

И.С. Туревский

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

Допущено
Министерством образования
Российской Федерации
в качестве учебного пособия
для студентов учреждений
среднего профессионального образования,
обучающихся по специальности
«Техническое обслуживание и ремонт автомобиля»



Москва «Высшая школа» 2005

Рецензенты:

В.Б. Соков — помощник директора по учебной работе (УПК «Мосавтотранс»);
Д.М. Лихачев — преподаватель (Отраслевой автомобильный колледж)

Туревский, И.С.

Т 87 Теория автомобиля: Учеб. пособие/И.С. Туревский. — М.:
Высш. шк., 2005. — 240 с.: ил.

ISBN 5-06-004615-X

Соответствует Государственным образовательным стандартам среднего профессионального образования.

Описаны основные эксплуатационные свойства автомобиля, тяговые возможности его движения, конструктивные отличия и силы сопротивления движению. Рассмотрены основные факторы, влияющие на управляемость, устойчивость, проходимость и топливную экономичность автомобиля.

Для студентов средних профессиональных учебных заведений, обучающихся по специальности «Техническое обслуживание и ремонт автомобиля». Может быть использовано для учащихся учреждений начального профессионального образования и практических работников, занимающихся техническим обслуживанием и ремонтом автомобилей.

УДК 629.33
ББК 39.33-01

ISBN 5-06-004615-X

© ФГУП «Издательство «Высшая школа», 2005

Оригинал-макет данного издания является собственностью издательства «Высшая школа», и его репродуцирование (воспроизведение) любым способом без согласия издательства запрещается.

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт используется в промышленности, сельском хозяйстве, строительстве, торговле, осуществляет массовые пассажирские перевозки в городах, крупных населенных пунктах. На долю автомобильного транспорта приходится существенная часть грузооборота и более половины пассажирских перевозок. Он тесно взаимодействует с железнодорожным, водным и воздушным транспортом, являясь важной составной частью транспортной системы страны.

Науку, которая занимается механикой движения автомобиля, принято называть теорией автомобиля, хотя это и не совсем точное отражение ее действительного содержания.

Движение автомобиля, его «поведение» на дороге подчиняется определенным законам механики, а не правилам дорожного движения и не желаниям водителя при управлении автомобилем.

В учебном пособии дано изложение законов движения автомобиля, которое может помочь студентам среднего учебного заведения изучить работу автомобиля и его конструктивные особенности.

Знать теорию автомобиля нужно не только для того, чтобы конструировать автомобили. Это знание позволит выбирать правильным образом наиболее приспособленные к эксплуатации в различных условиях имеющиеся автомобили.

Огромную пользу приносит сочетание теории и практики. Например, казалось бы простое дело — поддержание определенного давления в шинах. Зачастую давление во всех шинах автомобиля поддерживают одинаковым или в передних шинах его делают несколько меньше, чем в задних. Вроде бы все в соответствии с расчетной нагрузкой на оси и с заводскими инструкциями. Но инструкции составлены с учетом средних условий эксплуатации автомобиля. Фактические условия эксплуатации автомобилей отличаются от средних. Можно улучшить эксплуатационные показатели автомобиля, изменив давление в шинах. Законы движения автомобиля убедительно подтверждают это положение.

Применяя знание теории автомобиля, можно повысить устойчивость автомобиля, сделать его ход более спокойным, плавным, уменьшить расход топлива, увеличить путевую скорость, улучшить проходимость по плохим дорогам.

Возьмем, к примеру, величину давления в шинах. Изменить его — дело несложное. Нужно только знать, какое должно быть давление. При этом для одного данного автомобиля эффект будет, может быть, и небольшой, но при массовом использовании автомобилей в результате повышения средних скоростей движения и уменьшения расхода топлива будет достигнута существенная экономия.

Важны при эксплуатации автомобиля правильно обоснованные (в том числе теоретически) загрузка автомобиля, укладка груза и методы управления в различных условиях. В этом поможет теория.

Иногда утверждают, что теория автомобиля — достояние только ученых и ведущих конструкторов, что только они могут понять язык сложных формул, уравнений и номограмм, т. е. язык, которым принято излагать теорию автомобиля. С этим согласиться нельзя. Основы теории автомобиля (главное ее содержание) можно выразить и простым языком, понятным каждому грамотному человеку.

В этой книге поэтому поставлена задача доходчиво рассказать о законах движения автомобиля, чтобы студентам колледжей и техникумов, работникам, эксплуатирующим автомобили, и квалифицированным водителям была понятна суть дела.

При изложении основ теории и расчета применена система единиц СИ. С достаточной для практических расчетов точностью принято, что $1 \text{ кгс} \approx 10 \text{ Н}$. Модуль упругости, пределы прочности, текучести и выносливости материалов, напряжения, а также давление выражены в мегапаскалях (МПа) и округлены до $1 \text{ МПа} = 10 \text{ кгс} \cdot \text{см}^2$. Соотношения между единицами системы СИ и единицами других систем приведены в табл. В.1.

Таблица В.1

Соотношение между единицами физических величин
в системе СИ и других системах

Величина	Обозначение единицы в системе		Переводной множитель
	СИ	другой	
Масса, m	кг	кгс · с ² /м	$1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м} \approx 9,81 \text{ кг}$
Сила, F	Н	кгс	$1 \text{ кгс} \approx 10 \text{ Н}$
Момент, M	Н · м	кгс · м	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \approx 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$
Работа и энергия, A	Дж	кгс · м	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \approx 10 \text{ Дж}$
Мощность, N	Вт	л.с.	$1 \text{ л.с.} \approx 735,5 \text{ Вт}$
Момент инерции, J	кг · м ²	кгс · м · с ²	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \approx 9,81 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Продолжение табл. В.1

Величина	Обозначение единицы в системе		Переводной множитель
	СИ	другой	
Плотность, ρ	кг/м ³	кгс · с ² /м ⁴	$1 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 \approx 9,81 \text{ кг}/\text{м}^3$
Удельный вес, γ	Н/м ³	кгс/м ³	$1 \text{ кгс}/\text{м}^3 \approx 10 \text{ Н}/\text{м}^3$
Количество теплоты, Q	Дж	кал	$1 \text{ кал} \approx 4,2 \text{ Дж}$
Удельная теплоемкость, C	Дж/(кг · К)	ккал/(кг · °С)	$1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С}) \approx 4,2 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
Давление, p	Па	кгс/см ²	$1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$
		бар	$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$
		мм рт. ст.	$1 \text{ мм рт. ст.} = 1,33 \cdot 10^2 \text{ Па}$
		атм	$1 \text{ атм} = 1,01 \cdot 10^5 \text{ Па}$

В некоторых случаях величины, входящие в формулы, выражены в кратных или дольных единицах. Эти отклонения оговорены, кроме случаев, когда можно самостоятельно разобраться в единицах примененных величин.

При составлении глав учебника подразумевается, что студент среднего учебного заведения знает в объеме учебной программы дисциплины «Автомобили» устройство автомобиля, назначение и принципы работы его отдельных механизмов.

Для понимания же расчетов, схем и графиков придется вспомнить четыре действия арифметики, возведение в степень и извлечение корня, дроби и проценты, надо запомнить условные буквенные обозначения, вспомнить простейшие правила тригонометрии, правила построения диаграмм и графиков, элементарные положения механики (частично такие положения в качестве напоминания приведены в книге).

В учебном пособии приняты буквенные обозначения, взятые из латинского и греческого алфавитов, как правило, те же, что и в других трудах по теории автомобиля. Латинские буквы обычно лучше знакомы, и их применение не требует объяснений, а греческие буквы в тексте книги будут снабжены пояснением (в скобках).

ГЛАВА 1

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ

§ 1.1. Требования, предъявляемые к конструкции автомобиля

Каждый тип и модель автомобиля характеризуются основными конструктивными данными (базовыми параметрами), которые определяют место автомобиля в параметрическом ряду. Эти параметры являются исходными и определяются в начале проектирования.

Основанием для выбора исходных параметров служат прогнозы развития автомобильного транспорта и смежных отраслей народного хозяйства, перспективный типаж автомобилей и двигателей, анализ дорожных и климатических условий, удовлетворение потребностей населения, выполнение обязательств по международным договорам, планами внешней торговли.

Требования, предъявляемые к конструкции автомобиля, могут быть разбиты на следующие 5 групп:

1. Производительность автомобиля.
2. Социальные требования.
3. Надежность автомобиля.
4. Техничко-экономические требования: снижение веса автомобиля и его агрегатов; уменьшение затрат при изготовлении и эксплуатации автомобиля; уменьшение расхода топлива.
5. Соблюдение нормативных ограничений, относящихся к конструкции автомобиля, и обязательств по международным соглашениям.

Требования, изложенные в пп. 1—3, касаются свойств автомобиля, оцениваемых по результатам его эксплуатации.

Требования, приведенные в п. 4, относятся к свойствам, которые нормируются техническими показателями и используются для экономической оценки. Эти свойства характеризуют затраты, связанные с реализацией требований, указанных в пп. 1—3, при производстве автомобилей и поддержании их на работоспособном уровне с помощью обслуживания и ремонта при эксплуатации. Эти свойства обеспечивают:

- безопасность и комфорт для водителя и пассажиров,

- повышение средних скоростей движения автомобиля и сокращение времени на вспомогательные операции: пуск, погрузку, разгрузку,

- экономичное использование грузоподъемности (грузовместимости),

- сохранность груза при транспортировке,

- совершенствование внешних форм и отделки автомобилей, придание им современного стиля,

- повышение надежности и долговечности конструкций,

- приспособленность к климатическим условиям,

- снижение трудоемкости ухода, регулирования и обслуживания,

- повышение топливной экономичности,

- предотвращение утечки смазки,

- снижение стоимости и металлоемкости конструкции,

- унификацию агрегатов, узлов и деталей,

- использование технологической и конструктивной преемственности,

- ремонтпригодность конструкции,

- сокращение потребных запасных частей,

- уменьшение трудоемкости восстановления при ремонте,

- стабилизацию свойств конструкционных материалов в производстве,

- соответствие конструкций дорожным ограничениям и классу дорог.

Совокупность затрат, связанных с повышением производительности автомобиля, отражается на стоимости тонно-километра (или пассажиро-километра). Для того чтобы создаваемые конструкции по своим параметрам и показателям опережали лучшие мировые образцы и в большей степени соответствовали непрерывно возрастающим требованиям эксплуатации, необходимо ускорение технического прогресса. Возможность повышения темпа технического прогресса определяется оперативностью производства и мобильностью промышленности.

Переход на новые модели автомобилей требует больших затрат на подготовку производства. Поэтому внедрение новых конструкций происходит так, чтобы окупались затраты производства на освоение предыдущей конструкции. Продолжительность выпуска одной модели зависит, кроме того, от прогрессивности общей компоновки автомобиля.

Подвижной состав автомобильного транспорта разделяется на грузовой, пассажирский и специальный. К грузовому подвижному

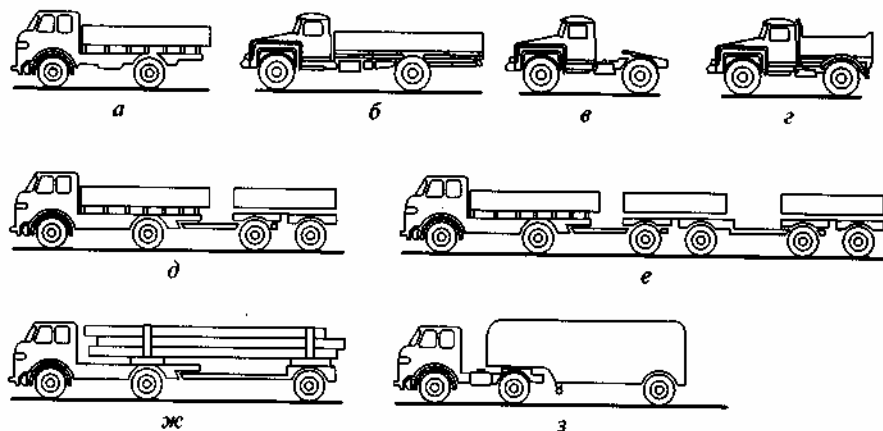


Рис. 1.1. Автомобили грузовые и их модификации:

а — базовая модель; б — длинноразмерный автомобиль; в — седельный тягач; г — самосвал; д — тягач с прицепом; е — тягач с двумя прицепами; ж — тягач с полуприцепом роспуском; з — тягач с полуприцепом

составу относятся грузовые автомобили, тягачи, прицепы и полуприцепы (рис. 1.1); к пассажирскому — автобусы и легковые автомобили; к специальному — автомобили, прицепы и полуприцепы, предназначенные для выполнения нетранспортных операций (пожарные автомобили, автомобили для уборки улиц и т. д.).

Грузовые автомобили классифицируют по их основной характеристике — номинальной грузоподъемности (в тоннах). По этому признаку их подразделяют на пять классов:

I — особо малой грузоподъемности	до 1,0 т
II — малой грузоподъемности	1,0—3,0 т
III — средней грузоподъемности	3,0—5,0 т
IV — большой грузоподъемности	5,0—10,0 т
V — особо большой грузоподъемности	свыше 10 т

Автомобиль и сочлененные с ним буксировочными устройствами прицепы или полуприцепы образуют автомобильный поезд (см. рис. 1.1, д, е).

Автомобили и автопоезда подразделяют на две группы. К группе А относятся автомобили и автопоезда, предназначенные для эксплуатации на дорогах I и II категорий с усовершенствованным покрытием капитального типа; к группе Б — автомобили и автопоезда, предназначенные для эксплуатации на всех автомобильных дорогах.

Одним из основных критериев оценки эффективности работы автомобильного транспорта является производительность, т. е. транспортная работа, выполненная автомобилем (автопоездом) за 1 ч нахождения в наряде.

Оценивается она произведением количества перевозимого груза на то расстояние, которое пройдет автомобиль за 1 ч работы:

$$P_q = q\gamma v_z, \quad (1.1)$$

где P_q — производительность, ткм; q — номинальная грузоподъемность автомобиля, т; γ — коэффициент использования грузоподъемности, равный отношению массы перевозимого груза к номинальной грузоподъемности автомобиля; v_z — эксплуатационная скорость, км/ч.

Из приведенной формулы следует, что для увеличения производительности автомобильного транспорта необходимо:

производство подвижного состава большой грузоподъемности для перевозок массовых грузов (вследствие весовых ограничений повышение грузоподъемности достигается применением автопоездов и многоосных конструкций);

увеличение скоростей движения подвижного состава, а следовательно, повышение его энерговооруженности;

возможно более полное использование номинальной грузоподъемности; поэтому для перевозки мелких партий грузов (торговля, бытовое обслуживание населения, связь и т. д.) целесообразно производство автомобилей малой грузоподъемности.

Автомобили грузоподъемностью до 8 т обычно являются двухосными. При большей грузоподъемности осевая нагрузка превышает допустимые пределы, и автомобиль приходится делать трехосным.

Автобусы классифицируют по двум признакам: по их конкретному назначению (городские, междугородные, туристские и т. д.) и по вместимости. В качестве показателя, характеризующего вместимость, принята полная длина автобуса. По этому признаку автобусы подразделяют на пять классов:

I — особо малой вместимости	до 5,0 м
II — малой вместимости	6,0—7,0 м
III — средней вместимости	8,0—9,5 м
IV — большой вместимости	10,5—12,0 м
V — особо большой вместимости	16,5 м и более

Легковые автомобили классифицируют по рабочему объему двигателя и сухой массе автомобиля. По этим признакам их подразделяют на пять классов (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Классификация легковых автомобилей

Класс	Группа	Рабочий объем двигателя, л	Сухая масса автомобиля, кг
I — особо малый	1	До 0,9	До 700
	2	0,9—1,2	700—850
II — малый	1	1,2—1,5	850—950
	2	1,5—1,8	950—1150
III — средний	1	1,8—2,5	1150—1250
	2	2,5—3,5	1250—1500
IV — большой	1	3,5—5,0	1500—1700
	2	Более 5,0	Более 1700
V — высший		Не регламентируется	Не регламентируется

§ 1.2. Определение понятий: динамичность, топливная экономичность, проходимость, надежность. Эксплуатационные свойства

Введем общепринятые понятия, характеризующие автомобиль.

Динамичность — способность автомобиля совершать транспортную работу с наибольшей скоростью. Это свойство оценивают по быстрой разгону и максимальной скорости автомобиля на прямой горизонтальной дороге с усовершенствованным покрытием и наибольшей крутизне подъема, который автомобиль может преодолевать.

Топливная экономичность — способность автомобиля совершать транспортную работу с наименьшим расходом топлива. Ее оценивают обычно расходом топлива в литрах на 100 км пройденного пути.

Пройодимость — свойство, характеризующее возможность совершения автомобилем транспортной работы в тяжелых дорожных условиях или вне дорог.

Комфортабельность — совокупность свойств, определяющих удобство пользования автомобилем.

Надежность — способность автомобиля сохранять свои динамические, экономические и другие эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого пробега автомобиля (в тысячах километров) от начала его эксплуатации до капитального ремонта.

Эффективность, удобство и безопасность использования автомобиля зависят от качеств, называемых *эксплуатационными свойствами* автомобиля.

Эксплуатационные свойства автомобиля, его соответствие определенным транспортным требованиям, а также степень совершенства конструкции отражает техническая характеристика автомобиля, к которой относятся следующие основные показатели автомобиля.

Номинальная грузоподъемность, т. е. максимальная полезная нагрузка (в тоннах) для грузовых автомобилей; число мест (включая место водителя) и масса багажа (в килограммах) для пассажирских автомобилей.

Сухая масса (в килограммах) — масса ненагруженного, незаправленного и неснаряженного автомобиля.

Собственная масса (в килограммах), т. е. масса автомобиля, заправленного топливом, маслом, охлаждающей жидкостью и снаряженного комплектом инструмента, запасным колесом и дополнительным оборудованием, но незагруженного.

Полная масса (в килограммах), т. е. масса снаряженного автомобиля с максимальной полезной нагрузкой.

Коэффициент использования массы, представляющий собой отношение номинальной грузоподъемности автомобиля к его собственной массе. Он характеризует совершенство конструкции грузового автомобиля с точки зрения рационального использования примененных при его изготовлении материалов.

Контрольный расход топлива в литрах на 100 км пути, который определяют при движении автомобиля с полной нагрузкой и постоянной скоростью (30—40 км/ч для грузовых и 50—60 км/ч для легковых автомобилей) по горизонтальной дороге с сухим покрытием хорошего качества, имеющей короткие подъемы небольшой крутизны.

Удельная мощность — мощность двигателя в киловаттах, приходящаяся на 1 т полной массы автомобиля. Этот показатель характеризует энерговооруженность автомобиля и определяет его динамичность.

Геометрические показатели (в миллиметрах): габаритные размеры автомобиля, база (расстояние от передней до задней оси, для трехосных автомобилей — до оси тележки); колея передних и задних колес, т. е. расстояние между средними плоскостями одинарных или плоскостями стыка двойных колес одной оси, и др.

Габаритными размерами называют крайние, самые большие размеры автомобиля по длине, ширине и высоте (см. рис. 1.2).

Отечественные легковые и грузовые автомобили многообразны по компоновке.

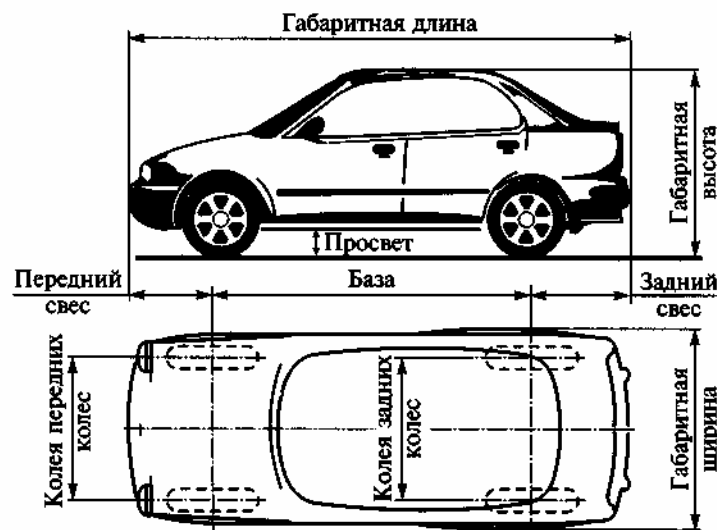


Рис. 1.2. К определению габарита

Чем современнее автомобиль, тем большую часть его общей длины занимает пассажирское помещение или платформа для груза, тем больше подвинуты эти полезные площади автомобиля вперед. Отношение базы автомобиля и его высоты к длине становится все меньшим, а полезная длина, используемая по прямому назначению (для пассажиров, багажа или груза), все больше.

Отношение полезной длины легкового автомобиля L_k к его общей длине L_1 или полезной площади платформы грузового автомобиля S_k к его общей площади S_1 называют показателем использования габарита η (греческая буква «эта» с индексами «дл» — длина или «пл» — площадь):

$$\eta_{дл} = \frac{L_k}{L_1};$$

$$\eta_{пл} = \frac{S_k}{S_1}.$$

Чем больше показатель η , тем совершеннее компоновка автомобиля.

Отношение веса полезной нагрузки G_e к собственному весу автомобиля G_0 называют удельной грузоподъемностью автомобиля η_r :

$$\eta_r = \frac{G_e}{G_0}.$$

Удельная грузоподъемность грузовых автомобилей близка к единице, т. е. автомобиль весит примерно столько же, сколько он может перевезти на себе. У легковых автомобилей этот показатель колеблется между 0,20 и 0,40, так как пассажиры размещаются в кузове свободно, причем у маленьких автомобилей (более легких, с тесным кузовом) показатель выше, чем у больших.

В дополнение к полному весу в отдельных случаях принимают весовое состояние автомобиля, которое условно называют ходовым, когда на автомобиле находится водитель, но нет ни пассажиров, ни груза. Автомобиль может передвигаться, но он не загружен.

Контрольные вопросы

1. Основные эксплуатационные свойства автомобиля.
2. Требования, предъявляемые к конструкции автомобиля.
3. Что такое тяговые свойства, динамичность?
4. Как определяется топливная экономичность?
5. Что такое проходимость?
6. Смысл понятия надежность.
7. Какие качества называют эксплуатационными свойствами?
8. Чему равна удельная грузоподъемность грузовых автомобилей?

ГЛАВА 2

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ

§ 2.1. Скоростная характеристика двигателя

Внешней скоростной характеристикой называют зависимость эффективной мощности N_e , эффективного крутящего момента M_e , часового G и эффективного удельного g_e расходов топлива от числа оборотов n при полностью открытой дроссельной заслонке в карбюраторном двигателе или при положении рейки топливного насоса, соответствующем максимальной установленной подаче топлива, в дизеле. При снятии характеристики регистрируются и другие показатели двигателя (рис. 2.1).

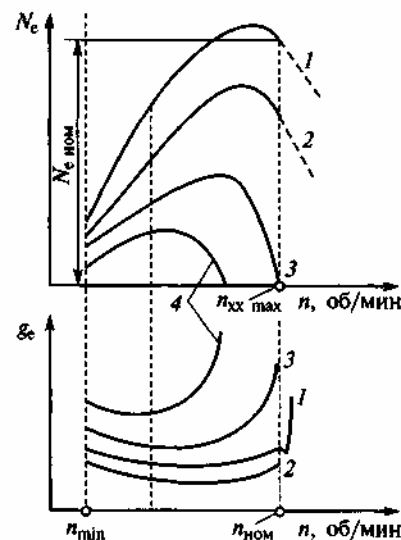


Рис. 2.1. Скоростные характеристики карбюраторного двигателя: 1 — внешняя скоростная характеристика; 2 — частичная характеристика при выключенном экономайзере; 3 и 4 — частичные характеристики при различных положениях дроссельной заслонки

Автомобильный двигатель не может воспринимать нагрузку при очень малых числах оборотов коленчатого вала. Это объясняется тем, что при слишком малых числах оборотов возросшая отдача теплоты, пропуски газов через поршневые кольца и несоответствие фаз газораспределения приводят к резкому снижению наполнения цилиндра и невозможности осуществления процесса сгорания. Поэтому существует нижний предел числа оборотов коленчатого вала n_{\min} , при котором двигатель может устойчиво работать во всем диапазоне изменения нагрузок.

В дизелях изменение нагрузки достигается перестановкой рейки топливного насоса. С повышением числа оборотов характеристика топливоподающей аппаратуры обеспечивает некоторое увеличение цикло-

вой подачи топлива g_u (рис. 2.2). При снижении нагрузки коэффициент наполнения η_v несколько возрастает.

В результате этого при уменьшении нагрузки разное число оборотов намного превышает номинальное число оборотов и возникает опасность разбоя двигателя. Для предотвращения аварии двигателя в связи с возможным резким увеличением числа оборотов при внезапном снижении нагрузки в дизеле необходимо устанавливать регулятор, ограничивающий число оборотов холостого хода $n_{\text{хх max}}$.

Наличие регулятора облегчает также управление дизелем при его эксплуатации на режиме, близком к номинальному. Характеристика, снимаемая при постоянном положении органа управления регулятором и увеличении нагрузки от холостого хода до максимальной, называется регуляторной (см. рис. 2.2).

Если отсутствуют экспериментальные зависимости, то используют эмпирические формулы, которые позволяют по известным значениям координат одной точки (например, n_{\max} и N_{\max}) построить всю кривую:

$$N_e = N_{\max} \left[a_N \frac{n_e}{n_{\max}} + b_N \left(\frac{n_e}{n_{\max}} \right)^2 + c_N \left(\frac{n_e}{n_{\max}} \right)^3 \right], \quad (2.1)$$

где a_N, b_N, c_N — коэффициенты, вычисленные эмпирически. Для карбюраторных двигателей все они равны 1, а для дизельных двигателей $a_N = 0,53$; $b_N = 1,558$; $c_N = 1,1$. Если в формулу (2.1) подставить различные значения частоты вращения коленчатого вала в с^{-1} , то полученные соответствующие значения N_e , нанесенные на график, дадут скоростную характеристику данного двигателя. Откуда соответственно можно рассчитать и изменение эффективного момента

$$M_e \approx \frac{N_e}{n_e}.$$

Если N_e — в Вт, а n_e — в рад/с, то M_e — в Н·м.

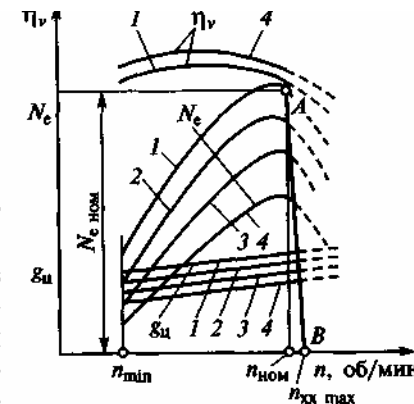


Рис. 2.2. Скоростные характеристики дизеля:

1 — внешняя скоростная характеристика; 2, 3 и 4 — частичные характеристики; AB — регуляторная ветвь скоростных характеристик

§ 2.2. Внешние силы, действующие на автомобиль

В наиболее общем случае — ускоренном движении автомобиля на подъеме — на автомобиль действуют три группы сил (рис. 2.3).

Первую группу составляют силы P_t , движущие автомобиль:

сила тяги — возникает в результате взаимодействия ведущих колес автомобиля (обычно задних) с дорогой.

Вторую группу составляют силы, оказывающие сопротивление движению автомобиля. К ним относятся:

силы сопротивления качению передних $P_{к1}$ и задних $P_{к2}$ колес, действующие в плоскости дороги;

сила сопротивления подъему P_n — направленная параллельно плоскости дороги составляющая силы тяжести G_a автомобиля;

сила сопротивления воздуха P_v , приложенная в центре парусности автомобиля;

сила сопротивления разгону, или *сила инерции* $P_{ин}$, приложена в центре тяжести автомобиля.

Третью группу сил составляют:

нормальные реакции дороги на передние Z_1 и задние Z_2 колеса, вызванные составляющей, перпендикулярной к плоскости дороги;

сила тяжести G_a автомобиля.

Здесь и ниже через G_a обозначена сила тяжести снаряженного автомобиля с полной нагрузкой.

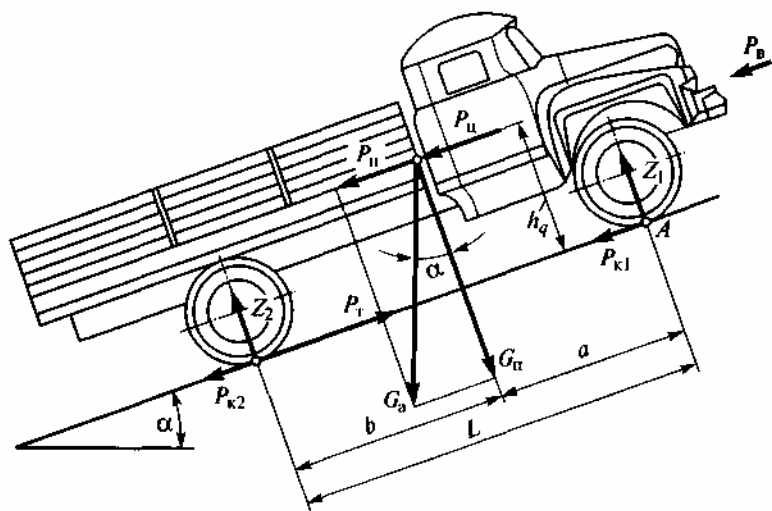


Рис. 2.3. Силы, действующие на автомобиль

В действительности при движении автомобиля по дорогам возникают самые различные положения как самого автомобиля, так и дороги, по которой он перемещается.

Рассмотрим действие сил на переднюю ось автомобиля в тот момент, когда левое колесо попало на бугор, а правое — в выбоину (рис. 2.4). На концы оси действуют противоположно направленные силы. В зависимости от величины неровностей, скорости движения и других факторов силы могут быть разными.

Согласно условию равновесия сил системы следует, что действующая на левое колесо сила в 10 раз больше силы, действующей на правое колесо ($B = 0,1 A$), если колею автомобиля принять равной 1400 мм.

Из условия равновесия следует, что равнодействующая сила равна:

$$R_A = A - 0,1A = 0,9A. \quad (2.2)$$

Расстояние X от этой силы до большей силы вычисляется из пропорции

$$\frac{X}{X+1400} = \frac{A}{10A}. \quad (2.3)$$

Направление дороги часто изменяется. Поэтому даже при движении по хорошей дороге на автомобиль, кроме встречных и попутных сил, всегда действуют боковые силы. Таким образом, движению автомобиля всегда противостоят два фронта сил: продольные силы и боковые силы. Рассмотрим боковые силы (рис. 2.5).

Первый вид боковых сил возникает вследствие наклона дороги. При безветрии на сухой горизонтальной прямой дороге, но с небольшим поперечным уклоном, единственной боковой силой яв-

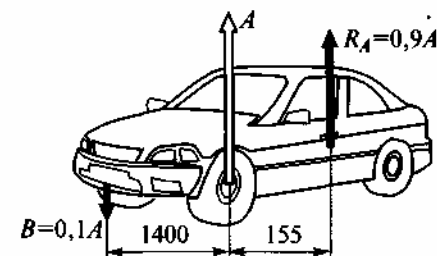


Рис. 2.4. Действие сил на колеса автомобиля во время движения

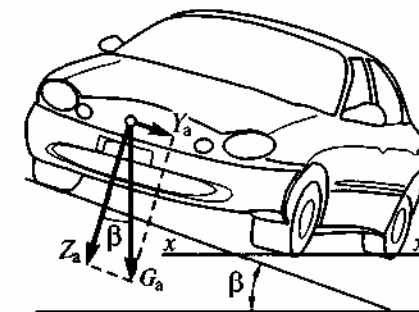


Рис. 2.5. Действие сил на косогоре

ляется сила Y_a , возникающая в результате разложения направленной вертикально силы тяжести (веса) автомобиля G_a на составляющие. Одна из составляющих Y_a направлена параллельно, другая Z_a — перпендикулярно поверхности дороги. Эти силы приложены к центру тяжести автомобиля. Обозначим угол между горизонтальной плоскостью и плоскостью дороги греческой буквой β («бета»). Тогда

$$Y_a = G_a \sin \beta \text{ и } Z_a = G_a \cos \beta. \quad (2.4)$$

Если допустить, что автомобиль может опрокинуться, то это произойдет вокруг линии xx , соединяющей точки касания переднего левого и заднего левого колес с дорогой. В таком случае сила Y_a приложена на расстоянии h_g (высота центра тяжести) от линии xx , а сила Z_a — на расстоянии, равном половине колесной колеи, т. е. $B/2$.

Боковая сила Y_a создает опрокидывающий момент $Y_a h_g$, а сила Z_a — момент $Z_a h_g$, прижимающий автомобиль к дороге.

Опрокидывание может произойти, если линия действия силы G_a выйдет за пределы опорной площади, т. е. если

$$Y_a h_g > Z_a \frac{B}{2}. \quad (2.5)$$

Подставляя в неравенство (2.5) значения Y_a и Z_a из уравнений (2.4), получаем

$$G_a \sin \beta h_g > G_a \cos \beta B/2. \quad (2.6)$$

Следовательно, опрокидывание автомобиля возможно при условии

$$\frac{\sin \beta}{\cos \beta} = \operatorname{tg} \beta > \frac{B}{2h_g}, \quad (2.7)$$

где $\operatorname{tg} \beta$ — боковой уклон дороги, выраженный в процентах.

У легковых автомобилей высота h_g примерно равна $B/2$, у грузовых (с нагрузкой) h_g примерно в 1,5 раза больше $B/2$, у некоторых автомобилей повышенной проходимости высота h_g достигает величины B .

С учетом этих значений h_g можно считать, что условие опрокидывания под влиянием бокового уклона имеет вид:

легковые автомобили	$Y_a > Z_a$
грузовые автомобили	$1,5Y_a > Z_a$
автомобили повышенной проходимости	$2Y_a > Z_a$

Поперечный уклон автомобильных дорог обычно не превышает 3 %, т. е.

$$\operatorname{tg} \beta = 0,03; \sin \beta = 0,03; \cos \beta = 0,99.$$

Нетрудно убедиться, что на такой дороге ни один автомобиль не опрокинется, так как даже в самом худшем случае, например, когда $h_g = B$, левая часть неравенства (2.7) будет в 16 раз меньше правой (0,03 и 0,5).

Чтобы не было бокового скольжения, сила Y_a не должна превышать силы сцепления с грунтом. Для современных шин коэффициент сцепления шины с сухой дорогой около 0,8, с обледенелой дорогой — около 0,2; обозначается он греческой буквой ϕ («фи»).

Таким образом, условие скольжения можно записать так

$$Y_a > Z_a \phi, \quad (2.8)$$

т. е.

$$\operatorname{tg} \beta > \phi.$$

В действительных условиях левая часть неравенства (2.8) в 5—10 раз меньше правой, поэтому скольжения не происходит.

Сила Y_a значительно возрастает, а сила Z_a уменьшается с увеличением угла β . Уже на твердом сухом косогоре с уклоном в 27° автомобиль, имеющий высоко расположенный центр тяжести ($h_g = B$), может опрокинуться под действием собственного веса, а на обледенелой дороге с уклоном в 12° любой автомобиль будет скользить вбок.

По этой причине следует рекомендовать водителям проявлять особую осторожность при езде по неровной дороге с высокими грузами (например, станками, железнодорожными контейнерами).

§ 2.3. Силы и моменты, действующие на ведущее колесо

Энергия от двигателя к ведущим колесам передается через трансмиссию: сцепление, коробку передач, карданную передачу, главную передачу, дифференциал и полуоси (рис. 2.6).

При этом часть энергии неизбежно затрачивается на преодоление трения и на перемешивание масла в агрегатах трансмиссии. Для определения потери энергии вводят понятие коэффициента полезного

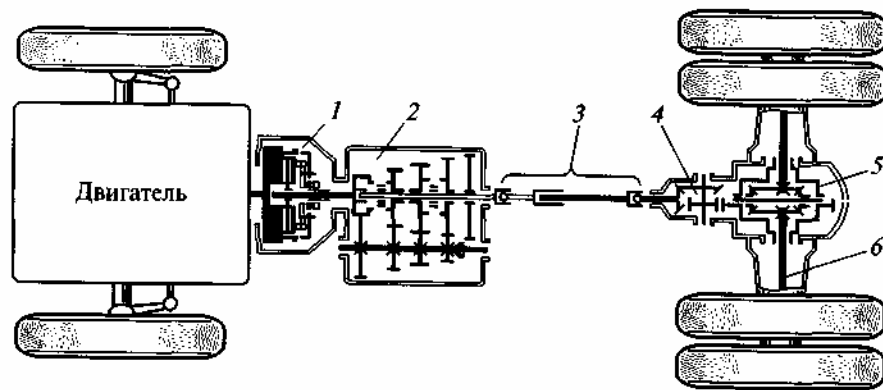


Рис. 2.6. Схема классической трансмиссии автомобиля:

1 — сцепление; 2 — коробка передач; 3 — карданная передача; 4 — главная передача; 5 — дифференциал; 6 — полуось

действия трансмиссии $\eta_{тр}$. Он равен отношению суммарной мощности N_k на ведущих колесах к эффективной мощности двигателя N_e :

$$\eta_{тр} = N_k / N_e. \quad (2.9)$$

Коэффициент полезного действия $\eta_{тр}$ принимают для:

легковых автомобилей	0,88—0,92
грузовых автомобилей	0,80—0,90
автомобилей повышенной проходимости	0,78—0,85

Меньшие значения $\eta_{тр}$ соответствуют движению автомобиля при включенной промежуточной передаче коробки передач, а большие — при включенной прямой передаче.

Благодаря наличию в трансмиссии коробки передач и главной передачи суммарный крутящий момент M_k на ведущих колесах автомобиля больше момента M_e двигателя:

$$M_k = \eta_{тр} M_e u_{кл} u_{гл}, \quad (2.10)$$

где $u_{кл}$ и $u_{гл}$ — передаточные числа соответственно коробки передач и главной передачи.

Крутящий момент M_k вызывает в месте контакта колеса с дорогой касательную реакцию дороги, движущую автомобиль, т. е. силу тяги.

§ 2.4. Сила тяги на ведущих колесах

Сила тяги P_T равна:

$$P_T = \frac{M_k}{r_k}, \quad (2.11)$$

где r_k — радиус колеса.

Величина r_k вследствие упругости пневматической шины не остается постоянной, а изменяется под влиянием действующих на колесо сил. Однако для простоты расчетов считают величину r_k постоянной, равной расстоянию от оси неподвижного колеса, нагруженного нормированной силой, до поверхности дороги. Это расстояние называется *статическим радиусом колеса* $r_{стат}$. Он указывается в технических характеристиках шин. При движении автомобиля шины нагреваются, соответственно увеличивается давление воздуха в них, что приводит к увеличению радиуса колеса; кроме того, от действия центробежных сил радиус колеса тоже слегка увеличивается. При передаче крутящего момента, наоборот, происходит его уменьшение. Однако эти величины (3—6 мм) незначительны по сравнению с r_k , и поэтому ими пренебрегают, считая, что

$$r_{стат} = r_k.$$

Следует отметить, что взаимодействие колеса с дорогой происходит по площади отпечатка шины на поверхности дороги (рис. 2.7).

Если нагрузка, действующая на одно колесо автомобиля, равна 300 кг, а поверхность соприкасающейся с дорогой части шины (отпечатка шины) равна 150 см², то удельное давление шины на грунт составляет 300 : 150 = 2 кг/см².

