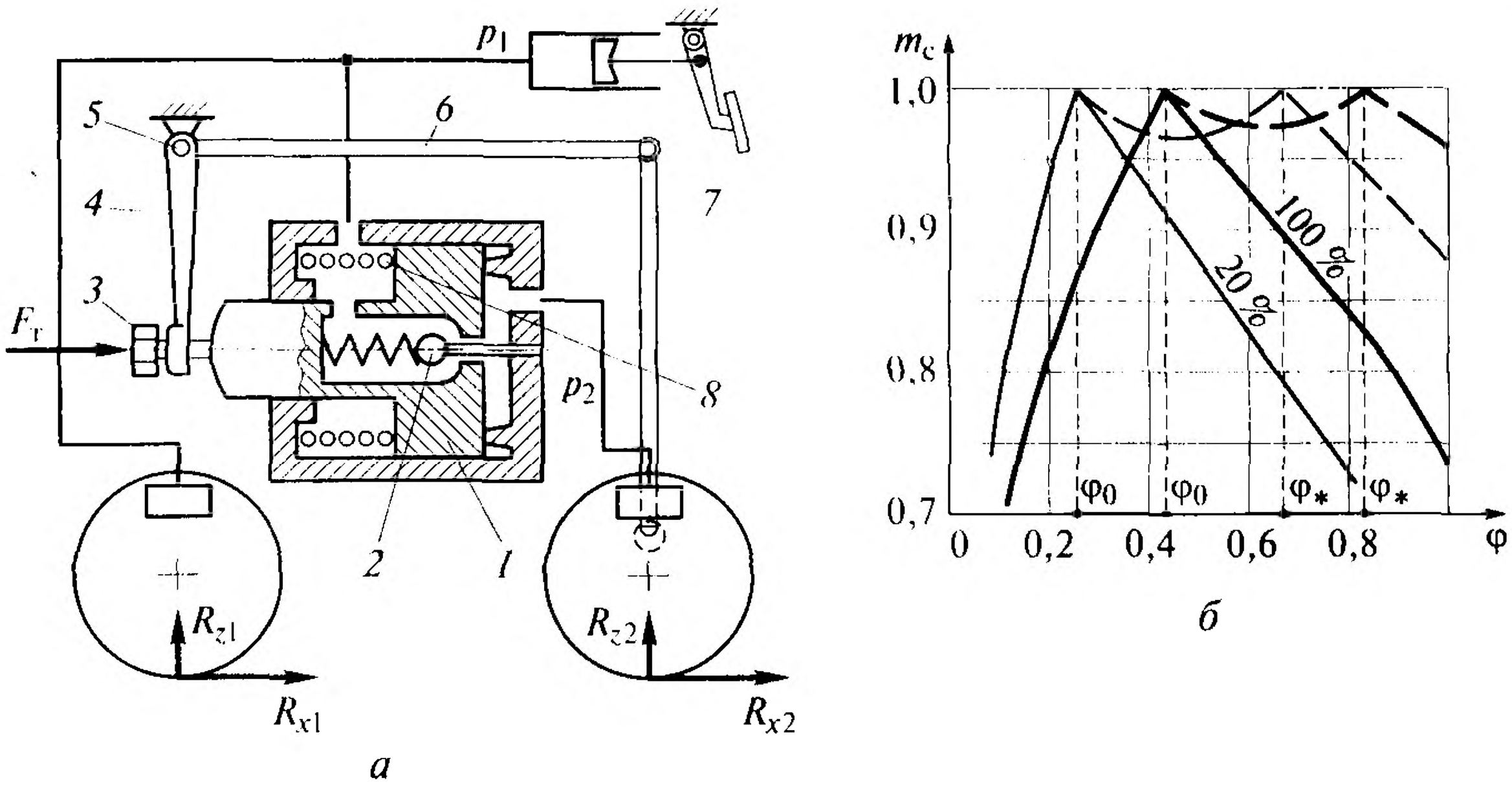


Рис. 8.17. Схема динамического регулятора тормозных сил (*а*) и зависимость коэффициента использования сцепного веса m_c от коэффициента сцепления φ (*б*):

1 — поршень; *2* — клапан; *3* — регулировочный винт; *4* — рычаг; *5* — торсион; *6*, *7* — тяги; *8* — пружина; *R* — реактивные силы дороги; – – – – – — торможения при участии регулятора; ———— — без участия регулятора

некоторое улучшение с регулятором за счет того, что при использовании регулятора принимают φ_0 приблизительно в 1,5 раза меньшее, чем для тормозной системы без регулятора.

Статический регулятор тормозных сил ограничивает давление p_2 только в зависимости от усилия на педаль тормоза. Статический регулятор достаточно хорошо выполняет свое назначение (особенно с пропорциональным клапаном — рис. 8.18, *б*) при груже-

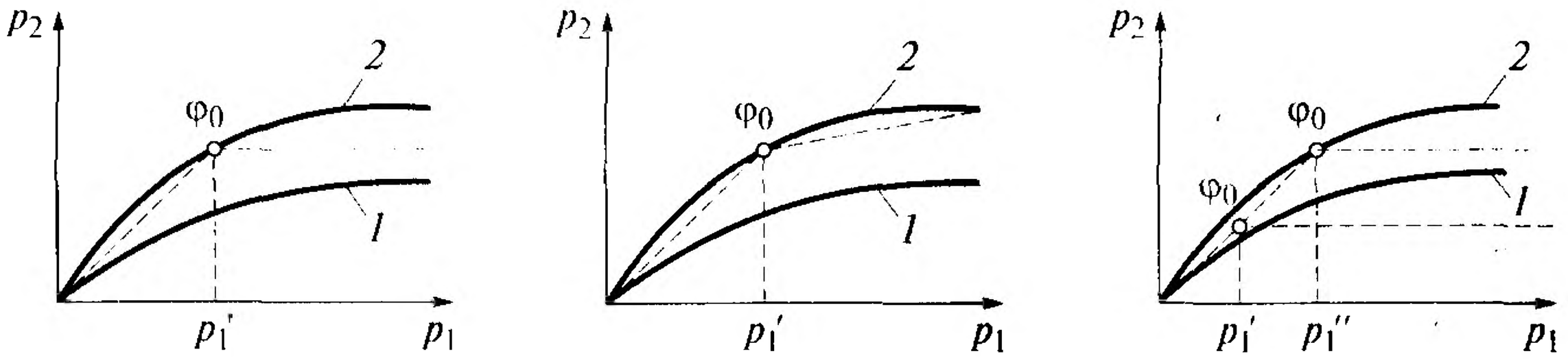


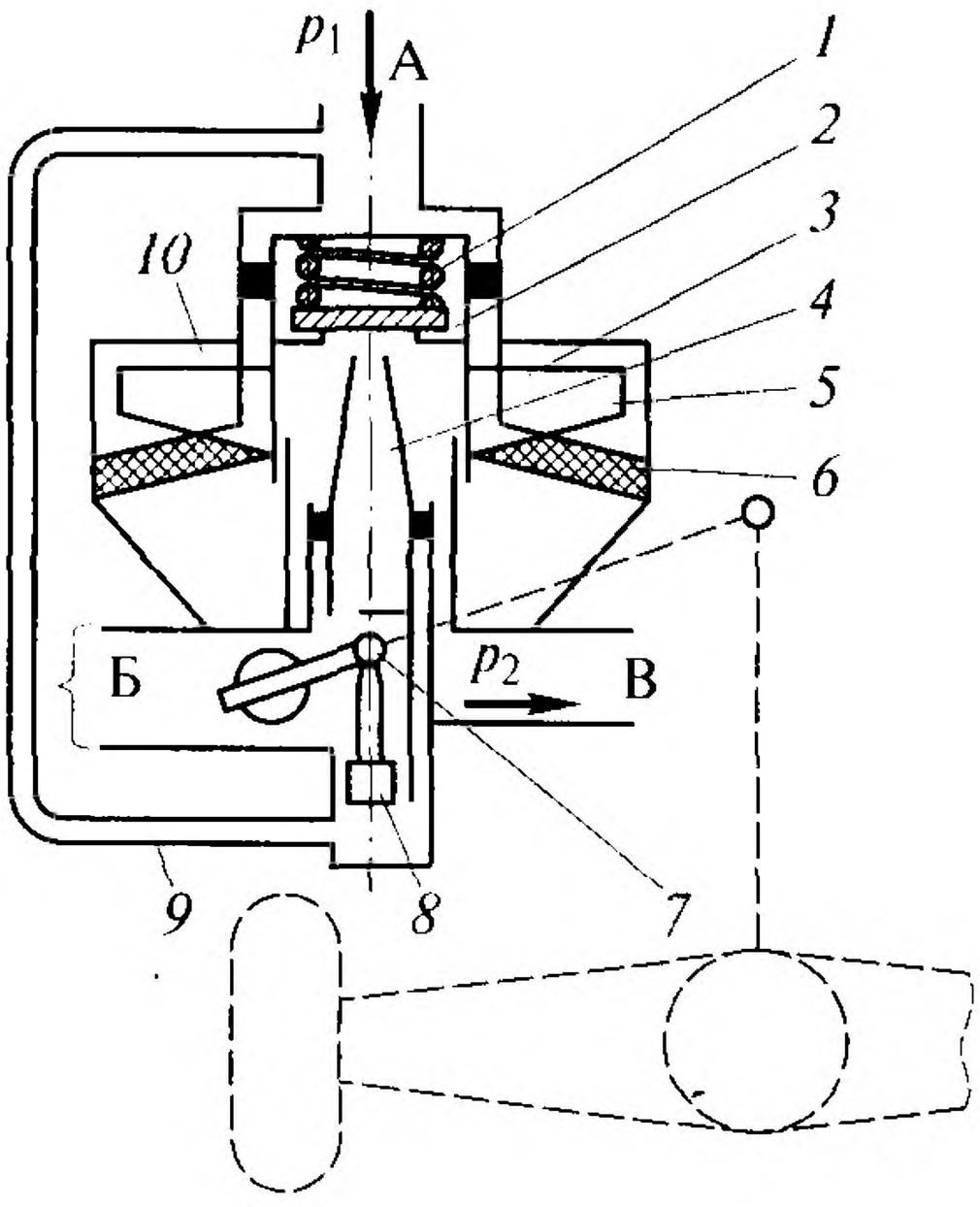
Рис. 8.18. Зависимости давления в задних тормозных механизмах p_2 от давления в передних тормозных механизмах p_1 при регуляторах тормозных сил:

а — статического с отсечным клапаном; *б* — статического с пропорциональным клапаном; *в* — динамического с отсечным клапаном; *1* — без груза; *2* — с грузом; – – – – – — реальная зависимость при работе регулятора тормозных сил

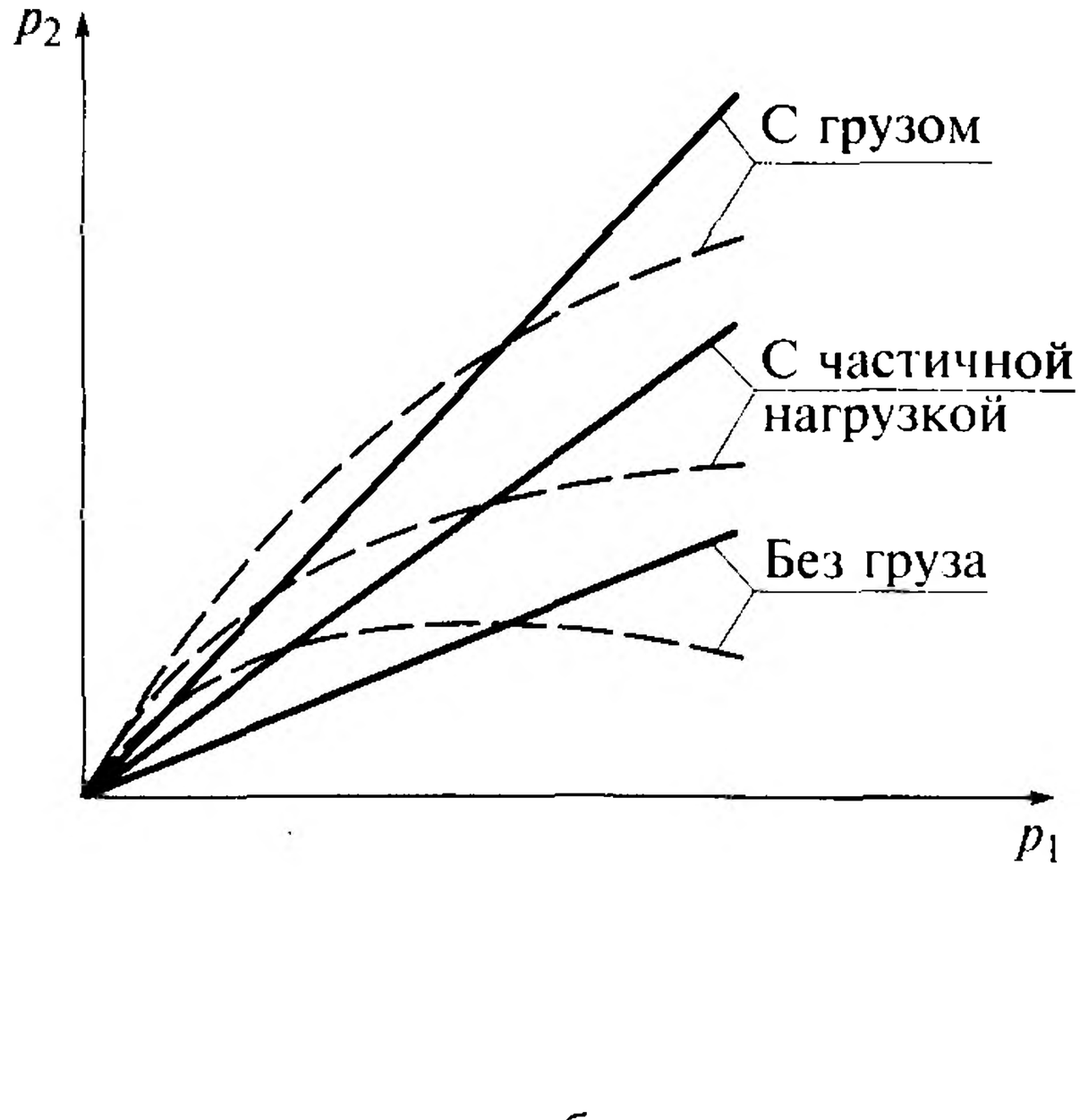
ном автомобиле. При негруженом автомобиле происходит недоторможение задних колес. Поэтому статические регуляторы допустимы только на автомобилях с малым изменением нагрузки в процессе эксплуатации. Заметное улучшение характеристик статических и динамических регуляторов обеспечивает применение пропорционального клапана вместо отсечного.

Следует отметить, что регулятор тормозных сил сравнительно прост, не требует применения электроники, насосов, баков и т. п., его можно устанавливать в почти любой тормозной привод: одноконтурный, двухконтурный и т. д., гидравлический и пневматический. При служебных торможениях автомобили с регулятором и без него равноценны по тормозным свойствам. При экстренных торможениях автомобили с регулятором имеют меньший тормозной путь, чем автомобили без регулятора при всех значениях φ, кроме $\varphi = \varphi_0$ для автомобиля без регулятора.

Лучевой регулятор тормозных сил, применяемый при пневматическом приводе, представлен на рис. 8.19, *а*. При отсутствии торможения тормозные камеры через полость В, толкатель *4* и полость Б сообщены с атмосферой. При торможении давление p_1 со стороны полости А заставляет поршень *2* и мембрану *6*, закрепленную на поршне и корпусе *10*, опускаться. Поршень садится на толкатель *4*, разобщая тормозные камеры с атмосферой. За-



а



б

Рис. 8.19. Схема лучевого регулятора тормозных сил (*а*) и его характеристика (*б*):

1 — клапан; *2* — поршень; *3* — ребра поршня; *4* — толкатель; *5* — ребра корпуса; *6* — мембрана; *7* — кулачок; *8* — плунжер; *9* — соединительная трубка; *10* — корпус регулятора; ——— — характеристики регулятора; - - - - — идеальные зависимости

тем открывается клапан *1*, пропуская сжатый воздух через полость В в тормозные камеры. Одновременно сжатый воздух проходит под мембрану *6*. Равновесное состояние от давлений снизу и сверху определяется соотношением площади поршня *2* и эффективной площади мембраны *6* и приводит к закрытию клапана *1*.

Эффективная площадь мембраны тем больше, чем ниже располагается поршень, отжимая своими ребрами *3* мембрану от ребер *5* корпуса. Зависимость между давлениями p_2 и p_1 выглядит в виде прямой (луча) с началом в точке $p_2 = p_1 = 0$ (рис. 8.19, *б*) и определяется выражением

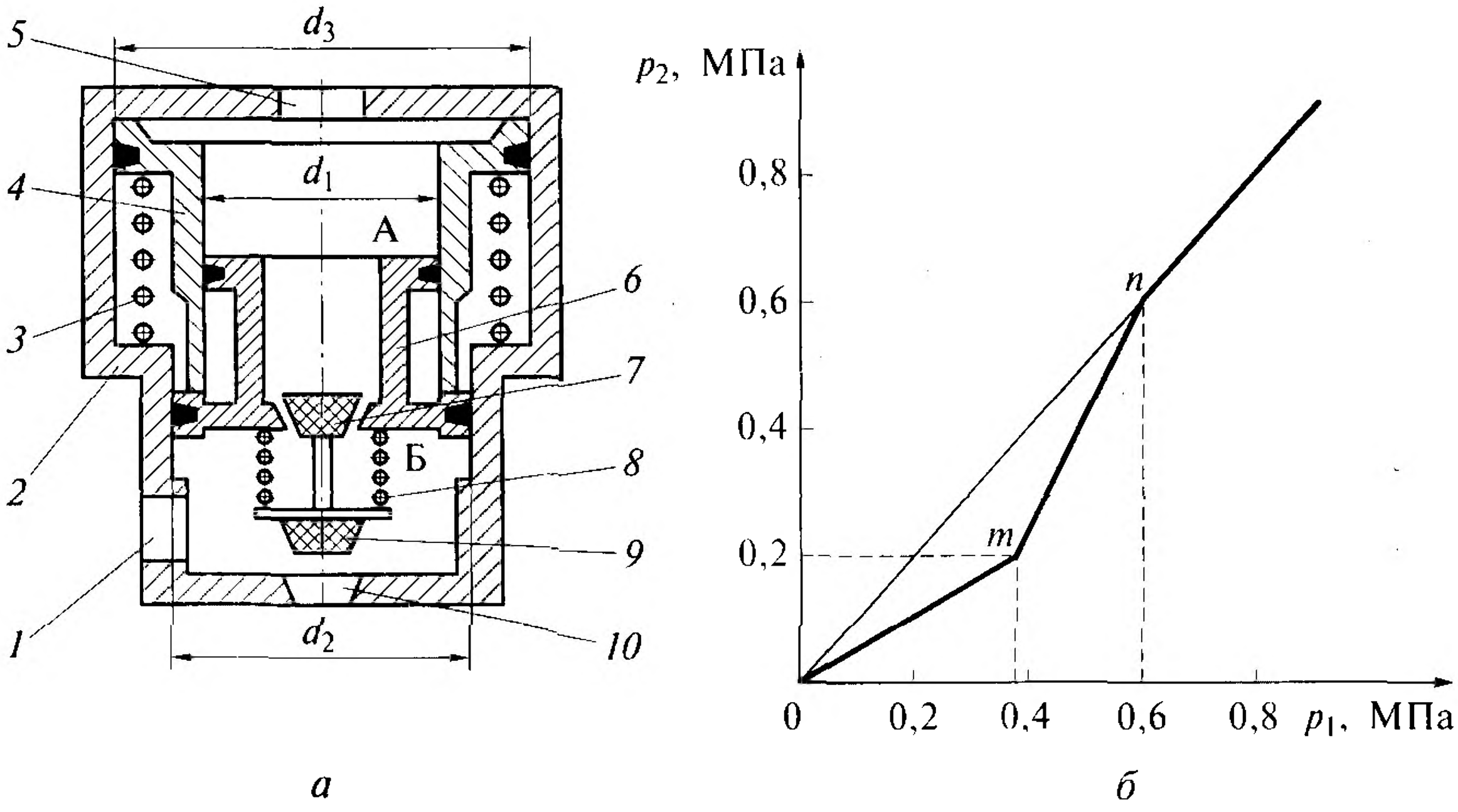
$$p_2 k d_м^2/4 = p_1 \pi d_п^2/4,$$

где k — коэффициент, определяющий активную площадь мембраны и зависящий от положения толкателя *4*; $d_м$ — наружный диаметр мембраны *6*; $d_п$ — диаметр поршня *2*.

Чем больше нагрузка автомобиля, тем выше располагается прямая линия (луч) на характеристике регулятора (см. рис. 8.19, *б*), так как тем выше располагается толкатель *4* с помощью кулачка *7*.

Лучевой регулятор тормозных сил для гидравлического привода имеет иную конструкцию, но применяется редко.

Клапан-ограничитель устанавливается в тормозном приводе передних колес некоторых грузовых автомобилей для сохранения управляемости на дорогах с малым коэффициентом сцепления.



а *б*

Рис. 8.20. Схема клапана-ограничителя давления (*а*) и его характеристика (*б*):

1, *5*, *10* — отверстия; *2* — корпус клапана-ограничителя; *3*, *8* — пружины; *4* — большой поршень; *6* — ступенчатый поршень; *7* — впускной клапан; *9* — атмосферный клапан

На рис. 8.20, *а* приведена схема клапана-ограничителя, объединенного в одном корпусе *2* с клапаном быстрого растормаживания (ускорительным клапаном). Когда автомобиль расторможен, большой поршень *4* находится в верхнем положении под действием пружины *3*. Впускной клапан *7* прижат к седлу пружиной *8*. Атмосферный клапан *9* приподнят, поэтому тормозные камеры передних колес, присоединенные к отверстию *1*, сообщены с атмосферой через отверстие *10*.

При торможении сжатый воздух входит через отверстие *5* и перемещает ступенчатый поршень *6* вниз. При этом атмосферный клапан *9* закрывает отверстие *10*, а клапан *7* открывается, пропуская сжатый воздух через полости А и Б и отверстие *1* к тормозным камерам передних колес. Равновесное состояние, при котором клапаны *7* и *9* закрыты, устанавливается в зависимости от соотношения площадей ступенчатого поршня:

$$p_2 = p_1 d_1^2 / d_2^2,$$

где d_1, d_2 — соответственно малый и большой диаметр ступенчатого поршня.

Это соотношение сохраняется до $p_1 = 0{,}35$ МПа на рис. 8.20, *б*, точка *m*, после чего из-за увеличения p_1 перемещается вниз большой поршень *4*, создавая дополнительное усилие на ступенчатый поршень *6*. Теперь равновесие соответствует условию

$$p_2 = p_1 d_1^2 / d_2^2 - 4 P_{\text{пр}} / (\pi d_2^2),$$

где $P_{\text{пр}}$ — усилие пружины, уравновешенное давлением p_1 на большой поршень, $P_{\text{пр}} = p_1 \pi d_3^2 / 4$; d_3 — диаметр большого поршня.

При $p_1 = 0{,}6$ МПа на рис. 8.20, *б*, точка *n*, ступенчатый поршень *6* останавливается, упираясь в выступ корпуса *2*, клапан *7* остается постоянно открытым, давление в полостях А и Б становится одинаковым.

При растормаживании давление в полости А падает, и поршни перемещаются вверх вместе с клапанами *7* и *9*. Отверстие *10* открывается, и через него сжатый воздух из тормозных камер передних колес выходит в атмосферу. Таким образом, клапан *9* выполняет функцию ускорительного клапана, так как значительно сокращает путь сжатого воздуха из тормозных камер в атмосферу.

8.5. Антиблокировочная система

Антиблокировочная система (АБС) автоматически снижает избыточный тормозной момент и, устраняя блокирование колес, позволяет осуществлять торможение всеми колесами на грани юза. Из большого числа различных АБС наиболее эффективными обычно считают те, которые регулируют величину тормозного момен-

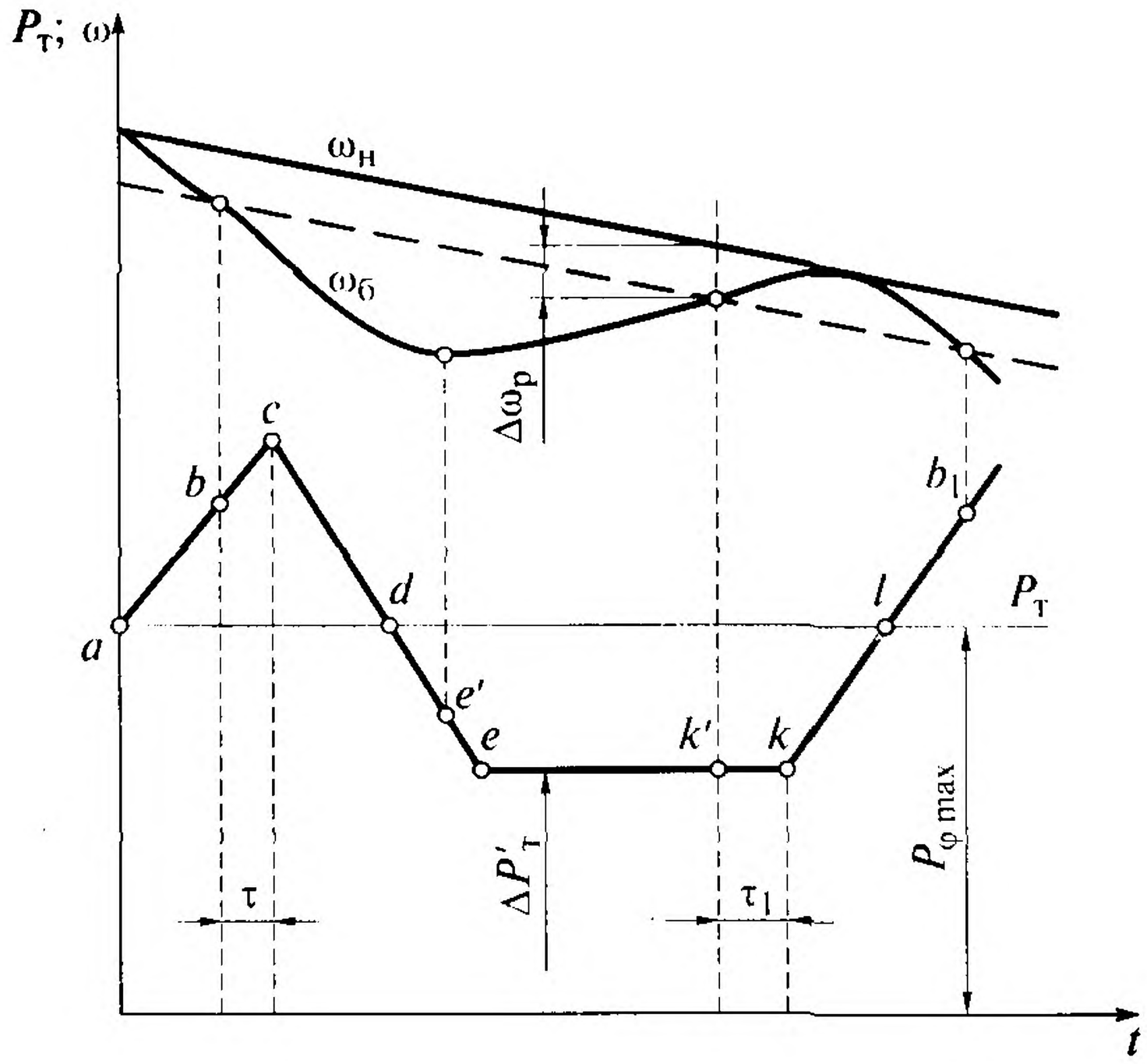


Рис. 8.21. Схема работы АБС

та (тормозной силы) по величине проскальзывания колес. Такие АБС позволяют сохранить среднюю величину проскальзывания λ близкой к критическому значению λ_φ, при котором коэффициент сцепления $\varphi = \varphi_{max}$.