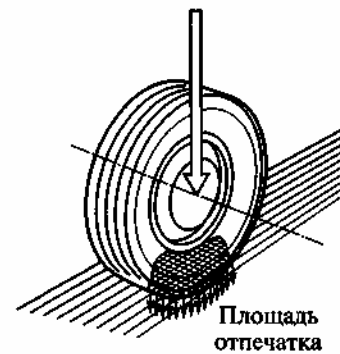


Рис. 2.7. Нагрузка шины на грунт

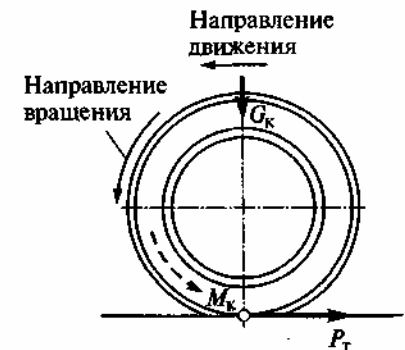


Рис. 2.8. Тяговая сила на ведущих колесах

Таким образом сила P_T (см. рис. 2.8) на ведущих колесах автомобиля может быть подсчитана по формуле:

$$P_T = \frac{M_e u_{кл} u_{гп} \eta_{тр}}{r_k} \quad (2.12)$$

Осуществляемая трансмиссией кинематическая связь между коленчатым валом двигателя и ведущими колесами автомобиля, характеризующаяся передаточными числами $u_{кл}$ и $u_{гп}$, обуславливает зависимость скорости v_a движения автомобиля от частоты вращения n вала двигателя:

$$v_a = [2\pi r_k n / (u_{кл} u_{гп})] (60/1000) \approx 0,377 r_k n / (u_{кл} u_{гп}). \quad (2.13)$$

§ 2.5. Тяговая характеристика

При исследовании тягово-скоростных качеств автомобиля предполагают, что двигатель работает при полностью открытой дроссельной заслонке или максимальной подаче топлива (для дизеля). Это означает, что с изменением сопротивления движению частота вращения n вала двигателя и крутящий момент M_e меняются по внешней скоростной характеристике (см. рис. 2.1 и 2.2), и, как следствие, в зависимости от скорости v_a движения автомобиля изменяется сила тяги P_T .

Зависимость $P_T = f(v_a)$ изображается графически (рис. 2.9). Совокупность кривых, построенных для всех ступеней коробки передач, называется *тяговой характеристикой автомобиля*.

Тяговую характеристику можно построить, составив предварительно для каждой передачи таблицу по простой форме (табл. 2.1):

Таблица 2.1

К расчету тяговой характеристики

v_a	n	M_e	P_T

Значения M_e находят по внешней скоростной характеристике двигателя для полученных величин n . Силу тяги P_T вычисляют по формуле:

$$P_T = M_e / r_k = \eta_{тр} M_e u_{кл} u_{гп} / r_k. \quad (2.14)$$

Во время движения автомобиля с ускорением j возникают сила инерции $P'_и$ поступательно движущейся массы автомобиля и момент инерции вращающихся масс, противодействующие ускорению, или разгону автомобиля.

Сила инерции

$$P'_и = m_a j, \quad (2.15)$$

где m_a — масса автомобиля, кг, j — ускорение автомобиля, $м/с^2$.

Влияние момента инерции вращающихся масс (маховика, колес) учитывается коэффициентом вращающихся масс $\delta_{вр}$. Этот коэффициент показывает, во сколько раз сила, необходимая для ускорения автомобиля, больше силы инерции его поступательно движущейся массы. Следовательно, сила сопротивления разгону $P_и$:

$$P_и = P'_и / \delta_{вр} = m_a \delta_{вр} j. \quad (2.16)$$

Коэффициент $\delta_{вр}$ можно рассчитать по эмпирической формуле:

$$\delta_{вр} = 1,05 + 0,05 u_{кл}^2. \quad (2.17)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление силы инерции автомобиля,

$$N = P_и v_a = m_a \delta_{вр} j v_a. \quad (2.18)$$

§ 2.6. Силы сопротивления качению

Задние колеса при повороте обкатываются по иному следу, чем передние, и среднее число оборотов передних колес больше, чем задних. Если в полноприводном автомобиле обе оси соединены жестким валом, то колеса пробуксовывают. Возникающая при повороте сила по величине может быть больше тяговой силы и зависит от коэффициента сцепления шины с поверхностью дороги и от нагрузки на колеса. С увеличением шероховатости поверхности дороги эта сила и сопротивление качению растут. Эта сила возникает также и при наличии дифференциалов у обеих осей и устраняется лишь с помощью межосевого дифференциала. Такой дифференциал выполняет также

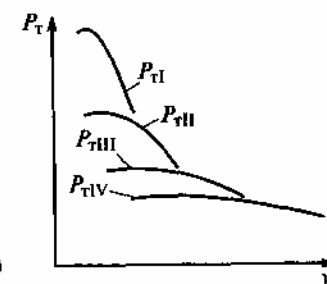


Рис. 2.9. Тяговая характеристика автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач

функции делителя момента, если на одной из осей установлены одинарные, а на другой — сдвоенные шины.

Силы, вызывающие потери энергии, всегда возникают в случае использования сдвоенных шин. При повороте каждая из шин должна двигаться с различной линейной скоростью, чего не происходит вследствие жесткого крепления сдвоенных колес. Поэтому на повороте хотя бы одно из колес имеет пробуксовку, которая устраняется обычно при отскоке одного из колес от неровностей дороги. Таким образом, на неровной дороге эта проблема решается проще, чем на шоссе с хорошим покрытием. Увеличение сопротивления движению за счет возникновения дополнительных, препятствующих движению сил происходит также, если давление в сдвоенных шинах различно и если неодинаков их износ. Неизбежно буксование, вызываемое упругой деформацией протектора шины при сцеплении и последующим его выходом из контакта с поверхностью дороги.

Сопротивление качению автомобильного колеса зависит от режима, в котором оно работает (ведомое или ведущее), и является следствием главным образом трех явлений: деформации шины, деформации поверхности, по которой катится колесо, и трения в его подшипниках. Ввиду сложности учета всех этих факторов сопротивление качению автомобиля в целом определяют экспериментально по суммарным затратам энергии. По аналогии с силой сопротивления скольжению считают, что сила сопротивления качению автомобиля

$$P_k = fG_n,$$

где f коэффициент сопротивления качению. Он численно равен отношению силы, вызывающей равномерное качение автомобиля (по величине равной P_k), к нормальной составляющей силы тяжести автомобиля, т. е.

$$f = P_k / G_n. \quad (2.19)$$

Последнее положение используется для экспериментального определения коэффициента f . С помощью тягача буксируют свободно катящийся автомобиль с малой скоростью по горизонтальной дороге. Записывают показания динамометра, помещенного в буксирном устройстве, и, зная силу тяжести испытуемого автомобиля, получают искомое значение коэффициента: $f = P_k / G_n$.

При скоростях до 50 км/ч коэффициент f считают постоянным. При больших скоростях возрастание внутренних потерь в шине приводит к заметному увеличению коэффициента f . Для определения его с учетом влияния скорости используют эмпирическую формулу

$$f = f_0(1 + 4,5 \cdot 10^{-5} v_a^2), \quad (2.20)$$

где f_0 — коэффициент сопротивления качению при движении с малой скоростью. Приведем значения коэффициента f_0 для дорог с различным покрытием:

с асфальтобетонным или цементобетонным покрытием	0,014—0,018
с гравийным покрытием	0,020—0,025
грунтовых в сухом и укатанном состоянии	0,025—0,035
для песка	0,10—0,30
для укатанного снега	0,07—0,10

Мощность, необходимая для преодоления сопротивления качению при движении автомобиля со скоростью v_a , равна

$$N_k = fGv_a, \text{ Вт}, \quad (2.21)$$

где G в ньютонах (Н), а v_a в м/с.

Сила сопротивления подъему, являющаяся составляющей силы тяжести автомобиля и направленная параллельно дороге (см. рис. 2.3), равна

$$P_n = G_a \sin \alpha.$$

Сила сопротивления качению при движении автомобиля на подъеме

$$P_k = fG_n = fG_a \cos \alpha.$$

Она действует одновременно с силой P_n и составляет с ней общую силу сопротивления дороги

$$P_d = P_k + P_n.$$

Так как углы продольных уклонов автомобильных дорог малы, то принимают:

$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = h/l = i; \quad \cos \alpha = 1;$$

тогда

$$P_d = G(f \cos \alpha + \sin \alpha) \approx G_a(f + i) = \psi G_a, \quad (2.22)$$

где ψ коэффициент сопротивления дороги.

Мощность, необходимая для преодоления сопротивления дороги,

$$N_d = P_d v_a = \psi G_a v.$$

§ 2.7. Нормальные реакции дороги

Сила давления колеса на дорогу, равная по абсолютной величине нормальной реакции дороги на колесо, обеспечивает надежность контакта (сцепления) шины с дорожным покрытием. Это является непременным условием движения автомобиля. По аналогии с силой трения сила сцепления $P_{\text{сц}}$ ведущих колес пропорциональна нормальной реакции Z на колеса одной оси

$$P_{\text{сц}} = \varphi Z. \quad (2.23)$$

Коэффициент пропорциональности φ называют *коэффициентом сцепления*. Он зависит в первую очередь от типа и состояния дорожного покрытия и для различных дорог составляет:

с цементобетонным покрытием	0,8 и 0,5
с асфальтобетонным покрытием	0,7 и 0,4
грунтовой	0,6 и 0,3
укатанной снежной	0,3 и 0,2

Первое значение относится к сухому, а второе к мокрому состоянию дороги.

Рассмотрим условия равновесия автомобиля в предположении, что точка приложения силы сопротивления воздуха лежит на одной высоте с центром тяжести автомобиля, а силы сопротивления качению пренебрежимо малы. Тогда одно из условий равновесия автомобиля можно выразить следующим уравнением моментов всех сил относительно оси, проходящей через точки A опоры передних колес (см. рис. 2.3)

$$aG_a \cos \alpha + (P_b + P_n + G_a \sin \alpha)h_g - Z_2 L = 0. \quad (2.24)$$

Выражение в скобках численно равно силе тяги P_T . С учетом формулы (2.7) решим уравнение относительно реакции Z_2 :

$$Z_2 = \frac{aG_a \cos \alpha}{L - \varphi h_g}. \quad (2.25)$$

Другое условие равновесия автомобиля вытекает из уравнения проекций всех сил на ось, перпендикулярную поверхности дороги (см. рис. 2.3):

$$G_a \cos \alpha - Z_1 - Z_2 = 0, \quad (2.26)$$

откуда

$$Z_1 = G_a \cos \alpha - Z_2. \quad (2.27)$$

Подставив в последнее выражение вместо реакции Z_2 ее значение из выражения (2.25) и сделав необходимые преобразования, получим

$$Z_1 = \frac{G_a \cos \alpha (b - \varphi h_g)}{L - \varphi h_g}. \quad (2.28)$$

В этих формулах a, b, h_g — координаты центра тяжести автомобиля (см. рис. 2.3) относительно точек приложения сил Z_1 и Z_2 . Если G_1 и G_2 — вес автомобиля, приходящийся соответственно на переднюю и заднюю оси, тогда

$$Z_1^1 = G_1 = G_a \left(\frac{b}{L} \right); \quad Z_2^1 = G_2 = G_a \left(\frac{a}{L} \right).$$

Полученные реакции соответствуют ускоренному движению автомобиля на подъеме с максимальным использованием силы сцепления $P_{\text{сц}}$. Динамическое изменение нормальных реакций оценивают коэффициентами продольного перераспределения реакций m_1 и m_2 :

$$m_1 = \frac{Z_1}{Z_1^1} = \frac{L \cos \alpha (b + \varphi h_g)}{b - (L - \varphi h_g)}; \quad m_2 = \frac{Z_2}{Z_2^1} = \frac{L \cos \alpha}{(L - \varphi h_g)}. \quad (2.29)$$

Нормальные реакции, действующие на колеса соответственно передней и задней осей, равны составляющим веса автомобиля, приходящимся на эти оси.

§ 2.8. Сопротивление воздуха

Быстро движущийся автомобиль расходует достаточно большую мощность на преодоление сопротивления воздуха. Например, при движении автомобиля в безветренную погоду со скоростью 90 км/ч воздух, через толщу которого продвигается автомобиль, давит на него с силой, равной силе урагана.

Затраты мощности на преодоление сопротивления воздуха состоят из затрат на преодоление:

лобового сопротивления, вызванного разностью давлений воздуха впереди и сзади автомобиля (до 60 % всего сопротивления воздуха) из-за образования разрежения за его кузовом;

сопротивления, создаваемого выступающими частями автомобиля;

сопротивления потока воздуха, проходящего через радиатор системы охлаждения, воздухозаборники, подкапотное пространство; трения частиц воздуха о наружную поверхность автомобиля; подъемной силы, вызванной разностью давления воздуха внизу иверху кузова.

Опытным путем установлено, что сила сопротивления воздуха (в Н):

$$P_b = c_b F_b v^2, \quad (2.30)$$

где c_b — коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости), зависящий от формы и качества отделки поверхности автомобиля, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; F_b — лобовая площадь автомобиля, м^2 ; v — скорость движения автомобиля, м/с .

Коэффициент обтекаемости c_b определяют экспериментально, численно он равен силе сопротивления воздуха в ньютонах, создаваемой 1 м^2 лобовой площади автомобиля при его движении со скоростью 1 м/с .

Лобовой площадью называют площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную продольной оси автомобиля. Определить точное значение лобовой площади легкового автомобиля довольно трудно из-за сложной формы его поперечного контура. Поэтому пользуются приближенной формулой:

$$F_b = 0,78 B_a H_a, \quad (2.31)$$

где B_a — наибольшая ширина автомобиля, м ; H_a — наибольшая высота автомобиля, м .

Таким образом, мощность, необходимая для преодоления сопротивления воздуха (в Вт),

$$N_b = P_b v = c_b v^3. \quad (2.32)$$

Понятно, что хорошая обтекаемость кузова не может быть подобрана без испытаний в аэродинамической трубе.

Поскольку известно, что сила сопротивления воздуха пропорциональна как коэффициенту c_b (у современных отечественных автомобилей $c_b = 0,36—0,48$), так и площади лобовой поверхности F_b , то совершенно ясно, что силу сопротивления воздуха можно уменьшить только путем создания удачной в аэродинамическом отношении формы. Конструкторы стремятся придать кузову автомобиля наилучшую обтекаемую форму.

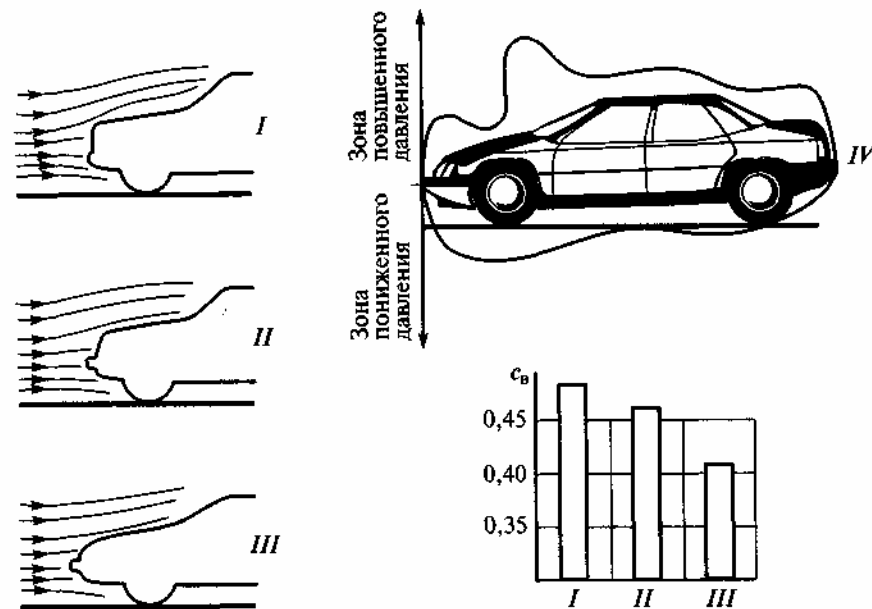


Рис. 2.10. Влияние формы передней части автомобиля на коэффициент обтекаемости c_b ;

I—III — формы автомобиля; IV — распределение зон воздушного потока по длине автомобиля

Экспериментами в аэродинамической трубе было установлено, что если передняя часть кузова низкая и широкая, не имеет острых углов, то не происходит отрыва потока воздуха, и он хорошо обтекает поверхность (рис. 2.10). Поэтому решетка радиатора должна быть широкой, но невысокой, а ветровое стекло установлено под углом $48—55^\circ$ к вертикали, чтобы сохранить зону повышенного давления (см. рис. 2.10, IV) для работы систем вентиляции и отопления.

Кроме того, следует учесть, что хотя при слишком большом наклоне и улучшается обтекаемость автомобиля, негативные последствия значительны: возрастает масса стекла, запыленность стекла ухудшает светопередачу, заметно сказываются дефекты стекла. При слишком большом наклоне стекла увеличивается запотевание стекол в салоне, в сумерках резко падает обзорность, требуется увеличивать размеры стеклоочистителя. Все это снижает безопасность при движении по ночному городу и в дождливую погоду.

Переход стекла к боковине должен осуществляться плавно, для этого применяют стекла с большей кривизной. Но нельзя забывать об искажениях, которые тем сильнее, чем больше кривизна стекла.

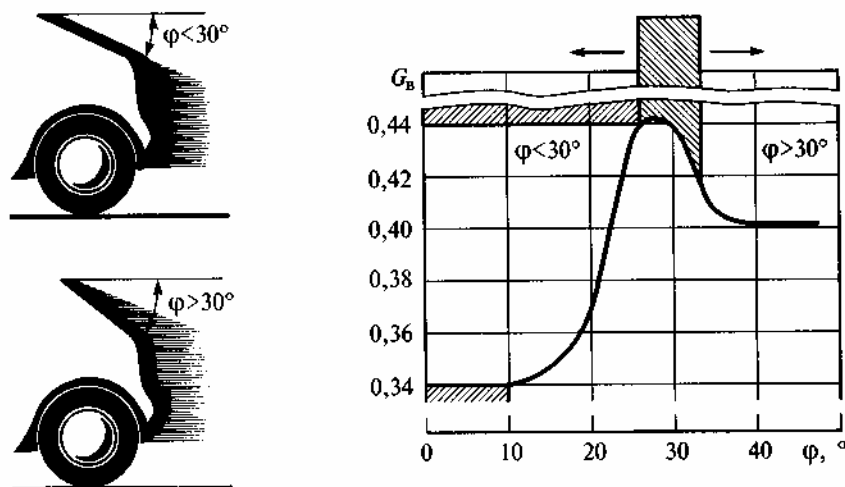


Рис. 2.11. Влияние угла наклона φ задней части автомобиля на коэффициент обтекаемости c_b .

С точки зрения аэродинамики автомобиля боковые поверхности оказывают небольшое влияние на создание безвихревого потока. Однако установлено, что боковые поверхности не должны быть слишком закругленными (ухудшается удобство входа и выхода), а стекла желательно приблизить к наружной поверхности и располагать их на одной линии с наружным контуром автомобиля.

Пожалуй, наибольшее влияние на коэффициент обтекаемости оказывает именно задняя часть автомобиля, и вот почему: в задней части воздушный поток отрывается с образованием завихрений.

Заднюю часть автомобиля практически невозможно выполнить обтекаемой настолько, чтобы она повторяла форму дирижабля, длина которого должна быть в 6 раз больше ширины (считается наиболее обтекаемой). Форму задней части автомобиля ищут еще более скрупулезно, чем передней.

Наибольшее распространение получили три варианта формы задней части автомобиля: ступенчатая, плавно спускающаяся и тупая.

Исследования в аэродинамической трубе показывают, что угол наклона φ задней части автомобиля оказывает наибольшее влияние на коэффициент обтекаемости c_b (рис. 2.11). Вихревой поток срывается позади заднего стекла на небольшом участке поперечного сечения, и подбор угла наклона заднего стекла является для конструктора наиболее сложным. Из графика (см. рис. 2.11) видно, что увеличение угла наклона более 34° незначительно влияет на коэффициент c_b , а

срыв потока обычно происходит в заштрихованной зоне. Это означает, что область турбулентного потока, которая насыщена отработавшими газами и пылью, охватывает площадь задней части автомобиля вплоть до заднего стекла, которое всегда оказывается запыленным. А если уплотнения кузова негерметичны, то в салоне чувствуется запах отработавших газов. Такой тип контура задней части характерен для грузопассажирских автомобилей, при проектировании которых стараются максимально использовать объем салона.

Рассмотрение графика на рис. 2.11 позволяет сделать вывод, что лучше всего делать наклон заднего стекла близким к 10° . Однако не следует забывать об обеспечении необходимой обзорности сзади, особенно при движении в дождь и снегопад, когда требуется очистка заднего стекла. Поэтому на автомобилях последних выпусков часто устанавливают стеклоочистители заднего стекла и применяют обогрев.

Влияние заднего спойлера на коэффициент обтекаемости изучалось многими исследователями. Одни из них считают, что оптимальная высота спойлера, устанавливаемого на задней кромке кузова, составляет около 60 мм, другие предлагают ограничиться 40 мм.

Произведение $c_b F_b$ называют фактором обтекаемости и обозначают буквой W_b .

Средние значения c_b , F_b и W_b приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Параметры обтекаемости автомобилей

Автомобили	c_b , $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$	F_b , м^2	W_b , $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$
Легковые с закрытым кузовом с открытым кузовом	0,20—0,35	1,6—2,8	0,3—1,0
	0,40—0,50	1,5—2,0	0,6—1,0
Грузовые	0,60—0,70	3,0—5,0	1,8—3,5
Автобусы с кузовом вагонного типа	0,24—0,40	4,5—6,5	1,1—2,6
Гонимые	0,13—0,15	1,0—1,3	0,13—0,2

Мощность, необходимая для преодоления сопротивления воздуха (в Вт), может быть подсчитана по формуле:

$$N_b = P_b v = c_b F_b v^3 = W_b v^3. \quad (2.33)$$

Действующие силы принято обозначать на схемах стрелками и буквами, причем направление стрелок совпадает с направлением действия силы, а длины стрелок должны быть выдержаны в одном

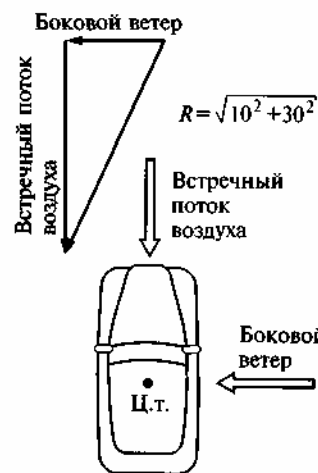


Рис. 2.12. Совокупность сил, действующих на автомобиль в движении

центра тяжести автомобиля Ц.т., получим совокупность действующих сил.

Совокупность нескольких сил, одновременно действующих на тело, в механике называют системой сил.

Если силы действуют в одном направлении и приложены в одной точке, их равнодействующая приложена в той же точке, направлена в ту же сторону и равна по величине сумме составляющих сил.

В действительности на автомобиль могут действовать силы в различных направлениях. Рассмотрим действие на автомобиль двух сил, разных по направлению (рис. 2.13). Сложение таких сил отличается от сложения сил, направленных в одну или в противоположные стороны. В этом случае силы необходимо привести к одной точке, а затем сложить, чтобы определить равнодействующую. Равнодействующая сил бокового ветра и встречного потока воздуха является геометрической суммой сил.

Все изложенное выше о сопротивлении воздуха и аэродинамических качествах автомобиля справедливо только для идеального случая, когда воздушный поток действует точно вдоль оси автомобиля. Но этого почти никогда не бывает. Воздушный поток фактически отклоняется и вверх, и вниз и может увеличивать или уменьшать силу сцепления шин с дорогой.

масштабе пропорционально величинам сил. Начало стрелки устанавливают в точке приложения силы.

Рассмотрим такой пример: на кузов автомобиля действуют две силы — сила сопротивления воздуха и сила ветра, дующего под углом 90° к продольной оси (и направлению движения) автомобиля (рис. 2.12). Это наиболее часто встречающаяся ситуация. Скорость автомобиля 108 км/ч, т. е. встречное движение воздуха составит 30 м/с, скорость ветра 36 км/ч, или 10 м/с.

Величины сил лобового сопротивления и бокового ветра примерно пропорциональны квадратам скорости, так что можно изобразить эти величины с помощью стрелок длиной $30^2 = 900$ и $10^2 = 100$. Взяв масштаб 1 : 10 отложим на рисунке прямые линии длиной 90 и 10 мм. Продолжив направления линий до пересечения их в точке

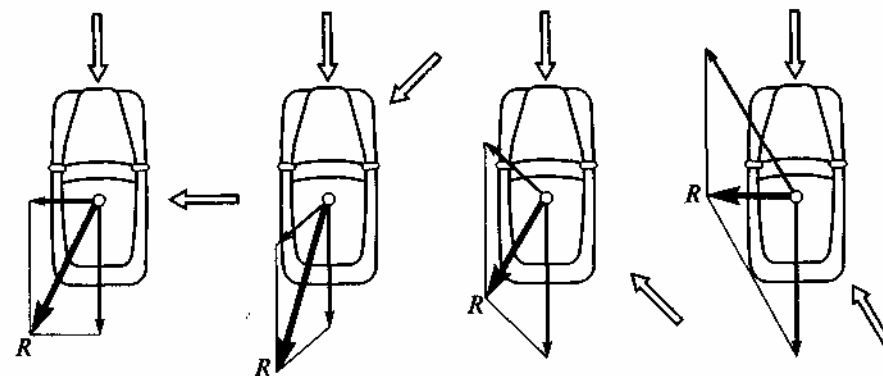


Рис. 2.13. Действие двух сил на автомобиль

Пример. Определить силу сопротивления воздуха и мощность, необходимую для преодоления сопротивления воздуха автомобилем, при следующих данных:

$$W_b = 0,6 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2, v = 35 \text{ м/с.}$$

Решение. Сила сопротивления воздуха

$$P_b = W_b \cdot v^2 = 0,6 \cdot 1225 = 735 \text{ Н.}$$

Мощность на преодоление сопротивления воздуха

$$N_b = W_b v^3 = 0,6 \cdot 48 875 = 29 325 \text{ Вт} = 25,73 \text{ кВт.}$$

§ 2.9. Уравнение движения автомобиля

Уравнение движения автомобиля является основным в тяговой динамике. Оно связывает силы, движущие автомобиль, с силами сопротивления движению и позволяет определить характер движения автомобиля в любой момент времени. При изучении динамичности автомобиля считают, что его возможности ограничены лишь мощностью двигателя и сцеплением ведущих колес с дорогой. Остальные ограничения, накладываемые, например, требованиями безопасности движения или комфортабельности, не учитывают. В связи с этим ниже рассмотрено лишь прямолинейное движение автомобиля. Особенности криволинейного движения и его влияние на показатели динамичности изложены в главах, посвященных устойчивости и управляемости автомобиля.

Рассмотрим движение автомобиля по сложному профилю пути. При прохождении автомобилем впадины дороги (рис. 2.14, а) сила тяжести G_a и центробежная сила $Z_{ц}$, приложенные в центре тяжести, дают равнодействующую R :

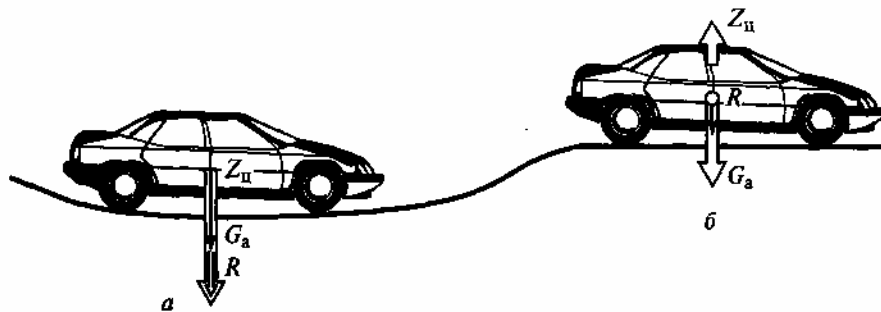


Рис. 2.14. Прохождение автомобилем сложного профиля дороги: а — впадины; б — выпуклости

$$R = G_a + Z_{ц}. \quad (2.34)$$

Если силы направлены в противоположные стороны (прохождение выпуклого места дороги), равнодействующая равна их разности, приложена опять в центре тяжести и направлена в сторону большей силы (см. рис. 2.14, б).

Если противодействующие силы равны, то тело находится в покое или в установившемся движении, так как равнодействующая R равна нулю.

Действие на тело силы или нескольких сил приводит к началу движения неподвижного тела, к изменению направления и скорости движения тела или к давлению одного тела на другое, если одно из них препятствует перемещению другого.

Рассмотрим силы и моменты, действующие на автомобиль на подъеме во время разгона (рис. 2.15).

К центру тяжести автомобиля приложены сила тяжести G , сила инерции $P'_и$ поступательно движущихся масс, направленная противоположно ускорению, и сила сопротивления подъему $P_п$.

$$\left. \begin{aligned} \text{Сила тяжести: } G &= M_a g, \\ \text{Сила инерции: } P'_и &= M_a j, \\ \text{Сила сопротивления подъему: } P_п &= G \sin \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

где M_a — масса автомобиля, кг; j — ускорение автомобиля; m/c^2 , g — ускорение свободного падения, m/c^2 .

К колесам приложены моменты сопротивления качению $M_{к1}$ и $M_{к2}$, а также моменты сил инерции $M_{и1}$ и $M_{и2}$. Со стороны дороги на шины действуют нормальные реакции Z_1 и Z_2 и касательные реакции

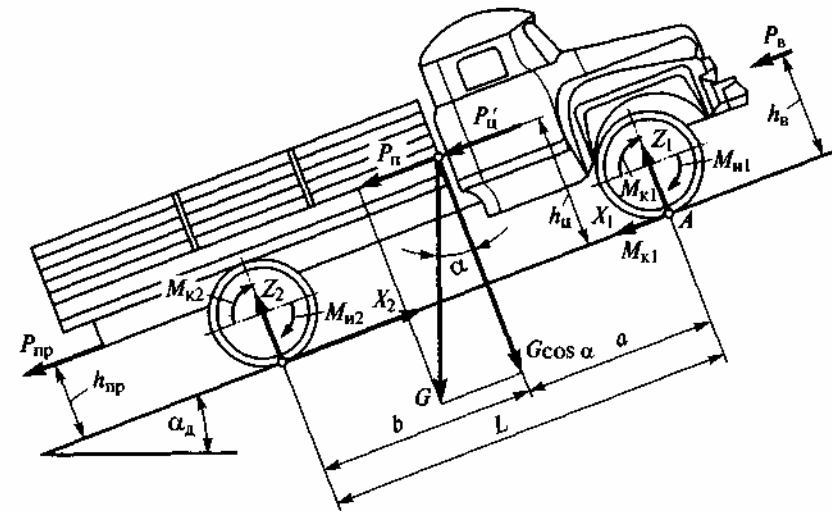


Рис. 2.15. Силы и моменты, действующие на автомобиль на подъеме

X_1 и X_2 . Сила сопротивления воздуха $P_в$ приложена к метацентру автомобиля на высоте $h_в$. Кроме того, к буксирному крюку автомобиля может быть приложена сила $P_{пр}$ сопротивления движению прицепа.

Спроектируем все силы на плоскость дороги:

$$X_2 - X_1 - P'_и - P_п - P_в - P_{пр} = 0. \quad (2.36)$$

При движении одиночного автомобиля

$$X_2 - X_1 - P'_и - P_п - P_в = 0. \quad (2.37)$$

Подставив в формулу (2.37) вместо сил X_1 , X_2 и $P'_и$ их значения, получим

$$P_{\tau} - \frac{I_{\kappa} \eta_{\text{пр}} u_{\text{пр}}^2 + I_2}{r^2} - \frac{I_1}{r^2} j - M_a j - (Z_1 + Z_2) f - P_п - P_в = 0. \quad (2.38)$$

Вместе с тем

$$(Z_1 + Z_2) f + P_и = P_{\kappa} + P_п = P_d, \quad (2.39)$$

следовательно,

$$P_T - \left(1 + \frac{I_M \eta_{тр} u_{тр}^2 + I_K}{M_a r^2} \right) M_a j - P_d - P_b = 0, \quad (2.40)$$

где I_K — суммарный момент инерции всех колес автомобиля, кг · м².

Второй член уравнения (2.40) представляет собой силу, которую нужно приложить к автомобилю, чтобы сообщить ему ускорение, равное j . Сравнивая этот член с уравнением (2.35), видим, что выражение, заключенное в скобки, определяет, во сколько раз энергия, затраченная при разгоне вращающихся и перемещающихся масс деталей автомобиля, больше энергии, необходимой для разгона автомобиля, все детали которого движутся только поступательно. Таким образом, это выражение учитывает влияние вращающихся масс, его называют *коэффициентом учета вращающихся масс* $\delta_{вр}$:

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{I_M \eta_{тр} u_{тр}^2 + I_K}{M_a r^2}. \quad (2.41)$$

Весь второй член уравнения (2.40) называют *приведенной силой инерции* P_n автомобиля:

$$P_n = P'_n \delta_{вр} = M_a j \left(1 + \frac{I_M \eta_{тр} u_{тр}^2 + I_K}{M_a r^2} \right). \quad (2.42)$$

Энергия, затрачиваемая на разгон вращающихся деталей двигателя, на прямой передаче в 2—3 раза, а на низших передачах в 8—10 раз больше энергии, расходуемой на разгон колес.

Если точное значение моментов инерции I_M и I_K неизвестно, то коэффициент $\delta_{вр}$ определяют по эмпирической формуле:

$$\delta_{вр} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 u_{кл}^2) G_a / G, \quad (2.43)$$

где $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0,03—0,05$; $u_{кл}$ — передаточное число коробки передач; G_a — вес автомобиля с полной нагрузкой; G — вес автомобиля с данной нагрузкой.

Для случая движения автомобиля с отсоединенным от трансмиссии двигателем коэффициент учета вращающихся масс обозначают буквой δ_n и определяют по формуле

$$\delta_n = 1 + I_K / (M_e r^2) \approx 1 + 0,05 G_a / G. \quad (2.44)$$

Искомое уравнение для общего случая движения автомобиля

$$P_T - P_n - P_K - P_{п} - P_b = P_T - P_n - P_d - P_b = 0. \quad (2.45)$$

§ 2.10. Сила тяги по условиям сцепления шин с дорогой

При определении силы тяги было принято, что ее величина зависит лишь от параметров автомобиля (M_e , $u_{тр}$, $\eta_{тр}$, r). Однако это не означает, что, увеличивая, например, передаточное число трансмиссии, можно реализовать сколь угодно большую силу тяги. Предельное ее значение ограничено сцеплением шин с поверхностью дороги.

Силой сцепления шин с дорогой $P_{сц}$ называют максимальное значение горизонтальной реакции R_{max} , пропорциональное вертикальной нагрузке на колесо:

$$P_{сц} = R_{max} = \phi Z, \quad (2.46)$$

где ϕ — *коэффициент сцепления*, численно равный отношению силы, вызывающей равномерное скольжение колеса, к нормальной реакции дороги. В зависимости от направления скольжения колеса различают коэффициенты *продольного* ϕ_x и *поперечного* ϕ_y сцепления.

Для движения колеса без продольного и поперечного скольжения необходимо соблюдение условия

$$P_{сц} = \phi \cdot Z \geq \sqrt{X^2 + Y^2}. \quad (2.47)$$

При отсутствии поперечных сил сила сцепления

$$P_{сц} = \phi Z \geq X. \quad (2.48)$$

В случае равномерного качения ведущего колеса

$$X = P_T - Z \cdot f, \quad P_T \leq (\phi_x + f) Z.$$

Коэффициент ϕ_x обычно намного больше коэффициента f , поэтому условие качения колеса без скольжения можно с небольшой погрешностью представить в виде

$$P_T \leq P_{сц} = \phi_x Z. \quad (2.49)$$

Если сила тяги меньше силы сцепления $P_{сц}$, то ведущее колесо катится без пробуксовывания. Если сила тяги больше силы сцепления, ведущее колесо пробуксовывает, и для движения используется лишь часть силы тяги, равная $\phi_x Z$. Остальная часть силы P_T вызывает ускоренное вращение колес, которое продолжается до тех пор, пока мощность, затрачиваемая на буксование, не уравнивается избыток мощности, подведенной к колесам. Наиболее часто буксование наблюдается

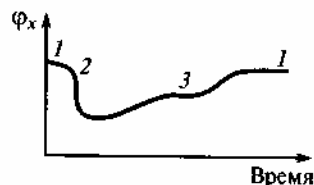


Рис. 2.16. Влияние на коэффициент сцепления количества влаги на покрытии дороги:

1 — сухое покрытие; 2 — начало дождя; 3 — конец дождя

при резком трогании с места и во время преодоления большого сопротивления движению на скользких дорогах.

На дорогах с твердыми покрытиями коэффициент сцепления зависит главным образом от трения скольжения между шиной и покрытием. На деформируемых дорогах коэффициент сцепления зависит прежде всего от сопротивления грунта срезу и от внутреннего трения в грунте. Выступы протектора ведущего колеса, погружаясь в грунт, деформируют и уплотняют его, увеличивая до некоторого предела сопротивление срезу. Однако затем начинается разрушение грунта, вследствие чего коэффициент сцепления уменьшается.

При смачивании твердого покрытия коэффициент сцепления резко падает (рис. 2.16) из-за образования пленки из частиц грунта и воды, уменьшающих трение между шиной и дорогой. Коэффициент сцепления понижается особенно значительно, если на покрытии имеется пленка глины. Сильным дождем эта пленка может быть смыта, тогда величина ϕ опять приближается к значениям, характерным для сухого покрытия.

При смачивании твердого покрытия коэффициент сцепления резко падает (рис. 2.16) из-за образования пленки из частиц грунта и воды, уменьшающих трение между шиной и дорогой. Коэффициент сцепления понижается особенно значительно, если на покрытии имеется пленка глины. Сильным дождем эта пленка может быть смыта, тогда величина ϕ опять приближается к значениям, характерным для сухого покрытия.

Большое влияние на коэффициент ϕ оказывает рисунок протектора. Протектор шин легковых автомобилей обычно имеет мелкий рисунок, обеспечивающий хорошее сцепление с твердым покрытием. У шин грузовых автомобилей рисунок протектора крупный с широкими и глубокими впадинами. Такие шины врезаются в грунт, улучшая проходимость автомобиля.

Износ протектора шины ухудшает ее сцепление с дорогой, при этом коэффициент сцепления шины с дорогой наименьший при полном износе рисунка. Эксплуатации шин с изношенным протектором запрещена, так как это может привести к серьезным дорожно-транспортным происшествиям.

Недостаточная величина коэффициента ϕ является причиной многих дорожно-транспортных происшествий. Для обеспечения безопасности движения величина ϕ должна быть не менее 0,1. Увеличение тягового (или тормозного) момента, приложенного к колесу, вызывает буксование или проскальзывания шины относительно дороги. Величину проскальзывания λ оценивают в процентах:

$$\lambda = \left(1 - \frac{\omega_k r}{v}\right) \cdot 100\%,$$

где ω_k — угловая скорость; v — скорость качения колеса.

При $\omega_k r > v$ колесо пробуксовывает в направлении своего вращения. При $\omega_k r = v$ колесо катится без проскальзывания. При $\omega_k r < v$ (тормозной режим) колесо проскальзывает в сторону, противоположную направлению вращения, а при $\omega_k = 0$ наблюдается скольжение шины относительно дороги — автомобиль идет юзом.

С увеличением проскальзывания (или буксования) шины по дороге коэффициент сцепления возрастает, достигая максимума ϕ_{\max} при степени проскальзывания $\lambda = 20-25\%$.

При полном буксовании ведущих колес или юзе тормозящих колес ($\lambda = 100\%$) коэффициент сцепления ($\phi_{\text{ю}}$) может быть на 10—25 % меньше максимального (рис. 2.17).

С увеличением скорости движения автомобиля коэффициент ϕ_x обычно уменьшается.

Так как на величину ϕ_x влияет большое число факторов, учесть которые очень трудно, то обычно для расчетов пользуются средними значениями коэффициента сцепления ϕ , приведенными в табл. 2.3. Коэффициент поперечного сцепления ϕ_y зависит от тех же факторов, и его обычно принимают равным коэффициенту ϕ_x .

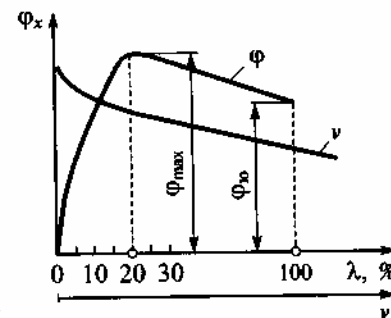


Рис. 2.17. Влияние степени проскальзывания колес относительно дороги и скорости качения колеса v на коэффициент сцепления

Таблица 2.3

Значения коэффициента сцепления ϕ в зависимости от вида дороги и состояния ее поверхности

Дороги	Поверхность	
	сухая	мокрая
Асфальтобетонные или цементно-бетонные	0,7—0,8	0,35—0,45
Щебеночные	0,6—0,7	0,3—0,4
Грунтовые	0,5—0,6	0,2—0,4
Обледенелые	0,1—0,2	
Покрытые снегом	0,2—0,3	

Условие возможности движения автомобиля

Согласно выражению $P_{\text{сд}} = \varphi Z \geq X$ длительное безостановочное движение автомобиля возможно лишь при условии:

$$P_T \geq P_k + P_b.$$

Это неравенство связывает конструктивные параметры автомобиля с силами сопротивления движению. Выполнение его необходимо, но недостаточно для безостановочного движения автомобиля. Движение возможно лишь при отсутствии буксования ведущих колес. Учитывая формулу $P_T \leq P_{\text{сд}} = \varphi_x Z$, условие безостановочного движения можно выразить следующим образом:

$$\varphi_x Z \geq P_T \geq P_k + P_b. \quad (2.50)$$

Если суммарная сила сопротивления движению больше тяговой силы, то останавливается двигатель. Если тяговая сила больше силы сцепления, то пробуксовывают ведущие колеса.

Таким образом, длительное безостановочное движение автомобиля возможно лишь в том случае, если сила тяги на ведущих колесах не больше силы сцепления, но больше суммы сил сопротивления дороги и воздуха или, в крайнем случае, равна ей.

Контрольные вопросы

1. Что такое скоростная характеристика двигателя и как она определяется?
2. От каких факторов зависит КПД трансмиссии и каковы его средние значения для автомобилей разных типов?
3. Какие причины вызывают сопротивление качению, сопротивление подъему и сопротивление дороги?
4. Назовите средние значения коэффициента сопротивления качению для дорог разных типов.
5. От чего зависят сила и мощность сопротивления воздуха?
6. Что такое коэффициент учета вращающихся масс? Чему он равен?
7. От каких факторов зависит коэффициент сцепления и каковы его средние значения для дорог различных типов?
8. Напишите условие возможности движения автомобиля.
9. Зачем нужно уравнение движения автомобиля и какие величины в него входят?

ГЛАВА 3

ТЯГОВАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 3.1. Силовой баланс и его график

Полученное в предыдущей главе уравнение движения автомобиля (2.45) $P_T - P_k - P_d - P_b = 0$ не решается в общем виде, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие основные действующие силы P_T, P_k, P_d, P_b со скоростью автомобиля v_a .

Уравнения движения обычно решают приближенно, используя простые и наглядные графоаналитические методы, которые обеспечивают достаточную точность получаемых результатов. Наибольшее распространение получили: метод силового баланса, метод мощностного баланса, метод динамической характеристики.

Рассмотрим метод силового баланса.

Переписав уравнение $P_T = P_k + P_k + P_p + P_b = P_k + P_d + P_b$ следующим образом:

$$P_T - P_k - P_k - P_p - P_b = P_T - P_k - P_d - P_b = 0, \quad (3.1)$$

получим *уравнение силового баланса*, которое можно решать графически, как показано на рис. 3.1.

Вначале строят тяговую характеристику автомобиля на каждой передаче, задаваясь частотой вращения коленчатого вала двигателя, и, как следствие, находят значения скорости движения автомобиля $v_a = 0,377 \frac{n r}{i_{\text{г}} u_{\text{гт}}}$ и получают значения силы тяги $P_{\text{т1}}, P_{\text{тII}}, P_{\text{тIII}}, P_{\text{тIV}}$.

В нижней части графика наносят кривую P_d , построенную для одного значения коэффициента сопротивления дороги φ . Кривую силы сопротивления воздуха P_b строят, откладывая значения этой силы вверх от соответствующих значений силы P_d .

Кривая суммарного сопротивления $P_b + P_d$ определяет силу тяги, необходимую для движения автомобиля с постоянной скоростью. Если кривая P_T проходит выше кривой $P_b + P_d$, то отрезки, заключенные между этими кривыми, представляют собой нереализованную

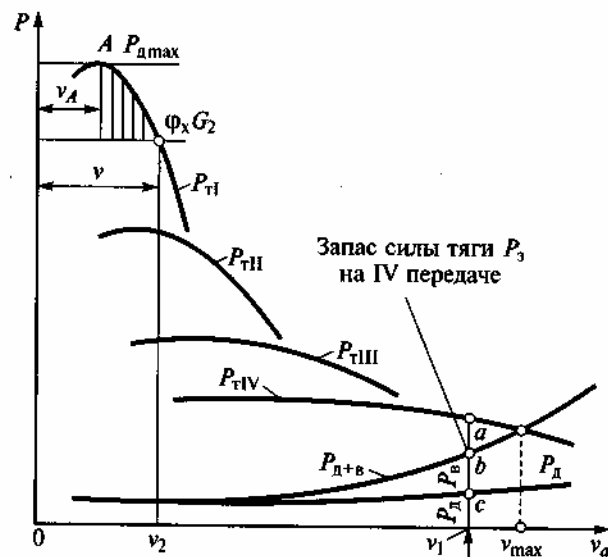


Рис. 3.1. График силового баланса автомобиля:
 $P_{тI}$; $P_{тII}$; $P_{тIII}$; $P_{тIV}$ — кривые сил тяги соответствующей передачи

часть («запас») P_3 силы тяги, которую можно использовать для преодоления повышенного сопротивления дороги или для разгона автомобиля.

При помощи полученного графика силового баланса можно определить основные показатели динамичности автомобиля при движении. Так, например, максимальную скорость v_{max} определяют по абсциссе точки пересечения кривых P_t и $P_d + P_b$, так как при этом запас силы тяги P_3 , а следовательно, и ускорение равны нулю. Если кривая P_t проходит ниже кривой $P_d + P_b$, то автомобиль движется замедленно.

Для определения максимального сопротивления дороги, которое может преодолеть автомобиль при равномерном движении, например, со скоростью v_1 , нужно из ординаты P_t вычесть отрезок ab , равный в выбранном масштабе силе P_b при скорости v_1 . Сумма отрезков P_3 и bc в том же масштабе представляет собой силу P_d при максимальном коэффициенте сопротивления дороги ψ_{max} .

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, нужно, определив для заданного коэффициента сцепления ϕ_x силу сцепления $P_{сц} \approx \phi_x G_2$, провести горизонтальную линию, как показано на рис. 3.1. В зоне, расположенной ниже этой линии ($\phi_x G_2$), соблюдает-

ся условие $P_t \leq P_{сц}$, а в зоне выше нее длительное движение автомобиля невозможно.

Для рассматриваемого примера безостановочное движение автомобиля на четвертой, третьей и второй передачах возможно во всем интервале скоростей от минимальной до максимальной. На первой передаче движение автомобиля без буксования колес при полной нагрузке двигателя возможно лишь со скоростью, большей или равной скорости v_2 . Для движения на первой передаче со скоростью, меньшей скорости v_2 , необходимо прикрыть дроссельную заслонку, чтобы уменьшить силу тяги P_t .

В уравнении силового баланса, написанном для общего случая движения автомобиля, все силы сопротивления условно имеют знак плюс. Однако в зависимости от характера движения силы P_n и P_u могут быть или силами сопротивления, или движущими силами. Поэтому подставлять значения этих сил в уравнение

$$P_t = P_d + P_k + P_n + P_b = P_d + P_b + P_u$$

при движении на подъеме (+ α_d), а также при разгоне автомобиля (+ j) нужно со знаком «+», а в случае движения на спуске (− α_d) и с замедлением (− j) со знаком «−».

§ 3.2. Мощностной баланс и динамическая характеристика автомобиля

По аналогии с уравнением силового баланса, о котором шла речь в предыдущем параграфе, можно составить уравнение мощностного баланса

$$$$

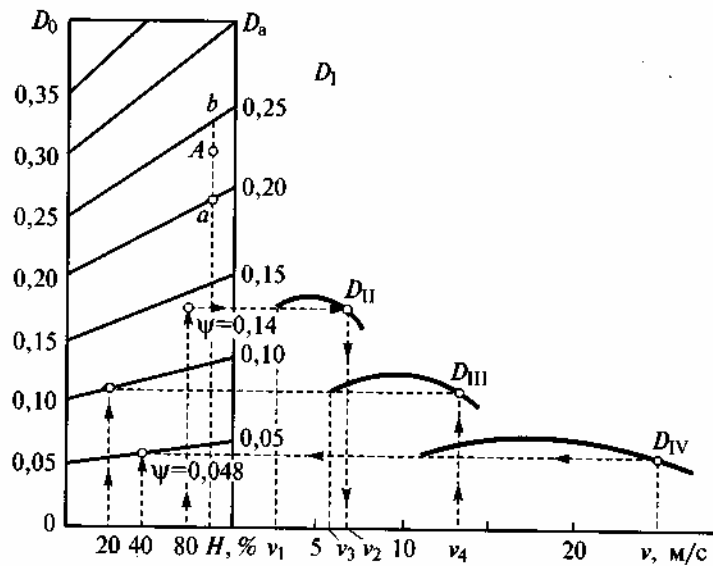


Рис. 3.2. Динамическая характеристика с номограммой нагрузок

От этих недостатков свободен метод решения уравнения движения автомобиля при помощи динамической характеристики, предложенный академиком Е.А. Чудаковым.

Динамической характеристикой автомобиля называется зависимость динамического фактора D_a автомобиля с полной нагрузкой от скорости движения на различных передачах (рис. 3.2).

Динамическим фактором D_a автомобиля называют отношение разности силы тяги P_t и силы сопротивления воздуха P_b к весу автомобиля:

$$D_a = \frac{P_t - P_b}{G} = \left(\frac{M_c u_{np}}{r} \eta_{тр} - P_b v^2 \right) \frac{1}{G_t}. \quad (3.4)$$

Величина D_a зависит только от конструктивных параметров автомобиля, поэтому ее определяют для каждой конкретной модели. Так как в случае движения автомобиля на низшей передаче с малой скоростью сила P_b невелика, то ею пренебрегают, и динамический фактор определяют по приближенной формуле

$$D_a = \frac{P_t}{G}.$$

Для того чтобы связать динамический фактор с условиями движения автомобиля, преобразуют формулу мощностного баланса (3.3), в результате чего получают

$$D_a = \psi + \frac{\delta_{вп}}{g} j. \quad (3.5)$$

При равномерном движении $j = 0$, следовательно,

$$D_a = \psi.$$

Из условия движения автомобиля легко определить и ускорение, которое может развить автомобиль:

$$j = (D_a - \psi) \frac{g}{\delta_{вп}}. \quad (3.6)$$

Наибольшую скорость, которую может развить автомобиль в заданных условиях, определяют из условия: $D_a - \psi = 0$.

Динамическую характеристику автомобиля строят графическим способом.

Любая точка характеристики может быть рассчитана по следующей формуле:

$$D = (P_t - P_b)/G = D_a G/G_t. \quad (3.7)$$

Чтобы не пересчитывать при каждом изменении значения веса автомобиля значение динамического фактора D_a , пользуются номограммой нагрузок.

Строят ее следующим образом: продолжают влево ось абсцисс, на ней наносят шкалу нагрузки H , приходящуюся на ведущий мост (в процентах), или указывают число пассажиров и вес багажа. Через новую нулевую точку проводят ось ординат и на ней наносят шкалу динамического фактора для автомобиля без нагрузки D_0 . Масштаб для шкалы D_0 определяют по формуле:

$$a_0 = \alpha_a G_0/G,$$

где α_a — масштаб шкалы динамического фактора для автомобиля с полной нагрузкой; G_0 — вес снаряженного автомобиля, включая вес водителя.

Равнозначные деления шкал осей ординат D_0 и D_a (например, 0,05; 0,10; 0,15; ...; 0,35) соединяют между собой прямыми линиями.

При анализе промежуточные значения определяют способом интерполирования, который использован в приведенном ниже примере.

Пример. При нагрузке $H = 20\%$ (см. рис. 3.2) и скорости автомобиля $v = 13$ м/с коэффициент сопротивления дороги $\psi = 0,10$; при нагрузке $H = 40\%$ и коэффициенте $\psi = 0,048$ скорость автомобиля $v = 25$ м/с; при нагрузке $H = 80\%$ и коэффициенте $\psi = 0,14$ максимальная скорость автомобиля равна 7 м/с.

Требуется определить, какому значению динамического фактора D_a соответствует произвольная точка A при 90 %-й нагрузке.

Решение. Отрезок $a - b$ (между двумя фиксированными значениями D_a) делят на такое количество частей, с какой точностью желают получить значение динамического фактора D_a . Допустим, нужна точность до 0,01, следовательно, отрезок $a - b$ необходимо разделить на пять частей, так как точка A лежит между значениями D_a , равными 0,20 и 0,25.

Затем определяют скорость движения автомобиля. Если, например, горизонтальная прямая ψ пересекает кривую динамического фактора D_{II} в двух точках, то автомобиль при полностью открытой дроссельной заслонке может равномерно двигаться как со скоростью $v_1 = 2,5$ м/с, так и со скоростью $v_2 = 7,5$ м/с.

При пересечении кривой динамического фактора D_{III} получают соответственно $v_3 = 6$ м/с и $v_4 = 13$ м/с.

Отсюда следует, что для равномерного движения со скоростью выше 2,5 м/с и меньше 7,5 м/с или соответственно больше 6 м/с и меньше 13 м/с нужно снизить мощность двигателя, прикрыв дроссельную заслонку.

Динамичность автомобиля зависит от его конструктивных параметров и качества дороги. Наибольшее значение при проектировании автомобиля имеют форма скоростной характеристики двигателя, КПД трансмиссии, передаточные отношения трансмиссии. Увеличение числа передач в коробке улучшает тяговую динамичность автомобиля. Однако при чрезмерно большом числе передач усложняется конструкция коробки передач и увеличивается ее масса, усложняется управление автомобилем. Поэтому в легковых автомобилях число ступеней не превышает пяти. Самой подходящей была бы бесступенчатая трансмиссия, но ее КПД несколько меньше, чем у ступенчатых трансмиссий, что и сдерживает ее применение. За последнее время заметно повысилось внимание к бесступенчатым трансмиссиям из-за их тяговых достоинств, и можно надеяться, что применение новых материалов и средств автоматизации поможет конструкторам найти оптимальное решение.

§ 3.3. Динамический паспорт автомобиля

Динамический паспорт автомобиля составляют из динамической характеристики с номограммой нагрузок (см. рис. 3.2), графика контроля буксования и динамических показателей.

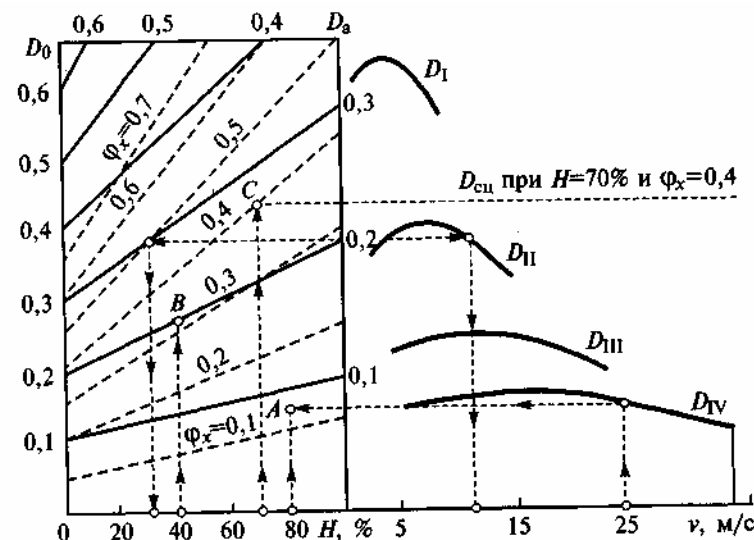


Рис. 3.3. Динамический паспорт автомобиля

О динамической характеристике было рассказано в предыдущем параграфе.

График контроля буксования представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить возможность буксования ведущих колес. Этот график строят следующим образом.

Сначала по формулам, приведенным ниже, определяют динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой $D_{\text{асц}}$ и без нее $D_{0\text{асц}}$ при различных значениях коэффициента сцепления ϕ_x , начиная с $\phi_x = 0,1$:

$$D_{\text{асц}} = \frac{G_2}{G_a} \phi_x ;$$

$$D_{0\text{асц}} = \frac{G_{02}}{G_0} \phi_x ,$$

где G_{02} — вес, воспринимаемый ведущими колесами автомобиля без нагрузки, H .

Затем значение $D_{\text{асц}}$ откладывают по оси D_a номограммы нагрузок (рис. 3.3), а значение $D_{0\text{асц}}$ — по оси D_0 , и полученные точки соединя-

ют прямой штриховой линией, на которой указывают величину коэффициента $\varphi_x = 0,1$. Так же определяют положение точек и наносят штриховые линии $D_{\text{сц}}$ для других значений φ_x (0,2; 0,3; ...; 0,8).

Пользуясь графиком контроля буксования, можно учесть ограничения, накладываемые на движение автомобиля сцеплением шин ведущих колес с дорогой.

Например, можно определить минимальный коэффициент φ_x , необходимый для движения с заданной нагрузкой и скоростью или с заданной нагрузкой и коэффициентом ψ .

В первом случае поступают так же, как при определении динамического фактора (по известным значениям нагрузки H и скорости v), только вместо величины D по сплошным наклонным линиям определяют значение $D_{\text{сц}}$ по штриховым линиям. Так, при скорости $v = 25$ м/с и нагрузке $H = 80$ % коэффициент $\varphi_x = 0,12$ (точка А).

Во втором случае проводят вертикальную линию через точку, соответствующую известному значению нагрузки H , и на ней откладывают значение коэффициента ψ , после чего по наклонным штриховым линиям определяют коэффициент φ_x .

Так, при нагрузке $H = 40$ % и коэффициенте $\psi = 0,2$ получают значение коэффициента $\varphi_x = 0,32$ (точка В).

По графику контроля буксования можно также определить максимальные значения коэффициента ψ и скорости v при известных нагрузке H и коэффициенте φ_x , или нагрузку H и скорость v при известных величинах φ_x и ψ .

Если нагрузка $H = 70$ % и коэффициент $\varphi_x = 0,4$ (точка С), то коэффициент $\psi = 0,27$. При таком коэффициенте сопротивления дороги ψ автомобиль сумеет двигаться лишь на первой передаче, причем для поддержания равномерного движения дроссельная заслонка карбюратора должна быть прикрыта.

Если сопротивление дороги не ограничивает движения автомобиля, то можно достичь любой скорости, не превышающей максимальной — 35 м/с.

При коэффициентах $\psi = 0,3$ и $\varphi_x = 0,5$ и нагрузке $H = 30$ % скорость автомобиля $v = 11,5$ м/с.

Вышеприведенные расчеты относятся к равномерному движению автомобиля.

Время равномерного движения автомобиля обычно невелико по сравнению с общим временем его работы. Так, при эксплуатации в городах автомобили движутся равномерно всего лишь 15—25 % вре-

мени. От 30 до 45 % времени приходится на ускоренное движение и 30—40 % — на движение накатом и торможение.

Показателями динамических свойств автомобиля при неравномерном движении служат ускорение, а также путь и время в определенном интервале. Движение автомобиля может быть ускоренным или замедленным.

Однако само по себе ускорение дает неполное представление о динамических качествах автомобиля. Нужно знать более ощутимые показатели: время разгона от момента трогания с места до достижения определенной скорости (или в интервале между двумя значениями скорости) и путь разгона. Приближенные значения времени и пути разгона можно получить соответственным использованием динамической характеристики автомобиля.

Найдя уже известными способами значения ускорений для различных скоростей и условий движения, подсчитывают величины, обратные ускорениям, т. е. $\frac{1}{j}$, и строят график изменения этих величин

(рис. 3.4).

Из курса механики известно, что ускорение j равно $\frac{v_a}{t}$, а время разгона $t = \frac{v_a}{j}$.

На графике (рис. 3.5) проводят вертикальные линии от горизонтальной оси до кривой и подсчитывают площадь F (в мм²), ограниченную этими линиями. Площадь F можно рассматривать как произведение величины основания v_a на высоту $1/j$. Следовательно, площадь пропорциональна времени разгона от одной скорости (соответствующей первой вертикальной линии) до другой.

Время разгона можно вычислить, если величину каждой площади разделить на 3,6 и на количество миллиметров e , изображающее 1 км/ч на горизонтальной шкале, и на количество миллиметров h , изображающее 1 с²/м на вертикальной:

$$t = \frac{F}{3,6eh} \text{ с.}$$

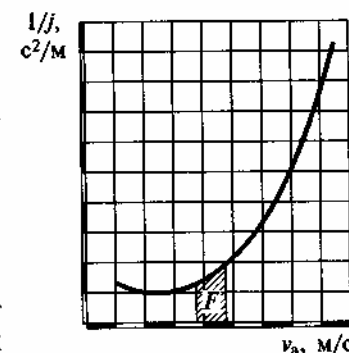


Рис. 3.4. График величин, обратных ускорениям

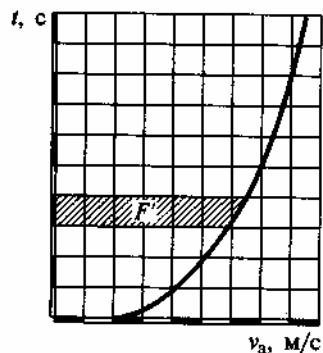


Рис. 3.5. График времени разгона

По значениям t , определенным для различных скоростей, строят кривую времени разгона, начиная с v_{\min} , при которой $t = 0$ (см. рис. 3.5).

Возможность быстрого разгона, определяющая среднюю скорость автомобиля, является важной характеристикой динамичности. Показателями разгона являются ускорение, время и путь разгона.

Из графиков силового и мощностного баланса и динамической характеристики видно, что избыточная сила тяги, избыточная мощность и разность $(D_a - \psi)$, определяющие величину ускорения автомобиля, не

постоянны, а зависят от передачи, на которой производят разгон, а также от достигнутой скорости. Поэтому, чтобы получить полное представление об интенсивности разгона, находят ускорения для каждой передачи и последовательного ряда значений скорости движения автомобиля и строят график зависимости $j = f(v_a)$.

Такой график (рис. 3.6, а) показывает, что наибольших ускорений можно достигнуть, если разгон начинается на первой передаче и если происходит последовательно и своевременно переход с низшей передачи на высшую.

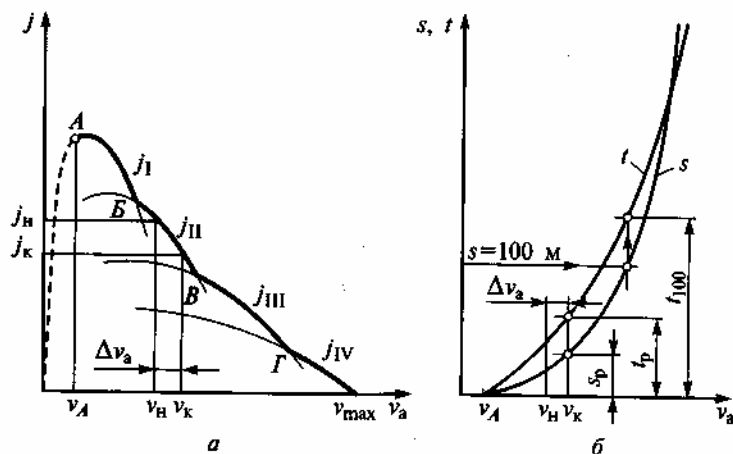


Рис. 3.6. Графики показателей разгона автомобиля:
а — ускорений; б — пути и времени разгона

Перед началом разгона ведущие колеса отсоединены от двигателя, коленчатый вал двигателя вращается с минимально устойчивой частотой, а скорость автомобиля равна нулю. Плавное нарастание ускорения при трогании автомобиля с места достигается при одновременном постепенном включении сцепления и увеличении открытия дроссельной заслонки (подачи топлива). На этой фазе разгона ускорение растет (штриховая кривая); к моменту полного включения сцепления и открытия заслонки (точка А) оно достигает значения j_a , скорость автомобиля — значения v_a .

При использовании графика ускорения для практических расчетов считают, что разгон начинают со скорости v_a , а передачи переключают мгновенно при скоростях, соответствующих скоростям в точках Б, В и Г пересечения кривых ускорения. Если же кривые не пересекаются, то полагают, что передачи переключают при максимальных скоростях, достигаемых на каждой из промежуточных передач.

Время разгона автомобиля в интервале скоростей от v_a до v_{\max} определяют графоаналитическим способом с использованием графика ускорения.

Для этого кривую ускорения (см. рис. 3.6, а) вертикальными линиями делят на равные участки, соответствующие приращению скорости $\Delta v_a = 5 \text{ км/ч}$. Вследствие малости этих интервалов считают, что в пределах каждого из них автомобиль движется с постоянным ускорением

$$j_{\text{ср}} = 0,5(j_n + j_k),$$

где j_n и j_k — ускорения соответственно в начале и в конце рассматриваемого участка.

Для каждого участка подсчитывают время разгона t_p , в течение которого достигается приращение скорости Δv_a , по формуле:

$$t_p = \frac{\Delta v_a}{3,6 j_{\text{ср}}} = \frac{\Delta v_a}{1,8(j_n + j_k)},$$

а затем последовательным графическим суммированием полученных результатов строят график зависимости времени разгона от скорости (рис. 3.6, б).

Путь разгона определяют аналогичным методом. По кривой зависимости $t = f(v_a)$ для каждого интервала Δv_a скорости находят путь разгона

$$s_p = v_{\text{ср}} t_p / 3,6,$$

где v_{cp} — средняя скорость, $v_{cp} = 0,5(v_n + v_k)$; t_p — время разгона на рассматриваемом участке кривой времени разгона.

Затем, относя результат каждого подсчета к концу рассматриваемого интервала, последовательным графическим суммированием этих результатов строят график зависимости $S_p = f(v_a)$, данный на рис. 3.6, б.

Время и путь разгона дают более наглядное представление о приемистости автомобиля, чем ускорение. Например, для сравнительной оценки приемистости двух автомобилей разных марок достаточно по их кривым пути и времени разгона определить время t_{100} прохождения автомобилями первых 100 м пути при разгоне с места.

Пример. Определить время и путь разгона автомобиля от скорости $v_1 = 33$ м/с до скорости $v_2 = 35$ м/с, если соответствующие ускорения равны 0,25 и 0,23 м/с²

Решение. Среднее ускорение

$$j_{cp} = 0,5(0,25 + 0,23) = 0,24 \text{ м/с}^2.$$

$$\text{Время разгона } t = \frac{35 - 33}{0,24} = 8,3 \text{ с.}$$

$$\text{Путь разгона } S = \frac{33 + 35}{2} 8,3 = 283 \text{ м.}$$

§ 3.4. Динамическое преодоление подъемов

Изложенный выше способ определения по динамической характеристике максимального подъема, который может преодолеть автомобиль, пригоден для наиболее тяжелого случая движения, когда длина подъема велика, и автомобиль, двигаясь равномерно, преодолевает его только за счет силы тяги P_T . Короткие подъемы можно преодолевать, используя также кинетическую энергию, накопленную автомобилем при разгоне. Поэтому подъем, который автомобиль может преодолеть с разгона, больше подъема, преодолеваемого им при равномерном движении. Рассмотрим график динамического преодоления подъема, показанный на рис. 3.7. Автомобиль движется со скоростью v_0 по участку AB , который характеризуется коэффициентом сопротивления дороги ψ_1 .

В точке B начинается разгон, и к началу подъема автомобиль движется со скоростью v_1 . На участке CE , коэффициент сопротивления которого $\psi_2 > \psi_1$, скорость уменьшается. При определении максимальной длины подъема считают, что автомобиль приближается к началу подъема со скоростью, максимально возможной на участке AC .

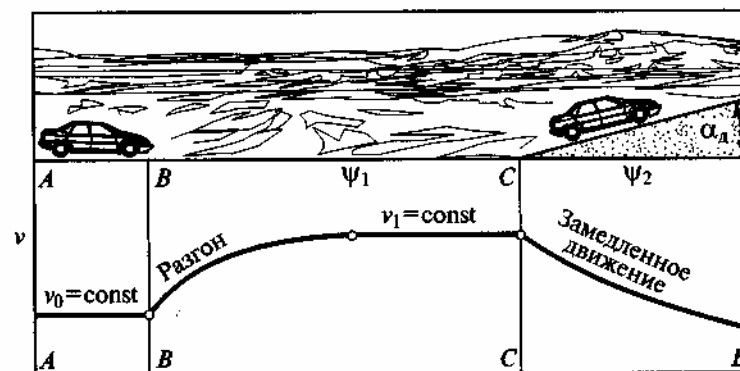


Рис. 3.7. График динамического преодоления подъема

Кривую динамического фактора D разбивают на участки, как показано на рис. 3.8, по уравнению (3.5), подставив значение ψ_2 , определяют замедление, а затем время и путь для каждого интервала скоростей.

Если коэффициент сопротивления дороги на подъеме равен или меньше D_{max} на данной передаче, то конечную скорость автомобиля определяет точка F пересечения линии ψ_2 с кривой D . После того как скорость уменьшится до значения v_k , движение автомобиля станет равномерным. Если коэффициент сопротивления дороги на подъеме больше D и равен, например, ψ_3 , то скорость, уменьшаясь, окажется меньше критической v_T .

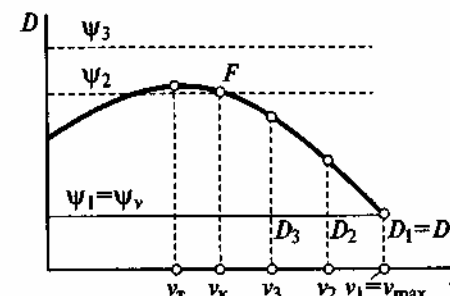


Рис. 3.8. График динамического фактора

Дальнейшее снижение скорости сопровождается значительным уменьшением динамического фактора. Для того чтобы избежать остановки автомобиля, необходимо перейти на низшую передачу. В этом случае при расчете нижний предел скорости ограничивают кри-

тической скоростью v_t . Длина подъема, которую автомобиль проходит при снижении скорости до значения v_t , лишь немного отличается от длины пути, в конце которого автомобиль останавливается.

§ 3.5. Движение автомобиля накатом

Во время эксплуатации автомобиля движение накатом используют весьма часто. Особенное значение этот режим движения имеет в тех случаях, когда необходимы регулярные остановки и последующие разгоны, а также при движении по дорогам с чередующимися подъемами и спусками. При движении накатом двигатель отъединен от трансмиссии, крутящий момент к ведущим колесам не подводится, и сила тяги отсутствует. Мощность, затрачиваемая при этом на преодоление трения в трансмиссии, невелика, так как все ее агрегаты работают вхолостую.

Чтобы рассчитать показатели динамичности при накате, напишем уравнение движения автомобиля для этого режима

$$M_a \delta_{\omega} j = P_n + P_k + P_b + P_r, \quad (3.8)$$

где $P_r = M_t/r$ — сила трения трансмиссии при работе на холостом ходу, приведенная к ведущим колесам.

Если экспериментальных данных нет, то величину силы P_r можно определить из эмпирической формулы

$$P_r = (2 + 0,9v) G_0 r \cdot 10^{-3}.$$

Для решения уравнения (3.8) в координатах $P - v$ наносят кривые P_r , P_k и P_b , откладывая значения каждой последующей силы вверх от значения предыдущей (рис. 3.9, а). Определив для нескольких положительных и отрицательных значений уклона i значения силы P_n , наносят их на график в виде горизонтальных линий, причем значения P_n откладывают вверх от оси абсцисс при уклоне $i < 0$ и вниз при уклоне $i > 0$.

Показатели динамичности определяют аналогично рассмотренному выше при помощи графика силового баланса. Так, например, максимальную скорость v_{\max} находят по абсциссе точки пересечения суммарной кривой $P_r + P_k + P_b$ сил сопротивления с прямой P_n , соответствующей данному уклону (например, v_{\max} для точки А). Если прямая P_n проходит выше суммарной кривой, то автомобиль движется ускоренно, а если ниже — замедленно.

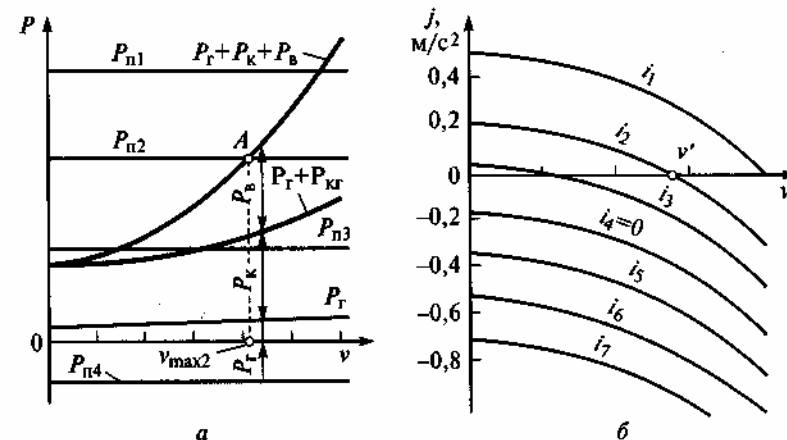


Рис. 3.9. Параметры движения накатом:
а — силовой баланс автомобиля; б — ускорение автомобиля

Приняв в среднем $\delta_n = 1,05$, определим из уравнения (3.8) замедление (отрицательное ускорение j_3 в м/с^2):

$$j_3 = \frac{P_n + P_k + P_b + P_r}{G \delta_n} g = 9,3 \frac{P_n + P_k + P_b + P_r}{G}.$$

На рис. 3.9, б показано изменение ускорения при накате автомобиля для различных уклонов $i_1 - i_7$. Кривые замедления j_3 , соответствующие движению автомобиля на подъемах, горизонтальных участках и на пологих спусках, проходят ниже оси абсцисс. Следовательно, скорость автомобиля при движении его накатом по таким участкам уменьшается. Кривые, характеризующие движение автомобиля на сравнительно крутых спусках, пересекают ось абсцисс при некотором значении скорости. В этих случаях движущие силы уравновешивают силы сопротивления $P_k + P_b + P_r$, вследствие чего автомобиль движется равномерно. Так, на рис. 3.9, б кривая, соответствующая $i = i_2$, пересекает ось абсцисс в точке, соответствующей скорости v' .

Если начальная скорость автомобиля больше v' , то движение накатом по такому участку будет замедленным, если меньше, то ускоренным. Замедленное и ускоренное движения продолжаются только лишь до скорости v' , а затем наступает равномерное движение автомобиля.

На практике для оценки динамичности автомобиля при накате широко используют длину пути выбега (длину пути до остановки ав-

томобиля) — показатель, позволяющий оценивать также и техническое состояние шасси автомобиля. Чем лучше техническое состояние автомобиля, тем больше путь выбега, который достигает иногда на горизонтальном участке дороги в безветренную погоду до 900 метров.

§ 3.6. Влияние конструктивных факторов на динамику и экономичность автомобиля

Наибольшее влияние на тяговую динамичность автомобиля имеет форма скоростной характеристики двигателя. Так, например, сравнивая рис. 2.1 и 2.2, можно сделать вывод, что карбюраторный двигатель имеет более выпуклую характеристику, чем дизель, а это означает, что первый имеет больший запас мощности при одинаковых скоростях движения и, как следствие, может развивать большее ускорение при равных условиях. Увеличение числа передач в коробке также улучшает тяговую динамичность автомобиля.

Рассмотрим влияние параметров конструкции автомобиля и его эксплуатационного состояния на снижение сопротивления движению.

Какое влияние могут иметь различные «малые» изменения в автомобиле на изменение сопротивления и, следовательно, на расход топлива, наглядно показывают исследования, проведенные по инициативе английского журнала «Аутокар» на серийном автомобиле «Форд Капри 2,05».

После внесения каждого изменения измерялось время разгона автомобиля на прямой передаче (так называемая «эластичность» автомобиля) от скорости 32 км/ч до 130 км/ч, что характеризовало изменение мощности двигателя. Расход топлива измерялся при постоянных скоростях движения 100 и 130 км/ч. Среднее значение, полученное при этих измерениях, сравнивалось с расходом стандартного автомобиля. Ниже рассматриваются результаты испытаний автомобиля при некоторых внесенных изменениях.

Пониженное давление воздуха в шинах. Для обеспечения безопасности движения эти испытания проводились на закрытой кольцевой дороге. Нормальное давление 0,17 МПа в передних шинах и 0,19 МПа в задних было снижено до 0,10 и 0,12 МПа соответственно. При этом не было обнаружено большого изменения формы шины, не изменилась также и управляемость автомобиля. Влияние на изменение расхода топлива также было очень небольшим — отмечено увеличение расхода на 0,26 л/100 км. Время разгона, однако, увеличилось на 11 %.

Открытые боковые окна ухудшают аэродинамическое обтекание кузова автомобиля, так как образуются завихрения, которые при езде на большой скорости вызывают также и неприятный шум. Расход топлива увеличивается на 0,7 л/100 км, а время разгона — на 5 %.

Багажник на крыше, даже не загруженный, значительно ухудшает аэродинамику автомобиля, вызывая увеличение расхода топлива на 0,8 л/100 км и времени разгона на 9 %. Багажник с четырьмя большими чемоданами, накрытыми брезентом, увеличивает расход топлива на 2,6 л/100 км, а время разгона — на 27 %. Поэтому багажник на крыше рекомендуется использовать лишь в крайних случаях.

Открытый сдвижной люк на крыше вызывает большие потери, главным образом, при малой скорости движения. При больших скоростях автомобиля в месте над головой водителя возникает разрежение, и обтекание воздухом кузова в районе крыши практически не нарушается. Возникший лишь небольшой уровень шума свидетельствовал об аэродинамически хорошо спроектированном люке автомобиля «Форд Капри». Расход топлива увеличился на 0,3 л/100 км, а время разгона на 4,5 %.

Были испытаны пять видов *заднего спойлера* и выбран вариант с минимальной высотой 40 мм, обеспечивший снижение C_x с 0,41 до 0,38, а коэффициента аэродинамической загрузки задней оси — с 0,25 до 0,19.

Следует указать, что приведенные данные могут служить только для приближенной оценки, так как многое зависит от условий испытаний — температуры и давления воздуха, вида и состояния покрытия дороги, погоды и т. д.

Однако из результатов испытаний можно сделать вывод, что неправильное техническое обслуживание автомобиля оказывает заметное влияние на его динамические качества и расход топлива.

§ 3.7. Тяговые возможности автопоезда

На дорогах с твердым покрытием, не имеющих крутых и затяжных подъемов, можно повысить производительность грузовых автомобилей, используя их в качестве тягача для буксировки прицепов. При этом количество перевозимого груза увеличивается в 2—3 раза, а средняя скорость движения падает незначительно. Снижаются расходы на перевозку 1 т груза. Применение автопоездов позволяет поднять производительность труда водителей, уменьшив тем самым потребность в их числе. Автопоезда незаменимы при перевозках крупногабаритных и длинномерных грузов (труб, рельсов, бревен, строительных панелей, ферм, балок и т. п.). При использовании прицепов

и полуприцепов можно снизить нагрузку на ось. Это благоприятно отразится на сроке службы дорожного покрытия.

Движение автопоезда связано с увеличением сил сопротивления качению. Несовершенство поворотных устройств прицепов и зазоры в сцепных приборах приводят к тому, что траектория движения прицепа или полуприцепа не совпадает с траекторией движения тягача. При движении с большой скоростью возникают колебания прицепов в горизонтальной плоскости, а при изменении скорости тягача — продольные рывки и удары. В результате сила сопротивления качению автопоезда увеличивается непропорционально его весу, так как одновременно с повышением веса растет также и коэффициент сопротивления качению автопоезда:

$$f_{ап} = (f_a G_a + f_{пр} G_{пр}) / (G_a + G_{пр}), \quad (3.9)$$

где f_a и $f_{пр}$ — коэффициенты сопротивления качению соответственно тягача и прицепов; G_a и $G_{пр}$ — соответственно вес тягача с полной нагрузкой и прицепов.

Коэффициент f_a увеличивается при проскальзывании ведущих колес относительно дороги, если возрастает сила тяги. Так, на горизонтальной дороге применение одного прицепа увеличивает коэффициент сопротивления качению на 5—10 %. На дороге с крутыми подъемами он повышается почти вдвое.