Рассмотрим работу одной из АБС. Тормозная сила $P_т$, например, на задних колесах, увеличиваясь, превысила в точке *a* (рис. 8.21) значение $P_{\varphi\,max}$, соответствующее φ_{max}. Задние колеса начали переходить в состояние чистого скольжения, их угловая скорость $\omega_б$ стала уменьшаться по сравнению с $\omega_н$ неблокируемых, в нашем примере — передних колес. В точке *b* разность $\omega_н - \omega_б$ достигла значения $\Delta\omega_р$, которое устанавливается в электронной системе управления блоком оценки проскальзывания (БОП). От БОП сигнал (это первый сигнал) передается блоку отработки тормозных моментов (БТМ) или модулятору, который с запаздыванием τ срабатывает (точка *c*). Начинается уменьшение $M_т$ (и $P_т$).

В точке *d* $\omega_б$ продолжает уменьшаться, так как при $\lambda > \lambda_\varphi$ значение $\varphi < \varphi_{max}$ и только в точке *e'* будет $P_т = P_\varphi$ и замедление колес прекращается, т. е. $d\omega_б/dt = 0$. Это фиксируется в системе управления, которая дает сигнал (это второй сигнал) в БТМ. В точке *e* БТМ прекращает понижение тормозного момента. Блокируемые колеса, начиная с точки *e'*, разгоняются, так как $P_т < P_\varphi$.

В точке *k'* разность $\omega_н - \omega_б$ становится равной $\Delta\omega_р$, поэтому БОП подает сигнал (это третий сигнал) в БТМ, который с запаздыванием τ' срабатывает — точка *k*. В точке *l* опять $\omega_н = \omega_б$ и $P_т = P_{\varphi\,max}$, как было в точке *a*. Однако $P_т$ увеличивается, поэтому $\omega_б$

начинает уменьшаться. Цикл повторяется, причем обычно с частотой около 6...12 Гц.

Показателем эффективности АБС обычно считают степень использования q максимального значения коэффициента сцепления φ_{max}.

Значения q достигают 0,8, при этом длина тормозного пути сокращается на 10...15 % на скользкой дороге.

Следует отметить, что АБС довольно сложна, требует применения электроники, при гидравлическом приводе (рис. 8.22) — еще и насосов, баков и т.п. Кроме того, необходимы отдельные контуры для каждого тормозного механизма с регулируемым давлением. Создаются упрощенные АБС, в том числе и механические (без электроники). В основном выигрыш от применения АБС наблюдается на скользкой дороге, на сухом асфальте выигрыша в тормозном пути может и не быть. На любой дороге существенно повышается устойчивость при торможении автомобиля с АБС, что особенно важно для автопоездов.

С 01.01.1991 в Западной Европе запрещена эксплуатация без АБС для автомобилей следующих категорий: грузовые с полной массой $m_a > 16$ т, междугородные автобусы с $m_a > 12$ т, прицепы и полуприцепы с $m_a > 10$ т.

Противобуксовочные системы (ПБС) не участвуют в процессе торможения автомобиля. Они предотвращают пробуксовку ведущих колес в тяговом режиме, особенно при движении по дорогам с низким или переменным коэффициентом сцепления. В этих условиях они обеспечивают более быстрый разгон, повышение устойчивости движения, уменьшение износа шин, снижение расхода топлива. Рабочий процесс ПБС сходен с рабочим процессом

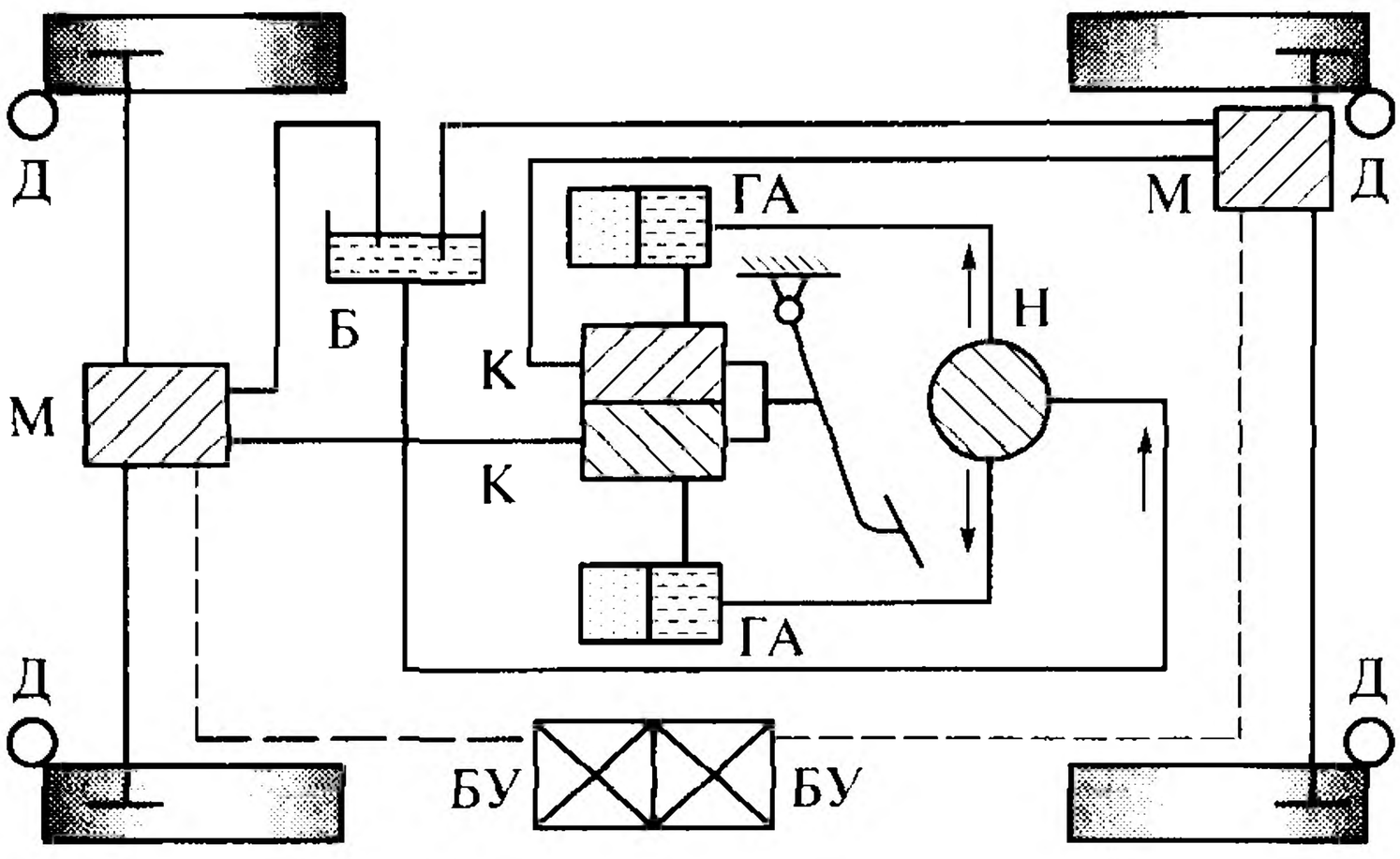


Рис. 8.22. Схема рабочей тормозной системы с гидроприводом и АБС: Б — бак; БУ — блок управления; ГА — гидроаккумулятор; Д — датчик; К — клапан; М — модулятор; Н — насос

АБС. Обычно ПБС без АБС не применяют, причем блок управления ПБС использует показания колесных датчиков АБС и дает команду на подтормаживание буксующего ведущего колеса через элементы АБС, а также на уменьшение подачи топлива в двигатель (у бензинового двигателя — еще и на систему зажигания). В некоторых ПБС используется дифференциал повышенного трения с регулируемым коэффициентом блокировки. В простейшем варианте ПБС состоит из блока управления и сигнальной лампы, а изменение режима движения возлагается на водителя.

8.6. Расчеты на работоспособность

Расчетные нагрузки. Для деталей тормозных механизмов расчеты проводятся по максимальному сцеплению с дорогой: $M_{тр} = m_{сц} g r_к \varphi_{max}$ при $\varphi_{max} = 0{,}8 \ldots 1{,}0$; для деталей тормозного привода — по расчетному усилию 1 500 Н на педали (800 Н на рычаге) либо по максимальному расчетному давлению в системе (при пневматическом приводе).

Материалы. Тормозные барабаны обычно отливают из легированного медью, никелем, молибденом чугуна, иногда из стали с добавкой меди. Часто их изготовляют в виде комбинированной конструкции со стальным диском или с алюминиевым корпусом и чугунной гильзой. Колодки — сварные стальные или литые из чугуна или легких сплавов. Корпуса кранов, клапанов и т. п. часто изготовляют из цинкового или алюминиевого сплава. Фрикционные накладки изготовляют из безасбестовой смеси.

Расчеты. Колодки рассчитывают на изгиб и жесткость, палец крепления колодок — на изгиб и срез; поверхности трения — на нагрев и удельную работу трения; педаль — на изгиб; трубопроводы — на разрыв с запасом около 2.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности рабочего процесса тормозного управления?

2. Как классифицируют тормозные системы, тормозные механизмы, тормозные приводы ?

3. Перечислите требования к тормозным системам. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?

4. Перечислите основные типы тормозных механизмов, их особенности, критерии оценки.

5. Какие преимущества дает применение регулятора тормозных сил и антиблокировочной системы?

6. Назовите материалы, применяемые для изготовления основных деталей тормозных механизмов.

ГЛАВА 9

ПОДВЕСКА

9.1. Классификация подвесок и требования к ним

Подвеска осуществляет упругую связь рамы или кузова с колесами, смягчая толчки и удары, возникающие при наезде колес на неровности, передавая все силы и моменты между колесами и рамой.

Обычно классификацию подвески рассматривают в зависимости от типа направляющего, упругого и гасящего устройств, составляющих подвеску. Основными **классификационными признаками подвесок** являются следующие:

по типу направляющего устройства:

независимая подвеска (рычажная, телескопическая, комбинированная) с перемещением колеса: в продольной плоскости (с поперечными рычагами); в поперечной плоскости (с продольными рачагами); в обеих плоскостях; вдоль направляющей (свечная-телескопическая подвеска); комбинированная (рычажно-телескопическая подвеска);

зависимая подвеска для колес данной оси — с жесткой балкой между левым и правым колесами (балка моста, либо дополнительная поперечная балка) без реактивных штанг или с ними;

зависимая подвеска для колес разных осей (блокированная), причем колеса каждой оси могут иметь зависимую или независимую подвеску. Обычно применяют уравнительные рычаги-балансиры для соединения колес соседних осей — такие подвески называют балансирными;

типу основного упругого элемента в упругом устройстве:

металлический (листовая рессора, витая пружина, торсион);

неметаллический (резиновый, пневматический, гидравлический);

комбинированный однородный (пневмогидравлический, рессорно-пружинный) или разнородный (рессорно-пневматический);

без упругого элемента (жесткое крепление к раме оси колеса, или балки моста, или оси балансира);

типу гасящего устройства с трением:

только в рессоре и шарнирах;

только в амортизаторах;

в амортизаторах и в других элементах, например, в рессорах.

Основные требования к подвескам следующие:

• плавность хода;

• движение автомобиля по неровным дорогам без удара в ограничитель;

• эффективное затухание колебаний кузова;

• противодействие наклону кузова при разгонах, торможениях, поворотах;

• согласование с кинематикой рулевого управления;

• передача на кузов или раму усилий и реактивных моментов от колес.

Кроме того, к подвескам, как и к остальным механизмам и системам автомобиля, предъявляют также общие требования: обеспечение минимальных размеров и массы, высокая надежность, минимальное обслуживание, технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к подвескам.

Плавность хода в основном определяется величиной *статического прогиба* $f_{\text{п}}$. Однако для разных условий эксплуатации улучшение плавности хода обеспечивается при различном значении $f_{\text{п}}$, что можно получить с помощью управляемых подвесок с изменяемыми характеристиками упругого и гасящего устройств. Пока еще разработка управляемых подвесок не достигла уровня, необходимого для их широкого применения.

Движение автомобиля без удара в ограничитель при значительных неровностях в основном определяется величиной *динамического прогиба* $f_{\text{дв}}$. Считается, что величина вертикальной нагрузки при $f_{\text{дв}}$ должна в 3—4 раза превышать вертикальную нагрузку при статическом прогибе. Это условие пока еще не выполняется на многих автомобилях.

Эффективное затухание колебаний кузова для различных типов автомобилей и различных грузов требуется в разной степени. Наилучшее затухание колебаний при различных условиях эксплуатации обеспечивают амортизаторы с изменяемой характеристикой, входящие в управляемые подвески, пока еще изредка применяемые. Во многих случаях достаточно эффективны обычные телескопические амортизаторы.

Считается, что для задних подвесок грузовых автомобилей, предназначенных для перевозки грузов, нечувствительных к вертикальным колебаниям, достаточное затухание обеспечивается межлистовым трением рессор.

Противодействие наклону кузова при разгонах, торможениях, поворотах в основном обеспечивается упругой характеристикой подвески и типом направляющего устройства. Если этого недостаточно, применяется стабилизатор поперечной устойчивости.

Передача на кузов или раму усилий и реактивных моментов от колес осуществляется следующим образом. Вертикальные усилия

передаются упругим устройством (при использовании рессор с закрепленными концами во многих конструкциях все усилия и моменты передаются в основном рессорами). Остальные усилия и моменты передаются направляющим устройством.

9.2. Рабочий процесс подвески

Подвеска обеспечивает передачу вертикальной R_z, продольной R_x и поперечной R_y сил, действующих на колесо от дороги, и их моментов. В основном эту функцию выполняет направляющее устройство. Оно же определяет и кинематику перемещений кузова и колес. Упругое устройство обеспечивает уменьшение динамических нагрузок, обусловленных главным образом действием сил R_z. Наличие упругого устройства вызывает колебания кузова. Затухание колебаний обеспечивается гасящим устройством.

Достоинства зависимой подвески: простота конструкции и малая стоимость.

Достоинства независимой подвески: лучшая, чем при зависимой подвеске, приспособляемость к неровностям; меньший вес неподрессоренных частей и больший статический прогиб — лучше плавность хода.

Достоинства балансирной подвески: вдвое меньше перемещение кузова при перемещении одного из колес; для некоторых схем — равенство вертикальных сил при разгонах и торможениях.

9.2.1. Направляющее устройство подвески

Конструкция направляющего устройства определяет кинематическую характеристику, число шарнирных соединений, крен кузова, схему сил. Ее выбор в значительной степени определяется компоновкой автомобиля.

Кинематическая характеристика подвески — это зависимость перемещений $x_к$, $y_к$ и углов наклона $\alpha_к$, $\beta_к$, $\gamma_к$ колеса от вертикального перемещения $z_к$. На рис. 9.1, *в* приведена такая характеристика (на рис. 9.1, *а* — система координат) для однорычажной независимой подвески по схеме рис. 9.1, *б* с углом $\varphi = 60°$. Из этого примера можно получить частные случаи: а) при $\varphi = 0$ перемещения колеса будут только в поперечной плоскости, причем $x_к = \gamma_к = \alpha_к = 0$; б) то же самое при двухрычажной параллелограммной подвеске даст $x_к = \gamma_к = \alpha_к = \beta_к = 0$; в) при замене параллелограмма на трапецию $x_к = \gamma_к = \alpha_к = 0$, $\beta_к \approx 0$, $y_к \approx 0$.

Желательно, чтобы при вертикальном перемещении колеса значения $\alpha_к$, $\beta_к$, $\gamma_к$, $x_к$, $y_к$ были минимальными, особенно для управляемых колес. Так, $x_к \neq 0$ искажает иногда кинематику рулевого привода, $\beta_к \neq 0$ способствует появлению вибрации «шимми» и

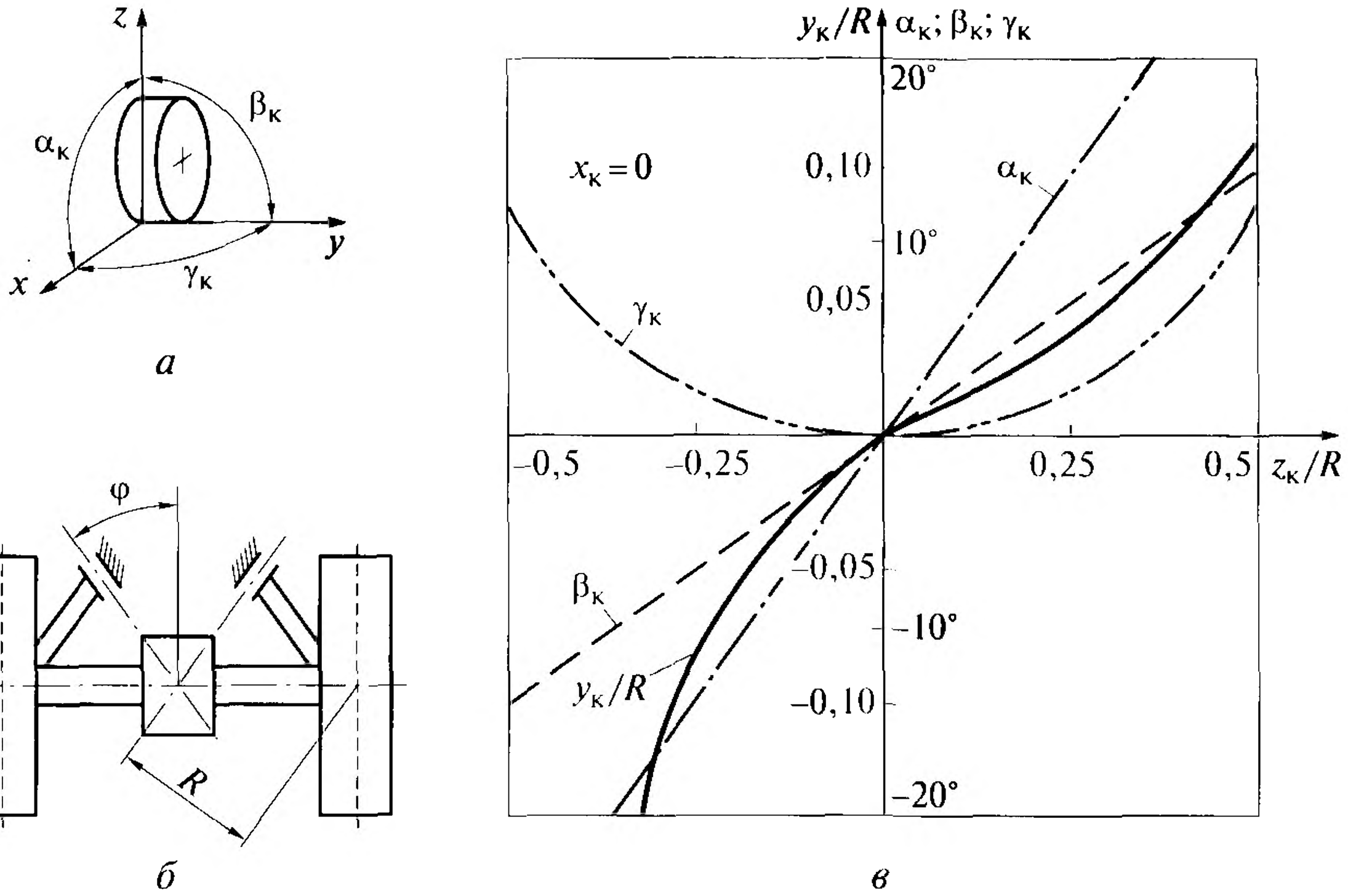


Рис. 9.1. Направляющее устройство подвески:

а — система координат; *б* — схема однорычажной подвески; *в* — кинематическая характеристика однорычажной подвески

увеличению износа шин, $\alpha_к \neq 0$ ухудшает стабилизацию колес, $\gamma_к \neq 0$ изменяет траекторию автомобиля. Особенно нежелательны $y_к \neq 0$, так как это приводит к изменению колеи.

При зависимой подвеске неизбежны значительные $y_к \neq 0$, при однорычажной подвеске с поперечными рычагами необходимы большие длины рычагов для уменьшения $y_к$, при трапецеидальной подвеске возможны $y_к \approx 0$.

Конструкция направляющего устройства независимой подвески определяет число карданных шарниров $n_{к.ш}$ (рис. 9.2), зависимой

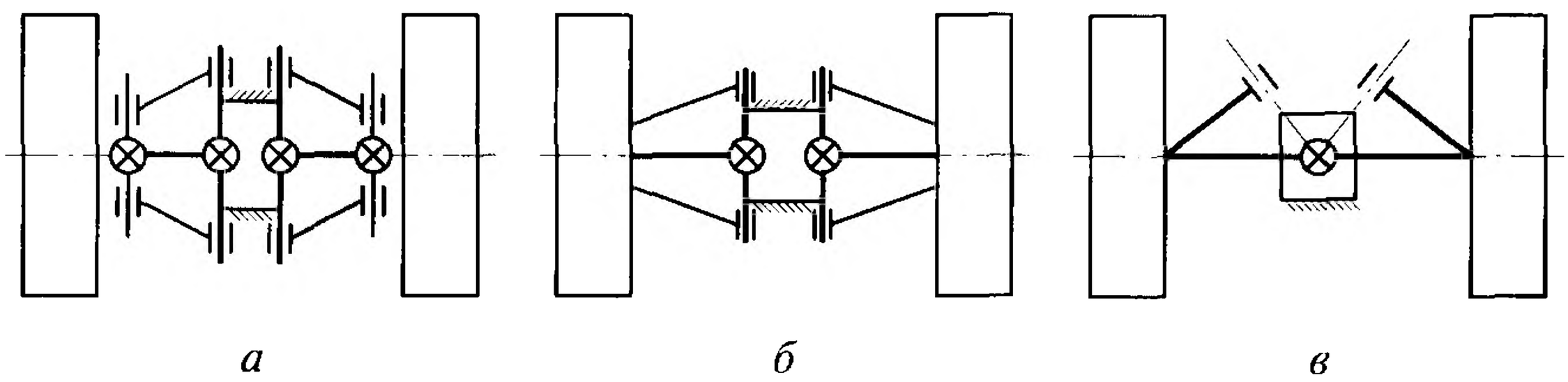


Рис. 9.2. Число карданных шарниров $n_{к.ш}$ при разных схемах независимой подвески:

а — $n_{к.ш} = 4$; *б* — $n_{к.ш} = 2$; *в* — $n_{к.ш} = 1$

подвески — число шарнирных соединений (например: $3 \cdot 2 = 6$ — рессоры с одной серьгой; $2 \cdot 4 + 2 \cdot 1 = 10$ — витые пружины, четыре продольные штанги и одна поперечная) и массу неподрессоренных частей.

Наклон (крен) кузова при разгонах, торможениях, поворотах в значительной степени определяется направляющим устройством.

Продольный крен кузова зависит от интенсивности торможения или разгона, высоты центра тяжести и базы автомобиля, а также от упругой характеристики подвески и типа направляющего устройства. Так, применение продольных рычагов, направленных к центру тяжести автомобиля, может существенно уменьшить продольный крен кузова, но увеличит нагрузки на рычаги.

Поперечный крен кузова влияет на плавность хода, устойчивость, управляемость, износ шин. Поперечный крен в значительной степени определяется положением оси крена. *Ось крена* — это прямая, проходящая через центры крена передней и задней подвесок. *Центр крена* — это точка на вертикальной поперечной плоскости, проходящей через оси вращения колес; вокруг центра крена поворачивается сечение кузова, попавшее в вертикальную плоскость.

Угол крена (рис. 9.3, *а*) определяется по формуле

$$\beta = M_{\text{р}}/(c_{\beta 1} + c_{\beta 2}), \qquad (9.1)$$

где $M_{\text{р}} = m_{\text{п}} g h_{\text{кр}}(\mu + \beta)$ — момент, вызывающий крен кузова; $h_{\text{кр}}$ — плечо крена — расстояние от точки приложения боковой силы (ветер или центробежная сила) до оси крена; $\mu = P_y/(m_{\text{п}} g)$ — удельная боковая сила; $m_{\text{п}}$ — масса подрессоренных частей; $c_{\beta 1}$, $c_{\beta 2}$ — приведенные угловые жесткости упругих элементов передней и задней подвесок.