При использовании прицепов повышается также сопротивление воздуха вследствие вихреобразования в воздушных потоках и увеличения поверхности трения. Если расстояние между тягачом и прицепом сравнительно невелико, то коэффициент обтекаемости автопоезда на 8—10 % больше, чем у одиночного автомобиля. Если расстояние между тягачом и прицепом равно 50—80 см, то коэффициент обтекаемости увеличивается на 15—17 %, а при расстоянии 120—180 см на 30—35 %.

В среднем можно считать, что каждый прицеп, имеющий дышло современной конструкции, увеличивает коэффициент обтекаемости автопоезда на 25 %. Большая площадь фронтальной проекции и прямоугольная форма кузова грузового автомобиля и автобуса вызывают значительное аэродинамическое сопротивление. Современная перевозка грузов требует больших скоростей, при которых это сопротивление еще больше возрастает.

Максимальная площадь фронтальной проекции грузового автомобиля или автопоезда ограничена соответствующими национальными и международными правилами и стандартами. Кузова грузовых автомобилей и полуприцепов по размерам значительно превышают кабину автомобиля тягача, и, в частности, различие их высот оказы-

вает отрицательное воздействие на процесс обтекания автопоезда воздухом. В Европе наиболее часто используются прицепы и особенно полуприцепы с высотой 3,6—3,8 м. Ширина их в соответствии с правилами дорожного движения большинства стран не должна превышать 2,5 м. Такой полуприцеп с острыми ребрами превышает тягач как по высоте, так и по ширине и нарушает аэродинамическое обтекание всей системы «тягач — полуприцеп».

Поэтому у таких грузовых автопоездов, имеющих большую полную массу, а также большую площадь фронтальной проекции, аэродинамическое сопротивление и сопротивление качению становятся по величине одинаковыми при скорости порядка 80 км/ч.

Улучшению аэродинамики автопоездов в настоящее время уделяется повышенное внимание. Основное внимание специалистов сосредоточено на аэродинамическом щитке, устанавливаемом на крыше тягача. Его можно приспособить для полуприцепов различной высоты, меняя угол наклона. Сравнительно небольшой щиток отклоняет воздушный поток таким образом, что обтекание крыши полуприцепа происходит без завихрений.

Важным является также обтекание нижней части грузового автомобиля, имеющей разновысокие выступы. Необходимо поэтому ограничить расход воздуха под автомобилем, что достигается при помощи переднего спойлера. Спойлер устанавливается под передним бампером по всей ширине автомобиля так, чтобы его нижняя грань перекрывала нижнюю точку передней оси. Такое размещение спойлера уменьшает аэродинамическое сопротивление автопоезда.

Для анализа динамичности автопоезда используют его динамическую характеристику с номограммой нагрузок (динамический паспорт автопоезда). Номограмму нагрузок для автопоезда (рис. 3.10) в отличие от номограммы для одиночного автомобиля строят, принимая за 100 % вес тягача с полной нагрузкой. Для определения нагрузки автопоезда вес прицепов с нагрузкой условно суммируют с этим весом тягача.

Динамический фактор автопоезда определяют по формуле

$$D_{ап} = (P_T - P_B) / G_{ап} = \psi + \delta_{ап} \cdot j/g, \quad (3.10)$$

где $\delta_{ап}$ — коэффициент учета вращающихся масс автопоезда. Приняв для упрощения, что сила $P_B = 0$, для случая *равномерного движения автопоезда* получим

$$D_{ап} = P_T / G_{ап} = \psi. \quad (3.11)$$

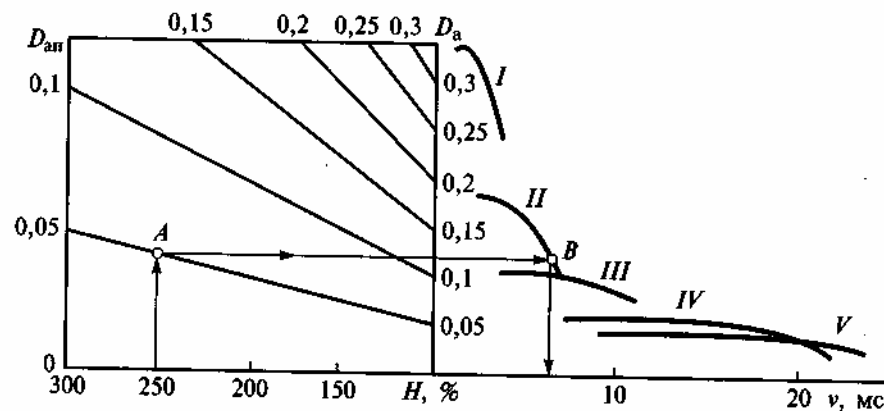


Рис. 3.10. Динамический паспорт автопоезда:
I—V— передачи; H — отношение веса автопоезда к весу тягача

Последнее выражение позволяет найти аналитическую зависимость скорости автопоезда от его веса.

Эффективный крутящий момент карбюраторного двигателя:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} = \frac{N_M}{\omega_M} \left[1 + \frac{\omega_e}{\omega_N} - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right], \quad (3.12)$$

$$M_e = \frac{N_M}{\omega_M} \left[1 + \frac{v}{v_N} - \left(\frac{v}{v_N} \right)^2 \right], \quad (3.13)$$

где $v_N = \omega_N r / u_{тр}$ — скорость автомобиля при N_{max} .

Из формул (3.12) и (3.13) получим, что

$$P_{\tau} = G_{ан} \psi = \frac{N_M}{v_N} \eta_{тр} \left[1 + \frac{v}{v_N} - \left(\frac{v}{v_N} \right)^2 \right]. \quad (3.14)$$

После математических преобразований получается квадратное уравнение

$$v^2 - v_N v - (G_{ан} A - 1) v_N^2 = 0, \quad (3.15)$$

где $A = \psi N_N / (N_M \eta_{тр})$.

Из двух корней этого уравнения практический смысл имеет только корень с положительным значением радикала

$$v = v_N (0,5 + \sqrt{1,25 - A G_{ан}}). \quad (3.16)$$

Расчеты движения автопоезда с помощью его динамического паспорта аналогичны расчетам, рассмотренным выше для одиночного автомобиля. Так, автопоезд, вес которого в 2,5 раза больше веса одиночного автомобиля, может двигаться по дороге, характеризующей коэффициентом $\psi = 0,05$ (точка A на рис. 3.10), лишь на второй передаче (точка B) со скоростью приблизительно 6 м/с.

На хорошей дороге скорость автопоезда, состоящего из грузового автомобиля и прицепа, снижается по сравнению с одиночным грузовым автомобилем примерно на 10 %. Однако производительность автопоезда при этом намного больше производительности одиночного автомобиля.

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте методы силового и мощностного балансов и динамической характеристики.
2. От чего зависят величины динамических факторов, определенные по условиям тяги и сцепления?
3. Что такое динамический паспорт автомобиля и как его применяют для решения эксплуатационных задач?
4. Как определить ускорение автомобиля, время и путь его разгона? Каковы примерные максимальные ускорения для автомобилей разных типов?
5. Каковы способы расчета показателей динамичности автомобиля при накате и динамическом преодолении подъема?
6. Охарактеризуйте влияние конструктивных факторов на динамичность автомобиля.
7. Назовите основные измерители динамичности автомобиля.
8. Каковы преимущества и недостатки автопоездов?

ТЯГОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

§ 4.1. Цель испытаний. Виды и методы испытаний

Цели и задачи испытания автомобиля на динамичность заключаются в определении минимальной устойчивой и максимальной скорости движения автомобиля (легкового, грузового), а также в определении возможного максимального ускорения, времени и длины пути разгона, выбега. Немаловажно определить и силу тяги на колесах. Таким образом можно сказать, что целью испытаний является проверка и подтверждение аналитических зависимостей, рассмотренных в предыдущих главах.

Испытания подразделяются на *статические* и *динамические*. В данной главе речь идет о динамических испытаниях. Динамические испытания делятся на *дорожные* и *стендовые*.

Дорожные испытания наиболее полно отражают реальные эксплуатационные условия, но точность их невысока.

На стендах создаются стабильные условия испытаний, применяется аппаратура, автоматически обрабатывающая результаты измерений во время экспериментов. Их можно проводить в любое время года. Однако на стендах трудно, а в некоторых случаях невозможно воспроизвести эксплуатационные условия движения. Поэтому дорожные и стендовые испытания дополняют друг друга.

Перед проведением любых испытаний определяют весовые показатели автомобиля и коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин с дорогой. Перед началом испытаний все агрегаты следует прогреть, что достигается пробегом автомобиля в течение 0,5—1 ч. В период испытаний температуру охлаждающей среды и масла поддерживают в установленных пределах. Температура воздуха должна быть в пределах 5—25 °С, скорость ветра не более 3 м/с. Испытания проводят на ровном горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием.

Минимальную устойчивую скорость автомобиля при испытаниях определяют на двух последовательно расположенных участках по 100 м каждый с расстоянием между ними 200—300 м.

До въезда на первый участок скорость движения автомобиля уже должна быть постоянной.

На промежуточном участке скорость увеличивают до 5—7 м/с путем резкого открытия дроссельной заслонки. Перед входом на второй участок скорость опять снижают.

Максимальную скорость автомобиля определяют при прохождении участка (обычно длиной 1 км) на высшей передаче с полностью открытой дроссельной заслонкой. Для улучшения обтекаемости в период выезда вентиляционные люки и окна должны быть закрыты. Заезд ведут в двух противоположных направлениях.

Скорость, которую автомобиль развивает после разгона с места с переключением передач и при полном открытии дроссельной заслонки, определяют на горизонтальном участке длиной 400 м, где автомобиль должен двигаться с постоянной скоростью после разгона на пути длиной 1600 м.

Приемистость автомобиля определяют при разгоне с места и с хода. Разгон с места с переключением передач ведут при полном открытии дроссельной заслонки до достижения требуемой скорости. Разгон на различных передачах производят с заданной начальной скорости до максимальной. При движении на прямой передаче проводят также испытания на приемистость автомобиля путем резкого разгона с начальной скорости 4 м/с до скорости, составляющей 80 % от максимальной на этой передаче.

§ 4.2. Аппаратура и стенды для испытания автомобилей

Прибором для измерения скорости автомобиля может служить тахогенератор, установленный непосредственно на колесе автомобиля или на «пятом» прицепном измерительном колесе. Конструкция пятого колеса показана на рис. 4.1.

Колесо 3 (рис. 4.1) и тахогенератор (рис. 4.2, а и б) установлены на оси 16, закрепленной на вертикальной платформе 7, которая связана с дышлом 2. На оси 1 свободно вращается втулка с кронштейном 5. Дышло 2 может совершать перемещения в вертикальной плоскости. Подшипники 18 впрессованы в диск 19 колеса 3, фиксируемого запором 8, который удерживает их от осевых смещений. Колесо прижимается к дороге пружиной 4. С автомобилем колесо соединено при помощи основания 6 со стопорным кольцом 9. Подшипники от перемещений в осевом направлении удерживают гайки 17. От пыли и грязи подшипники защищены сальником 10.

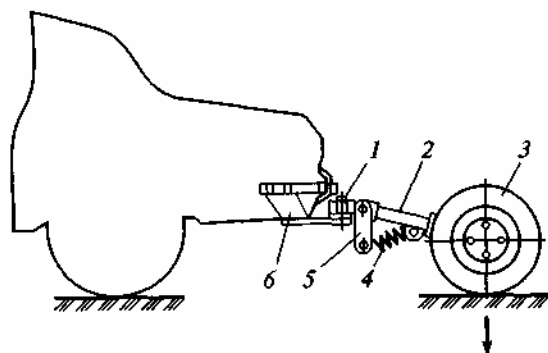


Рис. 4.1. Пятое колесо для измерения скорости автомобиля:

1 — ось; 2 — дышло; 3 — пятое колесо; 4 — прижимная пружина; 5 — кронштейн; 6 — основание

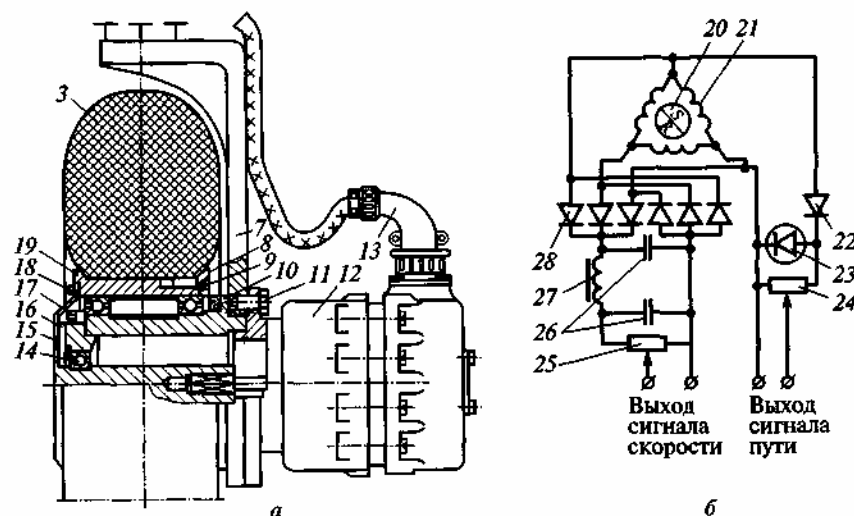


Рис. 4.2. Элементы прибора для определения скорости автомобиля и пройденного им пути:

а — схема привода тахогенератора от пятого колеса, б — измерительная схема формирования электрических сигналов скорости и числа оборотов колеса;

3 — пятое колесо; 7 — платформа; 8 — запорное устройство; 9 — стопорное кольцо; 10 — прижимная шайба; 11 — болт; 12 — тахогенератор; 13 — штепсельный разъем; 14 — подшипник; 15 — крышка; 16 — ось; 17 — гайки; 18 — подшипник наружный; 19 — диск колеса; 20 — якорь тахогенератора; 21 — обмотки тахогенератора; 22 и 28 — диоды; 23 — стабилизатор; 24 и 25 — потенциометры; 26 — конденсаторы; 27 — катушка индуктивности

К платформе 7 болтами 11 крепится тахогенератор 12. Тахогенератор переменного тока состоит из корпуса, внутри которого закреплены башмаки с секционированными обмотками, соединенными последовательно, и магнитного якоря. Вращение якорю тахогенератора передается от диска колеса через валик, связанный с крышкой 15 и установленный в оси 16 на подшипнике 14. Вывод электрического напряжения осуществляется кабелем, подключаемым к тахогенератору посредством штепсельного разъема 13.

При вращении якоря 20 (см. рис. 4.2, б) в секциях обмотки 21 возникает электрическое напряжение, сдвинутое по фазе в каждой обмотке на 120° . Амплитуда и частота этого напряжения зависят от частоты вращения якоря. В определенных пределах зависимость выходного напряжения от частоты вращения якоря линейна. Переменный ток тахогенератора выпрямляется шестью полупроводниковыми диодами 28, которые одним выводом попарно-встречно подключены к выводам секций, а другими одноименными концами соединены по три вместе. На выходе выпрямителя формируется постоянное, но пульсирующее напряжение. Это напряжение сглаживается фильтром, состоящим из катушки индуктивности 27 и двух конденсаторов 26. Пульсации напряжения во внешней цепи уменьшаются.

Для регулировки напряжения, подаваемого на регистрирующий прибор, на выходе фильтра включен потенциометр 25. От общего провода фильтра и движка потенциометра выходное напряжение подается на регистратор. При большом сопротивлении потенциометра-регулятора амплитуды выходного сигнала конденсаторы 26 фильтра разряжаются во внешнюю цепь медленно. Это может привести к тому, что после остановки автомобиля конденсаторы еще сохраняют заряд и регистрирующий прибор будет фиксировать какое-то напряжение. Поэтому для каждого конкретного испытания параметры тахогенератора, емкостей фильтра и сопротивления нагрузки должны быть тщательно согласованы. Это позволит уменьшить постоянную времени фильтра и избежать ошибок при регистрации скорости движения автомобиля.

При каждом обороте якоря тахогенератора в каждой из его обмоток возникают электрические синусоидальные импульсы, сдвинутые по фазе. К одной из фазовых обмоток тахогенератора подключают полупроводниковый диод 22, вследствие чего в выходной цепи возникают импульсы тока, амплитуда которых зависит от угловой скорости вращения якоря. Для формирования импульсов постоянной амплитуды выходную цепь диода шунтируют полупроводниковым стабилизирующим диодом 23 (стабилитроном). Параллельно стабилитрону подключают потенциометр 24, служащий делителем напряжения для

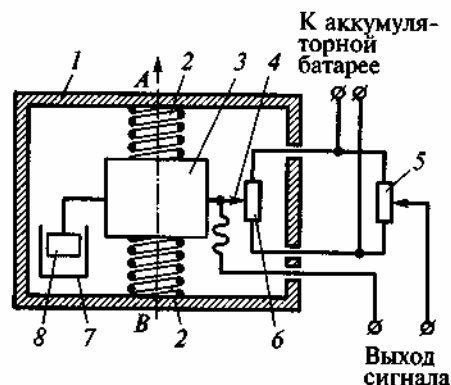


Рис. 4.3. Схема акселерометра для измерения линейных ускорений автомобиля:
1 — корпус; 2 — пружина; 3 — инерционная масса; 4 — движок; 5 и 6 — потенциометры;
7 — цилиндр; 8 — поршень

регулировки амплитуды выходного сигнала. На выходе такой схемы образуются электрические импульсы прямоугольной формы (один импульс за оборот якоря), которые могут быть поданы на регистрирующий прибор для записи.

Если колесо автомобиля вращается с большой угловой скоростью, то частота следования импульсов велика, подсчитать их на осциллограмме практически невозможно. В этом случае импульсы записывают не за каждый оборот колеса, а через оборот с помощью реле или триггерного делителя.

Линейные ускорения автомобиля измеряют акселерометрами — датчиками (рис. 4.3), имеющими инерционную массу 3, установленную в корпусе 1 на пружинах 2, и пневматический демпфер, состоящий из цилиндра 7, соединенного с корпусом, и поршня 8. С инерционной массой жестко связан движок 4 потенциометра 6. Если автомобиль движется без ускорения, натяжение пружин 2 одинаково, и инерционная масса 3 находится в среднем положении.

Если автомобиль движется с ускорением, направленным вдоль измерительной оси AB , то инерционная масса смещается, растягивая пружины. Смещение массы при постоянном ускорении, пропорциональное этому ускорению, вызывает перемещение движка потенциометра 6, вследствие чего изменяется величина электрического сигнала на выходе.

Мостовые измерительные схемы для акселерометра состоят из двух потенциометров 5 и 6. Потенциометр 5 служит для балансировки

измерительного моста при нейтральном положении инерционной массы. На крайние точки потенциометров подается питание от батареи, а с движков снимается выходной электрический сигнал.

§ 4.3. Определение силы тяги

При определении силы тяги измеряют *крутящий момент* на полуоси ведущего моста. Под действием момента полуось скручивается, при этом угол закручивания пропорционален приложенному крутящему моменту. Для измерения крутильной деформации применяют тензометрические датчики (тензодатчики).

Механические деформации преобразуются в электрический сигнал при помощи тензодатчика, представляющего собой проволочную решетку (рис. 4.4, позиция 8), наклеенную на бумажную подложку. К концам решетки припаяны выводы для включения датчика в измерительную схему. Датчики 8, приклеиваемые к испытуемой полуоси,

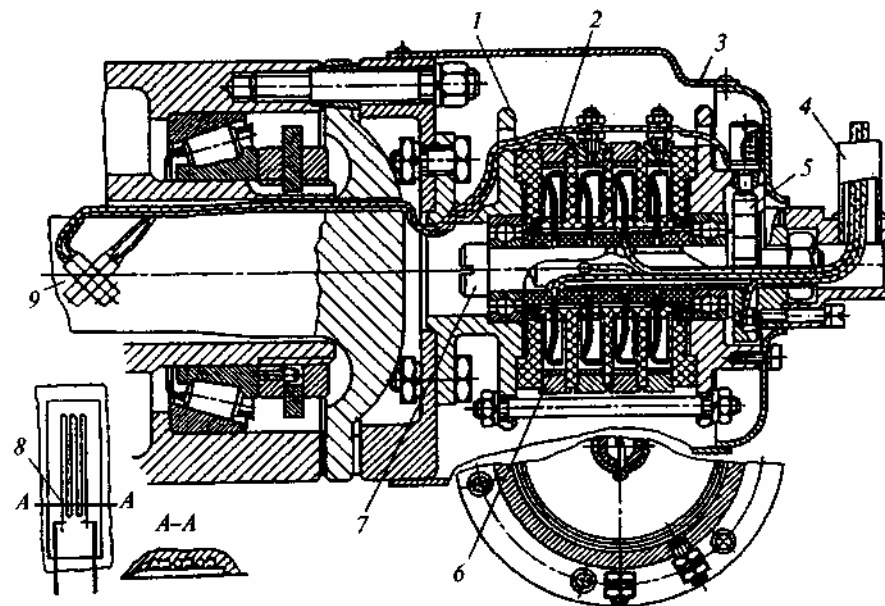


Рис. 4.4. Схема устройства для передачи сигналов с тензодатчиков при определении крутильной деформации вала:

1 — вращающийся токосъемник; 2 — изоляционное кольцо; 3 — корпус; 4 — полый рычаг с выводами от тензодатчиков; 5 — контактное устройство; 6 — медный диск; 7 — сердечник; 8 — тензодатчик и его разрез по $A-A$; 9 — испытуемый вал

как показано на рисунке, испытывают деформации. Один из тензодатчиков, направление петель решетки которого совпадает с линией закручивания полуоси, растягивается, и его сопротивление увеличивается. Сопротивление другого тензодатчика, который сжимается, уменьшается. Отношение изменения сопротивления тензодатчика к изменению длины проводника в зависимости от материала проволоки (нихром, константан, адванс, элинвар) равно 1,9—3,5. Изменение сопротивления датчиков приводит к изменению тока в электрической цепи. Это изменение тока регистрируется.

Величина электрического сигнала, получаемого от тензодатчика, мала, и выходной сигнал перед подачей на измерительное устройство нужно усилить. Для этого тензодатчики подключают к входу усилителя по мостовой схеме. Мост из тензометров питается переменным током с высокой несущей частотой. Несущей частотой f_n является частота тока питания, а модулирующей f_m — частота изменения сопротивления тензодатчиков. Для нормальной работы тензометрического прибора необходимо, чтобы $f_n/f_m = (2-30)$. Практически $f_n/f_m = 10$.

У большей части тензометрической аппаратуры несущая частота находится в пределах 3—8 или 30—50 ГГц. Такая высокая частота тока питания тензодатчиков позволяет исследовать детали автомобиля при высоких частотах изменения нагрузки. Напряжение высокой частоты, необходимое для питания тензодатчиков, вырабатывает специальный электронный генератор.

Для балансировки тензометрических мостовых схем они снабжаются балансными элементами. В тензометрическую аппаратуру входят также устройства для калибровки и тарировки измерительных каналов. Те и другие предназначены для регулировки и контроля чувствительности каналов измерения непосредственно перед экспериментом.

Калибровочные устройства вызывают разбаланс мостовой схемы и контролируют выходной сигнал, амплитуда которого меняется регулятором коэффициента усиления, устанавливаемым в нужную позицию при тарировке.

Перед проведением тензометрических измерений, перед калибровкой или тарировкой производят балансировку тензометрической мостовой схемы.

Для построения тарировочной характеристики тензоизмерительной аппаратуры желательно применять метод непосредственной тарировки, когда исследуемую деталь нагружают с помощью специальных устройств нагрузками, под которыми она будет находиться в реальных условиях, и при этом регистрируют амплитуду выходного сигнала тензоусилителя. Однако метод непосредственной тарировки не

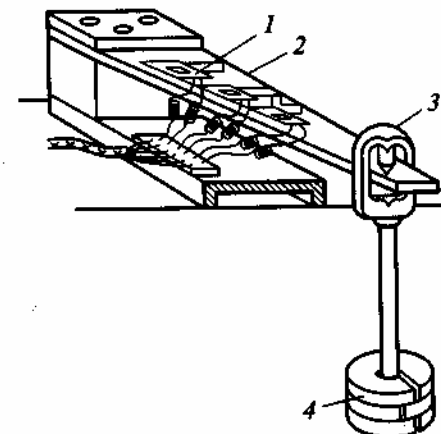


Рис. 4.5. Устройство для тарировки тензодатчиков:
1 — тензодатчики; 2 — балка равного сопротивления; 3 — грузило; 4 — гири

всегда приемлем, и тогда прибегают к косвенному методу. В этом случае подбирают тензодатчики с одинаковой базой и сопротивлением для двух мостовых схем. Один из мостов наклеивают непосредственно на испытуемую деталь, а другой — на тарировочную балку (балку равного сопротивления), которую желательно изготовлять из того же материала, что и исследуемая деталь (рис. 4.5).

Балку 2 нагружают вертикальной силой — грузилом 3 с гирями 4 и по показаниям регистрирующего прибора строят графики зависимости амплитуды выходного сигнала (деформации) от приложенной силы. Эти графики используют для расшифровки данных, полученных при испытании детали автомобиля, т. е. для определения деформаций, возникающих в детали автомобильного агрегата.

Для снятия сигнала с тензодатчиков, установленных на полуоси автомобиля, применяют токосъемники. На рис. 4.4 показан вариант снятия показаний с помощью ртутного токосъемника с корпусом, состоящим из двух частей: вращающейся наружной 1 и неподвижной внутренней в виде сердечника 7, с шарикоподшипниками между ними. На сердечнике 7 с помощью пластмассовых втулок закреплены медные диски 6, к каждому из которых припаян провод. Провода от дисков выводятся наружу по полному рычагу 4. Между дисками установлены кольца 2 из изоляционного материала и кольца с медными втулками, к которым подведены проводники от тензодатчиков. Пространство каждой секции заполнено ртутью, проводящей ток от подвижного контакта (втулки) к неподвижному (диску). В рассматриваем-

мом токосъемнике установлено также контактное устройство 5 для отметки чисел оборотов полуоси (колеса) на регистраторе. Весь токосъемник защищен от пыли корпусом 3.

Для регистрации исследуемых параметров при дорожных и стендовых испытаниях автомобиля применяются шлейфовые осциллографы или самописцы. Они выпускаются одно- и многоканальными. Запись ведут чернилами на бумаге с помощью трубчатого пера или на магнитных носителях, а также на фотографических пленках и бумаге.

Для расшифровки произведенных записей необходимо иметь тарировочные записи пройденного пути и численные значения действительной скорости автомобиля.

На практике применяют простой метод тарировки приборов по пройденному пути с помощью меток на испытываемом полигоне.

Для этого на протектор шины наносят мелом поперечную линию и автомобиль прокатывают по дороге так, чтобы колесо совершило 5—6 оборотов. На дороге остаются меловые отпечатки. Измерив расстояние между крайними отпечатками и разделив его на число оборотов колеса, определяют длину окружности колеса в метрах, которой соответствует расстояние между передними фронтами импульсов числа оборотов, записанных на осциллограмме. По числу импульсов, соответствующих числу оборотов колеса, определяют пройденный путь, а разделив его на число импульсов, соответствующих времени, находят скорость движения автомобиля. Тарировочный заезд проводят несколько раз и график строят по осредненным значениям.

§ 4.4. Определение коэффициентов сопротивления качению и сцепления колеса с дорогой

Коэффициент сопротивления качению можно определить на стенде, показанном на рис. 4.6. Испытуемое колесо 12 устанавливают в вилке 4, прижимаемой с помощью гидроцилиндра 11 к беговому барабану 3. Гидроцилиндр расположен на платформе 7, удерживаемой стойками 10. Между платформой и опорой 9 размещен датчик 8, с помощью которого измеряют силу прижатия колеса к барабану. Вилка 4 удерживается стойкой 5, входящей в направляющую 6, установленную на внешней поверхности гидроцилиндра. Вращение колеса осуществляется от электродвигателя 17; его выходной вал связан с валом колеса карданной передачей 13 и динамометрической муфтой 16. Между муфтой и карданной передачей расположена опора 14. Реактивный момент от корпуса муфты, возникающий вследствие трения в подшипниках, воспринимается рычагом 15.

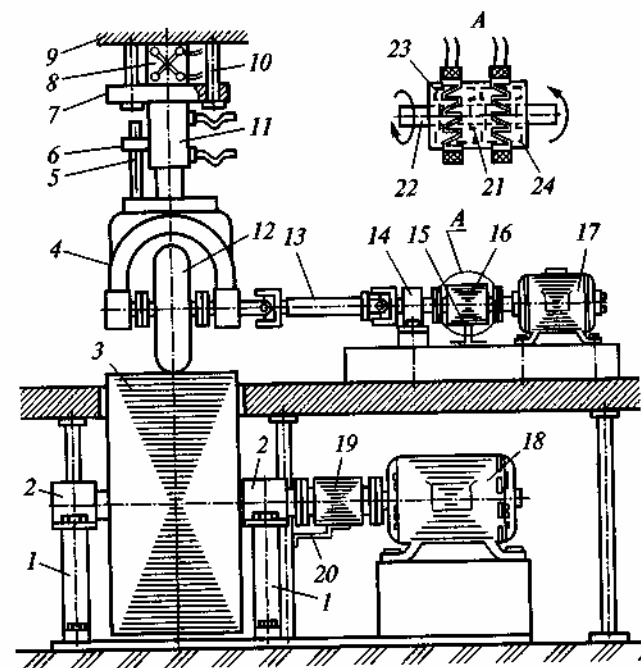


Рис. 4.6. Стенд для определения коэффициента сопротивления качению:

1 — стойка; 2 — опорный подшипник; 3 — беговой барабан; 4 — вилка; 5 — стойка гидроцилиндра; 6 — направляющая гидроцилиндра; 7 — платформа; 8 — датчик; 9 — опора; 10 — стойка; 11 — гидроцилиндр; 12 — испытуемое колесо; 13 — карданный вал; 14 — опора муфты; 15 и 20 — рычаги; 16 и 19 — муфты динамометрические; 17 — электродвигатель; 18 — генератор; 21, 23 и 24 — втулки; 22 — торсион

Тормозной момент, прикладываемый к валу барабана, создается тормозным генератором 18, выходной вал которого соединен динамометрической муфтой 19 с валом бегового барабана 3. Вал барабана опирается на подшипники 2, размещенные в стойках 1. Рычаг 20 удерживает корпус динамометрической муфты 19 от проворачивания. Принцип действия динамометрической муфты основан на измерении магнитной проводимости зазоров между зубьями (см. разрез узла А на рис. 4.6) втулок 21, 23 и 24, установленных на торсионе 22. Зазоры меняются при закручивании торсиона.

Работа датчика силы 8 основана на измерении изменения магнитной проводимости ферромагнитного материала, подвергающегося сжатию или растяжению.

При установившемся качении колеса справедливо следующее уравнение:

$$M_t - M_k = M_6 / u_{6k},$$

где M_t — крутящий момент, подведенный к колесу; M_k — момент сопротивления качению; M_6 — тормозной момент на валу бегового барабана; u_{6k} — передаточное число от барабана к колесу ($u_{6k} = r_6/r$, где r_6 — радиус барабана, а r — радиус колеса). Подставив значение $M_k = Zrf$, где Z — вертикальная нагрузка, измеряемая датчиком 8, в уравнение моментов, получим формулу для определения коэффициента сопротивления качению:

$$f = \frac{M_t - \frac{M_6 r}{Zr}}{Zr}.$$

В реальных условиях колесо автомобиля катится по горизонтальной поверхности, а при испытании оно катится по цилиндрической поверхности барабана, поэтому пятно контакта имеет вогнутую форму, что вносит погрешности при определении f .

Более точно коэффициент сопротивления качению определяют в дорожных условиях с помощью *динамометрических тележек*. В этом случае измеряют вертикальную нагрузку Z на колесо и силу тяги P_t , необходимую для буксировки тележки. Величину f рассчитывают по формуле

$$f = P_t / Z.$$

Динамометрическая тележка используется для определения не только коэффициента сопротивления качению, но и *коэффициента сцепления* колеса с дорогой. На раме 4 (рис. 4.7) динамометрической тележки на направляющих 11 установлена платформа 7, опирающаяся упорами 10 на датчики силы 19. Кроме того, на ней укреплен подшипник 14, в котором установлен вал с диском 15 и шиной 16. Диск связан с тормозным барабаном 17, имеющим колодочный тормоз с ручным или электрическим приводом. При затормаживании колеса рычаг 8 поворачивается, для чего служит ходовой винт 9, установленный в опорном шаровом подшипнике 13. Поворот винта осуществляется вручную штурвалом 12 или с помощью электромотора 5. Ходовой винт перемещает гайку 6, входящую шипами в прорези рычага 8. В передней части рамы 4 расположено дышло 3, опирающееся на датчики силы 2. Поперечина 1 удерживает дышло от осевых перемещений. Дышлом 3 динамометрическая тележка крепится к автомобилю.

На грузовую платформу укладывают балласт (гири, песок). Колесо затормаживают и тележку буксируют автомобилем. Сила тяги,

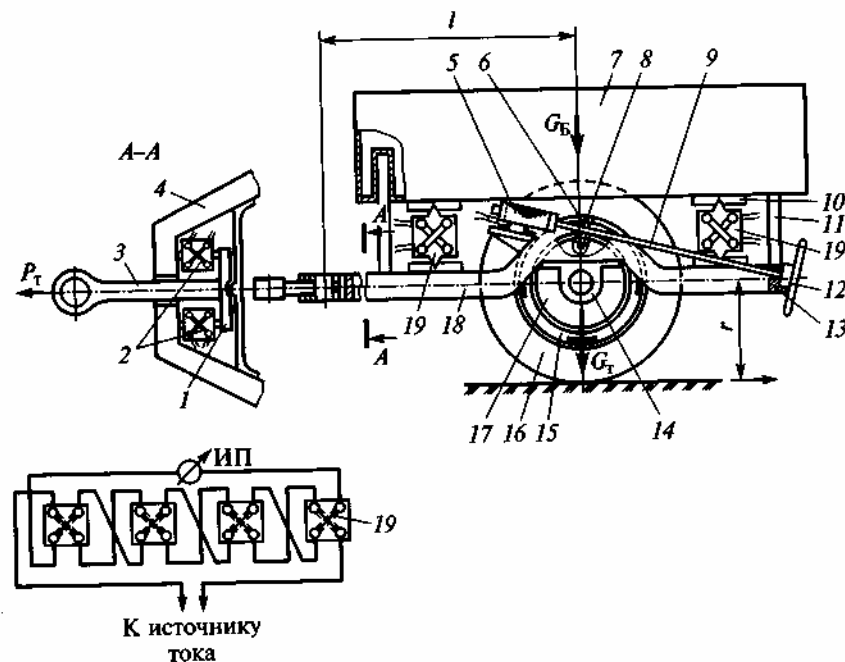


Рис. 4.7. Динамометрическая тележка для определения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием и измерительная схема включения датчиков силы:

1 — поперечина; 2, 19 — датчики силы; 3 — дышло; 4 — рама; 5 — электромотор; 6 — гайка ходового винта; 7 — платформа; 8 — рычаг; 9 — ходовой винт; 10 — упор; 11 — направляющая; 12 — штурвал; 13, 14 — подшипники; 15 — диск; 16 — шина; 17 — тормозной барабан; 18 — лонжерон рамы

приложенная к дышлу, измеряется датчиками 2, а вертикальная нагрузка четырьмя датчиками 19, соединенными последовательно. Последовательно включены и измерительные обмотки, соединенные с измерительным прибором ИП. Датчиков силы тяги два, они тоже соединены последовательно. При таком соединении общая чувствительность измерительной схемы повышается. По величинам силы тяги P_t и нагрузки от балласта G_6 , учитывая собственный вес тележки G_t , рассчитывают коэффициент сцепления колеса с дорогой. При этом следует иметь в виду, что сила тяги, приложенная к раме 4 через поперечину 1 дышла 3 в точках ее контакта с датчиками 2, располагается на высоте r от дорожного полотна. Сила тяги при буксировке тележки с заторможенным колесом равна силе $P_{сц}$ сцепления колеса с дорогой, действующей в плоскости дороги. Кроме того, точка приложения силы P_t находится на расстоянии l от оси колеса.

Практически очень трудно распределить нагрузку на тележке так, чтобы весь вес тележки с балластом приходился бы только на ее колеса. В большинстве случаев часть вертикальной нагрузки приходится и на узел сцепки дышла с тягачом. Действительная нагрузка на колеса при этом оказывается несколько меньше. Результирующая сил G_T , G_6 и P_T направлена под некоторым углом к дороге, зависящим от радиуса колеса и длины дышла, что уменьшает вертикальную нагрузку на колесо.

Чем больше радиус колеса и меньше расстояние l , тем большая ошибка может быть допущена при расчете. Поэтому, исходя из основного определения коэффициента сцепления φ , расчетную формулу для него уточняют в соответствии с данными, получаемыми от датчиков динамометрической тележки. В этом случае

$$\varphi = \frac{P_T}{(G_6 - G_T) - P_T r / l}.$$

Для определения силы тяги автомобиля используют барабанные или роликовые стенды. На стендах первого типа колеса опираются на барабан относительно большого диаметра, и условия качения шины почти не отличаются от условий качения по плоской дороге. На роликовых стендах сопротивление качению значительно больше сопротивления на дороге из-за большой деформации шин.

При испытаниях автомобиля на установившихся режимах движения нагрузка на двигатель и трансмиссию может создаваться механическим, гидравлическим или индукторным тормозом. Реже используют тормозные стенды в виде балансирных машин.

§ 4.5. Техника безопасности и безопасность дорожного движения при испытаниях автомобиля

Для обеспечения безопасности проведения испытаний автомобилей необходимо выполнение ряда мероприятий, в число которых входит подготовка к испытаниям автомобиля, мерного участка дороги или полигона, водителей и обслуживающего персонала. Должны быть приняты меры, обеспечивающие безопасность водителя и оператора, находящихся в период испытаний внутри автомобиля или около него, а также безопасность самого автомобиля.

Подготовка автомобиля к испытаниям заключается в технической диагностике состояния его механизмов и устранении дефектов, препятствующих нормальной работе агрегатов. Салон или кабину автомобиля оборудуют внутри специальной рамой, укрепляющей стой-

ки и крышу. В кузове устанавливают и тщательно закрепляют блоки электропитания, измерительную и регистрирующую аппаратуру, предназначенную для сбора информации при проведении испытаний.

К испытаниям допускаются водители, прошедшие специальную подготовку и имеющие опыт езды на автомобиле с высокими скоростями в сложных условиях. Перед каждым выездом на испытания водитель и оператор проходят соответствующий инструктаж на рабочем месте и выполняют пробные заезды на мерном участке для ознакомления с трассой и режимами проведения испытаний.

Рабочие места водителя и оператора оборудуются ремнями безопасности. В период испытаний водитель и оператор должны иметь на голове защитные шлемы. Каждый испытуемый автомобиль оснащается аптечкой первой помощи и средствами пожаротушения. При полигонных испытаниях на мерном участке, где ведутся заезды, должна дежурить санитарная машина.

Контрольные вопросы

1. Каковы должны быть условия испытаний автомобиля на динамичность? Какие параметры определяют при этих испытаниях?
2. Объясните методы измерения и регистрации времени, скорости и пути при динамических испытаниях автомобиля.
3. Как и с помощью каких технических средств измеряется сила тяги и крутящий момент при динамических испытаниях автомобиля?
4. Как экспериментально определяются коэффициенты сопротивления качению и сцепления колеса с дорожным покрытием?
5. Объясните принцип действия динамометрического стенда с беговыми барабанами с воспроизведением суммарного дорожного сопротивления.
6. Как производится тарировка датчика скорости и обработка осциллограмм записи исследуемого процесса? Как оценивается точность проведенных измерений?
7. Назовите основные мероприятия по технике безопасности при испытаниях автомобиля.

ГЛАВА 5

ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 5.1. Безопасность движения и тормозной момент

Различают пассивную и активную безопасность автомобиля. Мероприятия по повышению пассивной безопасности направлены на уменьшение вероятности и тяжести травмирования водителя и пассажиров при дорожно-транспортных происшествиях. К ним относят применение ремней безопасности, травмобезопасных рулевых колес и колонок, а также панелей приборов, обладающих энергопоглощающей способностью, безосколочных стекол, устранение в салоне выступающих деталей и т. д.

Мероприятия по повышению активной безопасности направлены на снижение вероятности возникновения дорожно-транспортных происшествий, являющихся следствием несовершенства конструкции автомобиля. К ним в первую очередь относят мероприятия, улучшающие те свойства автомобиля, от которых зависит его надежность как объекта управления. Ими являются управляемость, устойчивость и тормозные качества автомобиля, определяемые некоторыми особенностями его конструкции.

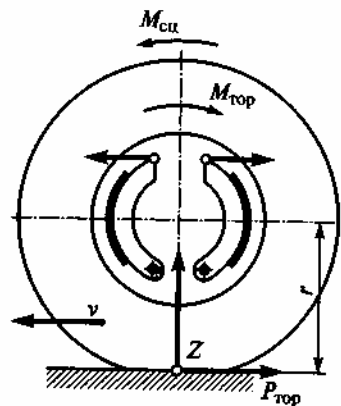


Рис. 5.1. Схема сил, действующих на колесо при торможении

Торможение является процессом, во время которого кинетическая энергия движущегося автомобиля в результате трения преобразуется в теплоту и рассеивается в окружающем пространстве. Трение создается тормозными механизмами, установленными на каждом колесе.

Во время торможения колеса одновременно происходят два взаимосвязанных явления (рис. 5.1):

во-первых, тормозным механизмом создается тормозной момент $M_{тор}$, препятствующий вращению колеса; во-вторых, в результате взаимодействия колеса с дорогой возникает момент сцепления $M_{сш}$, стремящийся поддерживать вращение колеса.

При *служебном* (частичном) торможении соблюдается неравенство $M_{тор} < M_{сш}$, т. е. $P_{тор} < \phi Zr$, поэтому колесо вращается, а энергия рассеивается в тормозном механизме. При *экстренном* (полном) торможении $M_{тор} > M_{сш}$, и колесо блокируется (движется юзом), вследствие чего энергия рассеивается в месте контакта шины с дорогой.

Тормозные свойства автомобиля оцениваются величиной отрицательного ускорения — замедления j , временем $t_{тор}$ и путем $S_{тор}$ торможения (рис. 5.2).

При экстренном торможении на горизонтальной дороге движущей силой является сила инерции $P_{и}$, а основной силой сопротивления движению — суммарная тормозная сила $P_{тор} = \phi_x G_a$ всех колес.

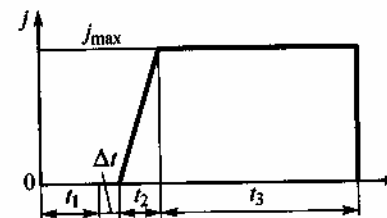


Рис. 5.2. Диаграмма торможения автомобиля

§ 5.2. Силы, действующие на автомобиль при торможении. Уравнение движения автомобиля при торможении

При торможении силы трения, распределенные по поверхности фрикционных накладок, создают результирующий момент трения $M_{тор}$, направленный в сторону, противоположную вращению колеса, а между колесом и дорогой возникает тормозная сила $P_{тор}$.

Максимальная тормозная сила $P_{тор \max}$ равна силе сцепления шины с дорогой. При установке тормозов на все колеса автомобиля (рис. 5.3) максимальная тормозная сила:

$$P_{тор \max} = P_{тор1} + P_{тор2} = \phi_x(Z_1 + Z_2) = \phi_x G. \quad (5.1)$$

Составим в общем виде уравнение движения автомобиля при его торможении на подъеме. Для этого спроектируем все силы, действующие на автомобиль при торможении (см. рис. 5.3), на плоскость дороги:

$$P_{тор1} + P_{тор2} + P_{к1} + P_{к2} + P_{п} + P_{в} + P_{та} + P_{г} - P_{и} = P_{тор} + P_{д} + P_{в} + P_{та} + P_{г} - P_{и}, \quad (5.2)$$

где $P_{тор} = P_{тор1} + P_{тор2}$; $P_{д} = P_{к1} + P_{к2} + P_{п}$ — сила сопротивления дороги; $P_{та}$ — сила трения в двигателе, приведенная к ведущим колесам.

Найдя по графику $j_z = f(v)$ замедления для нескольких значений скорости, определяют среднее замедление в каждом интервале скоростей. Затем по формуле

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta v_1}{j_{cp}}$$

находят приращение времени Δt в каждом интервале и, суммируя полученные значения Δt , определяют время торможения. График зависимости $t_{\text{тор}} = f(v)$ показан на рис. 5.4.

Представление об изменении скорости и замедления при торможении дает диаграмма, изображенная на рис. 5.5.

Отрезок t_p на диаграмме соответствует *времени реакции водителя*, в течение которого он принимает решение о торможении и переносит ногу с педали управления дроссельной заслонкой на педаль тормоза. Время реакции водителя зависит от его индивидуальных особенностей и квалификации и находится в пределах 0,4—1,5 с. В расчетах время t_p обычно принимают равным 0,8 с.

Отрезок $t_{\text{пр}}$ представляет собой *время срабатывания тормозного привода* от начала нажатия на педаль тормоза до возникновения замедления. В течение этого времени происходит перемещение всех подвижных деталей тормозного привода. Время $t_{\text{пр}}$ (с) зависит от типа тормозного привода, а также от его технического состояния и находится в пределах:

для гидравлического привода	0,2—0,4
для пневматического привода	0,6—0,8
для автопоездов с пневматическим приводом	1—2

Отрезок t_y характеризует время, в течение которого замедление увеличивается от нуля (начало действия тормозов) до максимального значения. Это время зависит от эффективности торможения, нагрузки автомобиля, типа и состояния дорожного покрытия.

Ниже приведены значения времени t_y (с) при экстренном торможении автомобиля с блокировкой всех колес:

легковые автомобили	0,05—0,2
грузовые автомобили и автобусы с гидравлическим приводом тормозов	0,05—0,4
грузовые автомобили с пневматическим приводом тормозов грузоподъемностью до 4500 кг	0,15—1,2
то же, грузоподъемностью свыше 4500 кг	0,2—1,5
автобусы с пневматическим приводом тормозов	0,2—1,3

Меньшие значения времени t_y соответствуют дорогам с малым коэффициентом сцепления, причем нагрузка автомобиля в этом случае практически не влияет на это время, большие значения — движению автомобиля с полной нагрузкой по дорогам с большим коэффициентом сцепления.

Отрезок $t_{\text{тор}}$ представляет собой *время торможения с максимальной интенсивностью*. В течение времени $t_p + t_{\text{пр}}$ автомобиль движется равномерно со скоростью v , в течение времени t_y — замедленно, а в течение времени $t_{\text{тор}}$ замедление практически постоянно.

Чтобы определить время t_0 , необходимое для остановки автомобиля с момента возникновения опасности, т. е. так называемое *остаточное время*, рассмотрим кривую на рис. 5.5.

За время t_y замедление изменяется по закону, близкому к линейному, и можно считать, что автомобиль движется с замедлением, равным приблизительно $0,5j_{z \text{ max}}$. Тогда приращение скорости

$$\Delta v = \frac{j_{z \text{ max}} t_y}{2} \quad (5.8)$$

Следовательно, скорость в начале экстренного торможения с замедлением

$$v' = v - \Delta v = v - \frac{j_{z \text{ max}} t_y}{2} \quad (5.9)$$

Если в дальнейшем автомобиль движется равнозамедленно с замедлением $j_{z \text{ max}}$ и останавливается в конце торможения, то скорость в течение времени $t_{\text{тор}}$ уменьшается по линейному закону от v' до нуля. Тогда

$$v' = j_{z \text{ max}} t_{\text{тор}} \quad (5.10)$$

Решая полученное уравнение относительно времени $t_{\text{тор}}$ и подставляя вместо скорости v' ее значение из выражения (5.9), получаем

$$j_{\text{тор}} = \frac{v}{j_{z \text{ max}}} - \frac{t_y}{2} \quad (5.11)$$

Таким образом, *остановочное время*

$$t_0 = t_p + t_{\text{пр}} + t_y + t_{\text{тор}} = t_p + t_{\text{пр}} \frac{t_y}{2} + \frac{v}{j_{z \text{ max}}} = t_{\text{сум}} + \frac{v}{j_{z \text{ max}}} \quad (5.12)$$

$$\text{где } t_{\text{сум}} = t_p + t_{\text{пр}} + \frac{t_y}{2}.$$

Если тормозные силы на всех колесах автомобиля одновременно достигают максимальных значений сил сцепления, то замедление определяют по формуле (5.6).

Принимая с достаточной для практических расчетов точностью коэффициент $\delta_n \approx 1$, получим:

$$t_0 = t_{\text{сум}} + \frac{v}{\varphi_x g} . \quad (5.13)$$

Тормозной путь определяют, используя кривую $t_{\text{тор}} = f(v)$, считая, что в каждом интервале скоростей автомобиль движется равнозамедленно. Разбив кривую на интервалы и воспользовавшись формулой

$$\Delta S = v_{\text{ср}} \Delta t = \frac{v_{\text{ср}} \Delta v}{j_{\text{ср}}} , \quad (5.14)$$

определяют приращение пути ΔS в каждом интервале скоростей так же, как это делали при определении пути разгона. Сложив полученные значения приращения пути ΔS , определяют общий путь торможения $S_{\text{тор}}$.

Примерный вид графика зависимости $S_{\text{тор}} = f(v)$ с учетом сил P_k , P_b и P_r и без учета этих сил показан на рис. 5.4.

Расстояние, необходимое для остановки автомобиля с момента возникновения опасности, т. е. длину так называемого *остановочного пути*, можно определить, если принять, что замедление изменяется так, как показано на рис. 5.5.

Как и раньше, примем, что при уменьшении скорости от v до v' автомобиль движется с постоянным замедлением $j_{\text{ср}}$, равным $0,5j_{3 \text{ max}}$. Тогда путь, пройденный автомобилем за этот период, будет

$$S_y = \frac{v_{\text{ср}} \Delta v}{j_{\text{ср}}} = \frac{(v + v')(v - v')}{2} \frac{1}{0,5 j_{3 \text{ max}}} = \frac{v^2 - (v')^2}{j_{3 \text{ max}}} . \quad (5.15)$$

Во время экстренного торможения замедление равно $j_{3 \text{ max}}$, и тормозной путь при уменьшении скорости от значения v' до нуля (в м):

$$S_{\text{тор}} = \frac{(v')^2}{2 j_{3 \text{ max}}} . \quad (5.16)$$

Найденная величина $S_{\text{тор}}$ представляет собой путь, пройденный автомобилем за время $t_{\text{тор}}$ торможения с максимальной интенсивно-

стью. Остановочный путь S_0 , необходимый для остановки автомобиля, больше пути $S_{\text{тор}}$, так как в него входит также путь, пройденный автомобилем за время реакции водителя, срабатывания тормозного привода и увеличения замедления:

$$S_0 = v(t_p + t_{\text{пр}}) + S_y + S_{\text{тор}} = v(t_p + t_{\text{пр}}) + \frac{v^2}{j_{3 \text{ max}}} - \frac{(v')^2}{2 j_{3 \text{ max}}} . \quad (5.17)$$

Подставляя в формулу (5.17) вместо скорости v' ее выражение по формуле (5.9) и пренебрегая весьма малым значением произведения, содержащего t_y^2 , получим

$$S_0 = vt_{\text{сум}} + \frac{v^2}{2 j_{3 \text{ max}}} . \quad (5.18)$$

Если тормозные силы на всех колесах автомобиля одновременно достигли значений сил сцепления, то с учетом уравнения $j_3 = \varphi_x g / \delta_n \approx \varphi_x g$ при $P_{\text{тл}} = P_r = 0$ тормозной путь автомобиля

$$S_{\text{тор}} = \frac{\delta_n M_a (v')^2}{2[(\varphi_x + f)G \cos \alpha + G \sin \alpha + P_r]} \approx \frac{\delta_n (v')^2}{2 \varphi_x g} \approx \frac{v^2}{2 \varphi_x g} . \quad (5.19)$$

Тормозной путь прямо пропорционален квадрату скорости автомобиля в момент начала торможения, так как

$$S_0 = vt_{\text{сум}} + \frac{v^2}{2 \varphi g_x} . \quad (5.20)$$

Поэтому тормозной путь резко возрастает с увеличением начальной скорости. Для проверки эффективности действия тормозной системы (ножных тормозов) в качестве оценочных показателей используют *наибольший допустимый тормозной путь* и *наименьшее допустимое замедление* для автомобилей без нагрузки и с номинальной нагрузкой (проверку интенсивности торможения легковых автомобилей и автобусов по условиям безопасности производят без пассажиров).

Показатели торможения регламентированы правилами дорожного движения. Наибольший допустимый тормозной путь и наименьшее допустимое замедление для автомобилей без нагрузки при торможении с начальной скорости 8,3 м/с на сухой асфальтированной дороге приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Показатели интенсивности торможения автомобиля

Автомобили	Наибольший допустимый тормозной путь, м	Наименьшее допустимое замедление, м/с ²
Легковые	7,2	5,8
Грузовые с максимальной массой до 8 т и автобусы длиной до 7,5 м	9,5	5,0
Грузовые с максимальной массой свыше 8 т и автобусы длиной более 7,5 м	11,0	4,2

§ 5.4. Распределение тормозной силы между мостами автомобиля. Способы торможения автомобиля

При торможении автомобиля сила инерции $P_{ин}$, действуя на плече h_u (см. рис. 5.3), вызывает перераспределение нормальных нагрузок между передним и задним мостами: нагрузка на передние колеса увеличивается, а на задние, наоборот, уменьшается. Поэтому нормальные реакции Z_1 и Z_2 , действующие соответственно на передние и задние колеса автомобиля во время торможения, значительно отличаются от нагрузок G_1 и G_2 , которые они воспринимают в статическом состоянии. Как указывалось ранее, эти изменения оценивают коэффициентами m_1 и m_2 перераспределения реакций (см. гл. 2, формулу (2.29)). Для случая торможения автомобиля на горизонтальной дороге коэффициенты m_1 и m_2 определяют по формулам:

$$m_1 = 1 + \frac{\varphi_x h_u}{b}; \quad m_2 = 1 - \frac{\varphi_x h_u}{a}. \quad (5.21)$$

Во время торможения автомобиля наибольшие значения коэффициентов перераспределения реакций находятся в следующих пределах:

$$m_1 = 1,5 \dots 2 \quad \text{и} \quad m_2 = 0,5 \dots 0,7.$$

Определив коэффициенты m_1 и m_2 , можно найти нормальные реакции:

$$Z_1 = m_1 G_1 \quad \text{и} \quad Z_2 = m_2 G_2.$$

Максимальную интенсивность торможения можно обеспечить при условии полного использования сцепного веса автомобиля. Так

как соотношение между тормозными силами $P_{тор1}$ и $P_{тор2}$, действующими на передние и задние колеса, не изменяется, то суммарная сила $P_{тор}$ может достигнуть наибольшего значения без скольжения колес только на дороге с определенным коэффициентом сцепления, равным, например, φ_0 . На других дорогах полное использование сцепного веса без блокировки передних или задних колес невозможно.

Коэффициент распределения тормозной силы между передними и задними колесами определяют по формуле

$$\beta_0 = P_{тор1}/P_{тор} = 1 - P_{тор2}/P_{тор}. \quad (5.22)$$

Оптимальным распределением тормозной силы считают такое ее распределение, при котором передние и задние колеса автомобиля могут быть доведены до блокировки одновременно.

Для этого случая

$$\beta_0 = (b + \varphi_0 h_u)/L. \quad (5.23)$$

Тормозные системы автомобилей обеспечивают постоянное распределение тормозной силы между колесами и мостами. Системы подобраны для дороги с определенным коэффициентом φ_0 . На других дорогах во время торможения первыми до юза доводятся или передние, или задние колеса. Однако существуют тормозные системы со статическим или динамическим регулированием распределения тормозной силы.

Так как распределение общей тормозной силы между мостами не соответствует изменяющимся во время торможения нормальным реакциям на них, то действительный минимальный тормозной путь оказывается на 20—40 % больше теоретического. С целью приближения результатов расчета к экспериментальным данным в формулы вводят коэффициент эффективности торможения K_3 , который учитывает степень использования теоретически возможной эффективности тормозной системы.

В среднем коэффициент K_3 имеет значения:

для легковых автомобилей	1,1—1,2
для грузовых автомобилей и автобусов.	1,4—1,6

С учетом K_3 расчетные формулы принимают вид:

$$t_0 = t_{сум} K_3 v / \varphi_x g, \quad (5.24)$$

$$S_{\text{тор}} = K_3 v^2 / 2\varphi_3 g; \quad (5.25)$$

$$S_0 = v_{\text{сум}} + K_3 v^2 / 2\varphi_3 g; \quad (5.26)$$

$$j_3 = \varphi_3 g / K_3. \quad (5.27)$$

§ 5.5. Способы торможения автомобиля и автопоезда. Совместное торможение автомобиля тормозной системой и двигателем

Ранее было выяснено, что движение по инерции (без передачи усилия от двигателя к колесам) приводит к остановке только тогда, когда вся накопленная перед этим энергия израсходуется на преодоление сил сопротивления. Путь, проходимый автомобилем при замедлении хода, в этих условиях исчисляется сотнями метров, и водитель не может заранее рассчитать этот путь, чтобы остановить автомобиль в намеченном месте.

Более эффективного замедления можно достигнуть при торможении автомобиля с неразобренным от колес двигателем. В этом случае к сопротивлению качению и сопротивлению воздуха, а также к потерям на трение в системе силовой передачи добавляются потери на трение в двигателе. Но и такое замедление не использует все возможности торможения автомобиля, так как (при невыключенном зажигании) двигатель все же работает и не развивает большого тормозного момента. Автомобиль после известного понижения скорости «ползет» при малом числе оборотов двигателя или, чаще всего, движется рывками. Значит, для более быстрой остановки автомобиля необходимо какое-то сопротивление, на преодоление которого была бы быстро израсходована вся накопленная в движении кинетическая энергия (иногда ее называют живой силой). Таким сопротивлением является трение, которое возникает при действии тормозов.

Величина кинетической энергии

$$E_k = \frac{mv_a^2}{2},$$

где m — масса автомобиля; v_a — скорость автомобиля в м/с.

Если выразим скорость v_a в км/ч, а массу — через вес G_a в кгс, деленный на ускорение силы тяжести g в м/с², то

$$E_k = \frac{G_a v_a^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 3,6 \cdot 3,6} \approx 0,004 G_a v_a^2, \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

При замедлении хода автомобиля или торможении накопленная кинетическая энергия совершает работу

$$E = P_{\tau} S,$$

где P_{τ} — сила сопротивления или торможения в кгс; S — путь замедления в м.

Отсюда получаем выражение для силы торможения:

$$P_{\tau} = \frac{mv_a^2}{2S} = \frac{Gv_a^2}{2 \cdot 9,81 \cdot (3,6)^2 S}.$$

Определим для примера силу, необходимую для торможения автомобиля весом 2000 кгс, движущегося со скоростью 100 км/ч, если тормозной путь равен 50 м:

$$P_{\tau} = \frac{2000 \cdot 100^2}{2 \cdot 9,81 \cdot (3,6)^2 \cdot 50} \approx 1575 \text{ кгс}.$$

При движении на спуске тормозная сила должна быть еще больше, чтобы уравновесить также составляющую веса, направленную вдоль дороги.

Торможение автомобиля тормозной системой и двигателем применяется в случае перегрева тормозных механизмов, износа шин и т. п. При таком способе торможения автомобиля тормозной момент на колесах создается одновременно тормозными механизмами и двигателем. Так как в этом случае нажатие на тормозную педаль предшествует отпуску педали управления дроссельной заслонкой, то угловая скорость коленчатого вала двигателя должна была бы уменьшиться до угловой скорости холостого хода. Однако на самом деле ведущие колеса через трансмиссию принудительно проворачивают коленчатый вал. В результате появляется дополнительная сила $P_{\text{тд}}$ сопротивления движению, пропорциональная силе трения в двигателе и вызывающая замедление автомобиля. Инерция маховика противодействует тормозящему действию двигателя. Иногда противодействие маховика оказывается больше тормозящего действия двигателя, вследствие чего интенсивность торможения несколько снижается.

Рассмотрим, в каких случаях выгодно применять совместное торможение тормозной системой и двигателем.

Обозначим через $j_{3, \text{с. тор}}$ замедление при совместном торможении, а через $j_{3, \text{тор}}$ — замедление при торможении с отъединенным двигателем. Тогда уравнение можно написать в следующем виде:

$$j_{з.с.тор} = \frac{1}{\delta_{вр}} \frac{P_{тор} + P_d + P_v + P_{т.д.} + P_{тр}}{M_a}, \quad (5.28)$$

где $\delta_{вр}$ — коэффициент учета инерции вращающихся масс; $P_{тр}$ — сила трения в трансмиссии при передаче крутящего момента, Н.

При торможении с отъединенным двигателем коэффициент $\delta_{вр} = \delta_n$. В этом случае

$$j_{з.тор} = \frac{1}{\delta_n} \frac{P_{тор} + P_d + P_v + P_r}{M_a}. \quad (5.29)$$

Совместное торможение более эффективно, чем торможение только тормозной системой, если $j_{з.с.тор} > j_{з.тор}$, т. е.

$$\frac{P_{тор} + P_d + P_v + P_{т.д.} + P_{тр}}{\delta_{вр}} > \frac{P_{тор} + P_d + P_v + P_r}{\delta_n}. \quad (5.30)$$

Таким образом, целесообразность торможения только тормозной системой или совместного торможения тормозными механизмами и двигателем зависит, главным образом, от значения сил $P_{тд}$ и $P_{тор}$, а также от коэффициентов $\delta_{вр}$ и δ_n .

На рис. 5.6 приведен пример графического решения неравенства (5.30) для легкового малолитражного автомобиля при $\delta_{вр} = 1,08$; $\delta_n = 1,04$; $\phi_x = 0,6$. Значения силы $P_{тд}$ взяты из опубликованных в литературе данных.

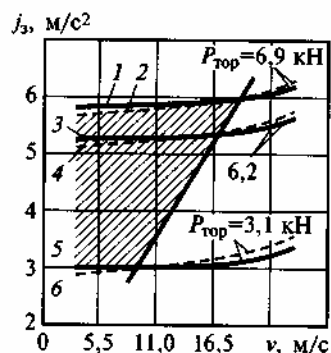


Рис. 5.6. Замедление при различных способах торможения: штриховые линии — с учетом сил P_d , P_v и P_r ; сплошные линии — без учета сил P_d , P_v и P_r ; 1, 3 и 5 — торможение тормозной системой; 2, 4 и 6 — торможение двигателем и тормозной системой

Кривые 1—6 соответствуют различным значениям тормозной силы $P_{тор}$. На рис. 5.6 заштрихована зона, в которой в данных условиях нецелесообразно совместное торможение, так как замедления $j_{з.с.тор}$ (штриховые линии) меньше замедления $j_{з.тор}$ (сплошные линии).

На дорогах с малым коэффициентом сцепления совместное торможение повышает поперечную устойчивость автомобиля по условиям заноса. Устойчивость улучшается в этом случае в результате более равномерного распределения дифференциалом тормозных сил между ведущими колесами автомобиля. При

торможении автомобиля на дорогах с малым коэффициентом сцепления продольные и поперечные силы сцепления колеса с дорогой меняются в зависимости от интенсивности торможения (рис. 5.7).

Нельзя допускать торможения юзом, когда колеса скользят по поверхности дороги. Заторможенное несскользящее колесо воспринимает большую тормозную силу, чем при движении юзом, так как коэффициент сцепления в последнем случае значительно меньше. Чтобы не допустить возникновения юза, необходимо периодически прекращать действовать тормозами. Однако этот способ можно рекомендовать только водителям высокой квалификации, так как чтобы удержать колеса автомобиля на грани юза, не допуская их скольжения, необходимы опыт и большое внимание.

В последнее время получают распространение антиблокировочные устройства, автоматически уменьшающие тормозной момент при начале скольжения колеса и через некоторое время (0,05—1 с) вновь увеличивающие торможение. Колеса автомобиля благодаря такому циклическому нагружению тормозным моментом катятся с частичным проскальзыванием, примерно равным оптимальному, и коэффициент сцепления остается предельно высоким в течение всего торможения. Введение антиблокировочных устройств уменьшает износ шин и позволяет повысить поперечную устойчивость автомобиля. Препятствием широкому распространению этих устройств является сложность их конструкции.

Пример. Определить путь и время торможения, а также замедление легкового автомобиля при его торможении с отъединенным двигателем со скорости 20 м/с до остановки на сухой горизонтальной дороге с бетонным покрытием ($\phi_x = 0,6$), если коэффициент $K_s = 1,2$, а время $t_p = 0,8$ с, $t_{пр} = 0,2$ с и $t_y = 0,5$ с.

Решение. Тормозной путь при торможении со скорости 20 м/с до остановки

$$S_{тор} = \frac{K_s v^2}{2 \phi_x g} = \frac{1,2 \cdot 20^2}{2 \cdot 0,6 \cdot 9,81} = 40,7 \text{ м.}$$

Остановочное время

$$t_o = t_p + t_{пр} + \frac{t_y}{2} + \frac{K_s v}{\phi_x g} = 0,8 + 0,2 + \frac{0,5}{2} + \frac{1,2 \cdot 20}{0,6 \cdot 9,81} = 5,3 \text{ с.}$$

Замедление автомобиля

$$j_z = \phi_x g - K_s = 0,6 \cdot 9,81 / 1,2 = 4,9 \text{ м/с}^2.$$

Вид на колесо сверху

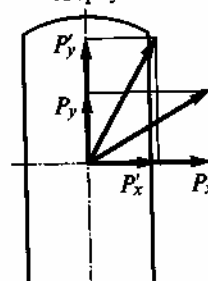


Рис. 5.7. Изменение продольных P_x и поперечных P_y сил сцепления на дорогах с малым коэффициентом сцепления ϕ при различной интенсивности торможения

§ 5.6. Дорожно-транспортная экспертиза дорожно-транспортного происшествия

Дорожно-транспортной экспертизой называют научно-техническое исследование дорожно-транспортного происшествия специалистами автомобильного транспорта. Дорожно-транспортным происшествием (ДТП) называют нарушение режимов движения транспортных средств по дорогам, вызвавшее травмы или смерть людей, повреждения подвижного состава, искусственных сооружений и грузов или нанесшее какой-либо другой материальный ущерб.

Дорожно-транспортная экспертиза дает характеристику всех фаз ДТП, устанавливает причины его возникновения и выясняет поведение отдельных участников. Эксперт выясняет технические причины ДТП, определяет скорости движения транспортных средств, величины тормозного и остановочного путей и т. д.

Исходными данными для проведения экспертизы служат результаты осмотра места происшествия и автомобилей, а также результаты опроса участников и очевидцев происшествия.

Если на месте происшествия обнаружен след юза шин по дороге, то измеряют длину следа юза $S_{\text{ю}}$. Проведя следственный эксперимент, определяют коэффициент сцепления ϕ_x (или, установив путем осмотра зоны происшествия тип и состояние покрытия, выбирают значение ϕ_x , по таблицам). Задавшись значением коэффициента K_s , находят, согласно формуле (5.27), примерное максимальное замедление, считая, что момент начала полного скольжения шин совпадает с моментом возникновения максимального замедления $j_{z \max}$.

Скорость автомобиля перед торможением можно определить, исходя из формул (5.9) и (5.16):

$$v = 0,5 j_{z \max} t_y + \sqrt{2 S_{\text{ю}} j_{z \max} + (0,5 j_{z \max} t_y)^2}, \quad (5.31)$$

где t_y — время увеличения замедления (см. рис. 5.8).

Пренебрегая последним слагаемым подкоренного выражения вследствие его малой величины, можно записать

$$v \approx 0,5 t_y j_{z \max} + \sqrt{2 S_{\text{ю}} j_{z \max}}. \quad (5.32)$$

Рассмотрим в качестве примера ДТП, результатом которого был наезд автомобиля на пешехода (рис. 5.8). Автомобиль *A* двигался на расстоянии $S_{\text{п}}$ от тротуара, на краю которого находился пешеход *П*.

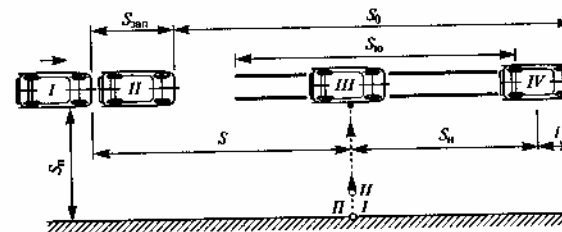


Рис. 5.8. Положение автомобиля и пешехода во время дорожно-транспортного происшествия

Когда между автомобилем и пешеходом было расстояние S , пешеход начал движение по проезжей части перпендикулярно направлению движения автомобиля. Положение автомобиля и пешехода, соответствующее этому моменту, отмечено цифрами *I*. Водитель затормозил. Однако избежать наезда не смог. Промежуточное положение автомобиля и пешехода обозначено цифрами *II*. Автомобиль, ударив пешехода (положение *III*), переместился еще на некоторое расстояние и остановился (положение *IV*).

Примерная последовательность расчетов при экспертизе такова. По схеме происшествия определяют перемещение автомобиля $S_{\text{н}}$ после наезда в заторможенном состоянии и вычисляют скорость автомобиля в момент наезда на пешехода:

$$v_{\text{н}} = \sqrt{2 S_{\text{н}} j_{z \max}}. \quad (5.33)$$

Затем определяют скорость автомобиля перед началом торможения по формуле (5.32), остановочный путь S_0 по формуле (5.16) и время движения автомобиля до наезда

$$t_{\text{н}} = t_{\text{р}} + t_{\text{пр}} + 0,5 t_y + \frac{v - v_{\text{н}}}{j_{z \max}} = t_{\text{сум}} + \frac{v - v_{\text{н}}}{j_{z \max}}. \quad (5.34)$$

При экспертных расчетах скорость движения пешехода обычно считают постоянной ($v_{\text{п}} = \text{const}$), а шириной траектории его движения пренебрегают. При этих допущениях время движения пешехода по проезжей части

$$t_{\text{п}} = S_{\text{п}} v_{\text{п}}. \quad (5.35)$$

Условие своевременности начала торможения автомобиля можно записать следующим образом:

$$t_n \geq t_n. \quad (5.36)$$

Если это условие не выполнено и время t_n меньше времени t_n , то водитель действовал с запозданием, и автомобиль успел переместиться из положения I в положение II. Чтобы установить, мог ли водитель избежать наезда на пешехода, если бы не допустил этого запоздания, а действовал своевременно, продолжают расчеты, определяя промежуток времени, просроченный водителем:

$$t_{\text{зап}} = t_n - t_n. \quad (5.37)$$

За этот промежуток времени автомобиль, двигаясь с начальной скоростью v , перемещается на расстояние

$$S_{\text{зап}} = vt_{\text{зап}}. \quad (5.38)$$

Согласно рис. 5.8 расстояние S между передней частью автомобиля и пешеходом в момент начала движения последнего по проезжей части

$$S = S_0 + S_{\text{зап}} - S_n - l, \quad (5.39)$$

где l — расстояние от места удара до передней части автомобиля.

Если в результате расчетов получится, что расстояние S больше остановочного пути S_0 , это значит, что водитель мог, применив экстренное торможение, остановить автомобиль до линии следования пешехода. При $S < S_0$ водитель не имел возможности предотвратить наезд путем торможения, так как пешеход начал движение на слишком малом расстоянии перед автомобилем.

Во время дорожно-транспортной экспертизы исследуют также наезды автомобиля на неподвижное препятствие, опрокидывания и столкновения автомобилей. Результаты экспертизы следственные и судебные органы используют в качестве доказательств по рассматриваемому делу о происшествии.

§ 5.7. Определение показателей тормозной динамичности автомобиля

Показатели тормозных свойств автомобиля определяют во время дорожных испытаний автомобиля после его обкатки. Согласно Правилам дорожного движения (ПДД) тормозной путь и величину замедления автомобилей определяют при движении без нагрузки со скоро-

стью 30 км/ч на сухом горизонтальном участке дороги с твердым покрытием, имеющим коэффициент сцепления не менее 0,6.

Участок дороги, на котором проводятся испытания, должен быть прямым и горизонтальным (уклон не более $0,5^\circ$) с твердым сухим покрытием, температура окружающей среды должна быть в пределах от минус 5 до плюс 30°C , а скорость ветра не более 3 м/с.

Выход автомобиля из коридора шириной 3,5 м при торможении или разворот на угол более 8° недопустим.

При испытаниях «О» проверяется эффективность системы при холодных механизмах, когда температура тормозного диска или барабана не превышает 100°C .

При испытании «I» тормозной путь не должен превышать 165 % тормозного пути, полученного при испытаниях «О».

При испытании «II» определяют эффективность рабочей тормозной системы автомобилей при движении на затяжных спусках. Это испытание проводится аналогично испытаниям «I». Прогрев тормозных механизмов осуществляется на спуске с уклоном 6 % и длиной 6 км при скорости движения 36 ± 5 км/ч и неотключенном двигателе. Основной этап испытаний после прогрева тормозных механизмов проводится по методике испытания «О» не позднее чем через 45 с после прогрева тормозных механизмов.

Нормативы, которым должны отвечать тормозные системы автомобилей, приведены в табл. 5.2.

Стояночный тормозной механизм автомобиля должен удерживать его на уклоне не менее 25 %.

При дорожных испытаниях почти невозможно объективно оценить работу тормоза каждого колеса и одновременность срабатывания, а следовательно, определить характер и место возможной неисправности. Поэтому для диагностики тормозных систем предпочтительнее отдается стендам.

В настоящее время определены два направления в диагностировании тормозных систем автомобилей:

комплексное диагностирование, позволяющее оценить техническое состояние тормозов автомобиля в целом по величине оценочных (выходных) параметров (тормозной путь, замедление, тормозная сила, время срабатывания);

причинное диагностирование, в процессе которого устанавливается снижение эффективности тормозов путем определения технического состояния отдельных агрегатов и элементов тормозной системы.

Таблица 5.2

Нормативы эффективности тормозной системы

Автомобили	Полная масса, т	Начальная скорость торможения, м/с	Усилие на педали, Н	Испытания «0»		Испытания «I»		Испытания «II»	
				Тормозной путь, м	Замедление, м/с ²	Тормозной путь, м	Замедление, м/с ²	Тормозной путь, м	Замедление, м/с ²
Легковые и автобусы (не более 8 мест)	—	22,24	490,5	43,2	7,0	54,0	5,4	57,5	5,0
Автобусы (более 8 мест)	До 5	16,68	686,7	25,8	7,0	32,3	5,3	34,3	4,9
Автобусы	Св. 5	16,68	686,7	32,1	6,0	40,1	4,5	42,7	4,1
Одиночные грузовые	До 3,5	19,46	686,7	44,8	5,5	65,8	4,1	59,6	3,8
Одиночные грузовые и тягачи	3,5—12	13,9	686,7	25,0	5,5	31,3	4,0	33,3	3,7
Одиночные грузовые и тягачи	Св. 12	11,2	686,7	17,2	5,5	21,5	4,0	22,9	3,6

Комплексное диагностирование является первичным этапом, его выполняют на специальных стендах в плановом порядке с определенной периодичностью. При этом измеряют:

- тормозной путь автомобиля (путь, проходимый автомобилем с момента нажатия на тормозную педаль до полной остановки);
- замедление автомобиля при торможении;
- тормозное усилие на каждом колесе.

Сопутствующими параметрами могут быть время срабатывания тормоза каждого колеса (оси), разность величин основных параметров по отдельным колесам.

Кроме указанных выше параметров технического состояния тормозов, на стендах можно определять усилие свободного вращения колес, силу торможения, развиваемую каждым колесом, наличие блокировки, т. е. схватывания колес, усилие давления на тормозную педаль, неравномерность износа (эллипсность) тормозных барабанов.

Усилие свободного вращения колес характеризует регулировку тормозных колодок и состояние механической передачи автомобиля (трансмиссии). При оптимальной регулировке колодок и отсутствии дефектов в механической передаче усилие свободного вращения колес грузовых автомобилей находится в пределах 300—400 Н (30—40 кгс).

Сила торможения, развиваемая каждым колесом, при одном и том же усилии давления на педаль является важным параметром, определяющим занос автомобиля при резком торможении. Нормальное разложение силы торможения между передними и задними колесами определяется заводами-изготовителями автомобилей. Разница между силами торможения, развиваемыми правыми и левыми колесами, допускается не более 15—20 %.

Оценочным параметром эффективности тормозов в целом служит соотношение тормозной силы и веса автомобиля. Тормозная сила должна быть не менее 65 % веса автомобиля.

Усилие давления на педаль характеризует состояние гидравлического привода тормозов; оно не должно превышать при блокировке колес 500 Н (50 кгс).

Неравномерный износ тормозных барабанов по окружности характеризуется нестабильностью показаний силы торможения, проявляющейся в колебаниях стрелки прибора синхронно скорости вращения колеса (измерение лучше проводить при малых скоростях). Допустимая эллипсность тормозного барабана вызывает колебания стрелки прибора в пределах, определяемых конструкцией стенда.

Например, на стенде КИ-4998 для грузового автомобиля допустимое колебание стрелки прибора 10 делений, т. е. 700 Н (70 кгс).

В настоящее время разработано несколько типов стендов для диагностирования тормозов легковых и грузовых автомобилей:

стенды для статических испытаний, на которых измерение тормозных сил осуществляют при неподвижном автомобиле и близких к нулю скоростях вращения колес;

стенды для кинематических испытаний, где автомобиль неподвижен, вращение колес происходит с помощью роликов стенда (подвижной лентой);

стенды для динамических испытаний, где автомобиль въезжает с определенной скоростью на динамометрические площадки и затормаживается (автомобиль и стенд воздействуют друг на друга так же, как автомобиль и дорога во время торможения).

По принципу передачи тормозного усилия стенды для диагностирования тормозов можно разделить на две группы:

стенды с передачей тормозного усилия через опорную поверхность колеса (покрышку);

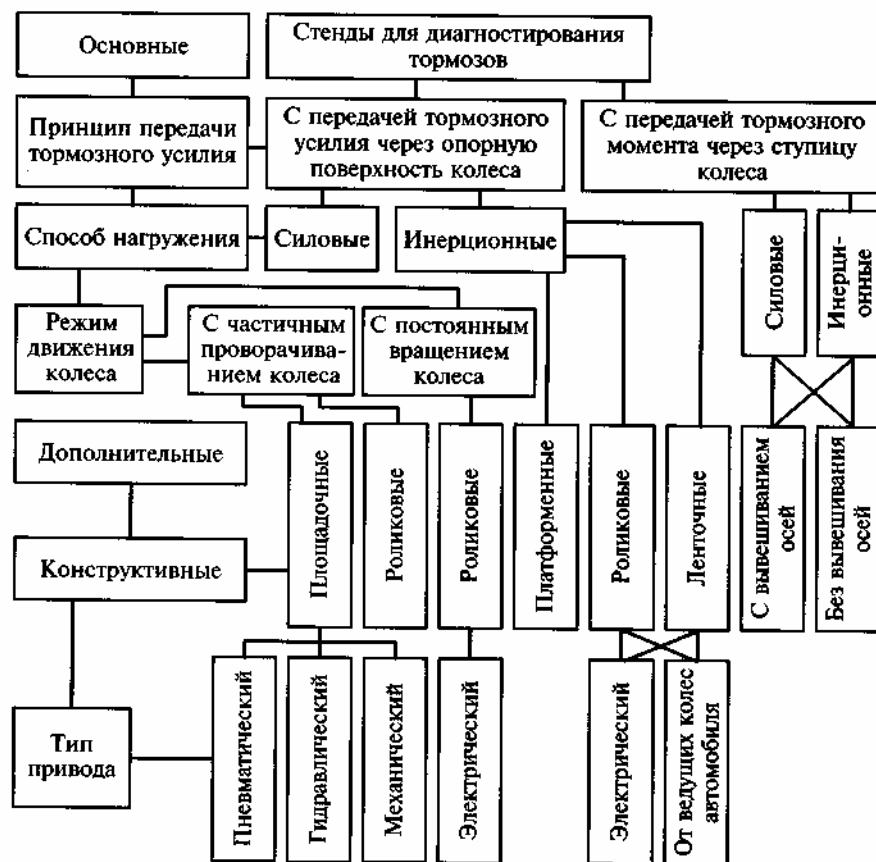


Рис. 5.9. Классификация тормозных стендов

стенды с непосредственной передачей тормозного момента через ступицу колеса (т. е. без использования сил сцепления с опорной поверхностью).