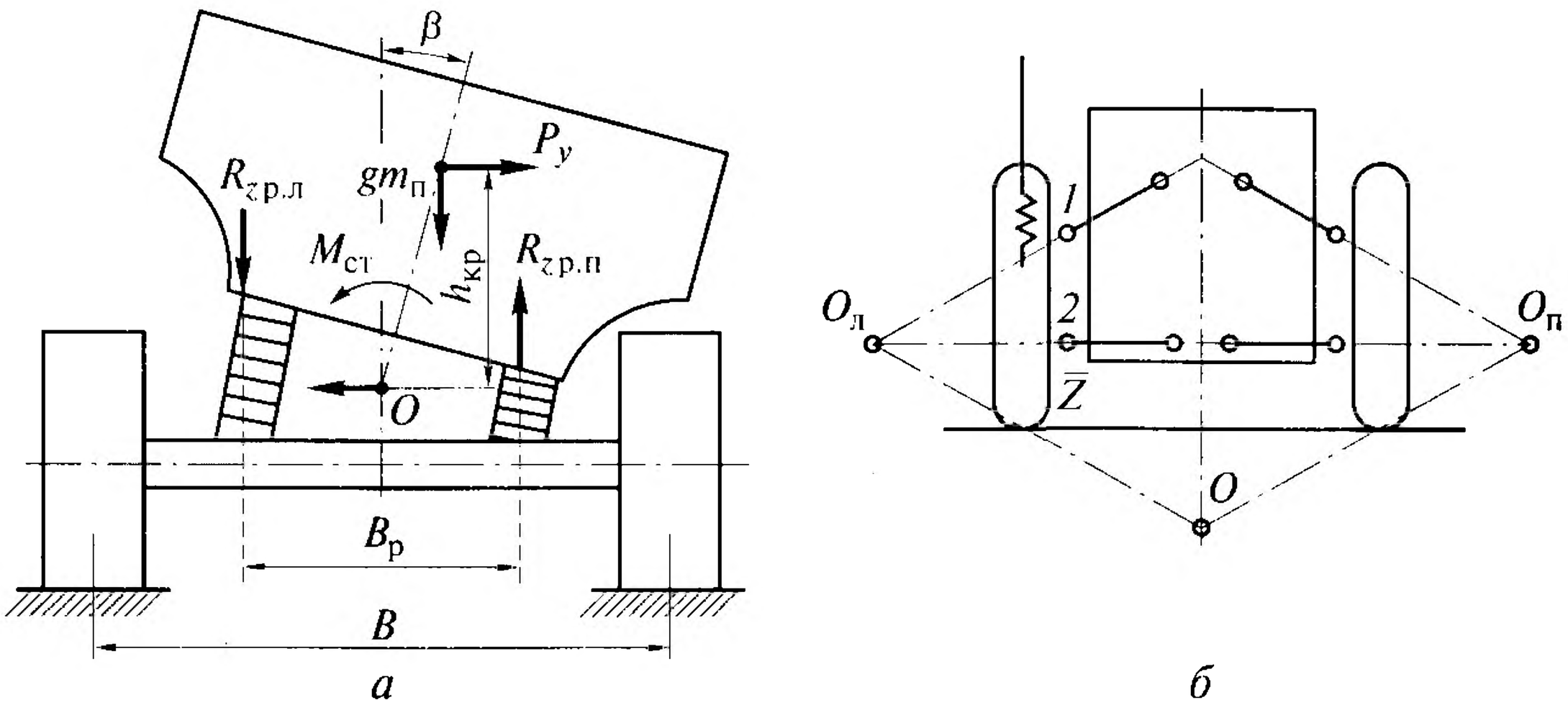
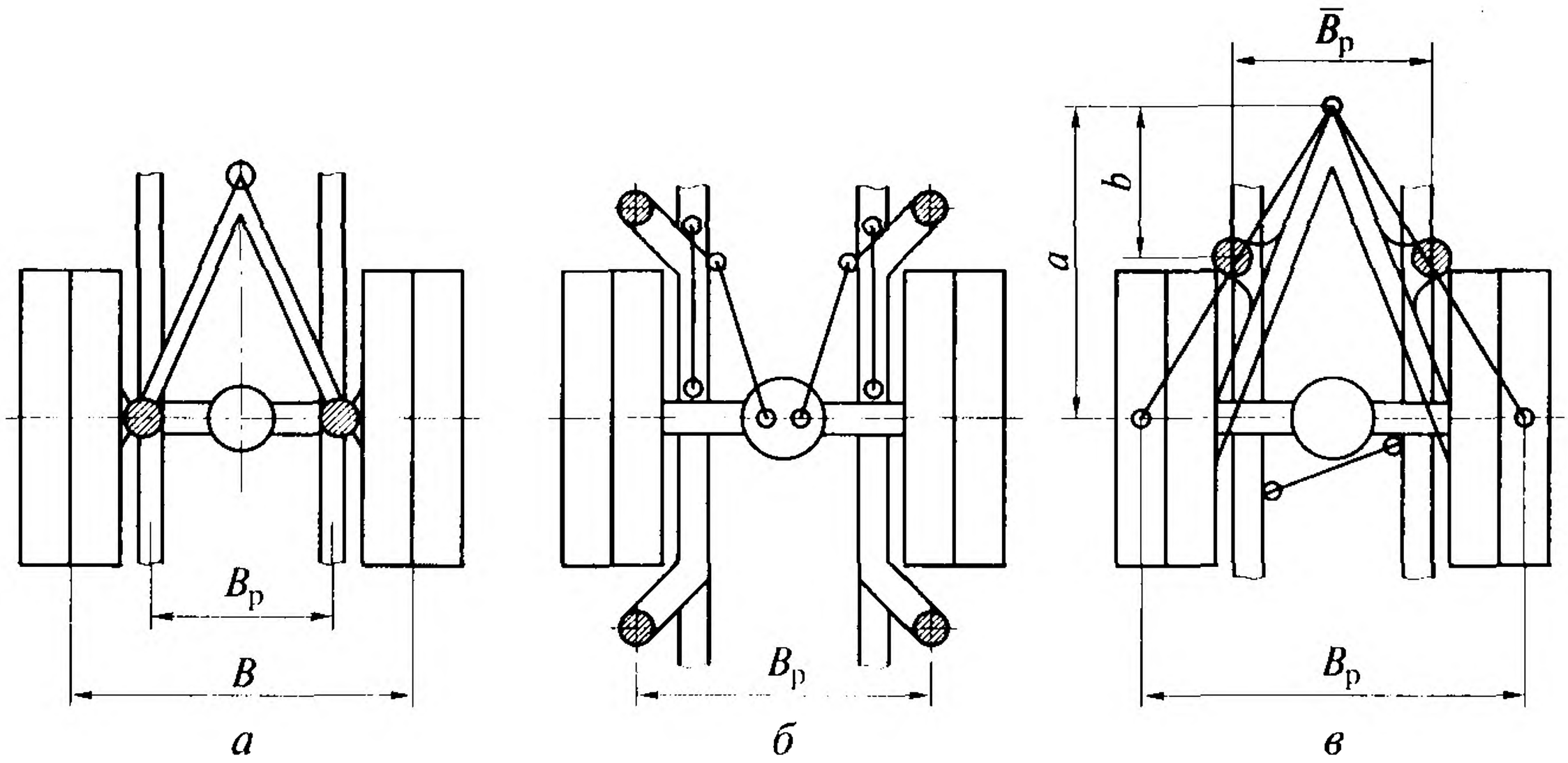


Рис. 9.3. Боковой крен кузова:

а — определение угла крена β; *б* — определение центра крена *О*; *1* — верхний рычаг подвески; *2* — нижний рычаг подвески



а *б* *в*

Рис. 9.4. Рессорная колея $B_р$ при различных направляющих устройствах подвески:

а — $B_р < B$; *б* — $B_р = B$; *в* — $B_р > B$

Высота h центра крена (от поверхности дороги) подвески определяется для зависимой подвески — точкой, лежащей чуть ниже осей ушек рессор; для подвесок свечной или с перемещением колеса в продольной плоскости — точкой, лежащей на дороге ($h = 0$); для однорычажной подвески с поперечными рычагами — точкой, лежащей на пересечении линий, проведенных через ось поворота рычага и точку контакта шины с дорогой; для двухрычажных подвесок — точкой, лежащей на пересечении линий, проведенных через мгновенный центр вращения $O_п$ или $O_л$ (см. рис. 9.3, *б*), и точку контакта шины с дорогой.

Угловая жесткость зависимой подвески $c_\beta = 0{,}5c_р B_р^2$, где $c_р$ — вертикальная жесткость подвески; $B_р$ — рессорная колея (рис. 9.4). Для независимой подвески $c_\beta = 0{,}5c_{пр} B_р^2$. Пренебрегая упругостью шин и учитывая момент $M_{ст} = c_{\beta ст}\beta$ стабилизатора, получим для передней независимой подвески $c_{\beta 1} = 0{,}5c_{пр1} B_1^2 + c_{\beta ст}$, где $c_{пр}$ — приведенная вертикальная жесткость подвески. Из уравнения (9.1) получим

$$\beta = \mu m_п g h_{кр}/(c_{\beta 1} + c_{\beta 2} - g m_п h_{кр}). \qquad (9.2)$$

Таким образом, уменьшение поперечного крена обеспечивается не только увеличением жесткости подвески, что ухудшает плавность хода, но и увеличением $B_р$ и уменьшением $h_{кр}$. Считается допустимым $\beta = 6 \ldots 7°$ при $\mu = 0{,}4$.

Стабилизатор поперечной устойчивости уменьшает боковой крен на 20...40 %. Он применяется на всех современных легковых автомобилях, а также на многих грузовы́х. Обычно он представляет собой торсионный стержень, который, закручиваясь при боко-

вом крене, создает дополнительную силу сопротивления крену. На многих легковых автомобилях стабилизатор устанавливают как на передней, так и на задней подвесках. Стабилизатор задней подвески часто является элементом направляющего устройства.

Схемы сил, действующих на детали подвесок, даны на рис. 9.5 и 9.6.

При зависимой подвеске часто применяют в качестве упругого устройства витые пружины (задние подвески легковых автомобилей). При этом для передачи на кузов остальных двух сил, кроме вертикальной, и трех моментов приходится применять пять реактивных штанг. Если применяется рессора, то схема сил предельно проста. Однако при креплении одного конца рессоры с помощью серьги (см. рис. 9.5, *а*) на этом конце рессоры будет существовать горизонтальная реакция опоры.

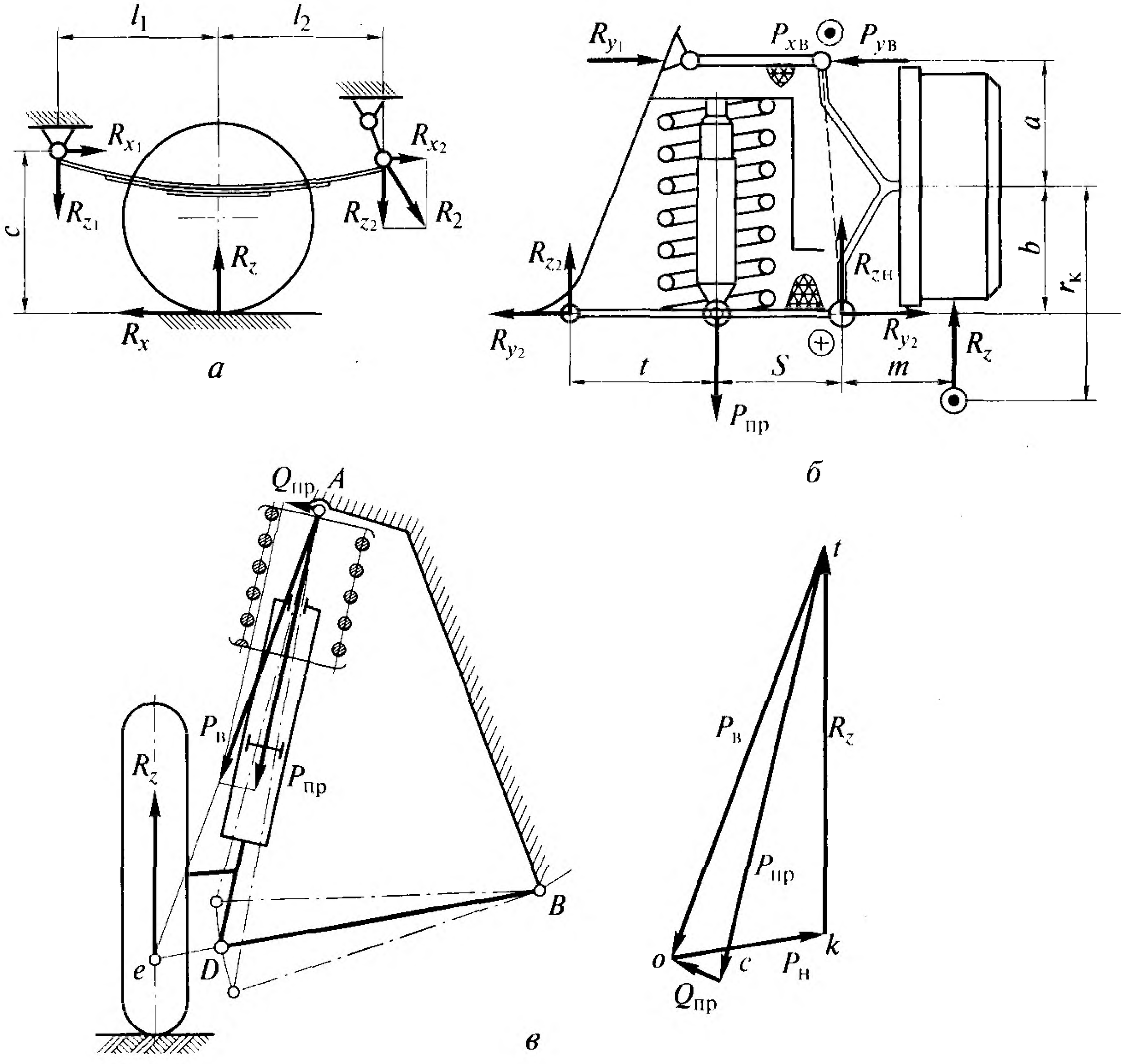
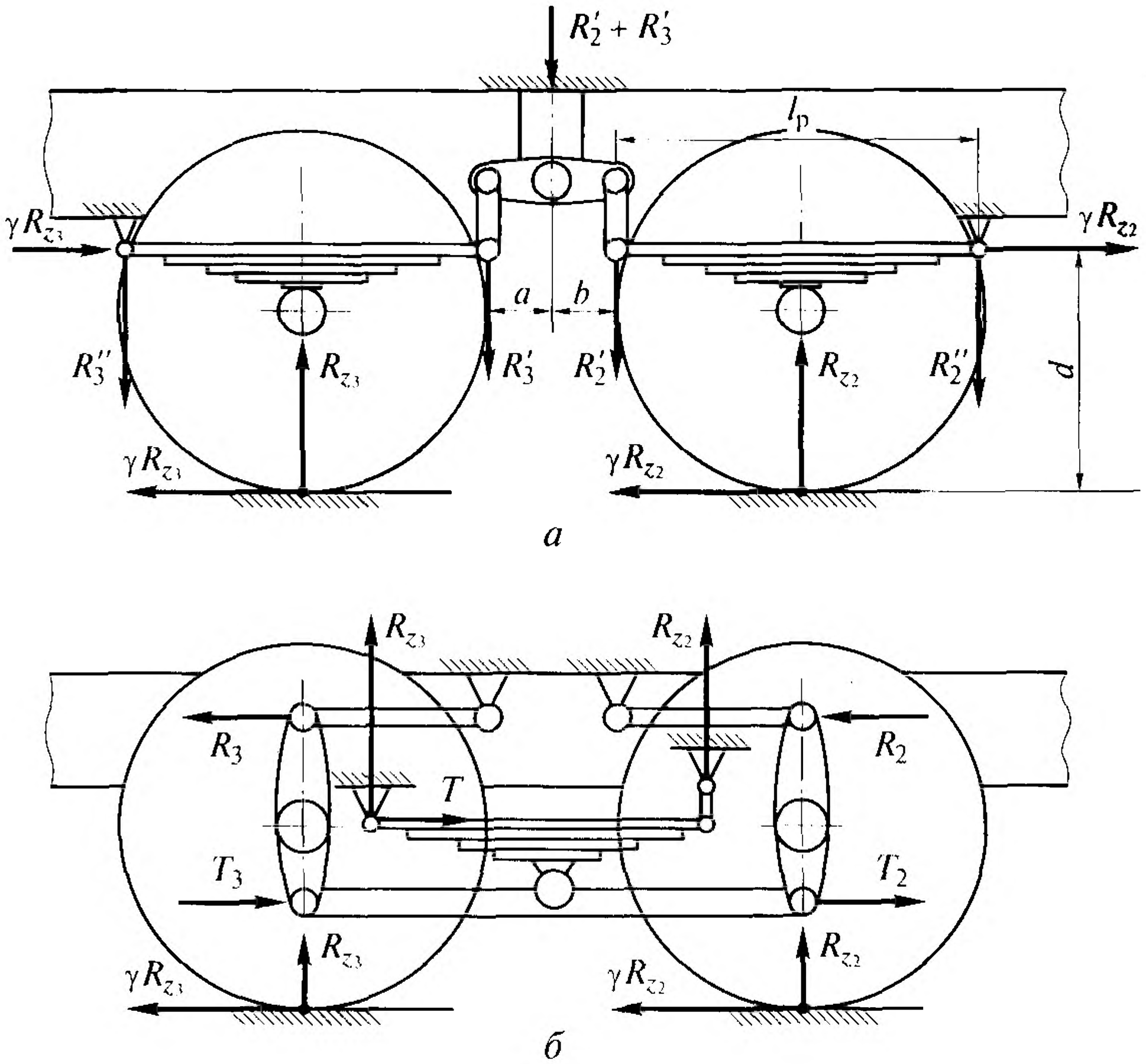


Рис. 9.5. Схема сил в направляющем устройстве подвески:

а — зависимой рессорной; *б* — независимой двухрычажной; *в* — независимой рычажно-телескопической и ее план сил



а

б

в

Рис. 9.6. Схема сил в направляющем устройстве балансирной подвески при передаче на раму вертикальной нагрузки:

а — в трех местах; *б* — в двух местах; *в* — в одном месте

При отсутствии продольной силы R_x из-за наличия серьги будут горизонтальные реакции в опорах R_{x1} и R_{x2}:

$$R_{z1} = R_z l_2/(l_1 + l_2),\ R_{z2} = R_z l_1/(l_1 + l_2),\ R_{x2} = R_{z2}\mathrm{tg}\,\alpha,\ R_{x1} = R_{x2}. \quad (9.2)$$

При наличии продольной силы R_x реакции в опорах изменятся:

$$R_{z1} = (R_z l_2 + R_x c)/(l_1 + l_2),\ R_{z2} = (R_z l_1 - R_x c)/(l_1 + l_2),$$

$$R_{x2} = R_{z2}\mathrm{tg}\alpha,\ R_{x1} = R_x - R_{x2}. \qquad (9.3)$$

Кроме того, эти силы, как и в остальных схемах, создают моменты.

При независимой подвеске наиболее распространены двухрычажная с поперечными рычагами и рычажно-телескопическая подвески.

Для независимой двухрычажной подвески неведущих колес на *рис. 9.5, б показаны силы, приложенные к верхнему и нижнему* рычагам

$$R_{zв} = 0,\ R_{zн} = R_z,\ R_{yв} = R_{yн} = R_z m/(a + b).$$

Кроме того, при торможении (добавляется $R_x = P_т$) будут

$$R_{xв} = R_x(r_к - b)/(a + b) \text{ и } R_{xн} = R_x(r_к + a)/(a + b).$$

Реакции опор: $R_{y1} = R_{yв}$, $R_{y2} = R_{yн}$, $R_{z2} = R_{zн} - P_{пр}$, $R_{z1} = 0$.

Для независимой рычажно-телескопической подвески (см. рис. 9.5, *в*) соотношение между вертикальной силой R_z и силой пружины $P_{пр}$ можно получить из двух силовых треугольников *otc* и *otk*. Напомним, что при построении силовых треугольников линии сил проводят параллельно их линиям действия. Треугольник *otk* составляют силы R_z, $P_п$, действующие вдоль оси нижнего рычага, и сила $P_в$, действующая вдоль линии *Ae*. Силу $P_в$ можно разложить на две взаимно-перпендикулярные составляющие: $P_{пр}$ и $Q_{пр}$. Сила $Q_{пр}$ хотя и невелика, но она вызывает трение и износ штока и поршня в направляющей стойке. Для исключения этих воздействий ось пружины должна пройти через точку пересечения оси нижнего рычага и вертикальной силы R_z. Поэтому ось пружины иногда смещают относительно оси стойки подвески.

При балансирной подвеске колес двух мостов возможны три основных варианта. Для балансирной подвески (см. рис. 9.6, *а*) вертикальная нагрузка на раму передается через три точки силами $R'_2 + R'_3$, R''_2, R''_3. При симметричных рессорах получим

$$R_{z3}/R_{z2} = [a(l_р \pm 2\alpha\gamma_3)]/[b(l_р \pm 2\alpha\gamma_2)],$$

где γ_2, γ_3 — удельная продольная сила второго и третьего мостов; знак «+» — для торможения, знак «–» — для разгона.

При резком торможении R_{z3} получается в 2—3 раза больше, чем R_{z2}. Поэтому применяют автоматическую блокировку балансира, включаемую при торможении.

Для балансирной подвески (см. рис. 9.6, *б*) вертикальная нагрузка на раму передается через две точки силами R_{z2} и R_{z3}. Реактивные моменты воспринимают верхние штанги и балансир, поэтому $R_{z2} = R_{z3}$ и при торможении, и при разгоне.

Для балансирной подвески (рис. 9.6, *в*), применяемой на многих автомобилях, в том числе на автомобилях ЗИЛ, КрАЗ, «Урал»,

вертикальная нагрузка на раму передается через одну точку силой $R_{z2} + R_{z3}$. При этом горизонтальные нагрузки воспринимаются в реактивных штангах:

$$R_i = \gamma_i R_{zi}(r_к - m)/(m + n),$$
$$T_i = \gamma_i R_{zi}[(r_к + n)(0{,}5c - e)/(m + n)c \pm e/c],$$

где c — расстояние между нижними штангами; e — смещение верхней штанги от середины моста.

Автомобильные мосты являются сборочной единицей и обычно состоят в основном из балки моста, которая является частью направляющего устройства подвески автомобиля. Поэтому наиболее правильно рассматривать мосты в гл. 9 «Подвеска». В основном мосты разделяют на ведущие, управляемые, поддерживающие (ведомые), комбинированные (ведущие и управляемые).

Мост в сборе обычно включает в себя колесные тормозные механизмы, а иногда и колеса. В ведущих и комбинированных мостах располагаются главная передача, дифференциал, полуоси (или карданные передачи), которые являются частями трансмиссии и рассматриваются в гл. 4, 5, 6. Поворотные цапфы управляемых и комбинированных мостов входят в рулевое управление, однако обычно их расчет на прочность приводят в одном разделе с расчетом балки моста. Мосты не применяют при независимой подвеске управляемых колес и при бортовой схеме трансмиссии.

9.2.2. Упругое устройство подвески

Упругое устройство оценивают упругой характеристикой подвески, которая представляет собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации подвески, измеренной непосредственно над осью колеса: $R_z = f(f)$ — рис. 9.7, *а*. Расчетной величиной является условный статический прогиб $f_р$, причем:

$$f_р = m_п g/2c_р = g/\omega_с^2,$$

где $m_п g = R'_{z0}$ — вес подрессоренных частей автомобиля; $c_р = \operatorname{tg}\alpha$ — жесткость подвески; $\omega_с$ — собственная частота колебаний подрессоренных частей.

В настоящее время обычно для передней независимой подвески легковых автомобилей $f_{р1} = 150 \ldots 300$ мм, для задней подвески $f_{р2} = 125 \ldots 250$ мм. Для подвесок грузовых автомобилей обычно $f_{р1} = 75 \ldots 100$ мм, $f_{р2} = 70 \ldots 120$ мм. Увеличение $f_р$ получают в основном уменьшением жесткости, но это приводит к увеличению динамического прогиба $f_{дв}$ — до упора в верхний ограничитель. Точки A на рис. 9.7, *а* — упор в резиновый буфер. Обычно для легковых автомобилей $f_{дв} = 0{,}5f_р$, для грузовых $f_{дв} = f_р$, для автобусов $f_{дв} = 0{,}75f_р$.

Заштрихованная площадь соответствует потенциальной энергии, запасаемой подвеской при наезде на неровность, или так

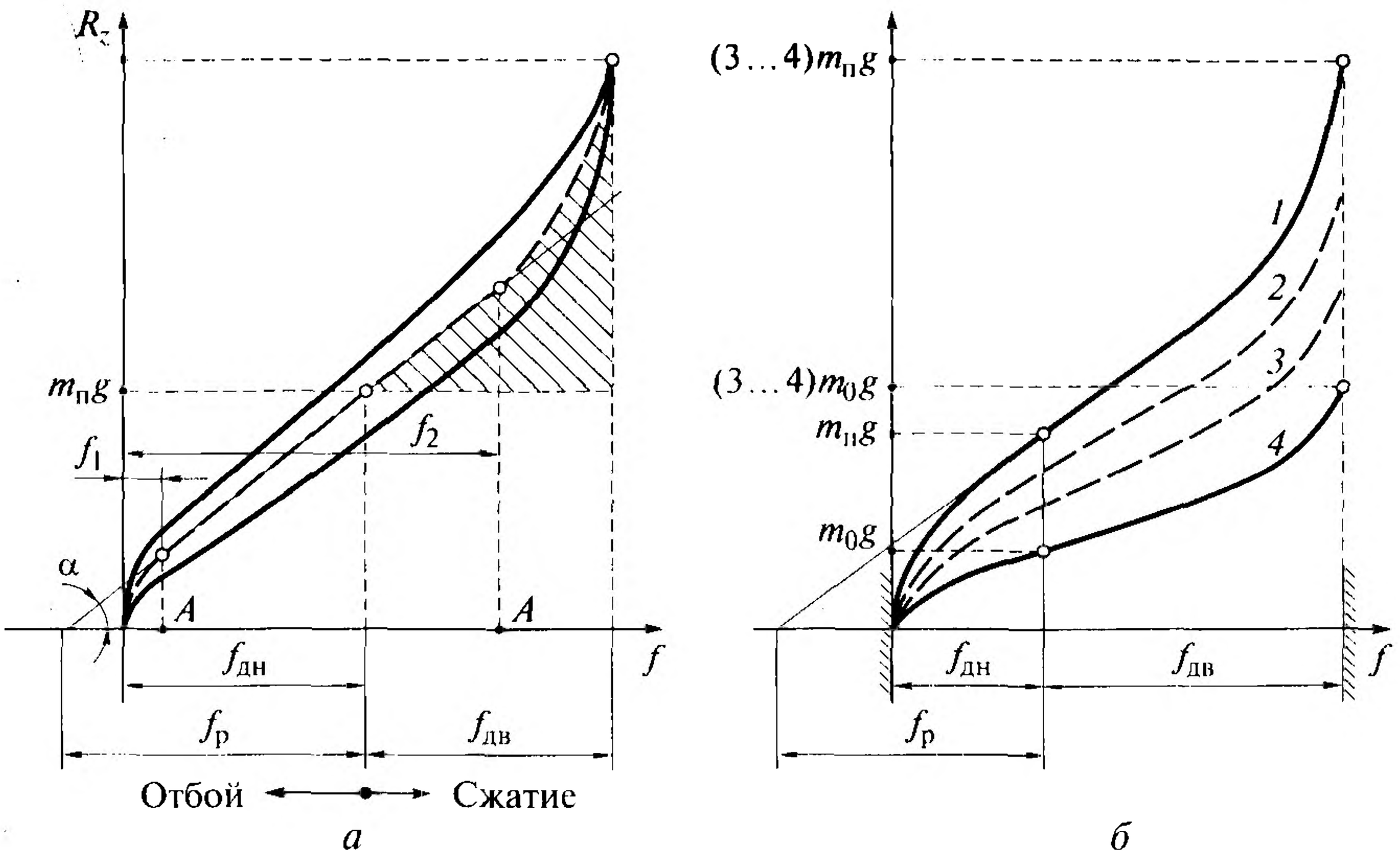


Рис. 9.7. Характеристика упругого устройства:

а — обычного металлического; *б* — близкого к идеальному

называемой динамической емкости. Чем она больше, тем меньше вероятность ударов в ограничитель при движении по неровной дороге.