На рис. 5.9 представлена классификация стендов для диагностирования тормозов.

Для диагностирования тормозов грузовых автомобилей применяют стенды моделей КИ-4998 и КИ-8925. Стенд КИ-4998 предназначен для диагностирования тормозных качеств грузовых автомобилей, автобусов и прицепов, имеющих нагрузку на ось до 4 т, стенд КИ-8925 — с нагрузкой на ось до 5 т.

Силовой роликовый стенд СТС-10 позволяет измерять массу и тормозную силу на каждом колесе, усилие на органах управления, время срабатывания тормозной системы, а также определить расчет-

ные параметры по ГОСТ 25478—91. Это: удельная тормозная сила, коэффициент неравномерности тормозных сил, коэффициент совместимости звеньев автопоезда, асинхронность времени срабатывания тормозного привода. Стенд обеспечивает формирование базы технических данных и результатов диагностирования, вывод тормозных диаграмм на дисплей и бумажный носитель информации.

Стенд имеет автоматический режим контроля — экспресс-диагностику тормозных систем всех осей автомобиля. Для углубленной проверки выбранной оси предусмотрено взвешивание, просушка, экстренное торможение, контрольное торможение, частичное торможение, включение стояночного тормоза. Имеется контроль пробуксовки при помощи следящих роликов, отключение привода при пробуксовке более 15 %. Предусмотрена возможность вращения левого и правого колеса в разные стороны при контроле автомобилей, не имеющих дифференциала между ведущими осями.

Контрольные вопросы

1. Чем объясняется отклонение теоретических и действительных параметров торможения?
2. Как влияют сопротивления движению на торможение?
3. Когда получается больший тормозной путь: при заблокированных колесах или при торможении до начала блокировки? Чем объясняется различие в величине этих двух тормозных путей?
4. От чего зависит теоретическое распределение тормозных сил на колеса?
5. Почему при торможении автомобиля происходит перераспределение нагрузки по осям?
6. Что такое дорожно-транспортная экспертиза ДТП?
7. Какими исходными данными должен располагать эксперт и как он их использует, анализируя дорожно-транспортное происшествие?

ГЛАВА 6

ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 6.1. Показатели топливной экономичности

Из параметров, характеризующих мощностные показатели автомобиля, в центре внимания длительное время оставались максимальная скорость и время разгона. Ощутимый рост цен на жидкое топливо привел к тому, что особое внимание стали уделять удельному и общему расходу топлива автомобилем.

Топливо является важнейшим эксплуатационным материалом, который автомобильный транспорт потребляет в большом количестве. Стоимость топлива составляет 10—15 % всех затрат на перевозки. Поэтому топливо необходимо использовать с максимальной эффективностью, не допуская неоправданных его затрат и потерь.

Совершенство конструкции автомобиля с точки зрения топливной экономичности оценивают по *общему расходу топлива* Q в л, отнесенному к длине пройденного пути S в км или к транспортной работе в тонно-километрах. *Удельный путевой расход топлива* при пробеге автомобилем 100 км (в л)

$$q_n = 1000 Q / S. \quad (6.1)$$

Расход топлива на единицу пробега не учитывает транспортной работы, выполняемой автомобилем, что может привести к неверным выводам при оценке топливной экономичности. Так, у автомобиля, перевозящего груз, расход топлива на единицу пробега всегда больше, чем у того же автомобиля, работающего без нагрузки. Поэтому более правильно оценивать топливную экономичность автомобиля по расходу топлива, отнесенному к единице транспортной работы:

$$q_t = \frac{Q \rho_t}{M_{tp} S_{tp}} 1000 \text{ г/(т} \cdot \text{км)}, \quad (6.2)$$

где ρ_t — плотность топлива, г/см³; M_{tp} — масса перевезенного груза, т; S_{tp} — пробег автомобиля с грузом, км.

Показателем q_t обычно пользуются для оценки топливной экономичности не отдельного автомобиля, а автомобильного парка, находящегося в ведении автотранспортного предприятия. Рациональная организация перевозок обуславливает увеличение коэффициентов использования пробега и грузоподъемности, а следовательно, уменьшение расхода топлива на единицу транспортной работы.

В качестве показателей топливной экономичности двигателя используют часовой расход топлива G_t (в килограммах за 1 ч работы), а также удельный эффективный расход g_e (в граммах на 1 кВт за 1 ч работы).

Часовой расход топлива (в кг/ч)

$$G_t = g_e N_e / 1000 \quad (6.3)$$

или

$$G_t = 3600 Q_p / t, \quad (6.4)$$

где t — время, соответствующее расходу топлива Q или пути S в м.

Из формул (6.3) и (6.4) получаем

$$G_t = 36 \rho_t q_n S / t. \quad (6.5)$$

Решив совместно уравнения (6.3) и (6.5), определим путевой расход топлива в л на 100 км пробега:

$$q_n = g_e N_e / 36 \rho_t v. \quad (6.6)$$

§ 6.2. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Топливо-экономической характеристикой автомобиля называют график зависимости удельного путевого расхода топлива q_n от скорости автомобиля v и коэффициента сопротивления дороги ψ (рис. 6.1). Этот график характеризует топливную экономичность автомобиля при его равномерном движении и позволяет определить расход топлива по известным величинам v и ψ . Например, при движении автомобиля со скоростью v_1 по дороге, качество которой характеризуется коэффициентом ψ_1 , расход топлива равен q_1 . Можно решить и обратную задачу: определить максимально возможную скорость, которую может развить автомобиль при данном расходе топлива. Так, если расход топлива не должен превышать q_2 , то на дороге с коэффициентом сопротивления ψ_2 скорость автомобиля не должна превышать

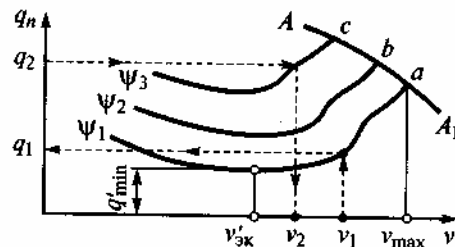


Рис. 6.1. Графики топливно-экономической характеристики автомобиля

шать v_2 . Задачи подобного рода возникают при выявлении экономически целесообразной скорости движения автомобиля на автомагистралях. Каждая кривая графика имеет две характерные точки. Одна из них определяет минимальный расход топлива при движении по дороге с данным коэффициентом ψ (например, q'_{\min} при ψ_1). Скорость $v'_{\text{эк}}$, соответствующую этому расходу, называют *экономической*.

Другая (конечная) точка кривой определяет расход топлива при полной нагрузке двигателя, что соответствует скорости движения, максимально возможной при данном коэффициенте ψ (точки a, b, c).

Обгибающая кривая AA_1 , проведенная через эти точки, представляет собой изменение путевого расхода топлива в зависимости от скорости при полной нагрузке двигателя. Перегибы в правых частях кривых вызваны обогащением смеси при включении экономайзера.

Показателем топливной экономичности автомобиля служит *минимальный путевой расход топлива*, соответствующий скорости $v'_{\text{эк}}$ при испытаниях автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием. Указываемый в технических характеристиках автомобилей *контрольный расход топлива* практически мало отличается от минимального расхода.

§ 6.3. Топливная экономичность автопоезда

Работа автомобиля в составе автопоезда связана, как правило, с повышением расхода топлива на единицу пробега. Однако увеличение расхода непропорционально возрастанию сил сопротивления движению, так как при буксировке прицепов или полуприцепов степень использования мощности двигателя выше, чем при движении одиночного автомобиля, что уменьшает удельный эффективный расход топлива.

Кроме того, весьма заметно снижается расход топлива на единицу произведенной транспортной работы (или на единицу массы пере-

зенного груза), что уменьшает стоимость перевозок. На дорогах с твердым покрытием, не имеющих крутых и затяжных подъемов, при использовании прицепов экономия топлива на $1 \text{ т} \cdot \text{км}$ может составлять 15–20 %.

Чтобы выяснить причину улучшения топливной экономичности в результате применения прицепов, определим расход топлива, приходящийся на единицу транспортной работы.

Если в формулу мощностного баланса подставить выражение (6.6), то при равномерном движении автопоезда получим

$$q_{\text{тр}} = \frac{q_n}{G_{\text{тр}}} = \frac{g_e(P_d + P_s)}{36000\rho_t \eta_{\text{тр}} G_{\text{тр}}}, \quad (6.7)$$

где $G_{\text{тр}}$ — масса перевозимого автопоездом груза, кг.
Сила сопротивления дороги

$$P_d = G\psi = (G_0 + G_{\text{тр}})\psi, \quad (6.8)$$

где G_0 — вес автомобиля без груза.
Следовательно,

$$q_{\text{тр}} = \frac{g_e[(G_0 + G_{\text{тр}})\psi + P_s]}{36000\rho_t \eta_{\text{тр}} G_{\text{тр}}}, \quad (6.9)$$

или, пренебрегая силой P_s ,

$$q_{\text{тр}} = \frac{g_e\psi}{36000\rho_t \eta_{\text{тр}}} \left(\frac{G_0}{G_{\text{тр}}} + 1 \right). \quad (6.10)$$

Собственная масса прицепа значительно меньше массы автомобиля той же грузоподъемности.

Например, собственная масса автомобиля ЗИЛ-431410 (грузоподъемность 6 т) составляет 4300 кг, а собственная масса полуприцепа той же грузоподъемности — всего 2540 кг. Поэтому в случае применения прицепа количество перевозимого груза увеличивается вдвое, а собственная масса автопоезда возрастает всего на 50–60 %. Кроме того, степень использования мощности двигателя у автомобиля, буксирующего прицеп, выше, чем у одиночного автомобиля. КПД трансмиссии седельного тягача выше, чем КПД бортового автомобиля, так как больше нагрузка, передаваемая трансмиссией. В результате расход топлива, отнесенный к единице транспортной работы, q_t у автопоезда меньше.

§ 6.4. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на расход топлива

Выясним основные факторы, от которых зависит путевой расход топлива q_n .

Во время движения автомобиля эффективная мощность N_e двигателя затрачивается на преодоление рассмотренных выше сопротивлений движению. Из уравнения мощностного баланса:

$$N_e = N_t + N_{тр} = (P_d + P_b + P_n) \frac{v}{1000\eta_{тр}};$$

$$q_n = \frac{g_e}{36000\rho_t \eta_{тр}} (P_d + P_b + P_n). \quad (6.11)$$

Расход топлива на единицу пробега уменьшается при улучшении топливной экономичности двигателя, оцениваемой величиной g_e . Все конструктивные параметры двигателя и особенности его рабочего процесса, от которых зависит g_e , влияют на топливную экономичность автомобиля. Так, например, автомобили с дизелями, минимальный эффективный расход топлива которых находится в пределах 230—290 г/(кВт·ч), экономичнее автомобилей с карбюраторными двигателями, расходующими 290—380 г/(кВт·ч).

Расход топлива возрастает в случае увеличения сил сопротивления трансмиссии, дороги и воздуха. При разгоне автомобиля часть топлива расходуется на увеличение его кинетической энергии, вследствие чего путевой расход топлива возрастает.

Практическое использование уравнения (6.11) для определения расхода топлива затруднено тем, что КПД трансмиссии, входящий в это уравнение, не является постоянной величиной, а зависит от условий движения автомобиля.

В случае движения автомобиля с малой скоростью по дороге хорошего качества, когда силы P_d и P_b невелики, КПД $\eta_{тр}$ может быть намного меньше. Принимая КПД трансмиссии постоянным, вносят некоторую ошибку в расчет путевого расхода топлива, но с этим приходится мириться, так как введение переменного КПД в расчеты намного осложняет их. Кроме того, удельный расход топлива g_e не является независимой переменной, а изменяется при изменении угловой скорости ω_e двигателя и степени использования его мощности I (рис. 6.2).

При работе двигателя с малой нагрузкой относительные затраты энергии на преодоление внутреннего сопротивления в двигателе велики. Поэтому в области малых значений I кривые удельного расхода g_e поднимаются вверх. По мере увеличения степени использования мощности I топливная экономичность улучшается, так как удельный эффективный расход снижается, но до определенного предела.

При больших нагрузках и использовании мощности, близкой к номинальной, включается экономайзер карбюратора, обогащающий горючую смесь и вызывающий повышение расхода g_e .

Таким образом, увеличение или уменьшение сопротивления движению вызывает изменение нагрузки двигателя и скорости автомобиля. Это отражается на величине g_e и осложняет расчет расхода топлива. Чтобы определить расход топлива автомобилем в определенных дорожных условиях, необходимо располагать экспериментальным графиком — нагрузочной характеристикой двигателя. Если экспериментальных данных нет, то рекомендуют следующую методику. Вначале определяют удельный эффективный расход топлива в г/(кВт·ч) по формуле

$$g_e = k_n k_{ck} g_{e \min}, \quad (6.12)$$

где k_{ck} и k_n — коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины g_e в зависимости от угловой скорости коленчатого вала ω_e и степени использования мощности двигателя I ; $g_{e \min}$ — минимальный удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч).

Примерные значения коэффициента k_n приведены на рис. 6.3, а, на котором сплошная линия характеризует изменение этого коэффициента для карбюраторных двигателей, а штриховая — для дизелей. Кривая k_{ck} (рис. 6.3, б) относится к двигателям обоих типов.

Согласно уравнениям (6.11) и (6.12) при $P_n = 0$ можно написать:

$$q_n = \frac{k_{ck} k_n (P_d + P_b) g_{e \min}}{36000\rho_t \eta_{тр}}. \quad (6.13)$$

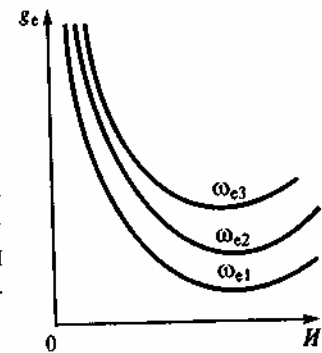


Рис. 6.2. Зависимость удельного расхода топлива от степени использования мощности

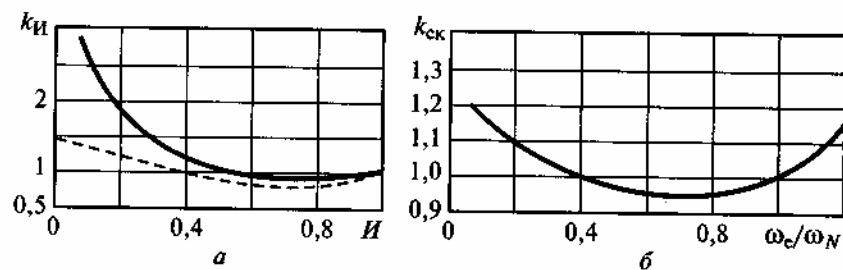


Рис. 6.3. Графики к расчету топливно-экономической характеристики:
а — изменение коэффициента k_u ; б — изменение коэффициента k_{ck}

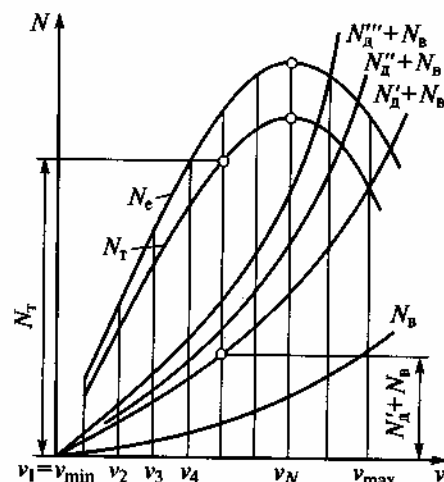


Рис. 6.4. График мощностного баланса

Для построения топливно-экономической характеристики строят график мощностного баланса автомобиля. Задавшись несколькими значениями коэффициента сопротивления дороги, определяют мощность N_d и суммарную мощность $N_d + N_b$, а затем наносят их на график (рис. 6.4). Разделив диапазон изменения скорости на высшей передаче (от v_{min} до v_{max}) на несколько интервалов, для каждого значения скорости определяют отношение v/v_N (или ω_e/ω_N) и с помощью графика на рис. 6.3, б находят значение k_{ck} .

Для каждого значения v (или ω_e) по графику мощностного баланса определяют значения N_t и $N_d + N_b$. Затем находят степень использования мощности I при данном коэффициенте f , а далее по графику рис. 6.3, а определяют коэффициент k_u . Подставляя найденные зна-

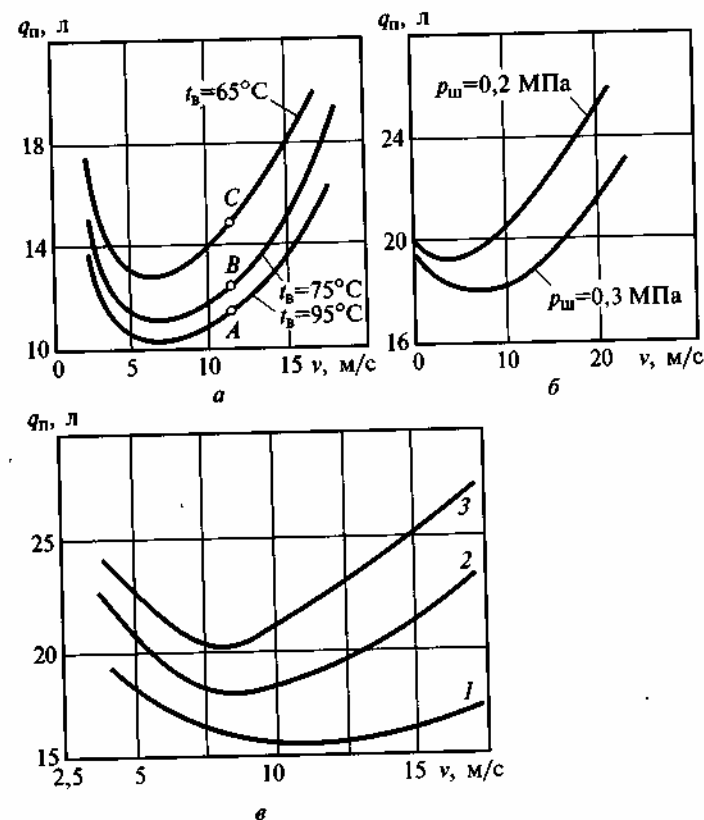


Рис. 6.5. Топливно-экономические характеристики автомобиля:

а — при различной температуре воды t_b в системе охлаждения; б — при различном давлении воздуха в шинах p_w ; в — в зависимости от типа шин: 1 — широкопрофильные шины; 2 — обычные шины; 3 — аэродинамические шины

чения k_{ck} и k_u в формулу (6.13), вычисляют расход топлива q_n при движении автомобиля по дороге с данным коэффициентом ψ . Повторив расчеты для других его значений, строят топливно-экономическую характеристику автомобиля (рис. 6.5).

Топливно-экономическая характеристика автомобиля не учитывает непрерывного изменения дорожной обстановки и связанных с ним изменений скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Ухудшение технического состояния автомобиля приводит к увеличению расхода топлива. Топливная экономичность ухудшается главным образом в результате неправильной регулировки приборов

системы питания и зажигания, а также распределительного механизма двигателя. Так, при неисправном экономайзере расход топлива может увеличиться на 10–15 %. Отклонение уровня топлива в поплавковой камере карбюратора от нормального также вызывает ухудшение топливной экономичности, в особенности при малой скорости движения автомобиля. Если не работает одна свеча зажигания, то расход топлива у автомобиля с шестицилиндровым двигателем возрастает на 20–25 %, при двух неисправных свечах он увеличивается на 50–60 %. Неправильная установка зажигания может вызвать повышение расхода топлива на 80 %.

Дополнительный расход топлива также связан с периодической работой вспомогательного оборудования автомобиля (стеклоочистителя, вентилятора обдува ветрового стекла и его обогревателя и т. д.).

Значительно влияет на удельный расход топлива состояние теплового режима двигателя, так как при работе на холодном двигателе возрастают тепловые потери.

На расход топлива оказывает существенное влияние применение шин той или иной конструкции. Так, например, проведенные исследования показали, что замена обычных шин на широкопрофильные уменьшает расход топлива во всем эксплуатационном диапазоне скоростей автомобиля, а при замене обычных шин арочными, наоборот, расход возрастает (рис. 6.5, в).

Снижение сопротивления качению у низкопрофильных шин весьма значительно и поэтому способствует повышению топливной экономичности. Фирма «Пирелли» гарантирует, что использование нового типа шин P8 вызывает уменьшение расхода топлива до 4 %, что соответствует снижению сопротивления качению на 20 %. Одновременно повышается срок службы шин. Шина P8 относится к серии «65» и пригодна для использования на скоростях до 180 км/ч.

Коэффициент сопротивления качению f испытывает влияние многих факторов, как это видно из рис. 6.6.

Низкопрофильные шины обладают большей жесткостью боковин, что проявляется в меньшей величине бокового увода. На рис. 6.6, в показано влияние угла бокового увода на коэффициент сопротивления качению. Пунктирная кривая характеризует шины серии «80», сплошная — серии «60». Одним из главных требований, предъявляемых к шинам, является обеспечение хорошего сцепления с поверхностью дороги. Оно обуславливается шириной профиля шины, рисунком протектора и качеством его материала. Для обеспечения максимального сцепления с поверхностью дороги у гоночных автомобилей применяются шины, изготовленные из особо мягкого материала с гладким протектором без рисунка. Мелкие углубления на по-

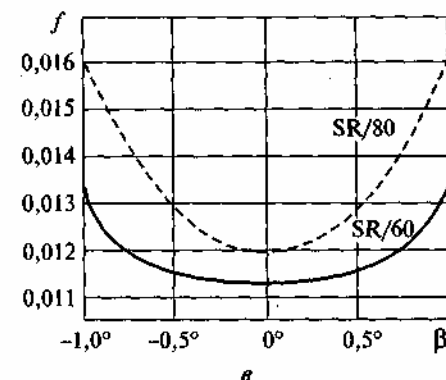
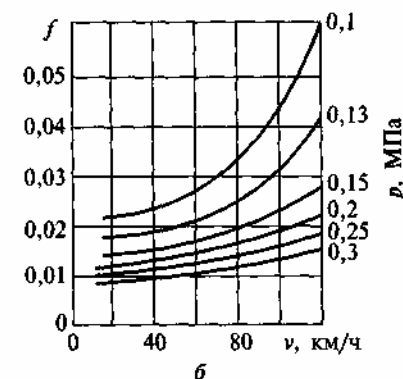
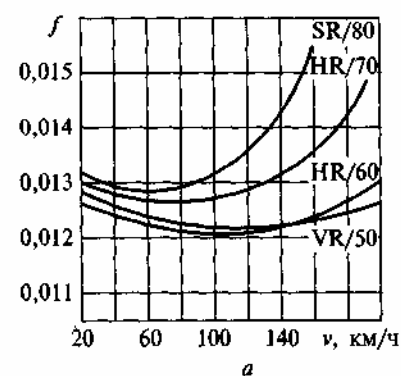
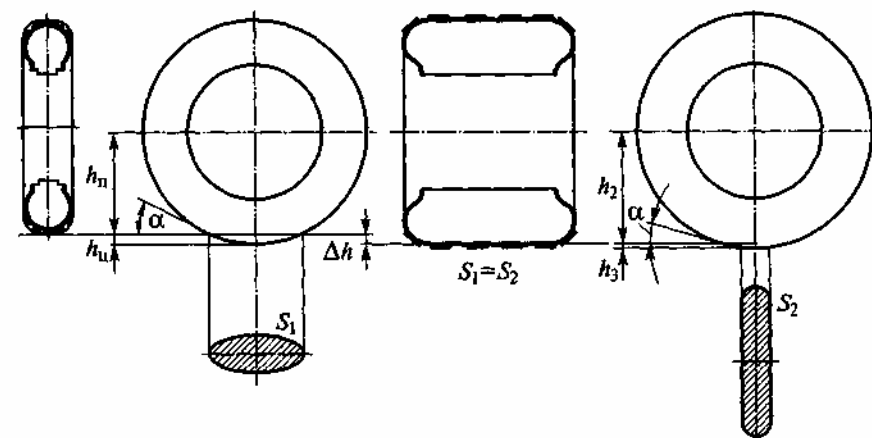


Рис. 6.6. Зависимость коэффициента сопротивления качению f :

а — от скорости автомобиля v и профиля шины; б — от скорости автомобиля v и давления в шинах p ; в — от угла бокового увода β узкой и широкой шин, изображенных в верхней части рисунка

верхности протектора делаются лишь для контроля износа, который у этих шин при малых пробегах достигает значительных размеров. Сопротивление качению у таких гладких шин меньше, чем у тех, которые снабжены протектором с рисунком. Как видно из вышеизложенного, правильный выбор типа шины и соблюдение установленного внутреннего давления воздуха в них являются важными факторами, влияющими на расход топлива. Поскольку, однако, доля сопротивления качению в сумме общего сопротивления движению автомобиля значительно уменьшается с ростом скорости, то уменьшение этого вида сопротивления движению не означает пропорционального снижения расхода топлива. Так, уменьшение сопротивления качению шин на 10 % вызывает снижение потребления топлива лишь на 2 %.

Низкопрофильные шины обеспечивают лучшие условия движения, что может приводить к увеличению скорости, при которой экономия топлива, достигнутая снижением сопротивления качению, практически сведется к нулю. В этом случае необходимо принимать в расчет, какое снижение расхода достигается уменьшением сопротивления качению шин и насколько увеличивается этот расход из-за роста скорости движения.

При действии боковой силы коэффициент сопротивления качению шины растет. Боковая сила возникает при движении на поворотах. Чтобы не допустить при этом снижения скорости автомобиля, необходимо увеличить мощность двигателя. Боковая сила растет с ростом скорости и соответственно увеличивается сопротивление качению. Поэтому при прохождении поворотов на большой скорости потребление топлива увеличивается. Поворот можно проезжать и способом плавного скольжения всех колес (так называемый управляемый занос).

Топливная экономичность работы автомобиля зависит и от технического состояния агрегатов шасси. Неправильно отрегулированное зацепление шестерен главной передачи, зазоры в радиально-упорных подшипниках, малое давление воздуха в шинах или неправильно отрегулированное сходжение управляемых колес вызывают дополнительное сопротивление движению и, как следствие, перерасход топлива.

Потребление топлива можно снижать правильной эксплуатацией автомобильного транспорта.

У трехосных грузовых автомобилей действенным способом экономии энергии является поднятие задней оси ненагруженного автомобиля. В случае движения по автомагистрали достаточно, чтобы ведущей была только одна средняя ось, что значительно сокращает потери в трансмиссии. В этом случае нагрузка на шины не должна пре-

вышать разрешенных величин. Увеличение загрузки ведущей средней оси может быть целесообразным также при движении по- среднего автомобиля по бездорожью, разжиженному грунту.

Для поиска путей снижения расхода топлива автомобилями проводятся соревнования на минимальное его потребление. В них участвуют серийные автомобили, на которых разрешается проводить незначительные доработки. Во время соревнований определяется и способ движения, например запрещено движение по инерции на спуске с выключенным двигателем. Однако проводятся соревнования и с более свободными правилами, с малым количеством ограничений. Так, известная нефтяная компания «Шелл» ежегодно организует соревнования по достижению минимального расхода топлива. Автомобиль, участвующий в этих конкурсах, должен иметь не менее трех колес, а каждое колесо — нагрузку не менее 20 % полной массы автомобиля. Объем двигателя не регламентируется. Обороты стартера при запуске двигателя не должны превышать 1000 мин^{-1} , с тем чтобы он не мог быть использован в качестве вспомогательного средства для аккумуляирования энергии раскрученным маховиком. Электроаккумуляторы могут быть использованы только для зажигания, измерительных приборов и освещения. Другие аккумуляторы энергии использовать запрещается. Количество топлива, израсходованное на прохождение установленного расстояния, точно измеряется. На основе измерений пройденного пути и израсходованного топлива рассчитывается пробег автомобиля на одном литре топлива. Средняя скорость при испытаниях должна быть не менее 15 км/ч. Допускается примешивание к топливу воды в любом виде.

В автомобилях, участвовавших в таких соревнованиях, использовались большей частью одноцилиндровые бензиновые двигатели воздушного охлаждения фирмы «Хонда» (Япония) с объемом 50—67 см³, дизели фирмы «Фэримэн Дизель» (ФРГ) с рабочим объемом 200 см³, а также двигатели оригинальных конструкций. Для контроля минимальной скорости и попеременного включения и выключения двигателя часто используют электронное управление.

Движение по инерции допускается только с включенным двигателем. Почти все автомобили конструктивно сделаны трехколесными, снабжены камерными шинами высокого давления. Несмотря на малые скорости, кузова этих автомобилей имеют аэродинамически совершенные формы для максимального сокращения этого вида потерь. Чтобы достичь минимальной лобовой площади, гонщики в машинах располагаются в положении лежа. Собственная масса таких автомобилей не превышает обычно 50—60 кг. Ф. Майер является обладателем рекорда, установленного в 1980 г. на автомобиле учебного

центра фирмы «Мерседес-Бенц» (ФРГ) с одноцилиндровым дизелем непосредственного впрыска фирмы «Фэримэн Дизель» с рабочим объемом 200 см³. Двигатель был отрегулирован на минимальную мощность 0,75 кВт, и экономичный режим его работы обеспечивался электронным регулированием. Автомобиль-рекордсмен проехал путь, соответствующий пробегу 1284 км на 1 л дизельного топлива, т. е. 0,0778 л на 100 км. В классе автомобилей с бензиновым двигателем установленный рекорд был эквивалентен пробегу 745 км на 1 л бензина (водитель Г. Рау, ФРГ). После завершения гонок в Вельцхайме каждый желающий мог проехать по трассе, используя методы вождения и управления двигателями, применяемые гонщиками. Оказалось, что на обычном серийном автомобиле модели «Рено 5TL» (Франция) водитель А. Финкель из ФРГ смог достичь расхода горючего 3,65 л на 100 км. Автомобиль можно назвать экономичным в том случае, когда при перевозке груза и пассажиров он расходует минимум топлива.

§ 6.5. Влияние аэродинамического сопротивления воздуха на расход топлива

Влияние силы сопротивления воздуха на эксплуатационный расход топлива лучше всего проанализировать, рассматривая один из характерных типов автомобилей при типичных для него условиях движения.

На рис. 6.7 представлены соотношения между снижением аэродинамического сопротивления и соответствующим уменьшением расхода топлива для седельного тягача с полуприцепом грузоподъемностью 38 т, который является характерным представителем тяжелых автопоездов. В реальных эксплуатационных условиях, таких, например, как движение по «очень тяжелой трассе» или движение по дороге «государственного значения», по сравнению с идеализированным движением с постоянной скоростью по ровному горизонтальному участку дороги видно явное уменьшение расхода топлива, полученное за счет снижения аэродинамического сопротивления. Для грузовых автомобилей малой грузоподъемности или автомобилей-фургонов эта зависимость от вида трассы, по которой он движется, проявляется в меньшей степени (рис. 6.7).

Причина высоких значений сил сопротивления воздуха, действующих на движущийся грузовой автомобиль, заключается не только в том, что по сравнению с легковым автомобилем он имеет существенно большую площадь лобового сопротивления (соотношение площадей грузового автомобиля с высоким кузовом, автобуса и лег-

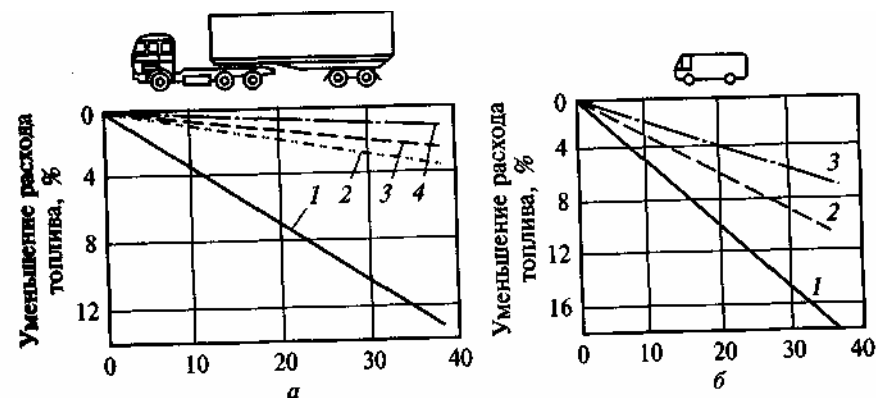


Рис. 6.7. Влияние коэффициента аэродинамического сопротивления k_x на эксплуатационный расход топлива:

a — седельного тягача с полуприцепом грузоподъемностью 38 т; *б* — автомобиля-фургона грузоподъемностью 2,8 т; 1 — движение по ровному горизонтальному участку дороги; 2 — движение по холмистой местности; 3 — движение по дороге государственного значения; 4 — движение по очень тяжелой трассе

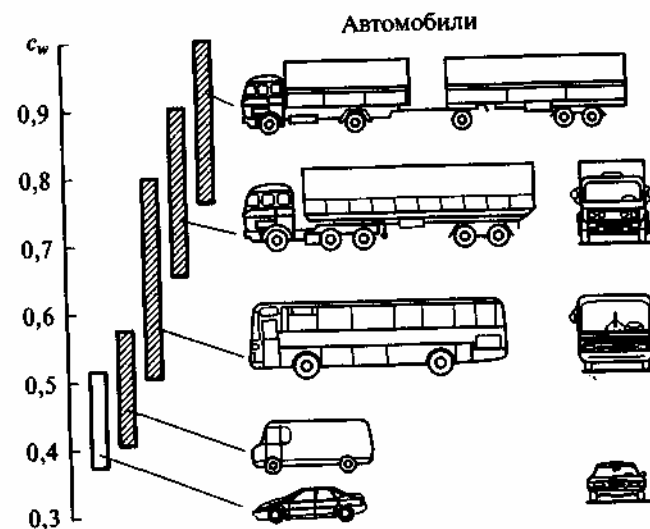


Рис. 6.8. Диапазоны коэффициентов аэродинамического сопротивления и соотношение площадей лобового сопротивления легкового автомобиля, автобуса и грузового автомобиля

кового автомобиля составляет примерно 9 : 7 : 2). Решающее значение имеет его обтекаемость, характеризуемая коэффициентом c_w (см. рис. 6.8, правая часть рисунка). По сравнению с легковыми автомоби-

лями автобусы имеют примерно в 1,5 раза большее аэродинамическое сопротивление, а автопоезда и седельные тягачи в 2 раза. Следует отметить, что фургоны почти вплотную приближаются по аэродинамическим показателям к легковым автомобилям.

§ 6.6. Понятие о нормах расхода топлива

Приведенные в § 6.1 формулы удобны для анализа влияния отдельных факторов на расход топлива, но требуют трудоемких расчетов и не учитывают многих факторов, вызывающих увеличение расхода топлива в эксплуатационных условиях.

В результате проведения теоретических и экспериментальных работ установлено, что расход топлива в литрах на 100 км можно выразить уравнением

$$q_n = A_r + B_r(P_d + P_a), \quad (6.14)$$

где A_r — расход топлива в л, вызванный внутренними (тепловыми и механическими) потерями энергии в двигателе; B_r — приращение расхода топлива в л, соответствующее суммарной силе сопротивления движению, равной 1 Н.

Подставив значение силы сопротивления дороги P_d согласно формуле (6.8), получим после преобразований:

$$q_n = [A_r + B_r(G_0\psi + P_b)] + B_r G_{np}\psi. \quad (6.15)$$

Таким образом, расход топлива можно рассматривать как величину, состоящую из двух частей, одна из которых представляет собой постоянные потери энергии в двигателе и затраты топлива на передвижение автомобиля (выражение в квадратных скобках), а другая — расход топлива, необходимого для перемещения груза, т. е. для выполнения транспортной работы. Помножив обе части уравнения (6.15) на величину пробега S в км и разделив их на 100, получим формулу для определения расхода топлива (в л) по нормам

$$Q = k_{r1} \frac{S}{100} + k_{r2} \frac{w_{np}}{100}, \quad (6.16)$$

где $k_{r1} = A_r + B_r(G_0\psi + P_b)$ — норма расхода топлива на передвижение автомобиля и внутренние потери в двигателе; $k_{r2} = 1000\psi B_r$ — норма расхода топлива на единицу транспортной работы w_{np} .

Топливо расходуется также при пребывании автомобиля в пунктах погрузки и разгрузки, в которых автомобиль маневрирует, часто

двигаясь задним ходом, а также простаивает определенное время при погрузке и разгрузке. Маневрирование автомобиля связано с непроизводительным расходом топлива, а его простой — с остыванием агрегатов (двигателя, коробки передач, ведущего моста), на разогрев которых при последующем движении необходимо затратить топливо. Поэтому пребывание автомобиля в погрузочно-разгрузочных пунктах сопряжено с дополнительным расходом топлива. Чтобы учесть его, в уравнение нормирования вводят третий член, пропорциональный числу ездов z_e :

$$Q = k_{r1} \frac{S}{100} + k_{r2} \frac{w_{np}}{100} + k_{r3} z_e, \quad (6.17)$$

где k_{r3} — норма дополнительного расхода топлива на каждую езду, л.

Конкретные нормы k_{r1} , k_{r2} и k_{r3} зависят от типа автомобиля и условий его работы. Грузовые автомобили с бортовой платформой осуществляют перевозки на большие расстояния, и число ездов, приходящееся на 100 км пробега, у них сравнительно невелико. Норму расхода топлива k_{r3} для этих автомобилей обычно включают в норму расхода k_{r1} .

Автомобили-самосвалы работают на коротких расстояниях, но загружены полностью и перевозят груз только в одном направлении. Это позволяет упростить расчеты, включив для них норму расхода топлива k_{r2} в норму расхода k_{r1} , и определять общую норму расхода топлива по первому и третьему членам уравнения (6.17).

У легковых автомобилей масса полезной нагрузки невелика по сравнению с собственной массой автомобиля, поэтому для них норму расхода топлива относят к единице пробега (100 км).

При нормировании расхода топлива автопоездом пользуются уравнением (6.17). Так как автопоезда обычно перевозят грузы на большие расстояния, то используют лишь первые два члена этого уравнения. При этом норму k_{r1} расхода топлива на пробег 100 км для автопоезда увеличивают на каждую тонну собственной массы прицепа по сравнению с нормой для одиночного автомобиля на 2,5 л для тягачей с карбюраторными двигателями и на 1,3 л для тягачей с дизелями. Норма k_{r2} расхода на единицу транспортной работы остается той же, что и для одиночного автомобиля.

Пример. Автомобиль МАЗ-500А с двухосным прицепом за пробег 150 км выполнил работу 1200 т · км. По норме на выполнение этой работы расход топлива составит:

$$13 \frac{1200}{100} = 156 \text{ л.}$$

Линейная норма расхода топлива для МАЗ-500А на 100 км пробега равна 24 л. На 1 т собственной массы прицепа, работающего с дизельным автомобилем, норма увеличивается на 1,3 л на каждые 100 км пробега. Если масса прицепа равна 4 т, то увеличение нормы будет:

$$1,3 \cdot 4 = 5,2 \text{ л.}$$

Норма расхода топлива для данного автопоезда на 100 км пробега составит:

$$24 + 5,2 = 29,2 \text{ л,}$$

а с учетом транспортной работы и пробега общий расход топлива равен:

$$15,6 + \left(29,2 \frac{150}{100} \right) = 59,4 \text{ л.}$$

Контрольные вопросы

1. Назовите основные показатели топливной экономичности автомобиля и автопоезда.
2. От каких факторов зависит расход топлива?
3. Что такое топливно-экономическая характеристика автомобиля, как ее построить и какие эксплуатационные задачи можно решить с ее помощью?
4. Зачем нужны нормы расхода топлива?

ГЛАВА 7

УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Устойчивостью автомобиля называется его свойство двигаться без опасности опрокидывания náбок и скольжения вбок под воздействием поперечной силы.

В зависимости от направления опрокидывания и скольжения различают *продольную* и *поперечную* устойчивость.

Более вероятна и более опасна потеря поперечной устойчивости, которая происходит под действием центробежной силы, поперечной составляющей силы тяжести автомобиля, силы бокового ветра, а также в результате ударов колес о неровности дороги.