Представление об оптимальной упругой характеристике (рис. 9.7, *б*) в основном сводится к трем условиям. Во-первых, для сохранения достаточной динамической емкости при малом $f_{дв}$ необходима упругая характеристика с $R'_{z\max} = (3 \ldots 4) R'_{z0}$. Во-вторых, что особенно важно, если вес подрессоренных частей изменяется существенно при движении с грузом и без него, желательно, чтобы упругая характеристика состояла из семейства кривых с одинаковыми $f_р$ и $f_{дв}$. В-третьих, для уменьшения жесткости подвески вблизи полного статического прогиба и для выполнения первого условия необходимо иметь нелинейную упругую характеристику. Выполнение этих условий возможно при пневматических или гидравлических упругих устройствах. Нелинейность можно получить и при металлических основных и дополнительных упругих устройствах.

Статический прогиб (через жесткость) существенно влияет на плавность хода. На рис. 9.8 приведены расчетные амплитудно-частотные характеристики — зависимости относительного перемещения f/q_0 (q_0 — амплитуда неровности дороги) кузова (рис. 9.8, *а*) и колеса (рис. 9.8, *б*) от частоты ν, Гц, при жесткостях подвески $c_р = 5$; 10; 15; 30; 45; 60 Н · м$^{-1}$ (соответственно кривые *1* — *6*). Снижение жесткости уменьшает амплитуду перемещений кузова и колеса при низкочастотном резонансе, смещая его в более низкие

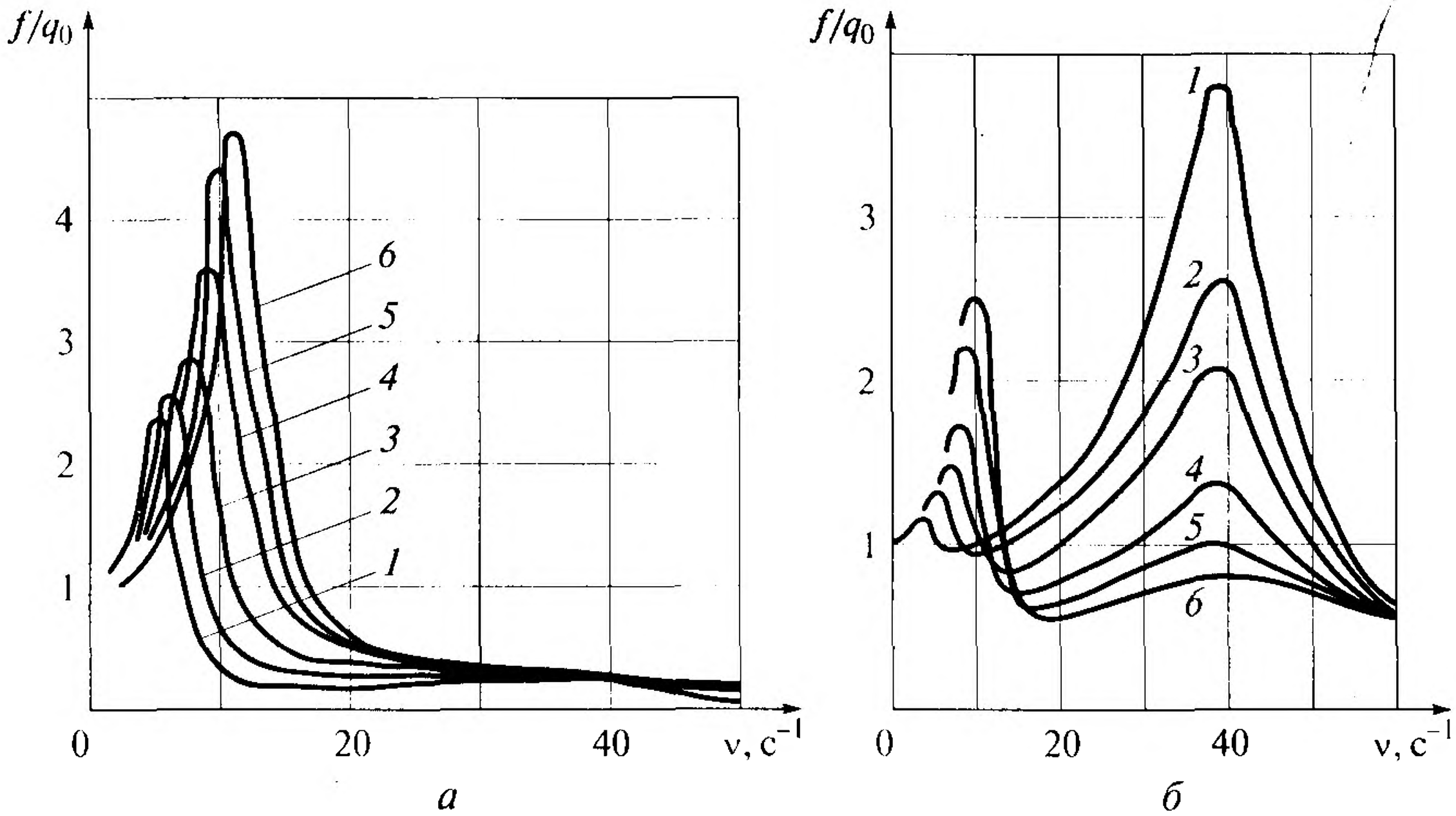


Рис. 9.8. Амплитудно-частотные характеристики (расчет):

а — кузова; *б* — колеса; *1—6* — для жесткости подвески $c_р$ = 5; 10; 15; 30; 45; 60 Н · м$^{-1}$ соответственно; f/q_0 — перемещение, отнесенное к высоте неровности; ν — частота

частоты, где вероятность появления резонанса ниже. Однако при высокочастотном резонансе с уменьшением жесткости существенно возрастают перемещения колеса.

Бесподвесочные колесные машины — многие тихоходные (с максимальной скоростью 30...40 км/ч) колесные машины, например, вилочные и фронтальные погрузчики. У них колеса или мосты жестко крепятся к раме, упругое и гасящее устройства отсутствуют. Однако эти короткобазные колесные машины обычно при скорости движения более 20 км/ч входят в галопирование (продольные колебания вокруг поперечной оси, проходящей через центр масс).

Шины обладают некоторыми упругими и гасящими свойствами. Радиальная жесткость шин автомобилей $c_ш$ обычно в 6—12 раз выше, чем жесткость упругого устройства и лишь в 2—3 раза выше у автомобилей с шинами регулируемого давления. Поэтому появляется возможность при использовании шин увеличенного диаметра с регулируемым давлением и при значительном увеличении колесной базы (расстоянии между осями переднего и заднего мостов) создать специальные многоосные автомобили с максимальной скоростью 60...70 км/ч. Такие автомобили с колесной формулой 8×8: ЗИЛ-135К (колесная база 7,5 м, все колеса без подвески) и ЗИЛ-135ЛМ (колесная база 6,3 м, передние и задние колеса с торсионной подвеской, четыре средних колеса без подвески) и их модификации выпускались в 1960—90-х гг.

С другой стороны, современные тягачи большегрузных автопоездов, используемых для междугородных и международных перевозок, кроме подвески колес, для снижения вибраций на месте водителя имеют вторичное подрессоривание: подвеску кабины, а также подвеску сиденья.

Металлические упругие устройства. Листовые рессоры обычно выполняют функции всех трех устройств подвески. Недостатки: малая долговечность, межлистовое трение, ухудшающее плавность хода, большие габариты и масса. Потенциальная энергия, отнесенная к единице объема для листовой рессоры $A_{уд} = A/V = \sigma^2/(6E)$ в 4 раза меньше при $\sigma = \tau$, чем для пружины и торсиона, у которых $A_{уд} = \tau^2/(4G)$ (отношение модулей упругости $E/G = 2{,}6$).

Деформации упругих устройств подвески: листовой рессоры $f_{рес}$ (работает на изгиб), витой пружины $f_{пр}$ (работает на сжатие, но ее проволока работает на кручение), торсиона $\varphi_{тор}$ (работает на кручение) определяют по формулам

$$f_{рес} = P_р \delta l_э^3 (1 - \varepsilon^2)^2/(48EJ_0),\ f_{пр} = P_р 8nD^3/(d_{пр}^4 G),$$

$$\varphi_{тор} = M_р 32 l_{тор}/(\pi d_{тор}^4 G),$$

где $\delta = 1{,}25 \ldots 1{,}50$ — коэффициент деформации; $l_э = l - l_0$ — эффективная длина рессоры (полная длина минус расстояние между стремянками в центре рессоры); $\varepsilon = (l_2 - l_1)/l$ — коэффициент асимметрии, причем $l_1 + l_2 = l$, $J_0 = b\sum h_i^3/12$ — суммарный момент инерции рессоры в среднем сечении; $E = 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа; n, D — число витков и диаметр пружины; $d_{пр}$, $d_{тор}$ — диаметры проволоки и торсиона; $G = 8{,}5 \cdot 10^4$ МПа; $l_{тор}$ — длина торсиона без шлицевых концов.

В задней подвеске грузовых автомобилей часто применяют основную рессору с дополнительной рессорой. Сила, нагружающая основную рессору, к моменту начала действия дополнительной рессоры равна $P_о = c_1 f_0$, где c_1 — жесткость основной рессоры. При работе обеих рессор $P_р = P_о + (c_1 + c_2)(f - f_0)$, где f — полный прогиб основной рессоры; c_2 — жесткость дополнительной рессоры. Таким образом:

$$f = (P_р + c_2 f_0)/(c_1 + c_2).$$

Неметаллические упругие устройства. Для пневматических подвесок часто применяют двойные резиновые баллоны (рис. 9.9, *а*) с давлением при статическом прогибе $p_с = 0{,}25 \ldots 0{,}50$ МПа. Для баллона $P = pF_{эф}$, где $F_{эф} = \pi R_{эф}^2$ — эффективная площадь; p — избыточное давление, МПа, которое при динамическом изменении нагрузки меняется следующим образом:

$$p = (p_с + 0{,}1)(V_с/V)^k - 0{,}1,$$

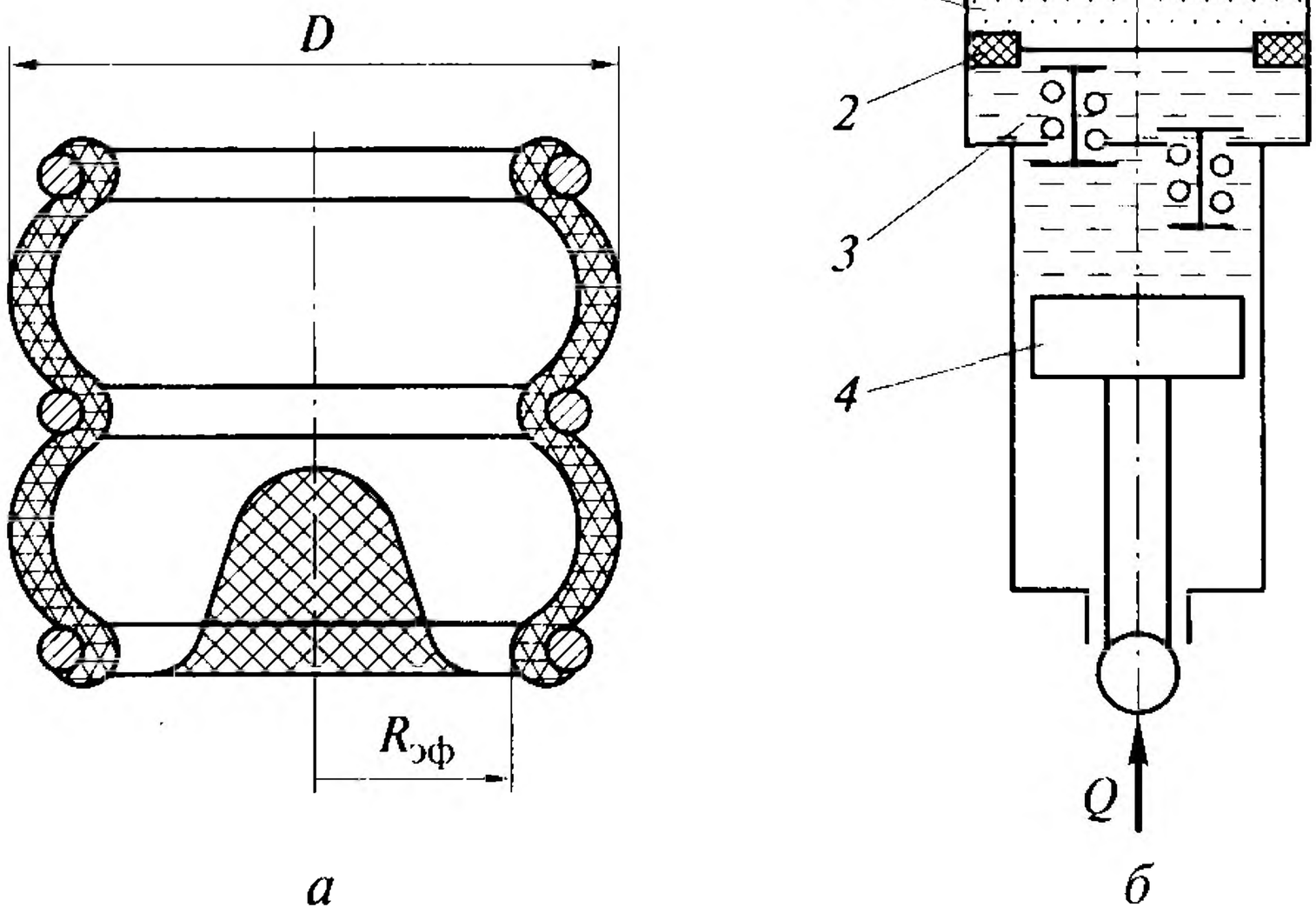


Рис. 9.9. Баллон (*а*) упругого устройства пневматической подвески и цилиндр (*б*) гидропневматической подвески:

1 — полость с газом; *2* — разделитель; *3* — полость с жидкостью; *4* — поршень; $R_{эф}$ — эффективный радиус; D — диаметр; Q — расход

где V_c, V — суммарный объем баллона и дополнительного резервуара в статическом и расчетном положениях; $k = 1{,}3 \ldots 1{,}35$ — показатель политропы.

Жесткость баллона

$$c = \mathrm{d}P/\mathrm{d}f = k(p + 0{,}1)F_{эф}/V + p\mathrm{d}F_{эф}/\mathrm{d}f, \qquad (9.4)$$

где первое слагаемое характеризует влияние объема, второе — формы баллона.

В пневмогидравлических подвесках давление (до 20 МПа) передается газу *1* (рис. 9.9, *б*) от жидкости *3* через разделитель *2*. Жесткость такого элемента, не имеющего противодавления снизу на поршень *4*, можно определить из уравнения (9.4), считая $\mathrm{d}F_{эф}/\mathrm{d}f = 0$ и $p + 0{,}1 \approx p$.

9.2.3. Гасящее устройство подвески

Эффективными гасящими устройствами являются амортизаторы.

Телескопические амортизаторы более легкие, чем рычажные, имеют более развитую поверхность охлаждения, работают при меньших давлениях (2,5...5,0 МПа), более технологичны.

Характеристика амортизатора — зависимость силы, возникающей на поршне, от скорости поршня $P_п = f(v_п)$ обычно нелиней-

ная, но ее можно аппроксимировать двумя прямыми для начального и клапанного участков (рис. 9.10, *а*) с силами сопротивления:

$$P_{\text{п}} = k_{\text{п}} v_{\text{п}}^{m} \text{ и } P_{\text{п}} = P'_{\text{п}} + k_{\text{к}}(v_{\text{п}} - v'_{\text{п}}),$$

где k — коэффициент сопротивления; m — показатель степени, причем обычно $1 \le m \le 3$; $v_{\text{п}}$ — скорость поршня.

Площадь под кривой $P_{\text{п}} = f(v_{\text{п}})$ соответствует мощности, преобразуемой в амортизаторе в теплоту. Определив $N_{\text{с}}$ для хода сжатия и $N_{\text{о}}$ для хода отбоя, можно найти для условного амортизатора с линейной характеристикой ($m = 1$) средние значения $k_{\text{ср.с}} = 2N_{\text{с}}/v^2_{\text{п.с max}}$ и $k_{\text{ср.о}} = 2N_{\text{о}}/v^2_{\text{п.о max}}$, а также эквивалентный коэффициент сопротивления $k_{\text{э}} = (k_{\text{ср.с}} + k_{\text{ср.о}})/2$. Тогда коэффициент сопротивления, приведенный к колесу автомобиля, будет

$$k_{\text{пр}} = k_{\text{э}} u^2_{\text{ам}} \cos^2 \gamma_{\text{ам}}, \qquad (9.5)$$

где $u_{\text{ам}} = a/b$; $\gamma_{\text{ам}}$ — передаточное число и угол установки амортизатора на автомобиле (рис. 9.10, *б*).

Основные оценочные параметры амортизатора:

а) коэффициент апериодичности (влияет на затухание колебаний)

$$\psi_{\text{а}} = k_{\text{пр}} \sqrt{m_{\text{п}} c_{\text{р}}}, \qquad (9.6)$$

где $m_{\text{п}}$ — масса подрессоренных частей; $c_{\text{р}}$ — жесткость подвески; обычно $\psi_{\text{а}} = 0{,}2 \ldots 0{,}4$;

б) максимальные усилия при сжатии и отбое, причем $P_{\text{max с}} < P_{\text{max о}}$;

в) критические скорости поршня $v'_{\text{п}}$ и $v''_{\text{п}}$ (см. рис. 9.10, *а*).

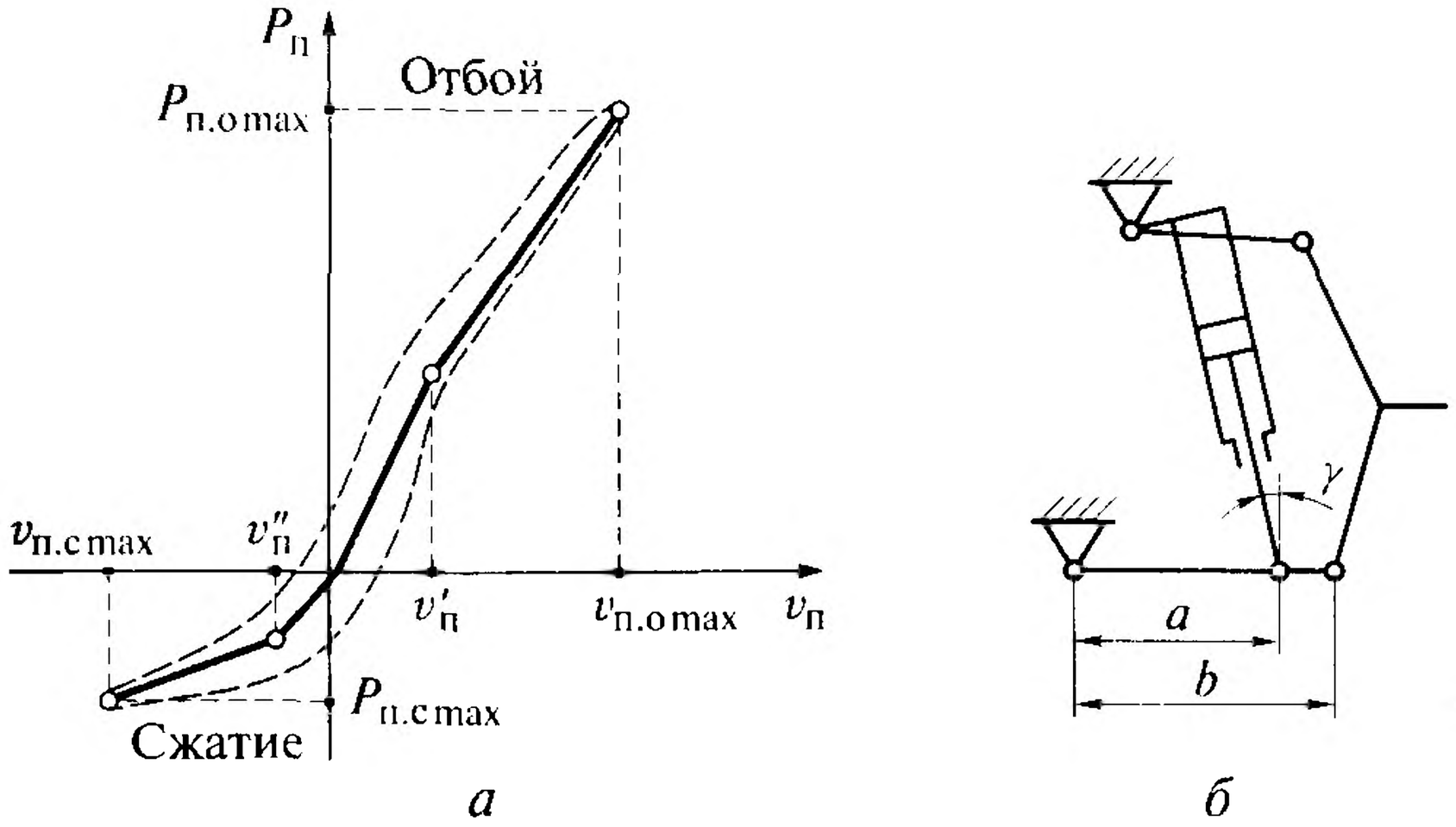


Рис. 9.10. Амортизатор:

а — характеристика; *б* — схема установки в автомобиле

Тепловой расчет амортизатора обычно проводят при $v_{пр}$ около 0,3 мс$^{-1}$ (границы начальных участков). Мощность, Вт, поглощенную амортизатором, принимают равной $N_{ам} = 0{,}5(P_{рс} + P_{ро})v_{пр}$. Мощность, рассеиваемая амортизатором в окружающую среду, будет равна

$$N_{ам} = k_т F(t_{max} - t_в), \qquad (9.7)$$

где $F = \pi D(D/2 + l)$ — площадь наружной поверхности амортизатора; $t_{max} = 120$ °С — допустимая температура наружной поверхности амортизатора; $t_в$ — температура воздуха; $k_т = 45...60$ Вт/(м$^2 \cdot$ °С) — коэффициент теплоотдачи.

9.2.4. Управляемые подвески

Управляемые подвески имеют изменяемые характеристики и параметры упругого и гасящего устройств при изменении массы перевозимого груза или дорожных условий. Такое управление обычно осуществляется в пневматических и гидропневматических подвесках, где первоначально применяли автоматические регуляторы положения кузова и регуляторы жесткости подвески. С появлением электроники возможности управляемых подвесок расширились.

Первые управляемые подвески создавались для решения конкретных прикладных задач. Например, для автокранов — с целью уменьшить размахи крана при движении вне дорог, для развозных фургонов — с целью снизить погрузочную высоту кузова, для пассажирских автомобилей — с целью уменьшить крен кузова при движении на поворотах, для спортивных автомобилей — с целью увеличить скорости прохождения поворотов. В некоторых случаях применение таких управляемых подвесок не оправдало себя. Так, например, Международная автомобильная федерация запретила применение управляемых подвесок на гоночных автомобилях из-за их недостаточного быстродействия.

Современные управляемые подвески можно разделить на две большие группы, отличающиеся в основном быстродействием. Это подвески со статическим регулированием и подвески с динамическим регулированием.

Подвески со статическим регулированием — это подвески, у которых параметры заранее устанавливаются в соответствии с ожидаемым изменением условий использования или условий движения автомобиля. Если эти условия не изменяются, то параметры подвески также не изменяются, и она работает как неуправляемая. Подвески со статическим регулированием представляют собой первый этап создания САУ подвеской колес. Типичные подвески со статическим регулированием — это подвески с регулятором уровня пола кузова или иногда применяемые подвески с ре-

гулированием сопротивления амортизаторов. Хорошо зарекомендовали себя подвески со статическим регулированием на автомобилях с длинноходной подвеской, например, на многоосных автокранах. У них при движении по бездорожью требуется большой ход подвески, при движении по дорогам хорошего качества — малый ход подвески. При работе крана необходимо блокирование подвески.

Подвески с динамическим регулированием — это подвески с переменным во времени дополнительным силовым воздействием на подрессоренную массу со стороны подвески. Воздействие создается либо изменением параметров пассивных элементов подвески — это полуактивные подвески, либо с помощью специальных активных элементов с подводом энергии извне — это активные подвески.

Пока еще практическое применение нашли только САУ статического регулирования. При этом фирмы используют разные решения. Фирмы «Мицубиси» и «Ситроен» в качестве регулируемого параметра используют положение кузова, а также жесткость подвески, фирма «Тойота» — сопротивление амортизаторов.

9.3. Расчеты на работоспособность

Расчетные нагрузки. При расчете направляющего устройства обычно рассматривают три нагрузочных режима: прямолинейное движение, занос, динамическое нагружение. Для металлического упругого устройства основным является расчет на усталостную прочность. Особенности этого расчета приведены в подразд. 6.4.

Расчет на усталостную прочность металлического упругого устройства проводят в зависимости от условий эксплуатации, расчет на статическую прочность — по сцепному весу с учетом коэффициента динамичности $P_р = gm_{сц}k_д$, причем $k_д$ берется в зависимости от условий эксплуатации.

Материалы. Листовые рессоры, стабилизаторы и пружины изготовляют из пружинных сталей 50ХГА, 65Г и др., торсионы — из 45ХНМФА, 60С2А, 70С2А твердостью 45...50 HRC. Детали направляющего устройства — из литой стали 35Л, 45Л, из поковок стали 20, 30Х, 40Х, из штампованной толстолистовой стали 14Г2, 30Т и т.п. или 20кп, 25пс.

Расчеты. Листовую рессору считают на изгиб (коренной лист с учетом тяговой и тормозной сил), витую пружину — на сжатие, торсион — на кручение, причем расчет выполняют для полного прогиба со сбитым резиновым буфером. Рессорные пальцы считают на изгиб и смятие, рычаги направляющего устройства — на изгиб с учетом сжатия.

Рессоры рассчитывают следующим образом. Для симметричной полуэллиптической многолистовой рессоры напряжение изгиба

$$\sigma_и = 1{,}5P_р L/(nbh^2),$$

где $P_р$ — нагрузка на рессору; L — полная длина рессоры; n — число листов рессоры; b — ширина листа; h — толщина листа.

Для несимметричной полуэллиптической многолистовой рессоры напряжение изгиба

$$\sigma_и = 6P_р l_1 l_2/(Lnbh^2).$$

Для двойной рессоры напряжение изгиба основной и дополнительной рессор

$$\sigma_{и.о} = P_1 L/(2n_о W_о),$$
$$\sigma_{и.д} = P_2 L_д/(2n_д W_д),$$

где P_1, P_2 — нагрузки на концах основной и дополнительной рессор соответственно; $W_о$, $W_д$ — моменты сопротивления основной и дополнительной рессор соответственно.