§ 7.1. Показатели устойчивости автомобиля

Показателями поперечной устойчивости автомобиля являются максимально возможная скорость движения по кривой и угол поперечного уклона дороги (косогора). Каждый показатель может быть определен из условий поперечного скольжения колес (заноса) и опрокидывания автомобиля. Таким образом, получаются четыре фактора поперечной устойчивости:

v_z — максимальная (критическая) скорость движения автомобиля по кривой, соответствующая началу его заноса, м/с;

v_o — максимальная (критическая) скорость движения автомобиля по кривой, соответствующая началу его опрокидывания, м/с;

β_z — максимальный (критический) угол косогора, соответствующий началу поперечного скольжения колес (заноса), град;

β_o — максимальный (критический) угол косогора, соответствующий началу опрокидывания автомобиля, град.

При теоретическом анализе факторов, влияющих на поперечную устойчивость автомобиля, необходимо знать величину поперечной силы, вызывающей занос или опрокидывание автомобиля.

В случае движения автомобиля на повороте такой силой является центробежная сила (рис. 7.1) Чтобы определить ее величину, рассмотрим схему, показанную на рис. 7.2. Для упрощения примем, что

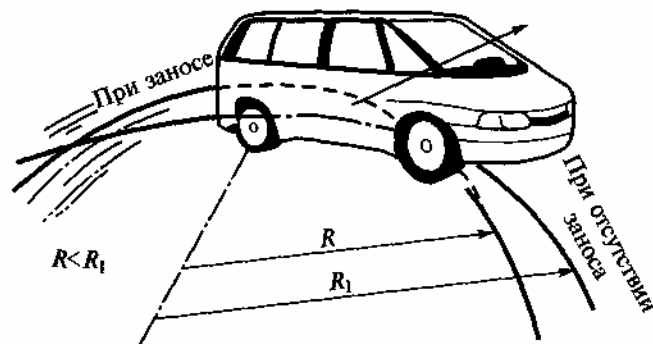


Рис. 7.1. Схема движения автомобиля на повороте

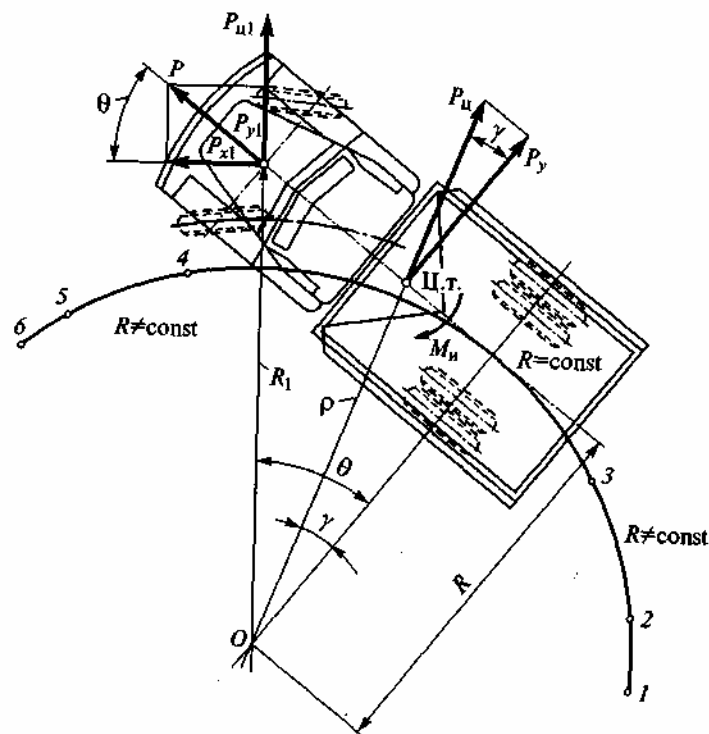


Рис. 7.2. Схема сил, действующих на автомобиль при повороте

автомобиль является плоской фигурой и движется по горизонтальной дороге, а шины в поперечном направлении не деформируются.

На участке дороги 1—2 (см. рис. 7.2) автомобиль движется прямолинейно, и его управляемые колеса находятся в нейтральном положении. На участке 2—3 водитель поворачивает управляемые колеса, и автомобиль движется по кривой переменного радиуса (первой переходной кривой). На участке 3—4 положение управляемых колес, повернутых на определенный угол θ , остается неизменным, а радиус R траектории движения средней точки задней оси — постоянным. На участке 4—5 (второй переходной кривой) водитель поворачивает управляемые колеса в обратную сторону, и радиус R постепенно увеличивается.

На участке 5—6 автомобиль снова движется прямолинейно. При равномерном движении по дуге постоянного радиуса центробежная сила P_u (в Н)

$$P_u = M_a \omega^2 \rho, \quad (7.1)$$

где M_a — масса автомобиля, кг; ω — угловая скорость автомобиля при повороте, рад/с; ρ — радиус кривизны траектории центра тяжести автомобиля, м.

Из курса механики известно, что

$$\omega = v/R; \quad \rho = R/\cos \gamma.$$

Следовательно,

$$R = \frac{L}{\tan \theta} \approx \frac{L}{\theta}, \quad (7.2)$$

где γ — угол между радиусом ρ поворота центра тяжести и продолжением оси задних колес; L — база автомобиля; θ — угол между продольной осью автомобиля и вектором скорости средней точки передней оси. Угол θ приблизительно равен полусумме углов поворота управляемых колес.

Потеря автомобилем устойчивости особенно опасна при большой скорости, когда его движение прямолинейно или близко к нему. В этом случае угол θ сравнительно невелик и можно считать, что $\tan \theta \approx \theta$.

Таким образом, центробежная сила, действующая на автомобиль при его равномерном движении по дуге окружности,

$$P_{\text{ц}} = \frac{M_a v^2}{R \cos \gamma} = \frac{M_a v^2}{L}. \quad (7.3)$$

Поперечная составляющая центробежной силы

$$P'_{\text{ц}} = P_{\text{ц}} \cos \gamma = M_a v^2 \theta / L. \quad (7.4)$$

При движении по переходным кривым на автомобиль действует также сила, вызванная изменением кривизны траектории. Поперечная составляющая этой силы

$$P'_{\text{ц}} = \frac{M_a v b}{L} \omega_{\text{у.к}}, \quad (7.5)$$

где b — расстояние от центра тяжести автомобиля до задней оси, м; $\omega_{\text{у.к}}$ — угловая скорость поворота управляемых колес в рад/с.

Следовательно, суммарная центробежная сила, действующая на автомобиль во время поворота управляемых колес,

$$P_{\text{сум}} = P_y + P'_y = (M_a/L)(v^2 \theta + vb \omega_{\text{у.к}}). \quad (7.6)$$

Сила $P_{\text{ц}}$, действующая на автомобиль при криволинейном движении, пропорциональна квадрату скорости автомобиля v^2 и углу θ . Сила $P_{\text{ц}}$ действует только во время поворота передних колес и возрастает с увеличением их угловой скорости и скорости автомобиля. При входе автомобиля в поворот скорость $\omega_{\text{у.к}}$ положительна и сила $P'_{\text{ц}}$, складываясь с силой $P_{\text{ц}}$, увеличивает опасность опрокидывания или заноса. При выходе из поворота скорость $\omega_{\text{у.к}}$ отрицательна, и автомобиль может двигаться с большей скоростью без потери устойчивости.

Практически сила $P_{\text{ц}}$ влияет на устойчивость автомобиля лишь в начальный и в конечный моменты времени. Эта сила влияет при входе в поворот автомобиля и при выходе из него, когда она соизмерима с силой P_y . На остальных участках траектории в большинстве случаев влияние силы $P_{\text{ц}}$ незначительно.

Во время криволинейного движения автомобиля возникает также инерционный момент $M_{\text{и}}$, действующий в горизонтальной плоскости, но обычно влияние этого момента на устойчивость невелико и им можно пренебречь.

Определим критические скорости автомобиля по условиям опрокидывания и заноса (рис. 7.3). При повороте под действием центробежной силы P_y автомобиль может опрокинуться относительно оси,

проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой. Составим уравнение моментов сил относительно этой оси

$$G \cdot 0,5B - P_y h_{\text{ц}} = Z_{\text{в}}. \quad (7.7)$$

При этом опасность опрокидывания наступает, когда суммарная нормальная реакция $Z_{\text{в}}$, действующая на внутренние колеса, становится равной нулю.

Из уравнения равновесия автомобиля относительно оси, проходящей через точки опоры внешних колес, можно определить предельное значение поперечной силы, при котором возникает опасность опрокидывания:

$$P'_y = 0,5 G_a B / h_{\text{ц}}. \quad (7.8)$$

Поперечная сила стремится также вызвать боковое скольжение автомобиля. Опасность скольжения наступает, когда сумма поперечных реакций дороги $Y_{\text{в}}$ и $Y_{\text{и}}$, действующих на внутренние и наружные колеса, равная поперечной силе P_y , станет равна суммарной силе сцепления колес с дорогой, т. е.

$$Y_{\text{в}} + Y_{\text{и}} = P_y = \phi G_a. \quad (7.9)$$

В интересах безопасности желательно, чтобы скольжение наступало при меньшем значении поперечной силы по сравнению с опрокидыванием, т. е. необходимо соблюдение условия $P''_y < P'_y$ или, с учетом зависимостей (7.8) и (7.9):

$$\frac{B}{2h_{\text{ц}}} > \phi. \quad (7.10)$$

Таким образом, устойчивость автомобиля против опрокидывания можно повысить увеличением колеи B и уменьшением высоты $h_{\text{ц}}$ расположения центра тяжести. Если с некоторым запасом принять $\phi \sim 1$, то автомобиль, у которого $h_{\text{ц}} = 0,5 B$, при движении по гладкой дороге не будет опрокидываться.

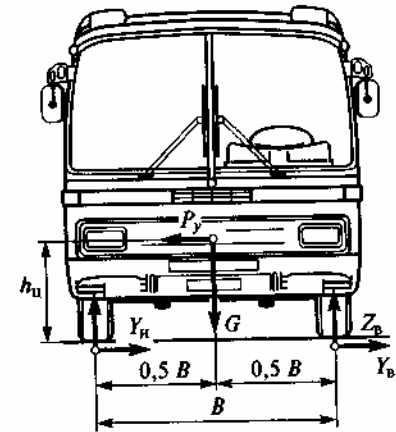


Рис. 7.3. Схема действия сил для определения условия опрокидывания автомобиля набок

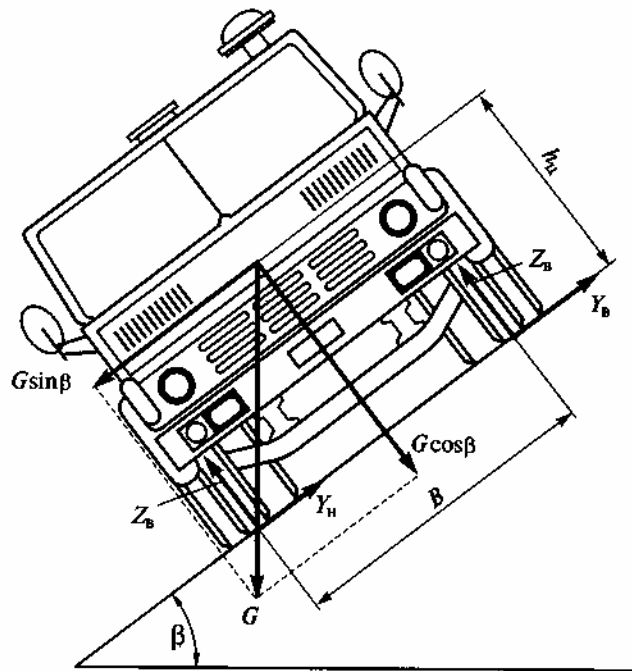


Рис. 7.4. Схема для определения момента начала опрокидывания автомобиля на косогоре

Следовательно, подставив в уравнение вместо силы P_y ее значение из выражения $P_u = \frac{M_a v^2}{R \cos \gamma} = \frac{M_a v^2}{L}$, можно определить критическую скорость по условиям опрокидывания:

$$v_0 = \sqrt{\frac{BL}{2h_u}} \approx \sqrt{\frac{BR}{2h_u}} \quad (7.11)$$

или критическую скорость по условиям заноса:

$$v_3 = \sqrt{\frac{L\phi g}{\theta}} \approx \sqrt{Rg\phi} \quad (7.12)$$

При движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном потеря устойчивости возможна вследствие действия поперечной составляющей силы тяжести автомобиля, равной $G \sin \beta$ (рис. 7.4). Со-

ставим уравнение моментов всех сил относительно оси, проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой:

$$Z_a B + G \sin \beta h_u = G \cos \beta 0,5 B. \quad (7.13)$$

В момент начала опрокидывания автомобиля реакция $Z_a = 0$. Таким образом, критический угол косогора по условиям опрокидывания

$$\beta_0 = \arctg(B/2h_u). \quad (7.14)$$

Из формулы (7.14) следует, что возможность автомобиля противостоять опрокидыванию в большой степени зависит от отношения $B/2h_u$, называемого коэффициентом поперечной устойчивости $\eta_{\text{поп}}$.

В табл. 7.1 приведены средние значения этого коэффициента и соответствующие ему величины угла (β_0) для автомобилей различных типов.

Таблица 7.1

Коэффициент поперечной устойчивости автомобиля

Тип подвижного состава	$\eta_{\text{поп}}$	β_0
Легковые автомобили	0,9—1,2	40—50°
Грузовые автомобили	0,55—0,80	30—40°
Автобусы	0,50—0,60	25—35°

С целью определения критического угла косогора по условиям заноса автомобиля все действующие силы проектируют на плоскость дороги:

$$G \sin \beta = Y_a + Y_n. \quad (7.15)$$

Из условия надежного сцепления шин с дорогой сумма поперечных реакций в момент начала заноса определяется выражением

$$Y_a + Y_n = G \cos \beta \phi_y. \quad (7.16)$$

Следовательно, критический угол косогора по условиям заноса

$$\beta_3 = \arctg \phi_y. \quad (7.17)$$

Для обеспечения безопасности движения автомобиля по дорогам с кривыми малых радиусов устраивают вираж, на котором проезжая

часть и обочины имеют поперечный наклон к центру кривой (односкатный поперечный профиль). Этим компенсируют силу опрокидывания автомобиля и его занос на вираже.

§ 7.2. Занос автомобиля: условия возможности заноса, занос переднего или заднего мостов

В общем случае движения автомобильного колеса на него в плоскости дороги действуют две взаимно перпендикулярные реакции: поперечная Y и продольная (тормозная сила P_t или сила тяги P_T). Опасность скольжения колеса наступает, когда равнодействующая R этих сил становится равной силе сцепления ϕZ (где Z — нормальная реакция дороги):

$$R = \sqrt{Y^2 + P_t^2} = \phi Z. \quad (7.18)$$

Отсюда предельное значение поперечной силы, при котором возможно боковое скольжение колеса,

$$Y = \sqrt{(\phi Z)^2 - P_t^2}. \quad (7.19)$$

Последнее уравнение позволяет сделать следующие выводы.

1. Задняя ось более склонна к заносу, чем передняя. Это является следствием того, что при торможении перераспределение нормальных реакций в продольном направлении ведет к уменьшению силы Z_2 и увеличению силы Z_1 .

2. Если колесо заторможено до юза ($P_t = \phi Z$), то теоретически его боковое скольжение может быть вызвано ничтожно малой поперечной силой.

До настоящего времени рассматривалась поперечная устойчивость автомобиля в предположении, что при заносе колеса обоих мостов начинают скользить в поперечном направлении одновременно. Обычно начинают скользить колеса одного моста, вследствие чего приходится рассматривать устойчивость не всего автомобиля в целом, а одного из его мостов.

Согласно формуле (7.19) для качения колеса без скольжения должно быть соблюдено условие

$$Y \leq \sqrt{Z^2 \phi^2 - X^2}. \quad (7.20)$$

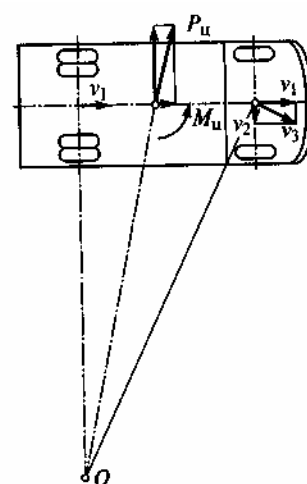


Рис. 7.5. Занос задней оси автомобиля

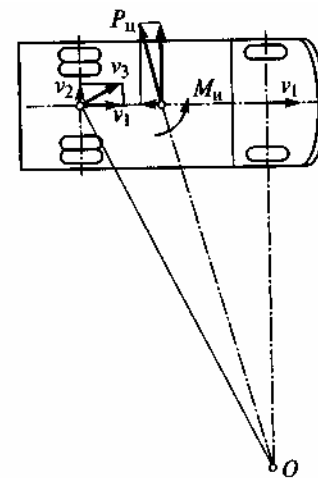


Рис. 7.6. Занос передней оси автомобиля

Поперечная сила, которую можно приложить к колесу, не вызывая его скольжения, тем больше, чем больше сила сцепления и чем меньше касательная реакция дороги. Наиболее устойчиво в поперечном направлении ведомое колесо, у которого касательная реакция невелика сравнительно с силой P_T . Колесо, нагруженное силой тяги или тормозной силой, хуже противостоит заносу, чем ведомое колесо. Если касательная реакция достигла значения силы сцепления, то для того чтобы произошло боковое скольжение, достаточно приложить к колесу небольшую поперечную силу. На рис. 7.5 показана схема движения автомобиля, у которого передние колеса движутся поступательно со скоростью v_1 , а задний мост, двигаясь поступательно со скоростью v_1 , скользит вследствие заноса со скоростью v_2 в поперечном направлении.

В результате задний мост перемещается со скоростью v_3 , что вызывает поворот автомобиля вокруг центра O . Поперечная составляющая возникающей при этом центробежной силы P_u действует в направлении скольжения заднего моста, увеличивая занос. Это вызывает дальнейшее возрастание центробежной силы, в результате чего занос прогрессирует. Поэтому занос заднего моста опаснее заноса переднего. При заносе переднего моста (рис. 7.6) поперечная составляющая силы P_u направлена в сторону, противоположную скорости бокового скольжения. Вследствие этого скольжения передних колес автоматически прекращается, и автомобиль не теряет устойчивости.

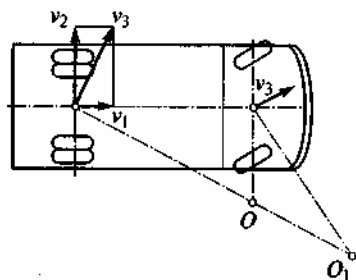


Рис. 7.7. Гашение заноса

Для устранения заноса заднего моста необходимо уменьшить касательную реакцию на ведущих колесах, прекратив торможение или прикрыв дроссельную заслонку, и повернуть передние колеса в сторону начавшегося заноса.

Если во время заноса передние колеса занимали нейтральное положение, а центр поворота находился в точке O (см. рис. 7.5 и 7.6), то после поворота передних колес он сместится в точку O_1

(рис. 7.7). Радиус поворота при этом увеличится, что уменьшит центробежную силу.

Поворот передних колес на чрезмерно большой угол может вызвать скольжение задних колес в обратную сторону и движение автомобиля в направлении, соответствующем новому положению управляемых колес. Поэтому сразу же после прекращения заноса их следует вернуть в нейтральное положение. Чтобы избежать потери автомобилем устойчивости, необходимо плавно уменьшать скорость до начала поворота, в особенности на влажной и скользкой дороге.

Занос задней оси автомобиля опасен тем, что он прогрессирует и приводит к случайному резкому и трудно контролируемому водителем изменению направления движения. Если скорость велика, а коэффициент сцепления мал, то резкий поворот управляемых колес вызовет занос автомобиля за время, которое окажется намного меньше реакции водителя. В таких ситуациях водитель не успевает принять мер для выхода из заноса.

Из вышеизложенного следует, что для повышения устойчивости автомобиля против заноса следует применять шины с высоким коэффициентом сцепления, не допускать блокировки колес (по крайней мере задних), а также устранять те особенности конструкции, которые могут послужить причиной возникновения поперечной силы. С этой целью в зимнее время применяют для задних колес шины с шипами; надевают на них дополнительные накладки из цепей, тросов, металлических щитков, применяют устройства — регуляторы тормозных сил (система АБС), тем самым добиваются симметричного распределения полной массы автомобиля относительно его продольной оси симметрии.

§ 7.3. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поперечную устойчивость автомобиля

При определении показателей устойчивости было принято, что автомобиль представляет собой твердое тело, в действительности же он представляет собой систему масс, соединенных шарнирами или упругими элементами. Можно выделить две основные группы масс: поддрессоренные (кузов) и неподдрессоренные (колеса, оси). Центр тяжести поддрессоренных масс C (рис. 7.8) расположен на расстоянии a_k от передней оси, на расстоянии b_k от задней и на высоте h_k от поверхности дороги. Центр тяжести поддрессоренных масс C расположен выше центра тяжести автомобиля C_1 , $h_k > h_{ц}$.

Неподдрессоренные массы передней оси обычно меньше неподдрессоренных масс задней оси, вследствие чего $b < b_k$. Под действием поперечной силы шины и упругие элементы подвески с одной стороны автомобиля разгружаются, а с другой — нагружаются. В результате кузов автомобиля наклоняется и поворачивается в поперечном направлении.

Центром крена (передним или задним) называют точку, относительно которой перемещается поперечное сечение автомобиля, проходящее через переднюю или заднюю ось.

Найдем положение центра крена при рычажной подвеске (рис. 7.9). При неподвижном кузове вертикальные колебания левого колеса вызывают перемещение точек A и B (концов верхнего и нижнего рычагов) в направлениях, перпендикулярных к рычагам. Мгновенный центр скоростей колеса расположен в точке K пересечения ли-

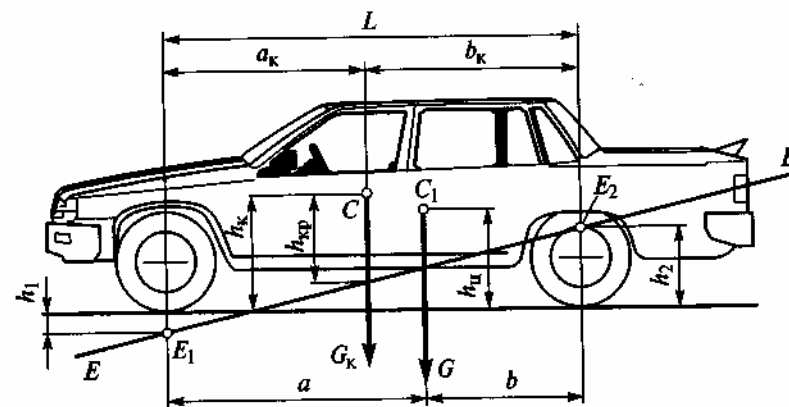


Рис. 7.8. Расположение центров и оси крена кузова легкового автомобиля

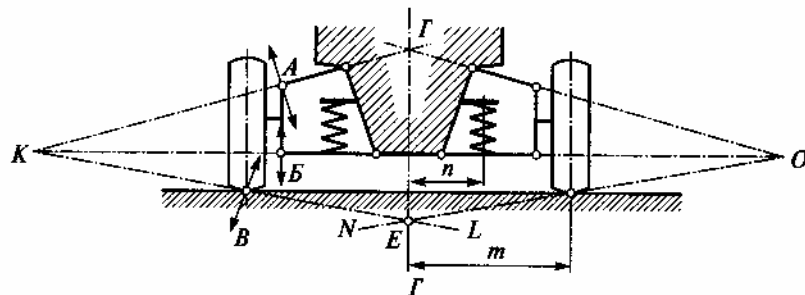


Рис. 7.9. Определение центра крена при рычажной независимой подвеске

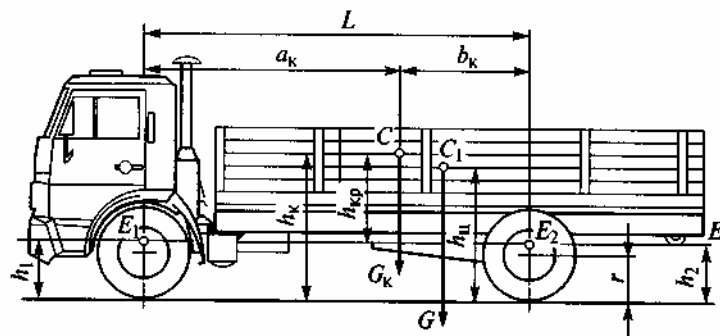


Рис. 7.10. Расположение центров и оси крена кузова грузового автомобиля

ний, которые являются продолжением рычагов. Точка B колеса, которой оно соприкасалось с дорогой, перемещается при этом перпендикулярно линии KL .

Если колесо не перемещается, а наклоняется кузов, то центр его крена также находится на линии KL . Подвеска симметрична относительно вертикальной плоскости GG' , следовательно, центр крена E находится на пересечении линий KL и ON , т. е. в плоскости GG' . В рассматриваемом случае он расположен ниже поверхности дороги.

Подвеску, обеспечивающую параллельное перемещение колеса, можно рассматривать как рычажную подвеску, имеющую бесконечно длинные рычаги. Центр крена при такой подвеске находится на поверхности дороги.

Осью крена называют прямую EE' , относительно которой поворачивается кузов при крене. Она проходит через центры крена E_1 и E_2 (рис. 7.10) соответственно передней и задней частей кузова.

У легковых автомобилей с передней независимой и задней зависимой (рессорной) подвесками ось крена EE наклонена к дороге (см. рис. 7.8).

У грузовых автомобилей и автобусов, имеющих обе зависимые подвески, ось крена EE расположена параллельно дороге на высоте, приблизительно равной радиусу колеса (см. рис. 7.10), и $h_1 \approx h_2$. Поперечная сила $P_{\text{кy}}$, приложенная к центру тяжести кузова, действует относительно оси крена на плече крена $h_{\text{кр}}$ и создает момент, вызывающий поперечный наклон кузова.

Плечо крена (см. рис. 7.8 и 7.10):

$$h_{\text{кр}} = h_k - \frac{a_k h_2 - b_k h_1}{L},$$

где h_1 и h_2 — расстояния от поверхности дороги соответственно до переднего и заднего центров крена.

Ходовая часть легкового автомобиля должна с запасом удовлетворять условиям движения, которые могут быть созданы двигателем. В условиях все возрастающих ускорений, скоростей движения (в том числе и на поворотах) и в случае экстренного замедления ходовая часть должна надежно обеспечивать безопасность движения. Такие требования легче выполнить, применяя *независимые подвески*, которые имеют следующие основные достоинства:

- компактность;
- возможность кинематического или эластокинематического изменения схождения колес в направлении недостаточной поворачиваемости;
- небольшая масса;
- отсутствие взаимовлияния колес.

Два последних условия важны для хорошего сцепления с дорогой, особенно на поворотах с волнистым дорожным покрытием.

Поперечные и продольные рычаги обеспечивают желательные кинематические характеристики колес при ходе сжатия и отбоя и осуществляют передачу сил на кузов (рис. 7.11, а). В результате как на наружной, так и на внутренней стороне возникают моменты, способствующие боковому крену кузова. Независимо от этого расстояние между точками E и G в подвеске на двойных поперечных рычагах должно быть возможно большим для уменьшения сил на кузове и в опорах рычагов, чтобы деформация резиновых элементов не превышала допустимой величины.

Боковые силы образуют дополнительный момент, усиливающий поперечный крен кузова на повороте. Опоры рычагов деформируют-

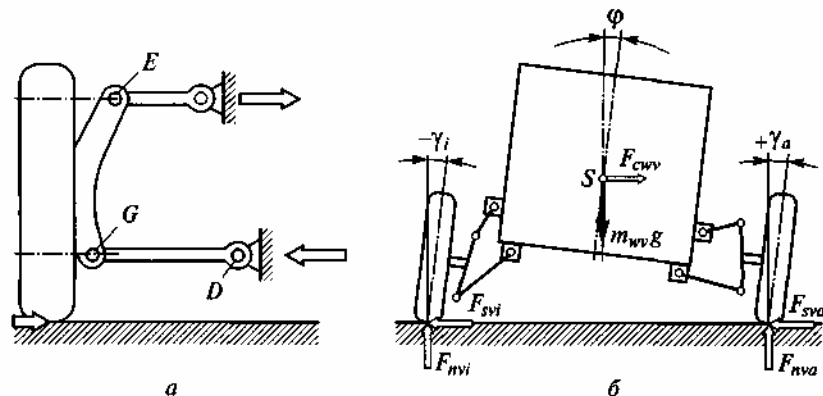


Рис. 7.11. Схема работы независимой передней подвески на повороте

ся под нагрузкой и влияют на характеристики упругости: увеличивают либо жесткость за счет скручивания резиновых элементов, либо трение за счет скольжения деталей.

Колеса наклоняются вместе с кузовом (рис. 7.11, б), наружное (при повороте) колесо воспринимает большую часть боковой силы, наклоняется в сторону положительного развала, а внутреннее — в сторону отрицательного, однако при этом возможность передачи шинами боковых сил уменьшается. Чтобы этого не происходило, вводится кинематическое изменение развала, позволяющее противодействовать указанному недостатку. С целью уменьшения поперечного крена кузова на повороте применяют более жесткие подвески за счет установки дополнительных стабилизаторов или высоко расположенных центров крена.

Если на повороте кузов кренится на угол ϕ , то наружное колесо независимой подвески наклоняется в сторону положительного развала: $+\gamma$, а внутреннее — в сторону отрицательного: $-\gamma$. Возможность передачи шинами боковых сил падает, вследствие чего увеличиваются углы увода.

Зависимые подвески (рис. 7.12) имеют ряд недостатков, существенных для легковых автомобилей, но допустимых для средних и тяжелых грузовых автомобилей:

- большая масса балки при расположении в ней главной передачи;
- склонность к смещению на дороге с поперечными волнами;
- взаимосвязанное положение колес (что при проезде дорожных неровностей приводит к взаимному влиянию обоих колес);

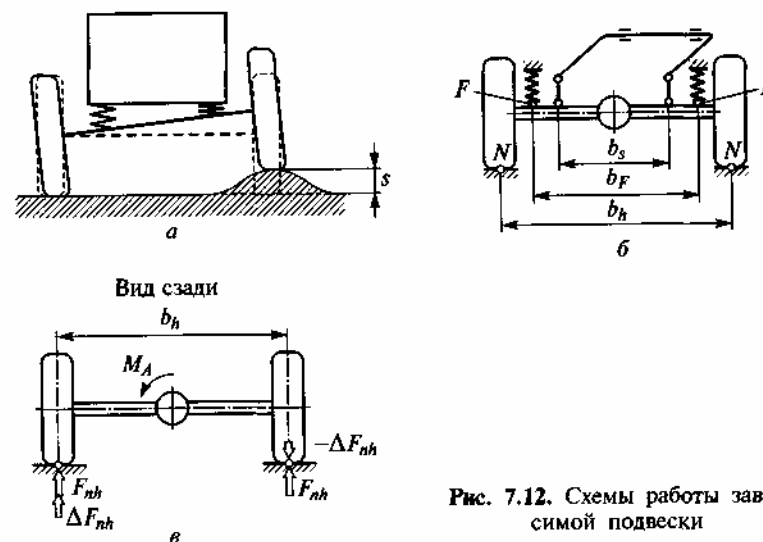


Рис. 7.12. Схемы работы зависимой подвески

- собственный поворот оси при прямолинейном движении по дороге с выбоинами (т. е. разноименном или одностороннем ходе подвески);

- необходимость свободного пространства над осью, соответствующего ходу сжатия подвески;

- перераспределение колесных нагрузок под действием тягового момента особенно при установке сдвоенных шин.

Если редуктор главной передачи расположен в балке моста (рис. 7.12, в), то тяговой момент от двигателя M_A воспринимается в точках контакта колес, где возникают изменения вертикальных сил $\pm \Delta F_{nh}$. В данном случае левое заднее колесо дополнительно нагружается ($F_{nh} + \Delta F_{nh}$), а правое разгружается ($F_{nh} - \Delta F_{nh}$). При правом повороте правое колесо может преждевременно повернуться, вследствие чего происходят потеря боковой силы и внезапный срыв задней оси в буксование.

При рассмотрении поперечного крена кузова (рис. 7.12, б) размеры b_F между упругими элементами и b_s между точками присоединения стабилизатора входят в расчет жесткости. Чем больше это «передаточное отношение», тем меньше противодействие крену кузова, поэтому упругие элементы и плечи стабилизатора должны крепиться к балке моста возможно ближе к его концам.

За счет совершенствования деталей подвески и соответствующего исполнения упругих и демпфирующих элементов характеристики зависимых подвесок ведущих колес удалось улучшить настолько, что,

несмотря на тяжелую главную передачу, они применяются в настоящее время на автомобилях с кузовами типа лимузин и купе, имеющих конструктивную скорость более 190 км/ч.

Из-за большой массы зависимая подвеска ведущих колес на волнистой, неровной дороге (в особенности на поворотах) по ряду параметров уступает независимой подвеске, но может быть в определенной степени улучшена при установке газонаполненных однотрубных амортизаторов. Эти амортизаторы, правда, дороже, однако позволяют без заметного ухудшения плавности хода повысить усилие сжатия, и их демпфирование лучше противодействует подкакиванию колес при ходе сжатия. Практически это самый простой и, возможно, самый экономичный способ устранения основного недостатка зависимой подвески.

На автомобилях с передним приводом картина другая: у них зависимая задняя подвеска имеет скорее преимущества, чем недостатки, она получается не тяжелее сопоставимых независимых подвесок.

§ 7.4. Силы, действующие на автомобиль при движении на уклоне. Продольная устойчивость автомобиля

При движении на подъем к силам сопротивления, действующим при движении автомобиля по горизонтальному участку дороги, добавляется сила, необходимая для перемещения его вверх. Зная простое правило: сила сопротивления подъему приблизительно равна массе автомобиля, умноженной на величину уклона в процентах, нетрудно определить необходимую силу тяги автомобиля, чтобы двигаться на подъем. Она должна быть больше суммы силы сопротивления качению и силы сопротивления подъему.

Какой подъем способен преодолеть автомобиль при движении по определенной дороге и на определенной передаче? Так, автомобилю класса «Волга» с полной нагрузкой на ровном участке дороги с асфальтобетонным покрытием приходится преодолевать сопротивление качению не более 325 Н (табл. 7.2).

Для преодоления подъема на высшей передаче с постоянной скоростью 75 км/ч (т. е. при наибольшем крутящем моменте двигателя) остается сила тяги, равная $2100 - 350 = 1750$ Н (175 кгс).

Поделив этот остаток на вес автомобиля (1700 кгс), получим подъем дороги около 0,1, т. е. 10 %.

На III передаче при скорости 50 км/ч наибольший угол преодолеваемого подъема составит 15 %, на II при скорости 35 км/ч — около 23 %, на I — около 40 %.

Сила преодоления подъемов

Автомобиль	ВАЗ-2108 «Спутник»	ВАЗ-2105 «Жигули»	ГАЗ-3110 «Волга»
Уклон, %	Сила сопротивления, Н		
0	255	275	325
3	645	695	865
6	1035	1115	1405
10	1555	1675	2125
15	2205	2375	3025
Уклон, %	Сила сцепления ведущих колес с сухой дорогой, Н		
0	3500	5300	6500
3	3450	5380	6600
6	3400	5460	6700
10	3325	5560	6820
15	3240	5700	7000
Уклон, %	Сила сцепления ведущих колес со скользкой дорогой, Н		
0	1500	2300	2850
3	1480	2335	2890
6	1455	2370	2935
10	1425	2415	2990
15	1390	2470	3060
Уклон, %	Максимальная сила тяги, Н, при передаче, на которой автомобиль может двигаться		
Менее 3	1100—V	1200—IV	2100—IV
6	1100—V		
6	1200—IV	1200—IV	2100—IV
10	1600—III	1700—III	2100—IV
10	2500—II	2650—II	3050—III
15			3050—III
15	2500—II	2650—II	4700—II

Силы сцепления колес с дорогой на подъеме и на ровной дороге различны. На подъеме происходит разгрузка передних колес и дополнительное нагружение задних (рис. 7.13). Сила сцепления задних ведущих колес увеличивается, их буксование становится менее вероятным. У автомобилей с передними ведущими колесами сила сцепления (сцепная масса) при движении на подъем уменьшается, и вероятность их буксования больше.

Приходилось наблюдать, например, как один из ранних переднеприводных автомобилей не мог взобраться на смоченную дождем эс-

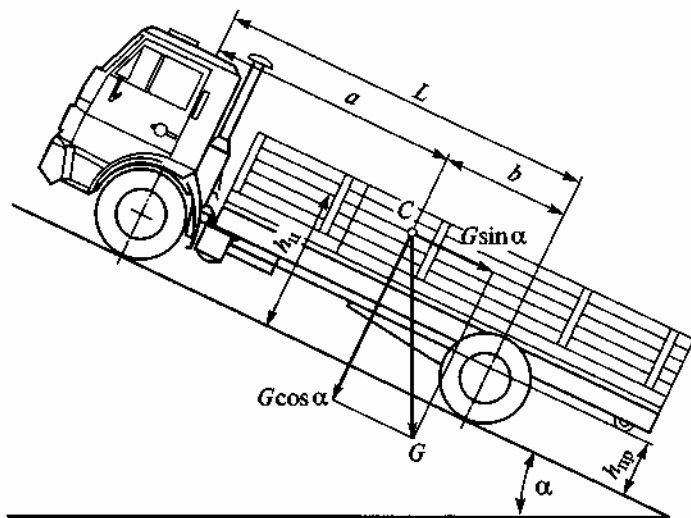


Рис. 7.13. Схема к расчету продольного опрокидывания автомобиля

такаду, тогда как заднеприводные автомобили без особого усилия преодолевали подъем. Поэтому-то конструкторы стремятся максимально загрузить ведущие колеса переднеприводных автомобилей, и в новейших конструкциях получены вполне удовлетворительные результаты.

Возможность преодоления подъемов легковыми автомобилями показана в табл. 7.2.

На небольших подъемах автомобиль может продолжать движение на высшей передаче, включенной до этого при движении по горизонтальной дороге. С увеличением величины подъема возникает (и может еще 1—2 раза повториться) такая ситуация: автомобиль движется на включенной передаче, но это движение на пределе возможностей автомобиля, ибо разница между значениями силы сопротивления и силы тяги ничтожна. Водитель не всегда может уловить, наступил ли уже предел сопротивления. В этом случае, если исчерпаны резервы, полученные при разгоне, целесообразно переключение на пониженную (в наших примерах III или II) передачу.

Тут необходимо, однако, учитывать и силу сцепления. На сухой дороге она у любого легкового автомобиля на любом подъеме значительно больше силы тяги, и буксования не происходит. Если же дорога скользкая, то при подъеме более 5 % сила тяги может превзойти силу сцепления, чему лишь немного препятствует перераспределение нагрузки (а у переднеприводных автомобилей способствует!). Зная

особенности своего автомобиля, водитель должен решить, как ему поступать: двигаться на «предельной» передаче или все же перейти на пониженную, одновременно уменьшив подачу топлива, чтобы не произошло буксования колес. Все это требует основанной на опыте интуиции.

Перед подъемом выгодно дать автомобилю разгон, накопить кинетическую энергию, которая позволит взять подъем без существенного уменьшения скорости и, может быть, также без перехода на низшую передачу.

Когда автомобиль преодолевает очень крутой подъем, можно предположить, что опрокидывание назад, если и произойдет, то вокруг линии, проходящей через точки касания задних колес с дорогой (рис. 7.13). Допуская опрокидывание, тем самым считаем, что реакция дороги на передние колеса в момент опрокидывания равна нулю, и ее можно не принимать во внимание. После этих допущений ясно, что автомобиль может опрокинуться, если сумма моментов, относительно этой линии, действующих по часовой стрелке, больше суммы моментов относительно той же оси, действующих против часовой стрелки, т. е. если

$$Gh_u \sin \alpha > Gh_u \cos \alpha. \quad (7.21)$$

Сокращая неравенство (7.21) на G и h_u и произведя преобразование, можем записать: $\operatorname{tg} \alpha > 1$. Это условие, при котором может произойти опрокидывание. Отсюда вывод: для того чтобы легковой автомобиль мог опрокинуться назад на подъеме, тангенс угла подъема должен быть больше единицы (т. е. угол подъема больше 45°), в то время как предельный угол подъема для всех легковых автомобилей значительно меньше этой величины. Другими словами, легковой автомобиль не может опрокинуться назад: он либо остановится на подъеме, если сопротивление велико, а сцепление колес с грунтом достаточное, либо будет буксовать, скользить, если коэффициент сцепления мал.