Для всех приведенных вариантов $[\sigma_и] = 1\,000$ МПа.

Сложное напряжение $\sigma_{сл}$ в коренном листе у ушка рессоры, вызываемое продольной силой R_x, складывается из напряжений изгиба $\sigma_и$ и сжатия $\sigma_{сж}$ (или растяжения):

$$\sigma_{сл} = 3R_x(d + h)/(bh^2) + R_x/bh,\ [\sigma_{сл}] = 350\ \text{МПа},$$

где d — диаметр пальца рессоры.

Пружину рассчитывают по методике, приведенной в подразд. 1.6.

Торсион рассчитывают по форме сечения. Напряжение кручения торсиона круглого сечения

$$\tau = 16M/(\pi d^2).$$

Напряжение кручения в пластинчатом торсионе

$$\tau = 3M(1 + 0{,}6h/b)/(nh^2b),$$

где n, h, b — число, толщина, ширина пластин соответственно.

Для обоих вариантов $[\tau] = 1\,000$ МПа.

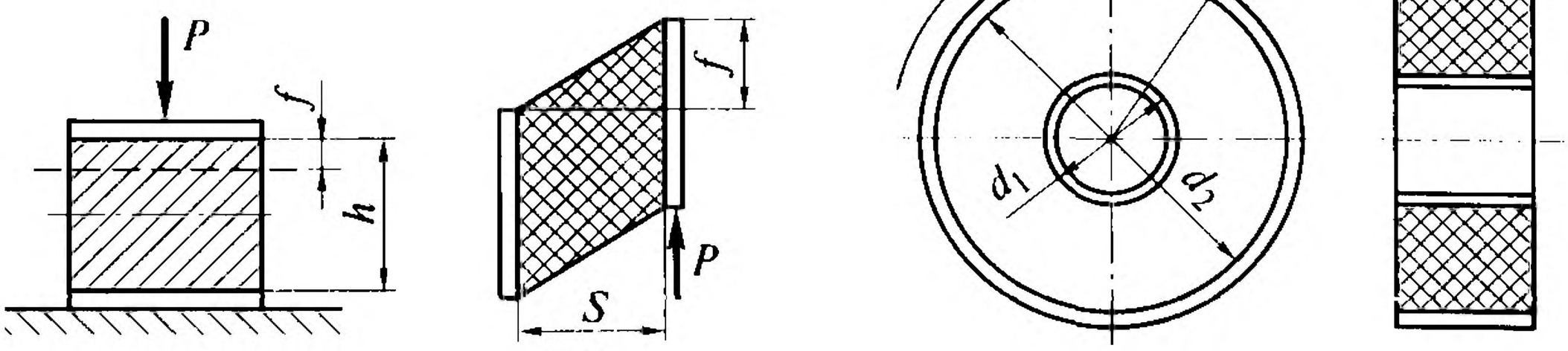
Резиновые упругие детали рассчитывают в зависимости от способа нагружения по следующим формулам:

на сжатие (рис. 9.11. *а*):

$$\sigma_{сж} = P/F \text{ при } f/h < 0{,}2,$$

где F — площадь поперечного сечения резиновой детали; f, h — сжатая часть и полная высота (перпендикулярно силе P) резиновой детали;

на плоский сдвиг (рис. 9.11, *б*):



а *б* *в*

Рис. 9.11. Расчетные схемы резиновых упругих деталей:

а — при сжатии; *б* — при плоском сдвиге; *в* — при круговом сдвиге; *f* — линейная деформация при действии силы *P*; φ — угловая деформация при действии момента *M*

$$\sigma_{сл} = P/F \text{ при } f/S < 0{,}35,$$

где *f*, *S* — величина сдвига и полная высота (перпендикулярно силе *P*) резиновой детали;

на круговой сдвиг (рис. 9.11, *в*):

$$\tau = 2M/(\pi d_1 l) \text{ при } \varphi < 40^\circ,$$

где d_1 — внутренний диаметр резиновой детали; *l* — высота резиновой детали; φ — угол закрутки при деформации резиновой детали.

Балка заднего ведущего моста рассчитывается следующим образом.

При прямолинейном движении (разгоне):

изгибающий момент в вертикальной плоскости (рис. 9.12)

$$M_{и.в} = R''_{zл} l = R''_{zпр} l,$$

где $R''_{zл}$, $R''_{zпр}$ — нормальные (вертикальные) реакции дороги на левом и правом колесах за вычетом веса колеса $G_к$; $R_{zл} = R_{zпр} = m_2 G_2/2$ — нормальные реакции дороги; $m_2 = 1{,}2$ — коэффициент перераспределения нагрузки на задний мост при разгоне;

изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M_{и.г} = P_{т.л} l = P_{т.пр} l,$$

где $P_{т.л} = P_{т.пр} = \varphi R_{zл} = \varphi R_{zпр}$; $\varphi = 0{,}9$ — коэффициент сцепления;

момент, скручивающий балку:

$$M_{кр} = P_{т.л} r_к = P_{т.пр} r_к,$$

где $r_к$ — радиус колеса.

Результирующее (сложное) напряжение от изгиба и кручения для круглого трубчатого сечения

$$\sigma_{сл} = \frac{1}{W}\sqrt{M^2_{и.в} + M^2_{и.г} + M^2_{кр}},$$

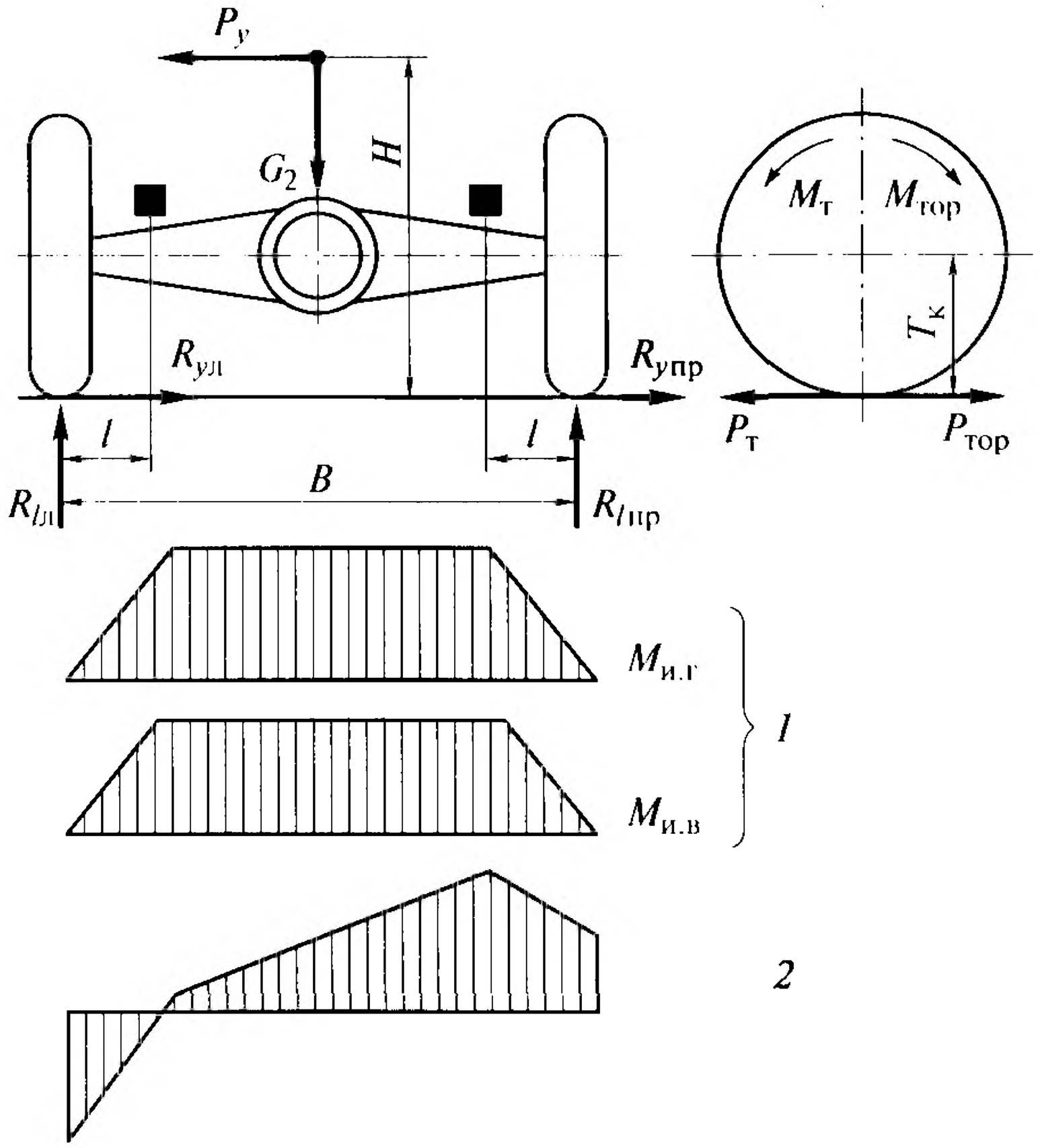


Рис. 9.12. Расчетная схема балки ведущего моста:
1 — прямолинейное движение; *2* — занос; *l* — расстояние до крепления рессоры к балке моста; $P_т$ — сила тяги; $P_{тор}$ — сила торможения

где $W = 0{,}2(D^4 - d^4)/D$ — момент сопротивления трубчатого сечения.

Для прямоугольного и коробчатого сечений напряжения в горизонтальной и вертикальной плоскостях определяют раздельно и суммируют по зависимости

$$\sigma = M_{и.в}/W_в + M_{и.г}/W_г.$$

При этом напряжение кручения не суммируют с напряжением изгиба:

$$\tau = P_{т.л}r_к/W_{кр} = P_{т.пр}r_к/W_{кр}.$$

Максимальные напряжения изгиба относятся к крайним волокнам сечения, а максимальные напряжения кручения — к средним волокнам сечения.

При заносе балку моста рассчитывают, считая $P_{т.л} = P_{т.пр} = 0$, на изгиб в вертикальной плоскости. Изгибающие моменты

$$M_{и.л} = R'_{zл}l - R_{ул}r_к, \quad M_{и.пр} = R'_{zпр}l + R_{упр}r_к,$$

где $R_{ул}$ и $R_{упр}$ — боковые реакции при заносе; $R_{ул} = R'_{zл}\varphi$, $R'_{zл} = 0{,}5G_2(1 + 2\varphi H/B)$, $R_{упр} = R'_{zпр}\varphi$, $R'_{zпр} = 0{,}5G_2(1 - 2\varphi H/B)$, $\varphi = 1{,}0$.

Опасное сечение находится в месте крепления рессоры, где напряжение изгиба $\sigma = M_и/W_и$.

При динамическом нагружении (наезд левым колесом) изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_и = R_{zл}K_д l,$$

где $K_д = 1{,}5...3{,}0$ — коэффициент динамичности.

Напряжение изгиба $\sigma = M_и/W_и$.

Для балок мостов, литых из стали и чугуна, $[\sigma] = 300$ МПа, для штампованных из стального листа — $[\sigma] = 500$ МПа.

Расчет балки переднего моста производят так же, как и заднего моста. При торможении коэффициент перераспределения нагрузки на передний мост $m_1 = 1{,}2$. Вертикальные реакции $R_{z1} = R_{zпр} = m_1 G_1/2$, где G_1 — нагрузка на передние колеса. Необходимо учитывать, что балка переднего управляемого моста может иметь переменное сечение: двутавровое в средней части, а к краям после рессорной площадки постепенно переходящее в круглое. В таких случаях или упрощают расчетную схему или усложняют расчет, применяя метод конечных элементов.

Поворотная цапфа (рис. 9.13, *а*) рассчитывается для тех же трех случаев: прямолинейное движение, занос, динамическое нагружение.

При прямолинейном движении (торможении) суммарный изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_и = c\sqrt{R''^2_{zл} + P^2_{тор}},$$

где $R''_{zл} = R_{zл} - G_к$, $P_{тор} = R_{zл}\varphi$ — тормозная сила на колесе.

Напряжение изгиба $\sigma = M_и/W_и$.

При заносе (влево) напряжения изгиба на цапфах при $P_{тор} = 0$

$$\sigma_{и.л} = (R'_{zл}l - R_{ул}r_к)/W_и,\ \sigma_{и.пр} = (R'_{zпр}l + R_{упр}r_к)/W_и.$$

При динамическом нагружении (наезд левым колесом) напряжение изгиба

$$\sigma_и = R_{zл}cK_д/W_и,\ [\sigma_и] = 500\ \text{МПа},$$

где $K_д = 1{,}5...3{,}0$ — коэффициент динамичности.

Шкворень (рис. 9.13, *б*) рассчитывается в тех же режимах, что и цапфа. Наклоном шкворня пренебрегают.

При прямолинейном движении (торможении) определяются реакции, нагружающие верхний $R_{шк.в}$ и нижний $R_{шк.н}$ концы шкворня, обусловленные действием:

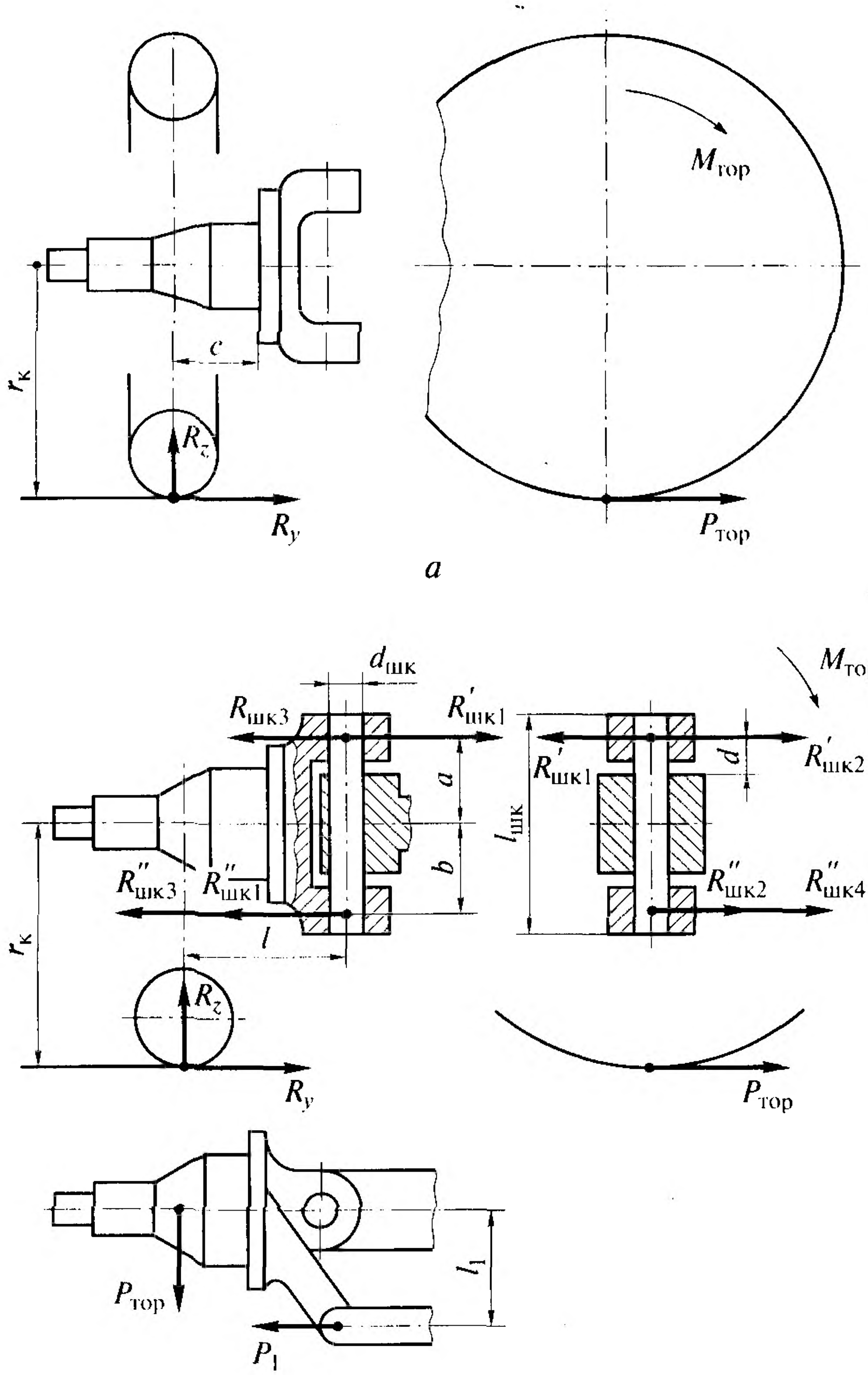


Рис. 9.13. Расчетная схема:

а — поворотной цапфы; *б* — шкворня

вертикальной реакции R_z:

$$R_{шк1в} = R_{шк1н} = R_z l/(a + b);$$

силы $P_{тор}$:

$$R_{шк2в} = P_{тор} b/(a + b),\ R_{шк2н} = P_{тор} a/(a + b);$$

реактивной силы:

$$R_{\text{шк3в}} = P_1 b/(a+b),\ R_{\text{шк3н}} = P_1 a/(a+b),$$

где $P_1 = P_{\text{тор}} l/l_1$;

тормозного момента $M_{\text{тор}} = P_{\text{тор}}\, r_{\text{к}}$:

$$R_{\text{шк4в}} = P_{\text{тор}} r_{\text{к}}/(a+b).$$

Суммарные силы, действующие на концы шкворня, будут равны:

$$R_{\text{шк.в}} = \sqrt{(R_{\text{шк1в}} - R_{\text{шк3в}})^2 + (R_{\text{шк4в}} - R_{\text{шк2в}})^2},$$

$$R_{\text{шк.н}} = \sqrt{(R_{\text{шк1н}} + R_{\text{шк3н}})^2 + (R_{\text{шк4н}} + R_{\text{шк2н}})^2}.$$

На шкворень действуют напряжения:

$$\text{среза } \tau = 4R_{\text{шк.н}}/(\pi d_{\text{шк}}^2),\ [\tau] = 100 \text{ МПа},$$

$$\text{изгиба } \sigma_{\text{и}} = R_{\text{шк.н}} d/W_{\text{и}},\ [\sigma_{\text{и}}] = 500 \text{ МПа},$$

$$\text{смятия } \sigma_{\text{см}} = R_{\text{шк.н}}/d_{\text{шк}} l_{\text{шк}},\ [\sigma_{\text{см}}] = 50 \text{ МПа}.$$

При заносе действуют только поперечные силы от R_z и R_y: от вертикальной реакции

$$R_{\text{шк1в}} = R_{\text{шк1н}} = R_z l/(a+b);$$

от боковой силы и от момента, создаваемого этой силой:

$$R_{\text{шк1в}} = R_{\text{шк1н}} = R_y r_{\text{к}}/(a+b);$$

суммарная нагрузка на левом шкворне

$$R_{\text{шк.в.л}} = [R_{\text{ул}}(r_{\text{к}} - b) - R_{z\text{л}} l]/(a+b),$$

$$R_{\text{шк.н.л}} = [R_{\text{ул}}(r_{\text{к}} + a) - R_{z\text{л}} l]/(a+b);$$

суммарная нагрузка на правом шкворне

$$R_{\text{шк.в.пр}} = [R_{\text{упр}}(r_{\text{к}} - b) + R_{z\text{пр}} l]/(a+b),$$

$$R_{\text{шк.н.пр}} = [R_{\text{упр}}(r_{\text{к}} + a) + R_{z\text{пр}} l]/(a+b).$$

Напряжения определяются так же, как и при торможении.

При динамическом нагружении (наезд левым колесом) определяется напряжение изгиба в вертикальной плоскости:

$$\sigma_{\text{и}} = R_{z\text{л}} l K_{\text{д}}/W_{\text{и}}.$$

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности рабочего процесса подвески?
2. Как классифицируют подвески по направляющему устройству и по упругому устройству?

3. Перечислите требования к подвескам. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?

4. Как выглядят характеристики упругого устройства и гасящего устройства (амортизатора)?

5. Каковы расчетные нагрузки для балок моста и поворотных цапф?

6. Что такое управляемые подвески? Какие преимущества они обеспечивают?

7. Назовите материалы, применяемые для изготовления основных деталей подвески.

ГЛАВА 10

КОЛЕСА И ШИНЫ

Обычно автомобильное колесо состоит из шины, обода, ступицы.

Классификация колес производится в зависимости от их назначения и конструкции:

по назначению: ведущие, ведомые, управляемые;

конструкции: дисковые, бездисковые (со спицевыми или барабанными ступицами).

Классификация шин производится по следующим основным параметрам:

по способу герметизации: камерные, бескамерные;

форме профиля: обычного — $H/B = 1{,}0 \ldots 0{,}9$, широкопрофильные (низкопрофильные) — $H/B = 0{,}6 \ldots 0{,}8$, арочные — $H/B = 0{,}4 \ldots 0{,}5$, пневмокатки — $H/B = 0{,}25 \ldots 0{,}4$;

возможности изменения внутреннего давления: с нерегулируемым давлением, с регулируемым давлением;

конструкции каркаса: с диагональными нитями, с радиальными нитями.

Основные требования к колесам следующие:

полное соответствие применяемой шине по размерам, жесткости и конструкции обода;

надежное крепление к ступице, обеспечивающее легкость монтажа и демонтажа колеса;

высокие прочность, долговечность и коррозионная стойкость;

минимальные биение и дисбаланс.

Основные требования к шинам следующие:

хорошее сцепление с дорогой;

малое сопротивление качению;

соответствие упругих свойств параметрам автомобиля и условиям движения;

низкий уровень шума при движении автомобиля;

высокие прочность и долговечность;

малое давление на грунт (для автомобилей повышенной и высокой проходимости).

Кроме того, к автомобильным шинам и колесам, как и к остальным механизмам и системам автомобиля, предъявляют также

общие требования: обеспечение минимальной массы (масса колеса легкового автомобиля из стального листа составляет около 6,5 кг, литое алюминиевое колесо на 1 кг легче, а штампованное — на 1,5 кг), высокая надежность, минимальное обслуживание, технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к шинам.

Хорошее сцепление с дорогой обеспечивается в основном подбором состава резины в шине, оптимальным для данных условий эксплуатации рисунком протектора, поддержанием требуемого давления в шине. Однако увеличение коэффициента сцепления шины с дорогой за счет изменения состава резины в некоторых случаях может привести к значительному сокращению срока службы шины из-за ее быстрого износа.

Малое сопротивление качению обеспечивается в основном теми же мероприятиями, что и хорошее сцепление с дорогой, но уменьшение сопротивления качению может в некоторых случаях сопровождаться уменьшением коэффициента сцепления шины с дорогой.

Высокие прочность и долговечность включают в себя и требования безопасности, а именно:

исключение разрыва шины от повышения давления свыше заданного (обычно гарантируется сохранение прочности при повышении давления в шинах легковых автомобилей на 0,2 МПа) — обеспечивается в основном конструкцией каркаса шины;

исключение разрыва шины от центробежных сил, возникающих при высоких скоростях движения — обеспечивается в основном конструкцией каркаса шины; при этом на шинах проставляется маркировка, соответствующая максимальной скорости, при которой может применяться данная шина;

надежность герметичного и прочного прилегания бортов шины к бортам обода — обеспечивается в основном высоким качеством изготовления обода и отсутствием на нем дефектов, возникающих в процессе эксплуатации;

замедление или предотвращение резкого падения давления при проколе шины — наиболее безопасна бескамерная шина, так как герметизирующий слой заполняет прокол, для легковых автомобилей некоторые фирмы предлагают шины с внутренней торовой вставкой, опираясь на которую при полном падении давления в шине автомобиль может проехать несколько десятков километров.

Малое давление на грунт обеспечивается увеличением поверхности контакта за счет увеличения ширины, диаметра шины и снижения в ней давления.

Последнее наиболее эффективно и применяется в виде системы регулирования давления в шинах.

Остальные свойства обеспечиваются в основном подбором состава резины в шине.

Автомобильное колесо выполняет многообразные функции: это опора, через которую передается вес автомобиля на дорогу, это движитель, который, взаимодействуя с дорогой, передает тяговую и тормозную силы, противодействует боковым силам, обеспечивает изменение направления движения. Автомобильные шины обладают значительной эластичностью, и их деформации в радиальном, продольном и поперечном направлениях оказывают значительное влияние на эксплуатационные свойства автомобиля.

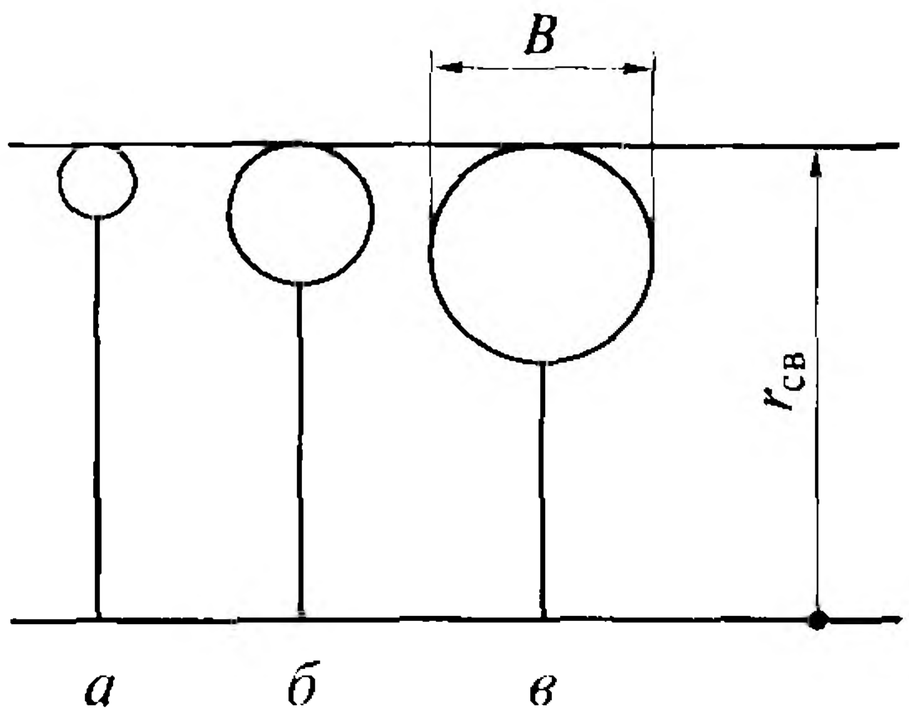


Рис. 10.1. Схема колес:
а — велосипеда; *б* — мотоцикла; *в* — легкового автомобиля

Автомобильные шины выпускаются в России в соответствии со стандартами и подразделяются на легковые; грузовые (включая прицепы, полуприцепы и автобусы); с регулируемым давлением; для большегрузных автомобилей, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин. Шины изготавливают с различными рисунками протектора: дорожным (Д), универсальным (У), повышенной проходимости (ПП), зимним (З), карьерным (Кар). Шины выпускаются в обычном, тропическом и северном исполнении.

Максимальная нагрузка на шину определяется в основном объемом и давлением воздуха, находящегося в шине, а также числом слоев корда. На рис. 10.1 показаны при $r_{св} = 0{,}3$ м приблизительные соотношения размеров B и $r_{св}$ ($b = B/r_{св}$) шин велосипеда ($b = 0{,}1$), мотоцикла ($b = 0{,}3$), легкового автомобиля ($b = 0{,}5$). В стандартах указаны основные параметры автомобильных шин, в том числе максимальная допустимая нагрузка и давление, соответствующее этой нагрузке, а также максимальная допустимая скорость автомобиля с этими шинами.

Контрольные вопросы

1. По каким основным признакам классифицируют шины?
2. Перечислите требования к шинам. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?
3. Перечислите требования к автомобильным колесам. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?

ГЛАВА 11

КУЗОВ И РАМА

11.1. Классификация кузовов и рам, требования к ним

Рамы, а часто и кузова представляют собой несущие системы, воспринимающие весовые и ударные — перегрузочные нагрузки. Кузов автомобиля служит для размещения груза, пассажиров и водителя и для защиты их от климатических воздействий.

Из всего многообразия классификационных признаков отметим только самые основные.

Несущие системы классифицируют в зависимости от того, что воспринимает весовые нагрузки:

рама (кузов разгруженный);

кузов — несущий кузов (каркасный, с несущим основанием, панельный);

кузов, объединенный с рамой — интегральная несущая система.

Рамы делят на лонжеронные (периферийные, Х-образные, лестничные, с Х-образными поперечинами) и хребтовые — центральные.

Кузова по назначению делят на пассажирские (автобусные и легковых автомобилей), грузовые, грузопассажирские, специальные.

Кузова легковых автомобилей классифицируют в зависимости от числа дверей и конструкции крыш: закрытые (седан, лимузин, купе и др.), открытые (фаэтон, кабриолет и др.), комбинированные (ландо, тарга и др.). Кроме того, выделяют однообъемные, двухобъемные, трехобъемные кузова. Название одного и того же кузова в разных странах может быть разным.

Кузова грузовых автомобилей классифицируют на кузова общего назначения (бортовая платформа) и специализированные (самосвалы, фургоны, цистерны, контейнеровозы и т.д.).

Основные требования к кузовам и рамам следующие:

минимальная масса при долговечности, включая и коррозионную стойкость, соответствующей сроку службы автомобиля;

достаточная для работы агрегатов и узлов автомобиля жесткость;

форма рамы (кузова) должна обеспечивать удобство монтажа агрегатов, малую высоту центра тяжести и малую погрузочную высоту;

форма и конструкция кузова должны обеспечивать необходимые комфортабельность, травмобезопасность, а также требования моды.

Кроме того, к кузовам и рамам, как и к остальным механизмам и системам автомобиля, предъявляют также общие требования: обеспечение минимальной массы, высокая надежность, минимальное обслуживание, технологичность.

Рассмотрим, какими конструктивными мероприятиями обеспечивается выполнение требований к кузовам и рамам.

Минимальная масса кузовов легковых автомобилей и кабин грузовых автомобилей обеспечивается применением мягкой низкоуглеродистой (из-за глубокой штамповки) листовой стали, толщина которой обычно уменьшена до 0,8 мм. Рамы изготавливают из листовой стали толщиной 2...4 мм (рамы больших легковых автомобилей), 5...12 мм (лонжероны рам автобусов и грузовых автомобилей), 4...8 мм (поперечины рам автобусов и грузовых автомобилей). Иногда для снижения массы рамы грузовых автомобилей изготавливают из легированной листовой стали.

Повышение коррозионной стойкости и, следовательно, долговечности кузовов легковых автомобилей обеспечивается применением листовой стали с добавлением меди либо оцинкованной. Ненагруженные панели кузова изготавливают из пластмасс. Иногда кузова легковых автомобилей и кабины специальных грузовых автомобилей изготавливают из алюминиевого листа или из пластмасс. Для наружных панелей кузовов автобусов все чаще применяют алюминиевые листы.

Достаточная жесткость рам в основном обеспечивается при изгибе лонжеронами (при кручении также и поперечинами) необходимой высоты и толщины.

Для повышения жесткости кузовов используют закрытые или открытые профили, образующие каркас, либо выштампованные или дополнительные ребра.

Травмобезопасность кузова (внутренняя) обеспечивается уменьшением инерционных нагрузок при наездах спереди и сзади (например, создание более жесткого салона при менее жесткой передней и задней частях легкового автомобиля), ограничением перемещения людей при авариях (применение ремней и подушек безопасности), устранением травмоопасных деталей, сохранением жизненного пространства при опрокидывании.

Травмобезопасность кузова (внешняя) обеспечивается совершенствованием бамперов, устранением травмоопасных деталей и выступов, применением боковых и задних ограждений на кузовах грузовых автомобилей, а в некоторых случаях применением защитных приспособлений, уменьшающих травмы пешеходов при наезде на них.

11.2. Основы расчета кузовов и рам

В статическом положении при опоре на все колеса весовые нагрузки действуют симметрично продольной оси и вызывают изгиб рамы (или кузова), причем напряжения невелики.

Нагрузочные режимы рамы определяются динамическими нагрузками, действующими на нее в движении. При этом для расчета обычно рассматривают два режима.

Движение с большой скоростью по дороге с мелкими неровностями. Подрессоренные части совершают интенсивные вертикальные колебания. Динамические нагрузки можно выразить через статические:

$$P_{iд} = P_{iст} k_{iд}, \qquad (11.1)$$

где $P_{iст}$ — статическая нагрузка; $k_{iд}$ — коэффициент динамичности для i-го расчетного сечения. Его обычно принимают равным 2...2,5 для грузовых автомобилей, 1,5...2,0 для автобусов, 1,1...1,5 для легковых автомобилей.

Приближенно вертикальные динамические нагрузки можно считать симметричными, а, следовательно, лонжероны работают на изгиб, но в местах крепления агрегатов возможны значительные крутящие моменты. Для многоосных автомобилей рассматривают наиболее опасный случай: опора на колеса только крайних осей. При расчетах на изгиб раму рассматривают как балку на опорах — осях автомобиля.

Преодоление больших неровностей с вывешиванием некоторых колес. Колеса одной оси находятся на горизонтальной поверхности, а одно из колес другой оси поднимают на высоту h, при которой начинается отрыв одного из колес от поверхности дороги. Опорные реакции несимметричны и рама работает на кручение при расчетном моменте:

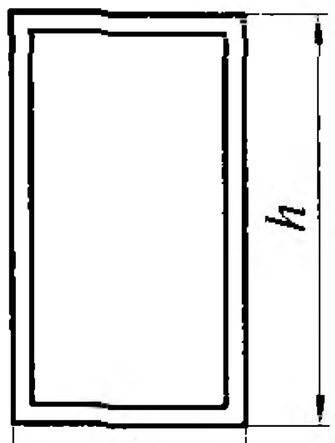
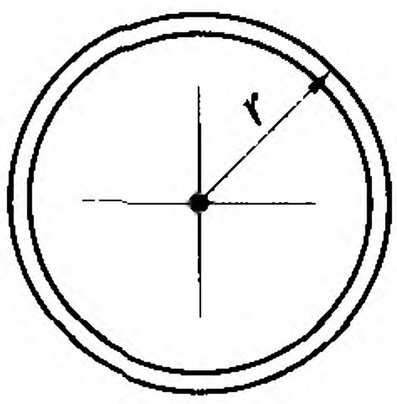
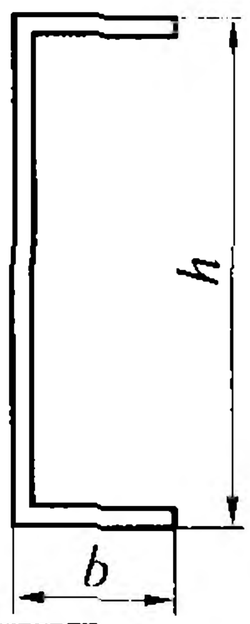
$$M_р = \alpha_{max} c_э, \qquad (11.2)$$

где $\alpha_{max} = h/B$ — максимальный угол скручивания рамы; h — максимальная высота подъема одного из колес (до начала отрыва одного из колес от поверхности дороги); B — колея; $c_э = c_п c_р/(c_п + c_р)$ — эквивалентная угловая жесткость; $c_п$, $c_р$ — угловые жесткости подвески и рамы.

В нормальных условиях углы закручивания рамы обычно составляют около 1° на 1 м длины, при движении вне дорог они могут быть в 2—3 раза больше. Лонжероны и поперечины — это тонкостенные профили, которые при кручении искривляются, становятся неплоскими — депланируют. Кроме касательных напряжений возникают нормальные напряжения стесненного кручения, поэтому расчет рам на кручение обычно базируется на

Таблица 11.1

Сравнение работоспособности различных профилей

Схема профиля	$W_{из}$	$W_{из}$, %	$W_{кр}$	$W_{кр}$, %
$h/b = 2$ 	$\delta h(h + 3b)/3$	53	$2\delta bh$	70
	$\pi\delta r^2$	47	$2\pi\delta r^2$	100
$h/b = 2{,}5$ $h/b = 3{,}5$ 	$\delta h(h + 6b)/6$	100 105	$\delta^2(h + 2b)/3$	3,5 3,5

теории тонкостенных профилей. Существуют и приближенные методы расчета. В табл. 11.1 приведены данные по разным профилям для сравнения их работоспособности на изгиб и кручение. *Эти данные приведены при одинаковой толщине стенок* δ *и площади* поперечного сечения, а значит, при равном весе на единицу длины.

На рис. 11.1 показано распределение нормальных напряжений стесненного кручения швеллерного сечения. Эти напряжения в трех точках имеют нулевое значение. На вертикальной стенке нулевая точка находится в середине высоты, а на горизонтальных полках их положение определяется следующей зависимостью:

$$a_x = 3(b - 0{,}5\delta)^2/(h + 6b + 4\delta).$$

В нулевых точках целесообразно размещать крепежные отверстия. Наибольшие напряжения наблюдаются у краев полок точек

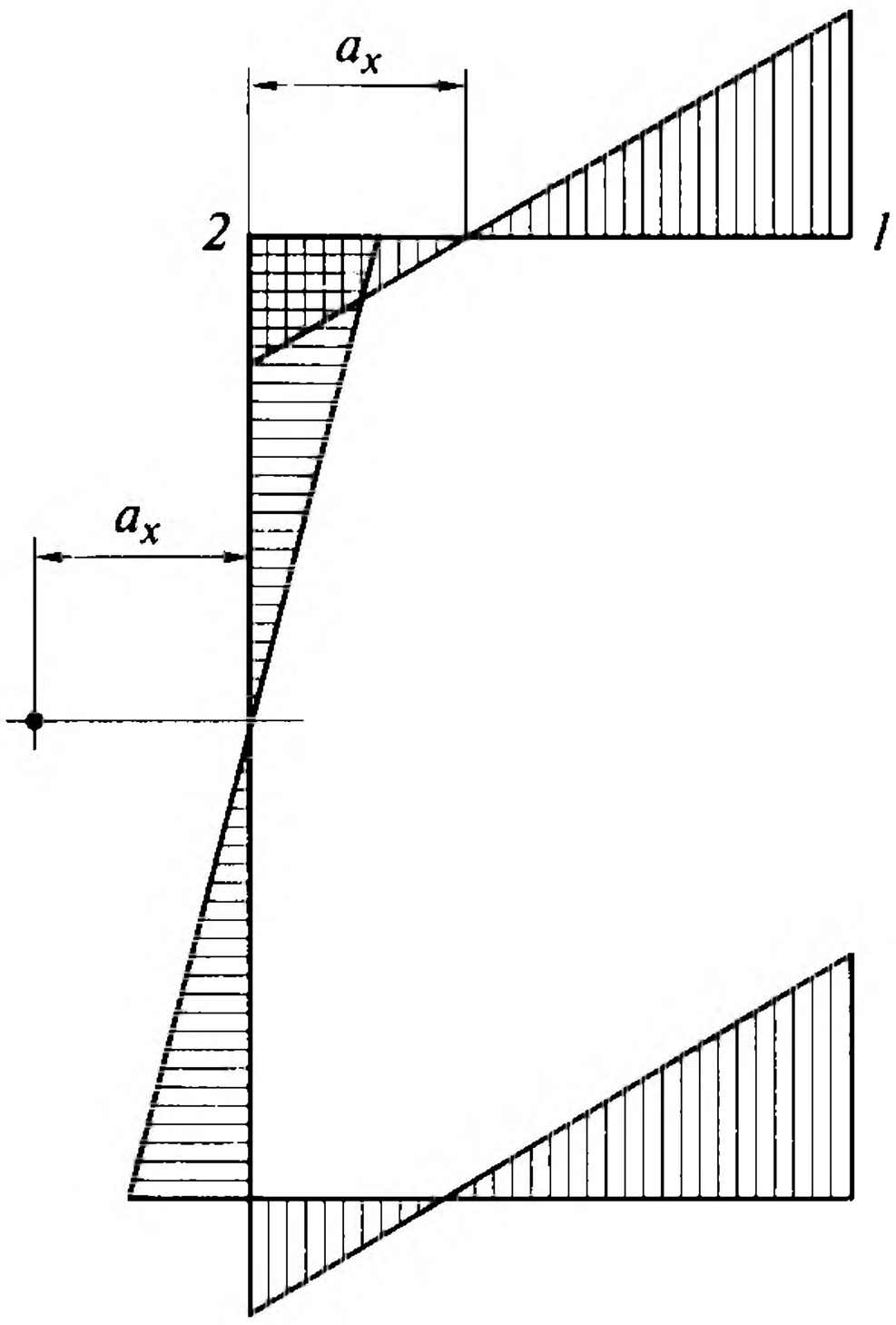


Рис. 11.1. Распределение нормальных напряжений по швеллерному профилю:

1, *2* — крайние точки полок

1 и *2*. В эксплуатации из-за высоких переменных напряжений возникают усталостные повреждения, которые накапливаясь, приводят к поломкам. Эти поломки обычно зарождаются в местах концентрации напряжений. В рамах грузовых автомобилей с обычной грузовой платформой наибольшие напряжения в лонжеронах возникают в зоне третьей поперечины, примерно у переднего борта кузова. У седельных тягачей наибольшие напряжения в лонжеронах возникают в зоне пятой поперечины у кронштейнов подвески. Из поперечин наиболее нагруженной обычно является первая поперечина.

Заклепочные соединения работают при стесненном кручении и горизонтальном изгибе. Независимо от технологии клепки заклепки разрушаются от изгиба. В предельном случае можно рассматривать изгиб стержня заклепки в условиях, когда стенки отверстия не препятствуют деформации изгиба (рис. 11.2) под действием изгибающего момента $M_и = 0{,}5P_0(\delta_1 + \delta_2)$, где P_0 — усилие, создающее момент $M_и$; δ_1, δ_2 — толщины соединяемых деталей. Напряжение изгиба у головки заклепки

$$\sigma_и = 0{,}5M_и/(0{,}1d^3),$$

где d — диаметр заклепки.

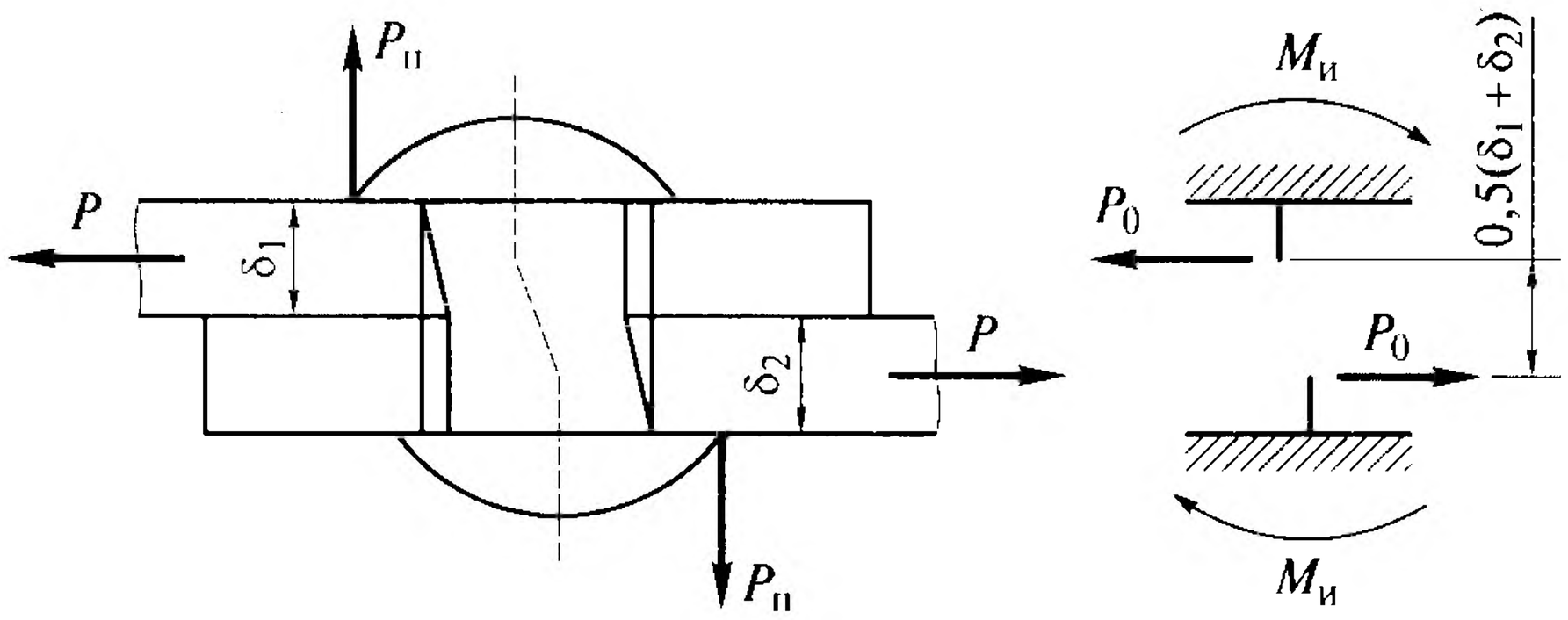


Рис. 11.2. Схема нагружения заклепочного соединения:

P — усилие, создающее напряжение среза; $P_п$ — усилие сжатия соединяемых деталей

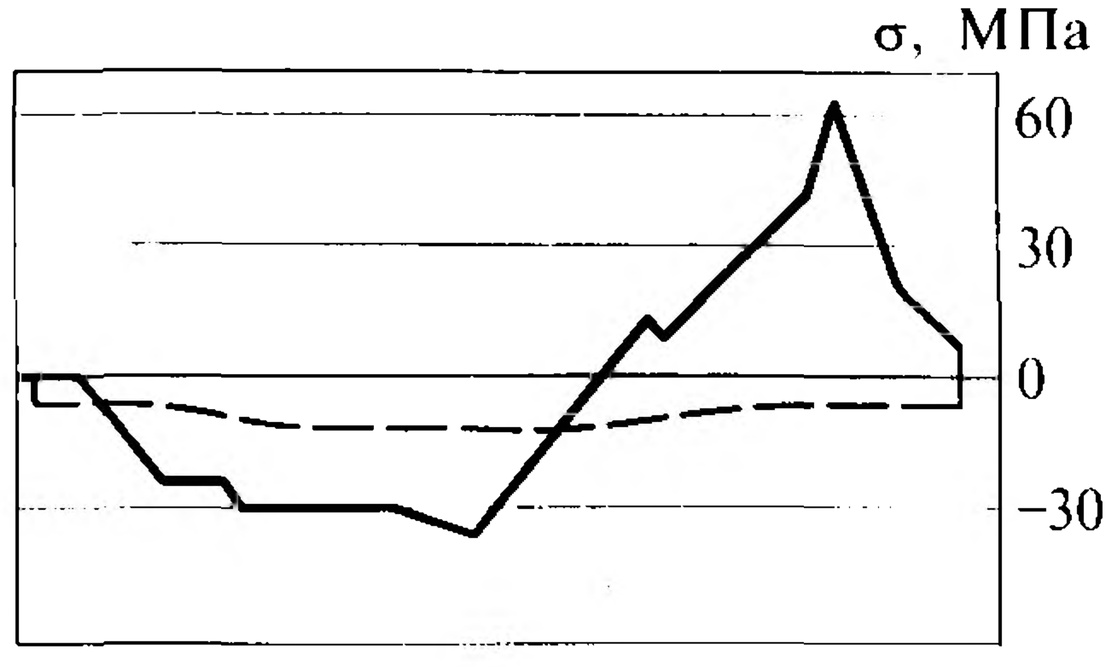


Рис. 11.3. Эпюра напряжений изгиба у лонжерона рамы грузового автомобиля:

---- — конфигурация лонжерона

Напряжение среза (оно почти в 2 раза меньше напряжения изгиба) определяется по формуле

$$\tau = 4P/(\pi d^2).$$

Расчет рамы на изгиб ведется ввиду симметрии изгибающей нагрузки по одному лонжерону как балки, опертой на рессоры. Определяют действующие нагрузки и реакции в опорах, строят эпюру изгибающих моментов $M_и$, вычисляют моменты сопротивления сечений $W_и$ и напряжения изгиба $\sigma_и = M_и/W_и$.

На эпюре напряжений изгиба (рис. 11.3) есть два максимума: в средней части около переднего края кузова и около заднего кронштейна задней рессоры. Эти напряжения имеют разные знаки: в средней части растянута нижняя полка лонжерона, а около задней рессоры растянута верхняя полка.

Расчет рамы на кручение производят, рассматривая ее как плоскую систему, состоящую из стержней, причем криволинейность стержней не учитывают. Жесткость лонжерона при изгибе во много раз больше, чем при кручении. Условно принимают лонжероны прямыми, тогда деформации кручения стержней можно выразить через угол закручивания $\alpha = 2b/L$ (рис. 11.4, *а*).

Разрезав поперечины в плоскости симметрии рамы и приложив в местах разреза внутренние крутящие моменты $M_{кpi}$ и перерезывающие силы Q_i, переходят от статически неопределимой системы (см. рис. 11.4, *а*) к статически определимой системе (рис. 11.4, *б*), которую принимают за расчетную схему. Строят эпюры изгибающих моментов (рис. 11.4, *в*) и бимоментов (рис. 11.4, *г*). По этим двум эпюрам определяют суммарные напряжения σ и строят эпюру этих напряжений (рис. 11.4, *д*):

$$\sigma = M_{кpi}/W_{кpi} + B_i/W_{bi},$$

где $B = -EJ_b d^2\theta/dz^2$ — бимомент; $E = 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа; J_b — секториальный момент инерции; $d^2\theta/dz^2$ — вторая производная угла закручивания по длине стержня; W_b — секториальный момент сопротивления.

Нагрузочные режимы и расчет кузова значительно сложнее, так как несущий кузов, представляет собой сложную оболочковую конструкцию с различными проемами и стойками. До недавнего

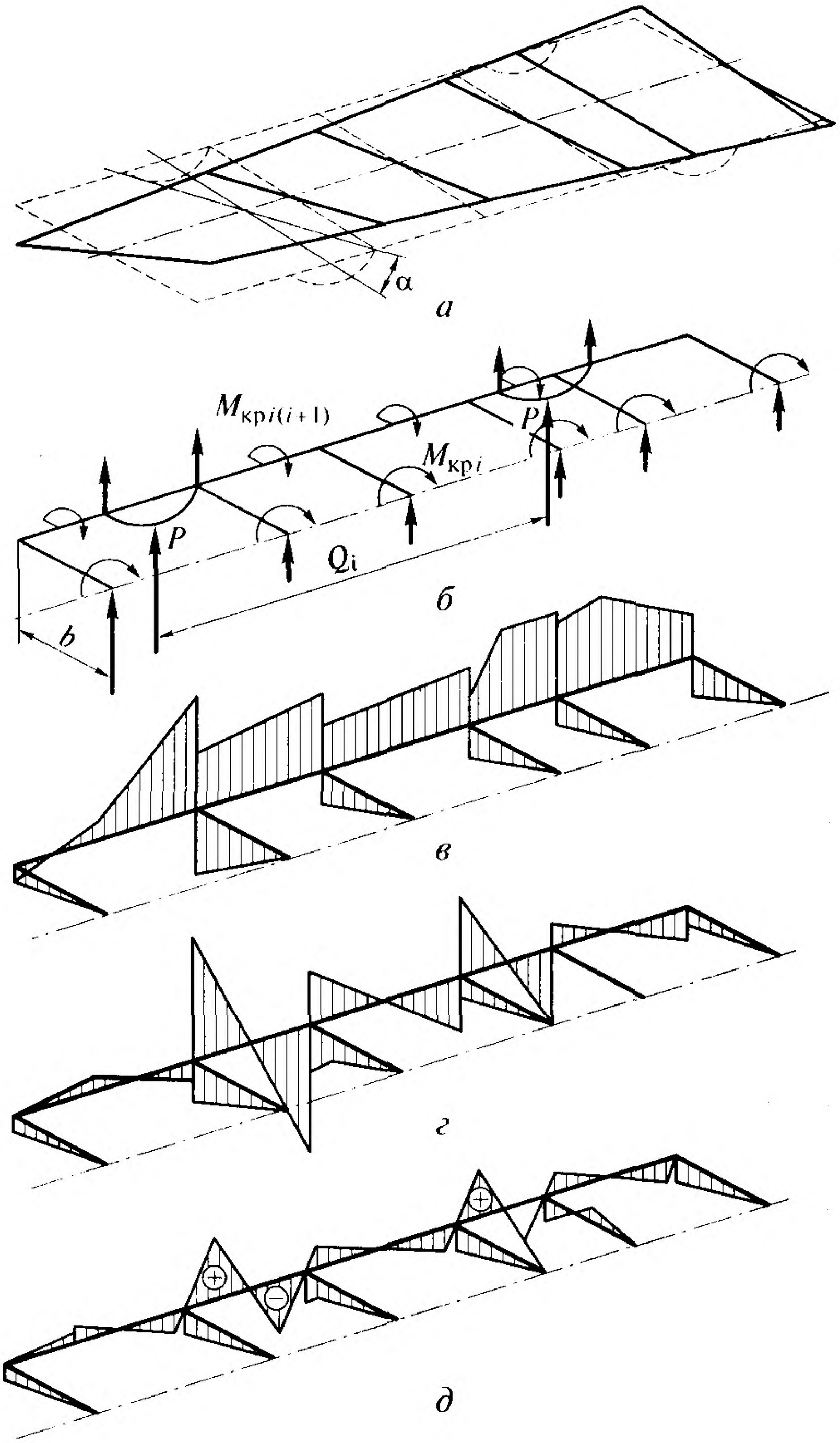


Рис. 11.4. Схемы последовательности расчета рамы на кручение:
а — нагрузочная схема; *б* — расчетная схема; *в* — эпюра изгибающих моментов; *г* — эпюра бимоментов; *д* — эпюра напряжений

времени основным методом оценки прочности кузова легкового автомобиля и автобуса считались стендовые и дорожные испытания на изгиб и кручение с тензометрированием напряжений во множестве точек.

Напряжения в кузове легкового автомобиля при кручении в 2—4 раза выше, чем при изгибе, причем отдельные элементы работают на изгиб, растяжение, сжатие, кручение. Нормальной

считается жесткость при угле закручивания на 1 м длины не более 0°15′.

Деформации и напряжения, действующие в несущем кузове, можно определять различными аналитическими методами:

приближенным — методом потенциальной энергии, используемым при сравнительных расчетах на начальной стадии проектирования кузова;

точным — методом, основанным на теории тонкостенных стержней, применяемым обычно после завершения проектирования кузова;

методом конечных элементов, представляющим практически неограниченные возможности для анализа напряжений и деформаций (вибраций) в кузове, но требующим применения ЭВМ с весьма большим объемом памяти.

Разработаны методы приближенного расчета деформаций или повреждений кузова от удара при аварии (спереди, сзади, сбоку или сверху — опрокидывание).

Метод конечных элементов заключается в том, что реальная конструкция заменяется структурной моделью, состоящей из простейших элементов, таких как стержни, пластины и т.п. с известными упругими свойствами. Расчет осуществляется в несколько этапов. Сначала конструкцию разбивают на простые элементы. Например, выделяют половину кузова по плоскости симметрии и разбивают ее на 200 — 500 элементов (рис. 11.5). Затем определяют координаты узловых точек. На рис. 11.6 в качестве примера показана модель с пятью узловыми точками $1' - 5'$ и семью стержнями

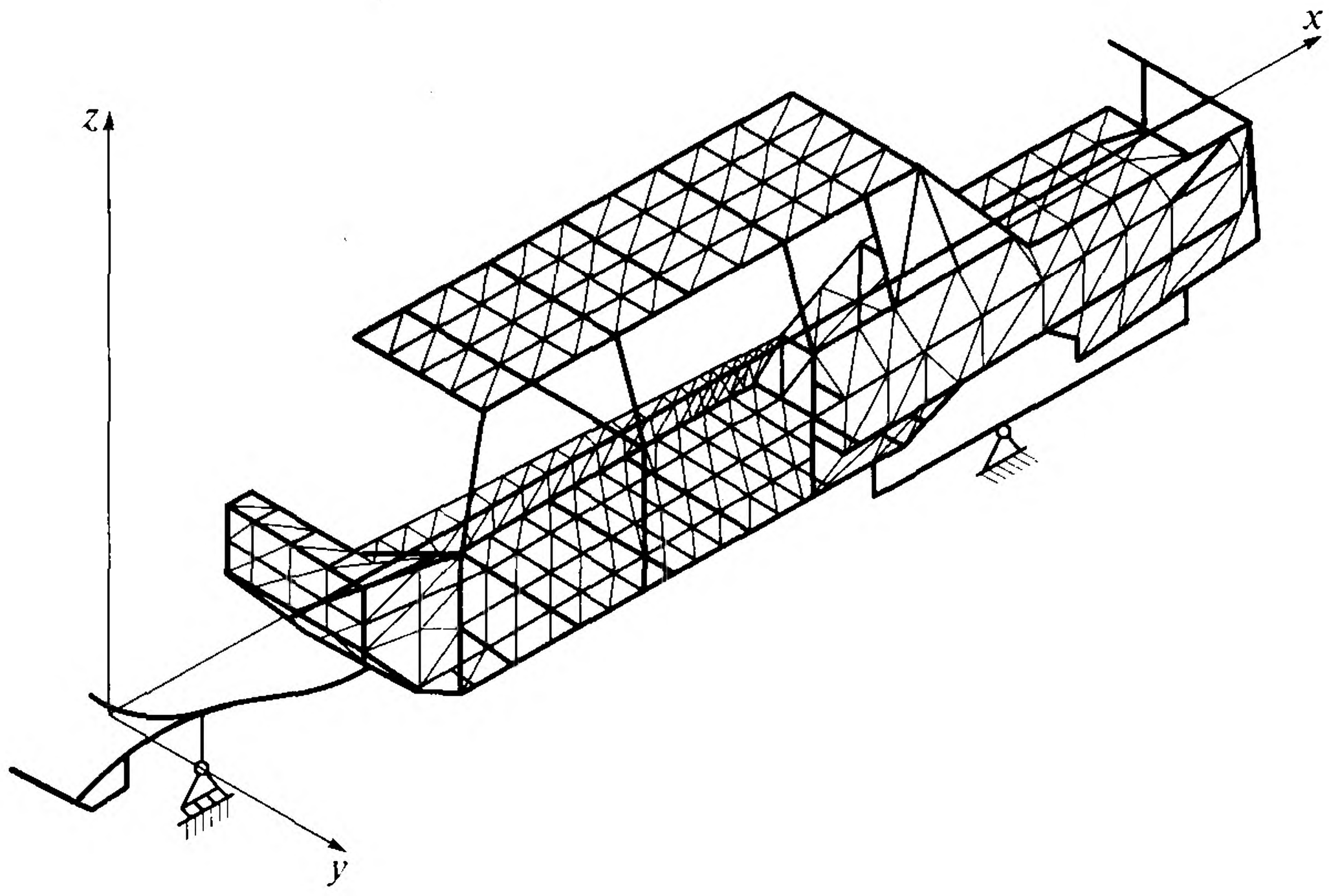


Рис. 11.5. Расчетная модель кузова легкового автомобиля

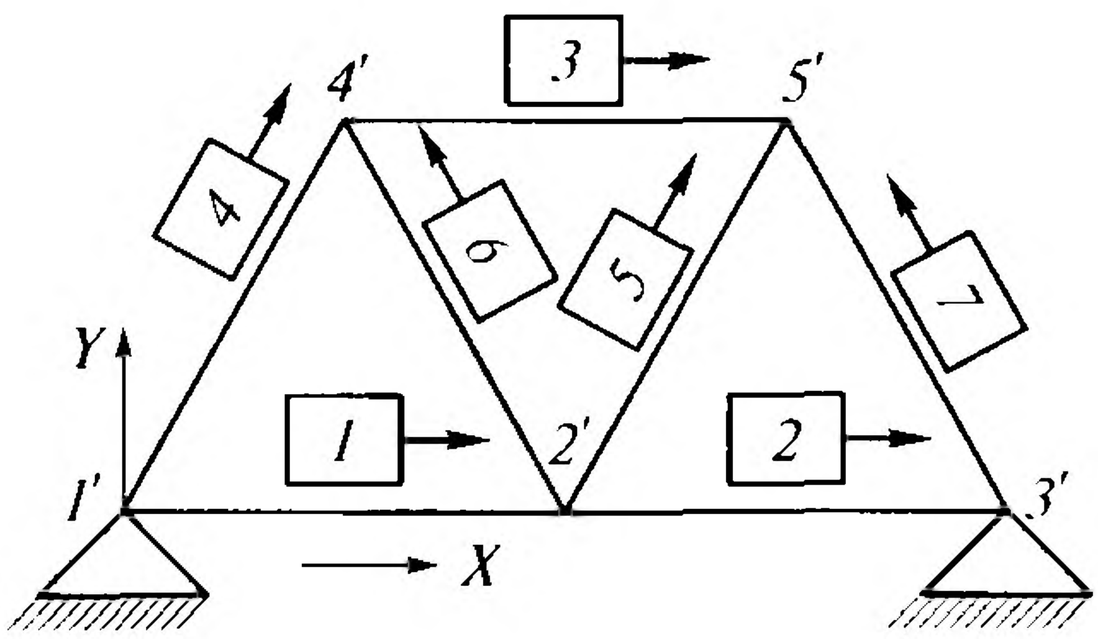


Рис. 11.6. Расчетная схема узлового элемента кузова:
$1'-5'$ — узловые точки; $1-7$ — стержни

(элементами) $1-7$. После этого выполняют расчет на ЭВМ по специально разработанной программе, задавая внешние нагрузки и определяя напряжения в каждом элементе. Обычно структурная модель кузова рассматривается без учета различных мелких элементов (отверстий, гофр, сварки и др.), которые могут оказать заметное влияние на напряженное состояние кузова. Поэтому может возникнуть необходимость в последующей экспериментальной проверке.

Расчет буфера производят следующим образом. Буфер (бампер) с энергопоглощающим элементом — амортизатором уменьшает силу лобового удара при легких столкновениях. Движение автомобиля во время удара можно описать уравнением

$$m_a \ddot{x} = -F(t), \qquad (11.3)$$

где x — перемещение буфера; $F(t)$ — изменение силы амортизации во времени.

Приняв $F(t) = F_0 = \text{const}$, получим из уравнения (11.3)

$$\dot{x} = -F_0 t/m_a + v_0 \text{ и } x = -F_0 t^2/(2m_a) + v_0 t. \qquad (11.4)$$

Кроме того, время удара $t_{уд} = m_a v_0/F_0$ (при $\dot{x} = 0$) и ход амортизатора $x_{max} = m_a v_0^2/(2F_0)$ определяют из уравнения (11.4) при $t = t_{уд}$. Если $x_{max} = 80$ мм и $\ddot{x} = 4g$, тогда получим $v_0 = \sqrt{2x_{max}\ddot{x}} = 2{,}5$ мс$^{-1}$ = = 9 км/ч. Увеличив x_{max} до 320 мм, получим $v_0 = 18$ км/ч.

Таким образом, защитные возможности буфера весьма ограничены.

11.3. Расчеты на работоспособность

Расчетные нагрузки. Определяют нагрузки с учетом коэффициентов динамичности при опоре на колеса крайних осей (расчет на изгиб), при вывешивании одного колеса (расчет на кручение) или при симметричной либо несимметричной нагрузке от удара.

Материалы. Рамы изготовляют из толстолистовой стали 08кп, 20кп или из низколегированных сталей 14Г2, 30Т и др.; кузова —

из тонколистовой стали 08кп, 08Фкп, 08Ю толщиной 0,8... 1,5 мм, иногда с добавкой меди или оцинкованной, а также из алюминиевых или пластмассовых листов.

Расчеты. Рамы и кузова рассчитывают на изгиб и кручение. Кроме того, рассчитывают деформации или повреждения кузова от удара при аварии (спереди, сзади, сбоку, сверху — опрокидывание).

Контрольные вопросы

1. По каким основным признакам классифицируют кузова и рамы?
2. Перечислите требования к кузовам и рамам. Какими конструктивными мероприятиями они обеспечиваются?
3. Каковы особенности расчета рам и кузовов на работоспособность?

ГЛАВА 12

ВИБРАЦИИ И ШУМ В АВТОМОБИЛЕ

12.1. Оценка вибраций и шума

Вибрации — это механические колебания с относительно малыми амплитудами и частотой 17...25 Гц и более. В последнее время все чаще вибрациями называют механические колебания с любой частотой.

Шум — это беспорядочное сочетание звуков различного тона (частоты) и силы (интенсивности), имеющих сплошной спектр в некотором диапазоне частот.

Звук — это механические колебания в упругих средах, субъективно воспринимаемые специальным органом чувств человека и животных.

Уровень вибраций, действующих на водителя и пассажиров, и уровень внутреннего шума в кабине или кузове являются основными показателями комфортабельности автомобиля. Вибрации через утомляемость водителя влияют на активную безопасность автомобиля, ограничивают скорость автомобиля, а значит, и его производительность. Вибрации влияют на исправность агрегатов автомобиля и сохранность перевозимого груза.

Уровень внешнего шума регламентирован Правилом ЕЭК ООН № 51 поправка 2 (в России ГОСТ Р41.51—2004). Уровень внешнего шума является показателем отрицательного влияния автомобиля на окружающую среду.

Вибрации. Влияние на человека вибраций определяется их интенсивностью, спектральным составом, направлением и длительностью воздействия.

Интенсивность вибраций на автомобилях оценивается обычно средним квадратическим значением виброускорения σ (в м/с^2), либо отношением (называемым *уровнем вибраций*) измеренного значения σ к значению $\sigma_0 = 9{,}8$ м/с^2, соответствующему условному нулевому уровню. Это отношение берут под знаком десятичного логарифма.

Единица измерения называется *белом* (Б), а ее десятая часть — *децибелом* (дБ): $L = 20\lg(\sigma/\sigma_0)$ [дБ].

Спектральный состав вибраций представляют значениями σ для среднегеометрических частот f октавных (отношение верхней частоты в полосе к нижней $\omega_в/\omega_н = 2$) или третьоктавных

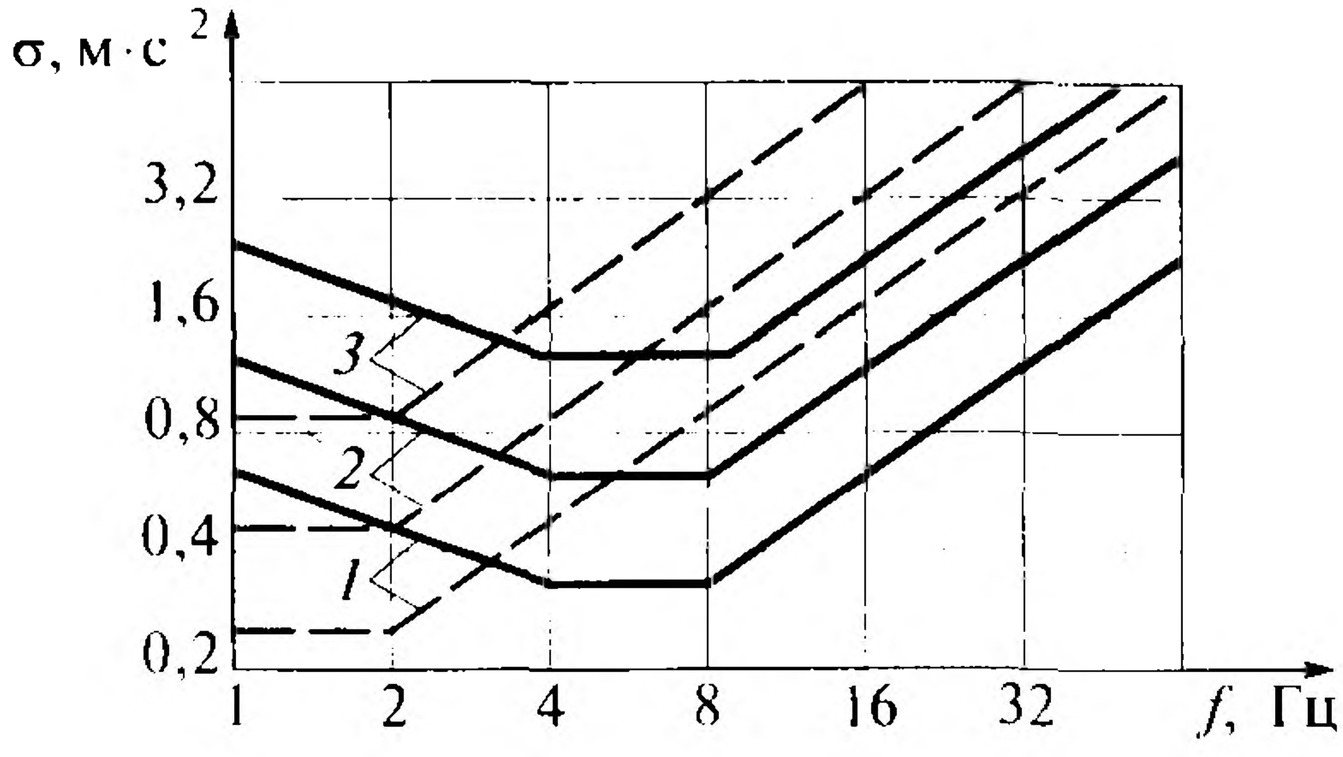


Рис. 12.1. Нормы воздействия вибраций:

1 — при времени воздействия 8 ч; *2* — при времени воздействия 2,5 ч; *3* — при времени воздействия 1 ч; —— — σ_z; - - - - — σ_y

($\omega_в / \omega_н = \sqrt[3]{2}$) полос (в Гц). Оценка воздействия охватывает первые семь октавных полос, причем первые пять полос с f = 1; 2; 4; 8; 16 Гц — это механические колебания и лишь полосы с f = 32; 64 Гц — вибрации в прежнем понимании.

Направления, по которым оценивают вибрации и механические колебания, делят на вертикальное (ось *Z*), горизонтальное продольное (ось *X*) и горизонтальное поперечное (ось *Y*). Обычно измерения выполняют только вдоль осей *Z* и *X*.

Длительность воздействия вибраций для автомобилей принимают равной 8 ч и менее, причем допустимые значения различны для разных октавных полос (рис. 12.1). Кроме того, допустимые значения для уровня безопасности здоровья в 2 раза выше, а для уровня комфорта в 3,15 раз ниже, чем для уровня производительной работы (см. рис. 12.1, где приведены данные для времени воздействия 8; 2,5; 1 ч).

При сравнительной оценке удобно пользоваться эквивалентным среднеквадратическим ускорением $\sigma_э = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (k_i \sigma_i)^2}$, где $k_i \le 1$ — весовой коэффициент чувствительности человека к ускорению в *i*-й полосе; σ_i — среднеквадратическое ускорение в *i*-й полосе; *n* — число октавных полос частот.

Внутренний шум (рис. 12.2) в кабине или кузове складывается из структурного шума, возникающего от вибраций панелей кабины или кузова, создаваемых двигателем, трансмиссией, дорогой, и аэродинамического шума, передаваемого через воздух от источников шума, находящихся вне кабины или кузова. Внешний шум автомобиля складывается из шумов, излучаемых им в окружающую среду.

Влияние шума на человека определяется интенсивностью и спектральным составом.

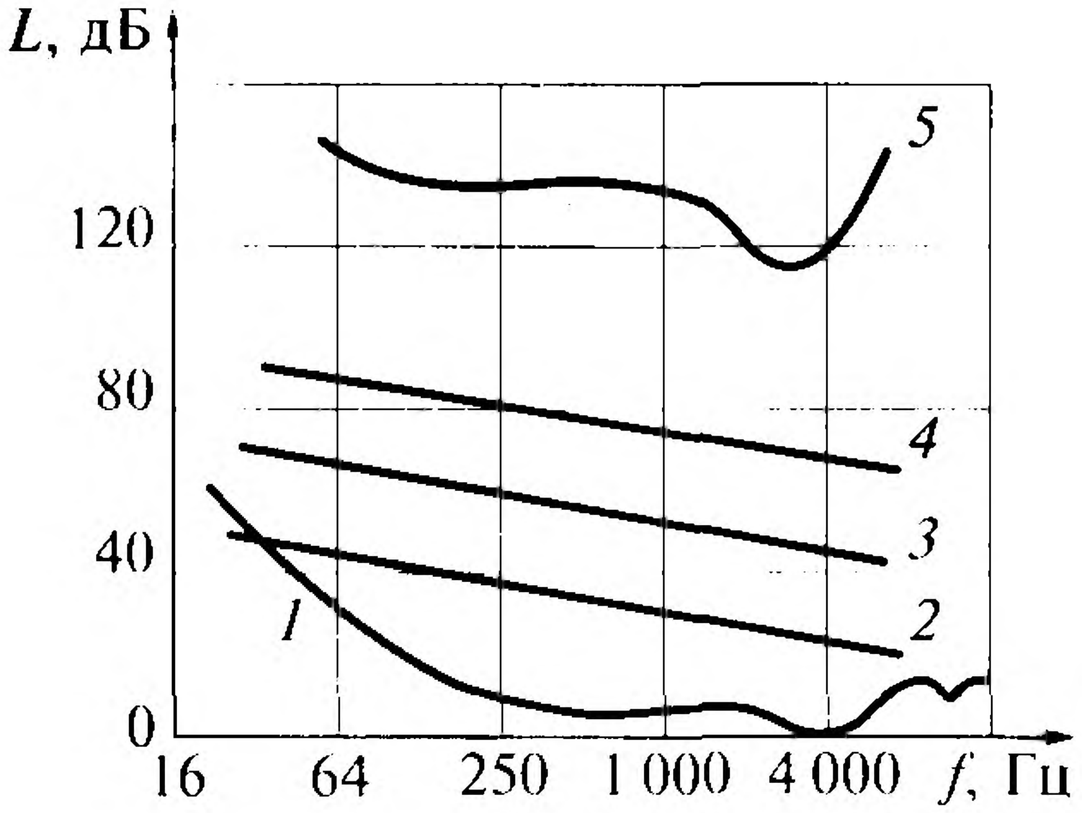


Рис. 12.2. Оценка уровня внутреннего шума:

1 — порог слышимости; *2*, *3*, *4* — высокая, средняя, низкая степени акустического комфорта соответственно; *5* — порог болевого восприятия

Интенсивность шума оценивается уровнем L звука — количеством энергии J, проходящей за единицу времени через единицу поверхности, перпендикулярной к направлению распространения звука, Вт/м^2, или уровнем L звукового давления p в данной точке, Па: $L = 10\lg(J/J_0) = 20\lg(p/p_0)$ |дБ А|, причем $J_0 = 10^{-12}$ Вт/м^2 и $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па — соответствуют порогу слышимости человека. Хотя ухо человека слышит звуки в диапазоне частот 16...20 000 Гц (6—14 октавы), но вредное воздействие оказывают на организм человека и неслышимые инфразвуки.

При сравнительной оценке обычно пользуются уровнем шума, измеренным шумомером, без спектрального анализа. В стандартах

Таблица 12.1

Допустимый уровень внутреннего шума

Категория автомобиля	Допустимый уровень звука, дБ А
Автобусы и автомобили для перевозки пассажиров	
M_1 (кроме вагонной или полукапотной компоновки кузова)	78
M_1 (вагонная или полукапотная компоновка кузова)	80
M_2, M_3 (кроме расположения двигателя впереди или рядом с местом водителя):	
на рабочем месте водителя	78
в пассажирском помещении автобусов классов II и III	80
в пассажирском помещении автобусов класса I	82
M_2, M_3 (с расположением двигателя впереди или рядом с местом водителя) на рабочем месте водителя и в пассажирском помещении	80

Окончание табл. 12.1

Категория автомобиля	Допустимый уровень звука, дБ А
Автомобили для перевозки грузов	
N_1 полной массой до 2 т	80
N_1 полной массой от 2 до 3,5 т	82
N_2, N_3 кроме предназначенных для международных и междугородных перевозок	82
N_2, N_3 для международных и междугородных перевозок	80
Полуприцепы, предназначенные для перевозки пассажиров	80
Троллейбусы	
На рабочем месте водителя	78
В пассажирском помещении	82

приводят его допустимые значения. В России уровень внутреннего шума регламентирует ГОСТ Р 51616—2000 (табл. 12.1).

12.2. Воздействие вибраций и шума в автомобиле, их источники

12.2.1. Воздействие вибраций и шума

Воздействие вибраций на детали автомобиля. Вибрация приводит к усталостному разрушению деталей. Она может возникнуть в одном месте автомобиля, а вибрационные разрушения — в другом. Особенно опасны резонансы. Поэтому особую важность приобретает изучение источников возникновения вибрации и особенностей ее передачи различными частями автомобиля на различных режимах работы.

Кроме того существуют и другие воздействия вибрации на детали автомобиля: ослабление неподвижных соединений, износ и изменение диссипативных свойств сопряженных соединений, соударения и увеличение зазоров в соединениях с зазорами. Вибрационные воздействия, не вызывая разрушений узлов, могут приводить к нарушению их нормального функционирования (нарушение контактных соединений в электрооборудовании, нарушение работы систем автоматического управления и т.д.).

Способность узла не разрушаться при вибрационном воздействии называется *вибропрочностью*, а способность нормально функционировать — *виброустойчивостью*. Цель виброзащиты узлов — повышение их вибропрочности и виброустойчивости.

Усталостное разрушение обычно начинается с появления микротрещин, которые под воздействием циклического нагружения начинают увеличиваться. Ослабляется кристаллическая структура металла. После того, как усталостная трещина достигает критической длины, ее скорость распространения резко возрастает, и наступает усталостное разрушение. Поверхность излома — характерная крупнозернистая, кристаллическая.

Долговечность деталей при усталостном разрушении определяется числом циклов N нагружения до разрушения. Для черных металлов и сплавов кривая усталости в логарифмических координатах σ — N, где σ — напряжение, соответствующее наклонной прямой с резким переходом к горизонтальному участку после миллиона циклов (для цветных металлов и сплавов — кривой линии с медленным уменьшением при увеличении N). Миллион циклов для полуосей автомобиля обычно соответствует 3 тыс. км пробега. За предел выносливости часто принимают напряжение, соответствующее $10 \cdot 10^6$, т.е. 10 млн циклов, для алюминиевых сплавов — $5 \cdot 10^8$ циклов.

Часто материал подвергается не только переменным, но и статическим нагрузкам. При этом опасность усталостного разрушения возрастает, причем в тем большей степени, чем выше статические напряжения.

Воздействие вибраций на водителя и пассажиров. Вибрации не всегда оказывают на человека вредное воздействие. Умеренная вибрация в определенной дозе улучшает питание тканей тела, ускоряет заживление ран, стимулирует трудовую деятельность, но в автомобиле вибрация оказывает вредное воздействие на человека.

Человек воспринимает вибрации вестибулярным аппаратом, глазами, суставами, мышцами, кожей. Восприятие вибраций человеком зависит от частоты: при низких частотах восприятие пропорционально ускорениям, при средних — скоростям, при высоких — частотам. Чем больше амплитуды вибраций, тем неприятнее ощущения.

Чувствительность человека к вибрациям в некоторой степени зависит от положения тела, способа воздействия вибраций на тело, психологических факторов, индивидуальных особенностей, но более всего — от частоты. Считается, что обычно человек ощущает вибрации в диапазоне частот $10^{-1} \ldots 10^5$ Гц. Вредные последствия (головокружение, нарушение зрения, нарушение речи и т.д.) обычно наблюдаются при длительном воздействии вибраций в диапазонах частот $1 \ldots 10^2$ Гц. Наиболее чувствителен человеческий орга-

низм к вертикальным вибрациям в диапазоне частот 4...8 Гц и к горизонтальным — в диапазоне 1...2 Гц (см. рис. 12.1).

Воздействие внутреннего шума на водителя и пассажиров. Шум не всегда оказывает на человека вредное воздействие. Для нормального существования, чтобы не считать себя изолированным от внешнего мира, человеку нужен шум в 20...30 дБ. Однако в салоне автомобиля уровень шума при скорости 50 км/ч может составлять 60...70 дБ и более, при 100 км/ч — 70...80 дБ и более.

Восприятие шума человеком зависит от уровня шума и частоты (см. рис. 12.2), а также от его изменения во времени, психологических и других факторов, индивидуальных особенностей человека. Повышенный шум является причиной ухудшения слышимости, преждевременного утомления и снижения производительности труда. Хотя человеческое ухо слышит звуки в диапазоне частот 16...20 000 Гц, однако на человеческий организм оказывают вредное воздействие и неслышимые инфразвуки. Слабые инфразвуки, действуя на внутреннее ухо, вызывают ощущение морской болезни. Сильные инфразвуки, вызывая вибрацию внутренних органов, могут привести к повреждению их и даже к остановке сердца.

Уровень шума автомобиля обычно оценивают в дБ А, учитывая характер субъективного восприятия громкости звука человеком. При измерении этой величины используют шумомер с соответствующим контуром (коррекцией А, частично срезающей составляющие спектра с частотами менее 500 Гц). По спектру шума, дБ, можно рассчитать уровень шума, дБ А, используя зависимость

$$L_A = 10\lg\left|\sum 10^{(L - \Delta n)/10}\right|,$$

где L — осредненный уровень, дБ, в i-й октавной полосе частот; Δn — корректирующая поправка для этой полосы частот.

Однако в ряде случаев шум в автомобиле с меньшим уровнем шума, дБ А, воспринимается человеком как более неприятный, чем в автомобилях с более высоким уровнем шума. Поэтому часто дополнительно используют другие оценочные параметры. Так, например, используется индекс артикуляции **ИА** $= \sum g\Delta L$, где g — весовой множитель; $0 < \Delta L < 30$ дБ — разность между пиковыми уровнями речи и уровнями помех в соответствующей полосе частот в диапазоне 200...5 000 Гц.

Индекс артикуляции характеризует возможность разговаривать нормальным голосом внутри автомобиля. Экспериментально определен уровень речи на расстоянии 1 м. Принято **ИА** = = 100 %, если шум в автомобиле совсем не мешает пониманию речи, и **ИА** = 0, если он полностью перекрывает разговорную речь. Для современных легковых автомобилей среднего класса при

скорости движения 120 км/ч индекс артикуляции обычно находится в пределах 25...50 %. Разница в уровнях шума в дБ или в дБ А в легковых автомобилях при скорости 100 км/ч часто достигает 25...30 дБ, что указывает на высокую долю инфразвука в общем спектре шума.

12.2.2. Источники вибраций

Вынуждающие силы, вызывающие колебания (вибрацию) отдельных частей автомобиля, различаются по природе, характеру действия и направлению. По характеру они могут быть единичные и непрерывно действующие, а по природе возникновения — внутренние и внешние.

К **внешним источникам вибрации** относятся:

дорожные неровности;

воздействия, вызванные водителем через органы управления: при трогании с места, переключении передач, при «броске» педали сцепления, торможении стояночной тормозной системой и др.

К **внутренним источникам вибрации** относятся:

неравномерность работы двигателя, которая зависит от особенностей его конструкции и рабочего процесса;

конструктивно-технологические особенности узлов и деталей трансмиссии, вызывающие неравномерность вращения зубчатых колес, карданной передачи, колес автомобиля и других вращающихся масс.

Основными источниками вибрации в автомобиле являются дорожные неровности и двигатель.

При движении автомобиля по дорогам его кузов испытывает вертикальные и горизонтальные колебания. Эти колебания, кроме того, приводят к изменениям некоторых параметров: к изменениям радиусов качения и площади контакта шин с дорогой, а также к изменению положения ведущего моста относительно кузова. В свою очередь, эти изменения вызывают возникновение новых колебаний, а именно изменения площади контакта шин ведущих колес с дорогой, вследствие различной тангенциальной жесткости шин, приводят к параметрическим колебаниям; изменения положения ведущего моста относительно кузова приводят к возникновению знакопеременных изменений крутящего момента со значительными амплитудами.

Колебания от работы двигателя, в основном крутильные и изгибные, вызваны следующими основными причинами: непостоянством крутящего момента двигателя и неуравновешенностью сил инерции движущихся масс кривошипно-шатунного механизма. Суммарные силовые воздействия этих факторов могут быть

весьма существенными. Двигатель является также источником значительных вертикальных вибраций.

Приблизительные диапазоны частот собственных колебаний отдельных частей автомобиля следующие, Гц: пассажир на сиденье — 1...5, двигатель на опорах, а также неподрессоренные массы — 5...20, кузов — 10...50, рессоры и шины — 20...200, вибрации из-за работы двигателя, а также карданная передача — 10...200. Существенное усиление вибраций наблюдается при совпадении частот собственных колебаний нескольких отдельных частей автомобиля. Отметим особенности вибрации отдельных частей автомобиля.

Силовой агрегат. Поршневой двигатель является мощным источником вибрации, особенно при малой скорости движения и высокой частоте вращения коленчатого вала. Обычно двухтактный бензиновый двигатель имеет более высокий уровень вибрации, чем четырехтактный, но все же намного меньший, чем дизель. Большое влияние имеет число и расположение цилиндров. Так, наименьшей виброактивностью обладают двигатели Р6 (шесть цилиндров, расположенных в ряд) и V8-90°, наибольшей — с неуравновешенными силами инерции первого (двигатели Р2) и второго (двигатели Р4 и V4-90°) порядка и моментами сил инерции первого (двигатели Р5) и второго (двигатели Р5 и V6-90°) порядков. Применение уравновешивающих механизмов (как на двигателе Р2 автомобиля «Ока») существенно снижает виброактивность и шум неуравновешенных двигателей. Все возмущающие факторы двигателя проявляются в диапазоне частот до 500 Гц, а наиболее интенсивные — в диапазоне 8...10 Гц, что близко к собственной частоте вертикальных колебаний силового агрегата и передних неподрессоренных масс автомобиля.

Частоты собственных изгибных колебаний силового агрегата увеличиваются с уменьшением его длины, поэтому, например, нецелесообразны удлинители коробок передач. Поперечное расположение двигателя переднеприводных автомобилей определяет компактность силового агрегата, благодаря чему частоты его собственных изгибных колебаний сдвигаются за рекомендуемое значение 200 Гц. Однако это не исключает возможности возникновения опасных вибрационных резонансов в переднеприводных автомобилях.

Трансмиссия. Для трансмиссии автомобиля характерны интенсивные колебания с несколькими резонансными режимами, которые передаются на подвеску и кузов. Так, для одной модели легкового автомобиля с задними ведущими колесами было обнаружено в диапазоне частот до 800 Гц 14 резонансных форм. Для снижения вибраций при этих резонансах применяют отстройку по собственным частотам. В настоящее время все автомобили имеют демпфер крутильных колебаний, установленный в ведомом

диске сцепления. Кроме того, многие легковые автомобили имеют упругую муфту в карданной передаче, а иногда еще и в ведущем мосту или в концах полуосей. Значительно снижаются крутильные колебания при использовании гидротрансформатора.

Не менее опасны в трансмиссии изгибные и изгибно-крутильные колебания, которые в диапазоне частот до 1000 Гц имеют несколько резонансных форм. Для их снижения применяют изменение собственных частот силового агрегата, более жесткие картеры и их стыки, снижение изгибной жесткости соединения маховика с коленчатым валом и т.д.

Подвеска. На низких частотах (до 20 Гц) через подвеску передаются колебания, соответствующие частотам собственных колебаний подрессоренных (1...2 Гц) и неподрессоренных (6...12 Гц) масс. На высоких частотах амортизатор и упругие элементы ведут себя иначе, чем на низких, и не выполняют своих функций. Вибрационные характеристики подвески и шины должны быть согласованы. Часто для их улучшения применяют установку резиновых виброизоляторов между деталями подвески и кузовом, но это может привести и к увеличению передаваемой через подвеску вибрации.

Шины. В шине в основном наблюдается два вида колебаний: средней частоты, когда шина ведет себя как масса на пружине, и высокой частоты, когда шину приходится рассматривать как систему с распределенными параметрами, так как распределенные вдоль окружности колебания протектора и боковин шины определяют колебания оси колеса. При этом обычно радиальные шины имеют меньшую (60...100 Гц) первую собственную частоту колебаний по сравнению с диагональными (130...200 Гц) шинами. Радиальные шины вызывают заметное увеличение вибраций и внутреннего шума в диапазоне частот 60...100 Гц. Тем не менее создаются радиальные шины, не уступающие по вибрационным характеристикам лучшим диагональным шинам.

На высоких скоростях движения вибрация и шум шин могут существенно увеличиться из-за их дисбаланса. Так, увеличение дисбаланса шин легкового автомобиля до 0,1 Н·м приводит к увеличению уровня их шума при 100 км/ч на 2 дБ. На шину действуют также боковые колебания, а на управляемые колеса также «шимми» (колебания относительно вертикальной оси) и «трамплинг» (колебания относительно продольной оси автомобиля).

Кузов. Имеются различия в формах колебания для разных кузовов легковых автомобилей (открытые или закрытые, седан, купе, универсал и т.д.). Однако обычно можно выделить пять форм колебаний:

колебание жесткого кузова относительно подвески (5...10 Гц);

вынужденное колебание жесткого кузова, вызванное вибрацией двигателя (11...17 Гц);

изгибные и крутильные колебания кузова в целом (25...40 Гц);
кольцевая форма колебания пассажирского салона и изгибные колебания карданного вала (50...150 Гц);
звуковой резонанс, возникающий в пассажирском салоне (90 или 150 Гц).

Кроме того, отдельные панели кузова имеют большое число частот собственных колебаний в диапазоне 50...200 Гц и выше.

Тормозные механизмы. В дисковых и особенно в барабанных тормозных механизмах при определенных давлениях в тормозной системе могут возникать высокочастотные (1 000...4 000 Гц) вибрации, которые можно устранить установкой виброгасителя около механизма разжима колодок и другими мероприятиями.

12.2.3. Источники шума

Источники шума в автомобиле по типу среды, в которой возникает шум, можно разделить на следующие:

механические:

вибрация корпуса двигателя, компрессора;
вибрация и трение в трансмиссии;
ременная передача (привод вентилятора двигателя);
высокочастотные вибрации кузова автомобиля при высокочастотном воздействии дороги;

гидромеханические:

пульсация давления и трение в насосах, гидромоторах;
пульсация давления в передающих элементах гидросистемы; завихрения, удары потока жидкости, пульсация давления в гидромуфтах и гидротрансформаторах;

аэродинамические:

выхлоп двигателя, компрессора;
всасывание воздуха двигателем и компрессором;
вентилятор двигателя;
выпуск газа из ресивера пневматического привода тормозной системы;
обтекание встречным потоком воздуха кузова автомобиля.

Для анализа источников шума в автомобиле удобно выделение следующих частей:

двигатель, а также некоторые части его систем (насосы, генератор, вентилятор и т.д.), всасывающие воздух и удаляющие отработавшие газы устройства;
трансмиссия (зубчатые колеса, карданные передачи);
колеса, шины;
воздушный поток вокруг кузова;
система вентиляции кузова;
тормозные механизмы.

Основным источником внутреннего шума в автомобиле является поршневой двигатель.

Процесс шумообразования в поршневых двигателях имеет сложный характер. Уровень звукового давления в цилиндре двигателя в такте рабочий ход превышает 220 дБ и часть энергии рассеивается в окружающей среде. Кроме механических, возникают и аэродинамические шумы (всасывание воздуха, выпуск отработавших газов, работа вентилятора). К источникам механических шумов двигателя можно отнести: взаимодействие поршня с цилиндром, вибрации в подшипниках коленчатого вала, вибрации головки блока и стуки клапанного механизма, вибрации стенок гильз цилиндров, взаимодействие шестерен топливного и масляного насосов, а также привода газораспределительного механизма. Вибрация двигателя в основном является источником механического шума, частота которого находится обычно в диапазоне 1 000...2 000 Гц.

Шум гидромеханических источников в автомобиле относится к малоинтенсивным шумам.

Звук доходит до людей, находящихся в автомобиле, разными путями: через отдельные части автомобиля либо по воздушной среде. Поэтому анализ передачи внутреннего шума основывается на схеме его образования в автомобиле, на которой отмечают источники — генераторы шума, их относят к активным элементам, и пассивные элементы, передающие шум, а также функциональные связи между ними.

12.3. Пути снижения вибраций и внутреннего шума

12.3.1. Пути снижения вибраций

Снижение виброактивности источника. Обычно возмущающие факторы делят на две группы.

К первой относят физико-химические процессы, происходящие в источнике: процессы горения в двигателях, пульсацию жидкости или газа в трубопроводах, трение в кинематических парах. Снижение виброактивности этой группы связано с изменением параметров процессов.

Ко второй группе относят движение тел в источнике вибрации. Снижение виброактивности заключается в уменьшении динамических реакций с помощью уравновешивания (статическая и динамическая балансировка, применение противовесов и разгружавших устройств и т. п.).

Изменение конструкции автомобиля или его частей. Сюда относят два способа. Первый состоит в устранении резонансов. Второй способ заключается в увеличении демпфирования в звеньях, иногда введением специальных демпферов.

Динамическое гашение колебаний. Этот способ состоит в присоединении к системе дополнительных устройств, формирующих дополнительные силовые воздействия. Различают инерционные гасители, поглотители колебаний, динамические гасители с трением.

Виброизоляция. Она направлена на ослабление связей между источником вибрации и объектом виброзащиты. Однако этому обычно сопутствуют некоторые нежелательные явления, например, увеличение амплитуд относительных колебаний при низкочастотных воздействиях и при ударах. Поэтому применение виброизоляции часто связано с нахождением компромиссного решения.

12.3.2. Пути снижения внутреннего шума

Все методы и средства снижения шума делят на две группы. Первая — это использование виброизоляции и вибропоглощения, звукоизоляции и звукопоглощения; вторая — это организация рабочих процессов с минимальными вибро- и звукоизлучениями. Применяют и деление по месту снижения шума.

Снижение шума в источнике обеспечивается прежде всего снижением виброактивности источника, а также рядом специальных мер, например, уменьшением технологических допусков на изготовление и сборку узлов, уменьшением зазоров, в частности, между втулкой и клапаном, поршнем и гильзой цилиндров двигателя, применением материалов с малым звукоизлучением или с повышенным внутренним трением (хромистая сталь, марганцево-медные сплавы и т. п.), покрытий с высоким вибро- и звукопоглощением.

Необходимо повышать жесткость картеров без увеличения их массы, избегать больших плоских наружных участков. Большие возможности по снижению шума имеются в разработках малошумных процессов смесеобразования и горения в цилиндрах двигателей за счет специальных форм камер сгорания и т. п. При уменьшении частоты вращения в 2 раза октавный уровень звуковой мощности снижается на 9...11 дБ.

Снижение шума по пути его распространения связано со снижением вибрации, если распространение идет через твердые тела. Однако применяют и такие методы, как экранирование или капотирование источника шума (капотирование двигателя снижает излучаемую часть шума на 10...15 дБ, но повышает стоимость двигателя на 50...70 % и ухудшает топливную экономичность на 3...5 %), увеличение расстояния от источника до водителя. Широко применяются глушители на впуске и выпуске двигателя, звукоизоляционные и звукопоглощающие материалы.

Снижение шума непосредственно в кузове или кабине достигается в основном звукопоглощением и звукоизоляцией, включая

ликвидацию акустических окон. Например, по данным фирмы «Форд», через отверстие, составляющее 6 % от общей площади моторного щита, в салон проходит до 90 % звуковой энергии от двигателя.

Уровень шума в легковом автомобиле определяется в значительной степени среднечастотными (200...300 Гц) составляющими спектра. Их формирование определяют вибрации панелей, окружающих салон, и резонансные колебания объема воздуха в салоне.

Проблема снижения внутреннего шума возникла с появлением автомобиля. Однако долгое время ей не уделяли должного внимания. Систематическая деятельность по снижению внутреннего шума началась в 1950—60-х гг. Уровень внутреннего шума становится одним из основных показателей качества автомобиля. Благодаря комплексу мероприятий, направленных на акустическое совершенствование автомобилей, шум в кузовах легковых автомобилей с 1970 по 1985 г. снизился в среднем на 4...7 дБ и с 1985 по 2000 г. — на 2...5 дБ. В значительной степени уровень внутреннего шума зависит от типа двигателя. Обычно средний уровень внутреннего шума у автомобилей с четырехцилиндровыми двигателями на 3 дБ А выше, чем у автомобилей с шестицилиндровыми двигателями.

Внутренний шум легковых автомобилей, имеющих большой рабочий объем двигателя, при движении с постоянной скоростью порядка 100 км/ч за последние 15—20 лет приблизился к 60 дБ А и нередко находится ниже этого уровня. Проблема для этих автомобилей состоит не столько в дальнейшем уменьшении уровня звука, сколько в совершенствовании частотной характеристики спектра внутреннего шума с целью сделать ее приятной для слуха. Тем не менее применение двигателей с большим рабочим объемом не дает гарантированного низкого уровня внутреннего шума. Больший внутренний шум обычно имеют автомобили с высокофорсированными двигателями и малой снаряженной массой.

Иначе обстоит дело с автомобилями, имеющими малый рабочий объем двигателя. У автомобилей особо малого класса часто не наблюдается устойчивое уменьшение внутреннего шума при переходе на новую модель. Разница между уровнями внутреннего шума автомобилей особо малого и большого класса часто составляет 12...15 дБ А и более. Проблема снижения внутреннего шума для легковых автомобилей особо малого класса является особенно актуальной.

На одном из первых мест по количеству и качеству автомобилей особо малого класса стоит Япония. В Японии накоплен значительный опыт по снижению внутреннего шума в легковых автомобилях особо малого класса. Так например, для легковых авто-

мобилей с рабочим объемом двигателя менее 0,85 л эффективным средством снижения вибрации и шума является снижение частоты вращения вала двигателя, в большинстве случаев двухцилиндрового четырехтактного. Снижение частоты вращения с 8 000 до 6 000 мин$^{-1}$ обеспечивает уменьшение внутреннего шума на 3...5 дБ А при движении со скоростью 60... 100 км/ч. Для двухцилиндровых двигателей применение балансировочных устройств обеспечиваст снижение внутреннего шума в автомобилях особо малого класса на 1...3 дБ А.

Особенности уменьшения внутреннего шума в легковых автомобилях особо малого класса зависят от компоновочной схемы. В автомобилях с передним расположением двигателя и передними ведущими колесами основные источники шума локализованы в передней части автомобиля. Особое значение приобретает уменьшение вибрации двигателя за счет применения специальных монтажных опор. Необходимо также уменьшить передачу вибрации на отдельные системы, закрепленные на кузове автомобиля. Большое значение имеет обеспечение хорошей звукоизоляции в зоне щитка приборов.

Автомобили с задним расположением двигателя и приводом на задние колеса имеют укороченную систему выпуска отработавших газов, уровень вибрации которой меньше по сравнению с обычной. Однако для таких автомобилей необходима эффективная звукоизоляция в зоне заднего сиденья.

У автомобилей с передним расположением двигателя и приводом на задние колеса для снижения вибраций и уровня внутреннего шума часто используют заднюю подвеску с реактивными штангами.

Контрольные вопросы

1. Какими параметрами оцениваются вибрации и шум?
2. В чем особенности воздействия вибраций на детали автомобиля?
3. В чем особенности воздействия вибраций и внутреннего шума на водителя и пассажиров?
4. Перечислите источники вибраций в автомобиле. Какое участие в формировании вибраций принимают силовой агрегат, трансмиссия и другие части автомобиля?
5. Перечислите источники внутреннего шума в автомобиле.
6. Перечислите пути снижения вибраций и внутреннего шума в автомобиле.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Развитие теории рабочих процессов позволяет создать правильное, более точное представление о том, что происходит в механизмах и системах при их работе, уточнить кинематические и силовые связи, вскрыть возможности их изменения в новых, более эффективных направлениях, позволяющих существенно улучшить их выходные характеристики. А это должно позволить улучшить свойства автомобиля, проявляющиеся при его движении.

Особое значение имеет дальнейшее развитие методов расчета динамических и переходных процессов, разработка описаний этих процессов, приемлемых для обучения студентов. В этом направлении предстоит еще многое сделать.

Наконец, дальнейшее развитие должны получить методы расчета деталей на работоспособность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили : Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / под ред. А. И. Гришкевича. — Минск : Вышейш. шк., 1987.

2. Автомобиль : Основы конструкции /Н. Н. Вишняков, В. К. Вахламов, А. Н. Нарбут и др. — 2-е изд. — М. : Машиностроение, 1986.

3. *Гируцкий О. И.* Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. — М. : Транспорт, 2000.

4. Долговечность деталей шасси автомобиля/ В. С. Лукинский, Г. Ю. Котиков, Е. И. Зайцев и др. ; под общ. ред. В. С. Лукинского. — Л. : Машиностроение, 1984.

5. Конструкция автомобиля. Шасси : учебник / под ред. А. Л. Карунина. — М. : Изд-во МГТУ «МАМИ», 2000.

6. Краткий автомобильный справочник НИИАТ : в 3 т. — М. : НПСТ «Трансконсалтинг», 2002.

7. *Лукин П. П.* Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. — М. : Машиностроение, 1984.

8. *Нагайцев М. В.* Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей / М. В. Нагайцев, С. А. Харитонов, Е. Г. Юдин. — М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001.

9. *Нарбут А. Н.* Автомобили : основные термины : толковый словарь : более 4 000 терминов / А. Н. Нарбут, Ю. И. Егоров. — М. : Астрель : АСТ, 2002.

10. *Нарбут А. Н.* Вибрация в автомобиле / А. Н. Нарбут. — М. : Изд-во МАДИ, 1988.

11. *Нарбут А. Н.* Гидромеханические передачи автомобилей : в 3 ч. / А. Н. Нарбут. — 2-е изд. — М. : Изд-во МАДИ, 1997—1999.

12. *Нарбут А. Н.* Рабочие процессы и расчет механизмов и систем автомобиля / А. Н. Нарбут. — 3-е изд. — М. : Изд-во МАДИ (ГТУ), 2002.

13. *Осепчугов В. В.* Автомобиль : Анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. — М. : Машиностроение, 1989.

14. Прочность и долговечность автомобиля/ Б. В. Гольд, Е. П. Оболенский и др. ; под ред. Б. В. Гольда. — М. : Машиностроение, 1974.

15. Строительная механика автомобиля и трактора / В. П. Агапов, С. С. Гаврюшин, А. Л. Карунин, Н. А. Крамской. — М. : Изд-во МГТУ «МАМИ», 2002.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 4

Глава 1. Сцепление 7
1.1. Классификация сцеплений 7
1.2. Требования к сцеплениям 8
1.3. Рабочий процесс фрикционного дискового сцепления 12
1.3.1. Включенное состояние сцепления 13
1.3.2. Выключенное состояние сцепления 17
1.3.3. Включение сцепления 19
1.3.4. Выключение сцепления 27
1.4. Рабочий процесс комбинированного сцепления (фрикционного с гидродинамической передачей) 29
1.5. Автоматизация управления сцеплением 31
1.6. Расчеты на работоспособность 32

Глава 2. Коробка передач 36
2.1. Классификация коробок передач 36
2.2. Требования к коробкам передач 37
2.3. Рабочий процесс механической ступенчатой коробки передач (с зубчатым механизмом с неподвижными осями зубчатых колес) 40
2.3.1. Включенное состояние коробки передач 41
2.3.2. Включение передач 45
2.4. Автоматизация механических ступенчатых коробок передач 52
2.5. Особенности рабочего процесса планетарной коробки передач 54
2.6. Дополнительные коробки передач 60
2.7. Расчеты на работоспособность 62

Глава 3. Бесступенчатые и комбинированные передачи 66
3.1. Классификация бесступенчатых и комбинированных передач 66
3.2. Фрикционные передачи 68
3.3. Гидрообъемные (гидростатические) передачи 73
3.4. Электрические передачи 76
3.5. Гидродинамические передачи 80
3.5.1. Рабочий процесс гидротрансформатора 80
3.5.2. Установившиеся режимы работы 81
3.5.3. Неустановившиеся режимы работы 85
3.5.4. Гидромеханические коробки передач 88

Глава 4. Главная передача 99

4.1. Классификация главных передач и требования к ним 99
4.2. Рабочий процесс главных передач 100
4.3. Раздаточные коробки 105
4.4. Расчеты на работоспособность 107

Глава 5. Дифференциал 109

5.1. Классификация дифференциалов и требования к ним 109
5.2. Рабочий процесс дифференциала 110
5.2.1. Коэффициент блокировки и КПД 110
5.2.2. Дифференциалы других схем 115
5.2.3. Влияние дифференциала на эксплуатационные свойства автомобилей 120
5.3. Расчеты на работоспособность 121

Глава 6. Карданная передача 123

6.1. Классификация карданных передач и требования к ним 123
6.2. Рабочий процесс карданных передач 125
6.2.1. Карданные шарниры 125
6.2.2. Вибрации карданных передач 130
6.3. Полуоси 135
6.4. Расчеты на работоспособность 137

Глава 7. Рулевое управление 143

7.1. Классификация рулевых управлений и требования к ним 143
7.2. Рабочий процесс рулевого управления с управляемыми колесами 146
7.2.1. Основные параметры рабочего процесса 146
7.2.2. Рулевой привод 147
7.2.3. Рулевые механизмы 151
7.3. Усилители рулевого управления 156
7.4. Расчеты на работоспособность 163

Глава 8. Тормозное управление 167

8.1. Классификация тормозного управления и требования к нему 167
8.2. Рабочий процесс тормозных механизмов 170
8.2.1. Барабанные колодочные тормозные механизмы 170
8.2.2. Дисковые тормозные механизмы 172
8.2.3. Гидродинамические тормозные механизмы 173
8.2.4. Сравнительный анализ механических тормозных механизмов 175
8.2.5. Расчет тормозных механизмов на нагрев 177
8.3. Тормозные приводы 178
8.4. Регулятор тормозных сил 189
8.5. Антиблокировочная система 195
8.6. Расчеты на работоспособность 198

Глава 9. Подвеска 199

9.1. Классификация подвесок и требования к ним 199

9.2. Рабочий процесс подвески 201
9.2.1. Направляющее устройство подвески 201
9.2.2. Упругое устройство подвески 208
9.2.3. Гасящее устройство подвески 212
9.2.4. Управляемые подвески 214
9.3. Расчеты на работоспособность 215

Глава 10. Колеса и шины 223

Глава 11. Кузов и рама 226

11.1. Классификация кузовов и рам, требования к ним 226
11.2. Основы расчета кузовов и рам 228
11.3. Расчеты на работоспособность 234

Глава 12. Вибрации и шум в автомобиле 236

12.1. Оценка вибраций и шума. 236
12.2. Воздействие вибраций и шума в автомобиле, их источники 239
12.2.1. Воздействие вибраций и шума 239
12.2.2. Источники вибраций 242
12.2.3. Источники шума 245
12.3. Пути снижения вибраций и внутреннего шума 246
12.3.1. Пути снижения вибраций 246
12.3.2. Пути снижения внутреннего шума 247

Заключение 250
Список литературы 251