У грузовых автомобилей с более высоким расположением центра тяжести и более нагруженными задними колесами и только в случаях перевозки длинномерных грузов (т. е. при смещении центра тяжести назад за заднюю ось) возможно условие опрокидывания.

Примерно то же значение для опрокидывания, что и длинномерный груз, имеет прицеп к автомобилю, причем его влияние на опрокидывание автомобиля тем больше, чем больше его вес и чем выше расположено буксирное устройство на раме тягача. Тангенс угла

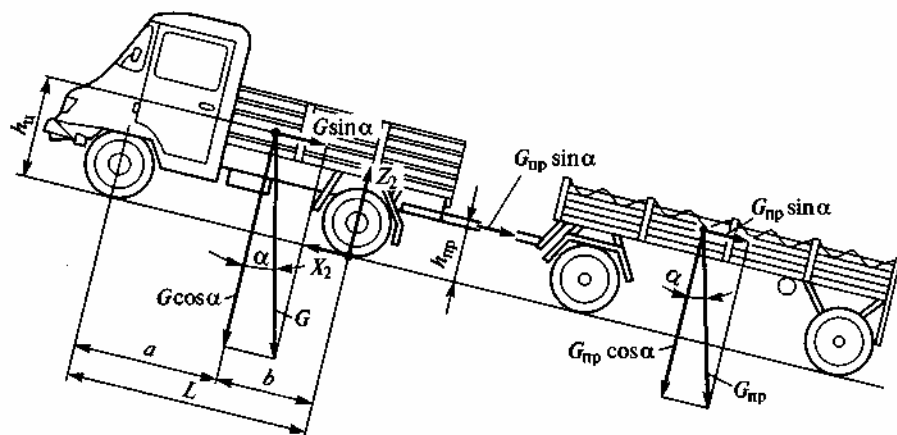


Рис. 7.14. Схема для расчета максимального угла подъема автопоезда

подъема, при котором возможно опрокидывание тягача назад, определяется из неравенства

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Gb}{Gh_u + G_{\text{пр}}h_{\text{пр}}}, \quad (7.22)$$

где $G_{\text{пр}}$ — полный вес прицепа; $h_{\text{пр}}$ — высота буксирного устройства от поверхности дороги.

Определим максимальный угол подъема, который при равномерном движении может преодолеть автомобиль без буксования ведущих колес тягача. Примем, что силы сопротивления качению и сопротивления воздуха отсутствуют (рис. 7.14). Из условий равновесия тягача имеем

$$Z_2 = \frac{(Gh_u + G_{\text{пр}}h_{\text{пр}}) \sin \alpha + G \cos \alpha}{L}; \quad (7.23)$$

$$X_2 (G + G_{\text{пр}}) \sin \alpha. \quad (7.24)$$

Пример. Автомобиль КамАЗ-5320 (рис. 7.15) имеет вес 8000 кг, прицеп к нему — 11 500 кг; на задние колеса автомобиля приходится 74 % его веса при базе 3,2 м, т. е. величина b равна 1,00 м; высота центра тяжести груженого автомобиля около 2,08 м; высота буксирного устройства $h_{\text{пр}} = 1,36$ м.

Определить угол подъема α , при котором произойдет опрокидывание автомобиля с прицепом (автопоезда).

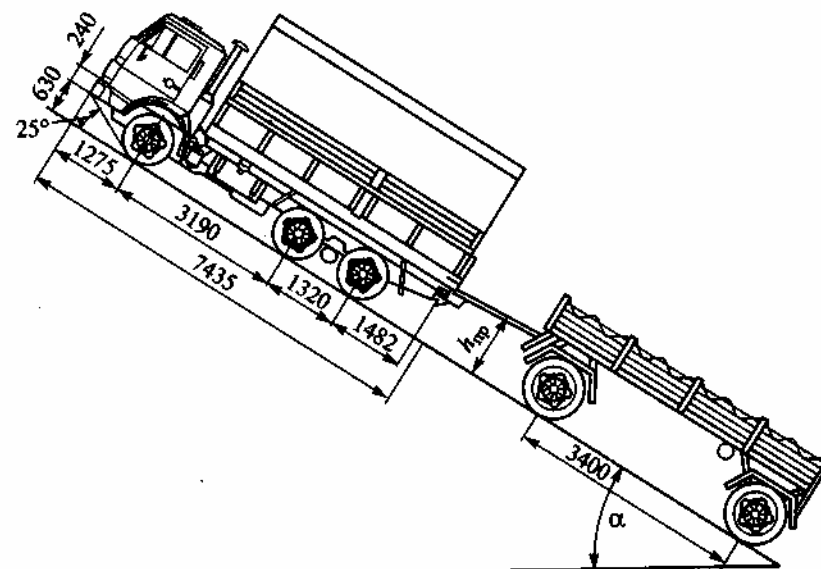


Рис. 7.15. К определению угла опрокидывания автопоезда

Решение. По формуле (7.22) имеем:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{8000 \cdot 1,0}{8000 \cdot 2,08 + 11500 \cdot 1,36} = 0,24783,$$

т. е. опрокидывание произойдет, если тангенс угла подъема больше 0,2478; значит, угол должен быть больше 15° — величина, достаточно близкая к значению наибольшего преодолеваемого автомобилем КамАЗ угла подъема (18°).

Еще худшее положение может быть при работе с прицепами автомобилей повышенной проходимости, у которых центр тяжести расположен выше.

Рассматривая подобным же образом опрокидывание автомобиля вокруг передней оси, например, при движении с торможением на крутом спуске, убеждаемся, что такой случай менее вероятен, чем опрокидывание вокруг задней оси, так как расстояние a от передней оси до центра тяжести всегда больше b . Однако при резком торможении, как известно, появляется значительная сила инерции, направленная вперед, поэтому для автомобилей с близким к равномерному распределению веса по осям и высоко расположенным центром тяжести резкое торможение на крутых спусках следует считать опасным.

Все сказанное относится к продольному опрокидыванию автомобиля на уклонах.

§ 7.5. Условия буксования и опрокидывания при движении на подъеме

Максимальная величина реакции ограничена сцеплением шин с дорогой:

$$X_2 < \varphi_x Z_2. \quad (7.25)$$

Возможно лишь буксование задних колес, вызывающее сползание автомобиля, например, во время динамического преодоления автопоездом крутого подъема большой длины.

Подставив в формулу (7.25) значения X_2 и Z_2 согласно выражениям (7.23) и (7.24) и разделив обе части на $\cos \alpha$, получим выражение для *максимального (критического) угла подъема*, при котором возможно движение автопоезда без буксования ведущих колес тягача:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = \frac{\varphi_x G_a}{G(L - \varphi_x h_u) + G_{\text{пр}}(L - \varphi_x h_{\text{пр}})}, \quad (7.26)$$

где a — расстояние от Ц.т. до передней оси в проекции на полотно дороги.

Так как для одиночного автомобиля вес прицепа $G_{\text{пр}} = 0$, то для него

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = \frac{a\varphi_x}{L - \varphi_x h_u}. \quad (7.27)$$

Критический угол подъема в большой степени зависит от коэффициента сцепления. Для автопоездов при $\varphi_x = 0,3$ этот угол не превышает $4-6^\circ$, для одиночных автомобилей типа 2×1 он находится в пределах $10-15^\circ$. Этим объясняется часто наблюдаемое в зимнее время буксование ведущих колес тягача автопоезда на сравнительно пологих подъемах.

Для автомобилей типа 2×2 и 3×3 сила $P_{\text{сц}} = \varphi_x G \cos \alpha$. Критический угол подъема, который могут преодолеть эти автомобили без буксования и сползания назад, определяют из выражения $\operatorname{tg} \alpha = \varphi_x$.

Автомобиль со всеми ведущими колесами может преодолевать крутые подъемы без потери продольной устойчивости даже на мокрых и скользких дорогах ($\alpha_{\text{букс}} = 17-19^\circ$).

§ 7.6. Методы вождения автомобиля, предотвращающие занос и опрокидывание

В конструкциях автомобилей сделано немало для того, чтобы автомобиль был устойчивым, безопасным. И современный автомобиль действительно устойчив и безопасен, но при одном условии: если водитель соблюдает определенные правила вождения машины. Эти правила предписывают:

- следить за состоянием машины, особенно за исправностью шин, рулевого управления, рессор, амортизаторов и тормозов, за правильной установкой и балансировкой колес;
- не перегружать автомобиль, не нагружать его слишком высоким грузом;
- соблюдать рекомендуемое давление в шинах;
- снижать скорость перед поворотами;
- соблюдать осторожность при движении в ветреную погоду, особенно по местности, где открытые участки перемежаются с закрытыми;
- избегать резкости в управлении автомобилем, плавно поворачивать рулевое колесо, плавно нажимать на педаль тормоза и педаль подачи топлива;
- на скользкой дороге снижать скорость, стараться не применять тормоза (лучше тормозить двигателем), не пытаться быстро разогнать автомобиль;
- снижать давление в шинах задних колес;
- в случае заноса выправлять автомобиль быстрым поворотом рулевого колеса в сторону заноса;
- в случае прокола шины плавно снижать скорость и выравнивать движение автомобиля рулевым колесом;
- избегать езды по обочинам и по строительному мусору;
- проявлять осторожность при езде с прицепом или длинномерным грузом на подъемах;
- не тормозить резко на спусках.

Можно и нужно ездить с большой скоростью, но при этом не забывать, что сохранить устойчивость автомобиля на большой скорости труднее, чем на малой.

1. Назовите и охарактеризуйте показатели поперечной устойчивости автомобиля.
2. От каких факторов зависит критическая скорость автомобиля, определенная по условиям заноса и опрокидывания?
3. От каких факторов зависит максимальный угол косогора, определенный по условиям заноса и опрокидывания?
4. Что такое коэффициент поперечной устойчивости автомобиля и каковы его средние значения для автомобилей различных типов?
5. Занос какого моста опаснее: переднего или заднего? Почему?
6. От чего зависит продольная устойчивость автомобиля?

ГЛАВА 8

УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Автомобиль должен устойчиво двигаться по направлению, заданному водителем в зависимости от обстановки на дороге, которая, непрерывно меняясь, требует от водителя постоянной готовности изменить характер движения автомобиля, чтобы не допустить возможности дорожно-транспортного происшествия. Автомобиль должен легко и быстро изменять свое положение на дороге под воздействием усилий водителя. Однако существуют силы, способные вывести автомобиль из подчинения водителю, а именно:

повести автомобиль по направлению, отличному от заданного водителем (увод автомобиля);

сдвинуть автомобиль вперед при заторможенных колесах (юз) или вбок во время качения колес;

повернуть автомобиль вокруг вертикальной оси, заставив при этом колеса скользить вбок (занос автомобиля);

опрокинуть автомобиль (в редких случаях).

Устойчивость автомобиля — это его способность противостоять силам, стремящимся повернуть, сдвинуть, занести (рис. 8.1) или оп-

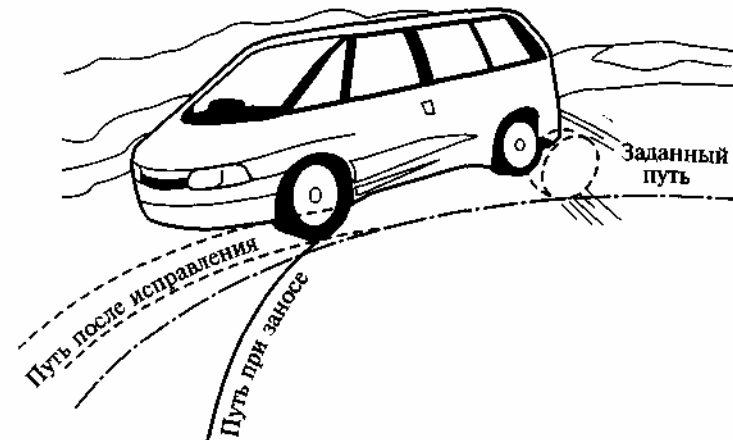


Рис. 8.1. К управляемости автомобиля

рокинуть его вопреки воле водителя. Способность автомобиля точно следовать заданному направлению называется *управляемостью автомобиля*.

Явления управляемости и устойчивости тесно связаны, и их следует изучать совместно. В обычных спокойных, неаварийных условиях движения среди факторов устойчивости и управляемости главными по важности являются «увод» автомобиля, затем «занос» (скольжение) и, наконец, опрокидывание.

Для оценки управляемости автомобиля применяются следующие измерители: критическая скорость, поворачиваемость, отношение углов поворота управляемых колес, стабилизация управляемых колес, угловые колебания управляемых колес.

§ 8.1. Критические скорости по условиям управляемости

Поперечная составляющая силы P

$$P_{y1} = P_{x1} \operatorname{tg} \theta = G f \operatorname{tg} \theta. \quad (8.1)$$

На передний мост действует также центробежная сила передней части автомобиля, направленная вдоль радиуса R_1 поворота середины переднего моста (рис. 8.2):

$$P_{u1} = M_1 v^2 / R_1 = M_1 v^2 \operatorname{tg} \theta / L \cos \theta, \quad (8.2)$$

где M_1 — масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось; L — база автомобиля.

Силы P_{y1} и P_{u1} стремятся вызвать боковое скольжение управляемых колес. Чтобы колеса катились без скольжения, необходимо соблюдение условия:

$$Y_1 = P_{y1} + P_{u1} \leq \sqrt{Z_1^2 \varphi^2 - X_1^2} \approx G_1 \sqrt{\varphi^2 - f^2}. \quad (8.3)$$

Сила P_{u1} прямо пропорциональна квадрату скорости, поэтому скольжение колес наиболее вероятно при большой скорости автомобиля.

На рис. 8.2 показан автомобиль при движении его на повороте. Управляемые колеса автомобиля повернуты относительно нейтрального положения, занимаемого ими во время прямолинейного движения, на угол θ .

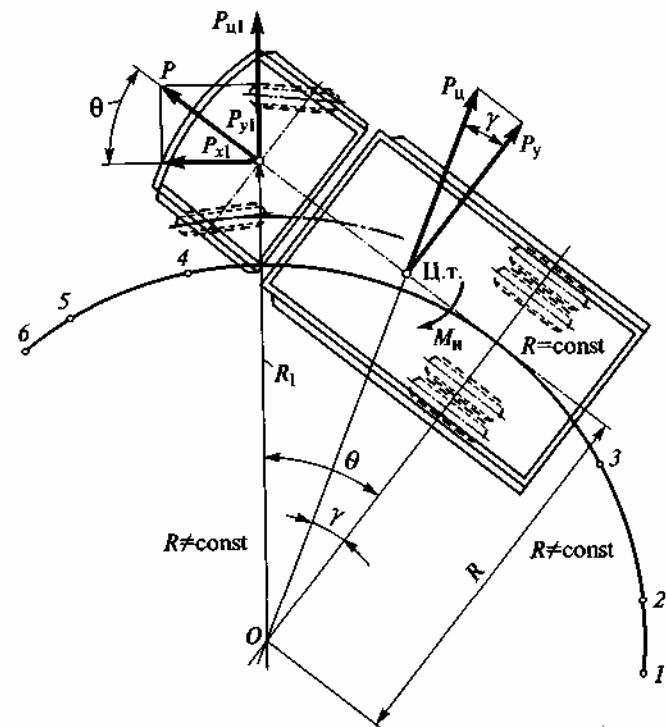


Рис. 8.2. Схема сил, действующих при движении автомобиля на повороте

К переднему мосту приложена толкающая сила P , составляющая P_{x1} которой параллельна плоскости управляемых колес и при равномерном движении автомобиля равна силе сопротивления качению:

$$P_{x1} = G f.$$

Критической скоростью по условиям управляемости $v_{упр}$ называют скорость, с которой автомобиль может двигаться на повороте без поперечного скольжения управляемых колес:

$$v_{упр} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\operatorname{tg} \theta} - f \right) g L \cdot \cos \theta}. \quad (8.4)$$

Если скорость автомобиля $v_a > v_{упр}$, то управляемые колеса проскальзывают в поперечном направлении. В этом случае автомобиль не изменяет своего направления движения.

Величина критической скорости $v_{\text{упр}}$ уменьшается при увеличении угла поворота θ , следовательно, чем меньше радиус поворота автомобиля, тем меньше должна быть его скорость. На дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления ϕ обычно во много раз меньше коэффициента сопротивления качению f , поэтому автомобиль сохраняет управляемость даже при движении по кривым малых радиусов.

Практикой установлено, что при движении автомобиля по дорогам с неровным обледенелым покрытием, а также по песку или снегу значения коэффициентов ϕ и f сближаются, причем разность $\phi^2 - f^2$ уменьшается, что приводит к снижению критической скорости. Если $\phi = f/\cos\theta$, то подкоренное выражение в формуле (8.4) равно нулю. Это означает, что автомобиль может поворачиваться лишь с весьма малой скоростью. Если $\phi < f/\cos\theta$, то автомобиль становится неуправляемым, так как значение скорости $v_{\text{упр}}$ становится мнимой величиной.

При полном скольжении передних колес, например в результате их блокировки при торможении и перехода на юз, поперечная реакция дороги не возникает. В этом случае поворот передних колес не изменяет направления движения, и автомобиль теряет управляемость. При движении по скользкой дороге как на повороте, так и на прямой нужно избегать резких разгонов и торможения. Склонность автомобиля к заносу определяется не только качеством и конструкцией его подвески и амортизаторов, но и его общей компоновкой.

Если при езде по прямой сухой дороге со скоростью хотя бы 50—70 км/ч попытаться вести автомобиль строго прямо, параллельно осевой линии дороги, то можно убедиться, что автомобиль подчиняется как бы неохотно и все время стремится отойти от намеченного курса слегка влево и вправо. Если наблюдать за автомобилем, идущим впереди, то можно увидеть, что какие-то силы плавно «водят» этот автомобиль влево — вправо. Чтобы держать машину «по курсу», приходится напрягать внимание, поворачивать рулевое колесо. Такой увод связан с действием боковых сил.

§ 8.2. Увод колеса и поворачиваемость автомобиля

Качение эластичного колеса, нагруженного поперечной (боковой) силой, имеет свои особенности, так как шина эластична не только в радиальном направлении, но и в поперечном.

Под действием боковой силы автомобиль может переместиться по направлению ее действия. Если дорога не скользкая и сцепление шины с дорогой достаточно велико, ближняя к дороге часть шины остается сцепленной с дорогой, сечение шины искривляется, деформируется, а колесо под действием боковой силы смещается на какое-то расстояние.

Средняя линия рисунка протектора шины уже не целиком совпадает с плоскостью симметрии колеса; она лежит на оси отпечатка, затем переходит по искривленной части шины к плоскости симметрии колеса.

Передний край отпечатка все время перемещается по направлению к плоскости колеса, а плоскость колеса снова отделяется от него. В результате ось отпечатка оказывается не параллельна, а под некоторым углом к плоскости колеса. Если бы колесо было неподвижным, продольная ось смещенного отпечатка шины была бы параллельной плоскости колеса. Но колесо вращается, и в передней точке отпечатка шины в соприкосновении с дорогой приходят все новые точки. Это легко проверить. Если на протекторе шины нанести краской точки A, B, C, D (рис. 8.3), то при качении колеса вследствие поперечного прогиба шины, вызванного боковой силой P_y , эти точки оставят на дороге след A, B_2, C_2, D_2 . Если эти точки соединить линиями, то получим прямую, направленную под углом $\delta_{\text{ув}}$ к продольной плоскости симметрии колеса. Такое качение называют *уводом колес*, а угол, который вектор скорости центра колеса образует с его средней плоскостью, *углом увода* $\delta_{\text{ув}}$.

Средняя линия контакта, приблизительно совпадающая с направлением движения, также будет расположена под углом $\delta_{\text{ув}}$ к средней плоскости колеса. Таким образом, колесо будет катиться с уводом, угол которого будет равен $\delta_{\text{ув}}$ (рис. 8.4).

Во время увода колеса к передней части контакта шины с дорогой приближаются элементы, менее деформированные в поперечном направлении. В результате увода проекция центра колеса на плоскость дороги (точка O_1) не совпадает с центром контакта O , а силы X и Y создают моменты, стремящиеся повернуть колесо вокруг вертикальной оси.

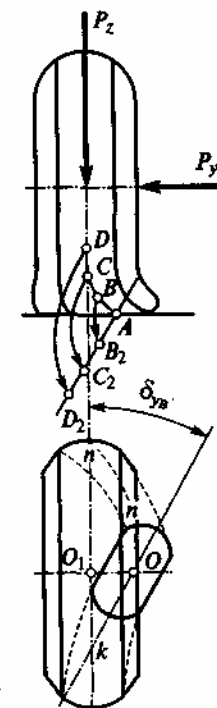


Рис. 8.3. След шины на дороге при действии поперечной (боковой) силы

сит от соотношения углов δ_A и δ_B увода его осей. Допустим, что колеса передней оси автомобиля обладают абсолютной жесткостью в поперечном направлении и поэтому на повороте передняя ось движется без увода, а задняя с уводом (угол увода δ_B). Тогда центр поворота будет расположен в точке O_2 , и радиус поворота $R_2 < R_1$. Если же допустить, что абсолютной поперечной жесткостью обладают задние колеса, а передняя ось движется с углом увода δ_A , то центр поворота окажется в точке O_3 , и радиус поворота $R_3 > R_1$.

Рассмотрение этих крайних случаев (см. рис. 8.6) позволяет сделать следующие выводы о влиянии увода на поворачиваемость автомобиля.

1. У автомобиля с $\delta_B > \delta_A$ радиус кривизны траектории движения меньше, чем радиус R , заданный поворотом направляющих колес, вследствие чего автомобиль обладает *излишней поворачиваемостью*.

2. У автомобиля с $\delta_B < \delta_A$ радиус кривизны траектории движения больше, чем радиус R , т. е. автомобиль обладает *недостаточной поворачиваемостью*.

При излишней поворачиваемости автомобиля облегчается поворот, но одновременно появляется склонность к курсовой неустойчивости.

Следовательно, если траектория движения автомобиля с жесткими шинами зависит только от угла θ , то у автомобиля с эластичными шинами зависит и от углов δ_A и δ_B мостов.

Автомобиль с недостаточной поворачиваемостью стремится поворачиваться в сторону действия силы P_y . Однако этому препятствует центробежная сила, которая направлена в сторону, противоположную направлению действия силы P_y . В результате у автомобиля с недостаточной поворачиваемостью сохраняется прямолинейное направление движения.

Автомобиль с эластичными шинами может под воздействием поперечной силы (например, порыв ветра) двигаться криволинейно, даже если управляемые колеса находятся в нейтральном положении и угол θ равен 0. На автомобиль могут действовать такие силы, которые в некоторых условиях движения могут увести его от заданного направления, сдвинуть и даже опрокинуть.

Для того чтобы легковые автомобили имели высокую *курсовую устойчивость*, они должны обладать несколько недостаточной поворачиваемостью. С этой целью смещают по возможности вперед центр тяжести автомобиля, чтобы большая часть центробежной силы воздействовала на переднюю ось. В шинах передних колес уменьшают давление, увеличивая тем самым их склонность к боковому уводу.

Для передних колес применяют независимую двухрычажную трапециевидную подвеску, тогда крен кузова, происходящий под воздействием силы P_y , вызывает наклон передних колес в сторону действия этой силы, что также увеличивает их увод.

Углы увода δ_A и δ_B пропорциональны поперечным силам P_{y1} и P_{y2} , которые в свою очередь пропорциональны квадрату скорости v :

$$\begin{aligned}\delta_A &= P_{y1}/k_{yb1} = M_1 v^2 / (R_3 k_{yb1}); \\ \delta_B &= P_{y2}/k_{yb2} = M_2 v^2 / (R_3 k_{yb2}),\end{aligned}\quad (8.8)$$

где k_{yb1} и k_{yb2} — коэффициенты сопротивления уводу соответственно переднего и заднего мостов, Н/рад; M_1 и M_2 — массы, отнесенные соответственно к переднему и заднему мостам, кг.

При повышении скорости автомобиля углы увода также возрастают, причем угол δ_B увеличивается быстрее угла δ_A . При некоторой скорости v_{yb} , называемой *критической*, автомобиль начинает двигаться криволинейно, хотя его управляемые колеса находятся в нейтральном положении. Если скорость больше v_{yb} , то разность $(\delta_B - \delta_A) > L/R_3$, и угол θ становится отрицательным. Это означает, что для поворота автомобиля вправо передние колеса нужно повернуть влево. Следовательно, автомобиль с излишней поворачиваемостью теряет управляемость, если его скорость больше критической скорости v_{yb} .

Определим критическую скорость. Приравняем угол θ нулю и подставим в формулу разность углов δ_2 и δ_1 , полученную из выражений (8.8),

$$\delta_B - \delta_A = (M_2/k_{yb2} - M_1/k_{yb1})v^2/R_3 = L/R_3. \quad (8.9)$$

Отсюда критическая скорость увода колес (в м/с):

$$v_{yb} = \sqrt{\frac{L}{M_2/k_{yb2} - M_1/k_{yb1}}}. \quad (8.10)$$

У автомобиля с недостаточной или нейтральной поворачиваемостью критическая скорость отсутствует, так как при $\delta_A > \delta_B$ подкоренное выражение отрицательно, и значение скорости v_{yb} становится мнимой величиной, а при $\delta_A = \delta_B$ она равна бесконечности.

Чтобы обеспечить недостаточную поворачиваемость автомобиля, несколько уменьшают давление воздуха в шинах передних колес по сравнению с давлением в шинах задних колес и тем самым снижают

коэффициент $k_{ув1}$. Кроме того, центр тяжести автомобиля немного смещают в сторону переднего моста, что увеличивает часть центробежной силы, действующую на управляемые колеса.

§ 8.3. Поворот задней оси при крене кузова

Существенное влияние на управляемость автомобиля оказывает поперечный крен кузова, который может вызвать поворот оси автомобиля в горизонтальной плоскости или изменить развал управляемых колес. На рис. 8.7 показана схема взаимного положения заднего моста с зависимой рессорной подвеской и кузова автомобиля, который совершает правый поворот.

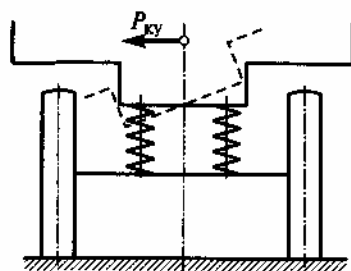


Рис. 8.7. Крен кузова при повороте автомобиля

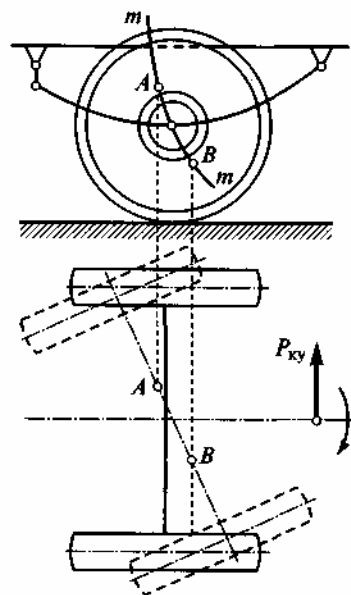


Рис. 8.8. Поворот задней оси при крене кузова

На рис. 8.8 показана схема соединения передних концов рессор с кузовом простым шарниром, а задних — с помощью серьги. При прогибах рессоры задний мост перемещается по дуге mt , причем ось его качания расположена около шарнира. Под действием поперечной силы $P_{ку}$ кузов автомобиля наклоняется, вызывая сжатие левых рессор и распрямление правых. Левая рессора, сжимаясь, перемещает задний мост назад (в точку A), а правая, распрямляясь, перемещает его вперед (в точку B). В результате задний мост поворачивается в горизонтальной плоскости, как показано штриховой линией.

Это способствует уменьшению радиуса поворота и равносильно повышению склонности автомобиля к излишней поворачиваемости. Соединив передний конец рессоры с кузовом с помощью серьги, а задний — посредством простого шарнира, усиливают недостаточную поворачиваемость автомобиля.

§ 8.4. Соотношение углов поворота управляемых колес

При повороте автомобиля векторы скоростей центров всех колес перпендикулярны радиусам, проведенным из центра поворота O (рис. 8.9). У автомобиля, имеющего жесткие в поперечном направлении шины, векторы скоростей совпадают со средними плоскостями колес, и центр поворота O находится на продолжении задней оси. Соотношение между углами поворота θ_n и θ_v соответственно наружного и внутреннего колес определим из треугольников OAB и OCD . Вычитая из первого равенства второе, получаем

$$\operatorname{ctg} \theta_n - \operatorname{ctg} \theta_v = (OC - OA)/L = L_{шк}/L, \quad (8.11)$$

где $L_{шк}$ — расстояние между центрами шкворней, равное приблизительно колею управляемых колес, м.

Из равенства (8.11) следует, что колесо, внутреннее по отношению к центру поворота, должно быть повернуто на больший угол, чем

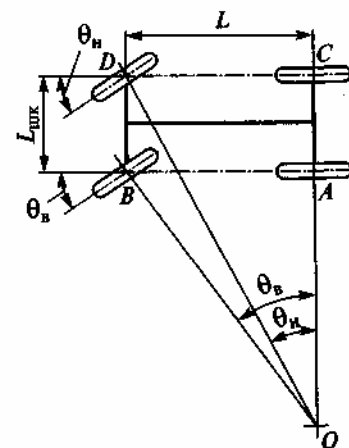


Рис. 8.9. Соотношение углов поворота управляемых колес

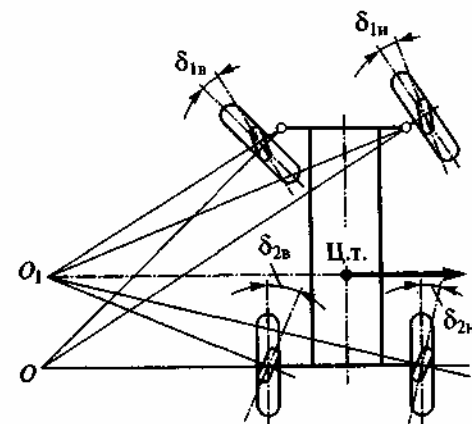


Рис. 8.10. Схема поворота автомобиля с эластичными шинами

внешнее. При углах поворота до $12-15^\circ$ оба колеса поворачиваются приблизительно на одинаковые углы, что и позволяет вместо углов θ_n и θ_b использовать в расчетах средний угол θ , равный их полусумме, как было сделано выше.

Если на автомобиле установлены шины, эластичные в поперечном направлении, то векторы скоростей центров колес не совпадают со средними плоскостями колес, а образуют с ними углы увода.

Центр O_1 поворота, который, как и прежде, находится в точке пересечения перпендикуляров к векторам скоростей, не совпадает с центром поворота O автомобиля, имеющего жесткие шины (см. рис. 8.9 и 8.10).

Изменяется также и соотношение углов θ поворота управляемых колес, которое необходимо для качения их без бокового скольжения. В этом случае выражение (8.11) принимает следующий вид:

$$\operatorname{ctg} \theta_n - \operatorname{ctg} \theta_b = \frac{L_{\text{шк}} \left(L - \frac{M_2}{k_{y\text{в}2}} v^2 \right)}{\left[L - \left(\frac{M_2}{k_{y\text{в}2}} - \frac{M_2}{k_{y\text{в}1}} \right) v^2 \right]^2}. \quad (8.12)$$

Из сопоставления формул (8.11) и (8.12) следует, что у автомобиля с эластичными шинами угол θ_n меньше отличается от угла θ_b , чем у автомобиля с жесткими шинами. Это означает, что у автомобиля с жесткими шинами рулевая трапеция по форме должна приближаться к прямоугольнику. Кроме того, по мере увеличения скорости движения должно изменяться также соотношение углов поворота управляемых колес. Однако это может быть достигнуто только путем автоматической регулировки рулевого привода, введение которой весьма усложняет его конструкцию.

§ 8.5. Собственные и вынужденные колебания управляемых колес

Установлено, что во время движения автомобиля передние (управляемые) колеса автомобилей совершают колебания («танцуют») вокруг оси шкворня, и не только на неровной дороге, но и на асфальте. Совместно с передним мостом управляемые колеса могут колебаться в вертикальной плоскости, а совместно с рулевой трапеци-

ей — вокруг шкворней в горизонтальной плоскости. Водители говорят: «бьет руль».

Каковы причины колебаний колес? Этих причин много, но главные из них следующие:

неодинаковое сопротивление качению левого и правого колес при движении одного или обоих колес по неровной дороге;

неуравновешенность колес;

несогласованность колебаний рессор и рулевых тяг;

гироскопическое действие колеса.

Ось шкворня не может совпасть с плоскостью колеса не только потому, что шкворню придан боковой наклон для стабилизации колеса, но и из-за наличия тормоза и ступицы, которые обычно препятствуют углублению шкворня внутрь колеса. Поэтому между точкой пересечения оси шкворня с поверхностью дороги и точкой контакта шины с дорогой имеется расстояние. В точке контакта шины приложена сила сопротивления, создающая момент, который может повернуть колесо вокруг оси шкворня, но, если оба колеса идут по ровной дороге, моменты на обоих колесах уравниваются, так как колеса связаны поперечной тягой. Но если, например, левое колесо идет по булыжному полотну трамвайных путей, а правое — по асфальту, или левое — по асфальту, а правое — по обочине, то сила сопротивления, приложенная к одному из колес, возрастает, моменты на внутреннем и внешнем колесах станут различными, и колесо, идущее по булыжнику или обочине, стремится повернуться. Так как сцепление с неровной поверхностью дороги непостоянно, колесо, удерживаемое поперечной тягой, все время то слегка поворачивается под действием указанного момента, то возвращается в исходное положение. Начнутся колебания колеса вокруг шкворня.

Колеса автомобиля кажутся идеально круглыми, а масса их — равномерно распределенной по окружности. Однако на окружностях почти всех колес имеется точка или сектор, где сосредоточена большая масса, чем в других точках и секторах. Это может быть место расположения вентиля шины, утолщение отливки тормозного барабана, место вулканизации камеры или покрышки и т. д. Возможно положение, при котором неуравновешенные части двух передних колес направлены в разные стороны: на левом колесе — вперед, на правом — назад. Центробежная сила колеса, вызванная его вращением, наиболее велика именно там, где велика масса. Эта сила создает момент вокруг оси шкворня, и оба колеса на какое-то мгновение поворачивают вправо, а затем после совершения пол-оборота — влево. Начинаются *угловые колебания* колес.

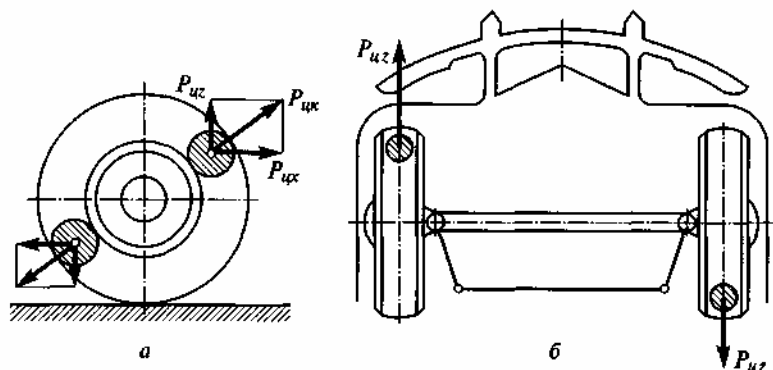


Рис. 8.11. Дисбаланс управляемых колес:

a — силы, действующие на неуравновешенные колеса; *b* — схема возникновения поворачивающего момента

Угловые колебания управляемых колес недопустимы, так как при этом детали ходовой части и рулевого управления воспринимают значительные знакопеременные динамические нагрузки, а колебания с большой амплитудой приводят к потере автомобилем управляемости.

Наиболее опасными являются устойчивые колебания колес, т. е. такие, которые непрерывно повторяются (самовозбуждаются).

При возникновении поперечных угловых колебаний (перекашивания переднего моста) управляемые колеса наклоняются. В результате изменения положения моста и вращения колес появляется гироскопический момент, под действием которого управляемые колеса поворачиваются в горизонтальной плоскости вокруг шкворней. При повороте колес появляется другой гироскопический момент, который действует в вертикальной плоскости и стремится увеличить наклон колес.

Основным средством уменьшения угловых колебаний колес является применение независимой передней подвески. В этом случае при перемещениях управляемых колес не происходит большого их наклона. Рассмотренные колебания являются собственными, они зависят только от характеристик упругих элементов, моментов инерции и масс отдельных деталей. Кроме собственных колебаний могут возникать также вынужденные колебания, вызванные периодически действующей возмущающей силой. Такая сила может, например, возникнуть вследствие дисбаланса (неуравновешенности) колес. При вращении неуравновешенного колеса появляется центробежная сила $P_{цк}$ (рис. 8.11, *a*), которую можно разложить на вертикальную силу $P_{цз}$ и горизонтальную $P_{цх}$. Под действием силы $P_{цх}$ колесо стремится по-

вернуться относительно шкворня, а под действием силы $P_{цз}$ — переместиться в вертикальном направлении. Так как при качении колеса направления сил $P_{цх}$ и $P_{цз}$ изменяются, то возникает вливание колеса. Наиболее неблагоприятен случай, когда оба колеса имеют дисбаланс, и неуравновешенные участки расположены в одной проходящей через ось плоскости, но с разных сторон от оси вращения колес (рис. 8.11, *b*). В этом случае поворачивающие моменты, действующие на колеса, складываются, и угловые колебания становятся особенно сильными.

Возмущающие силы появляются при наезде колеса на неровности, которые могут чередоваться через приблизительно равные промежутки пути. Если автомобиль движется по дороге с таким покрытием, то при определенной скорости частоты вынужденных и собственных колебаний окажутся одинаковыми, т. е. наступит резонанс, при котором амплитуда колебаний резко возрастает.

Влияние управляемых колес может возникнуть также из-за двойной связи этих колес с кузовом автомобиля (с помощью рулевого привода и подвески).

При прогибах рессоры 2 (рис. 8.12), соединенной с рамой спереди простым шарниром 5, а сзади — серьгой 4, балка передней оси 1 перемещается по дуге MM , причем центр ее качания располагается около

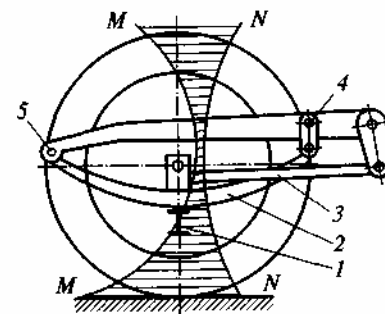


Рис. 8.12. Соединение рессоры с рамой спереди простым шарниром

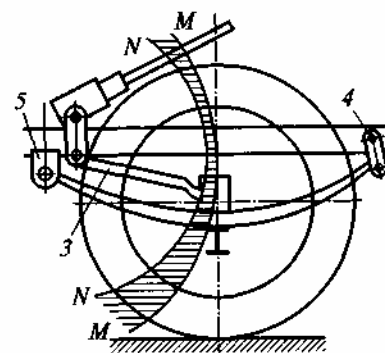


Рис. 8.13. Соединение рессоры с рамой спереди серьгой

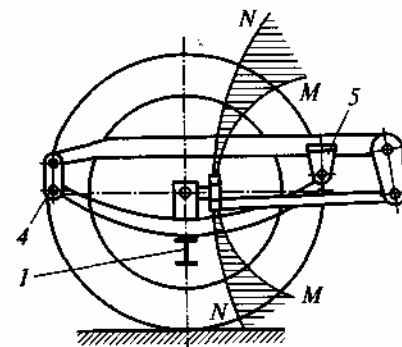


Рис. 8.14. Рулевой механизм установлен перед передней осью

шарнира 5. Передний конец продольной рулевой тяги 3, которая качается относительно пальца рулевой сошки, описывает дугу NN . Кривые MM и NN расходятся, поэтому вертикальные перемещения колес сопровождаются поворотами их относительно шкворней, что ухудшает управляемость автомобиля и повышает утомляемость водителя.

Для уменьшения влияния колес нужно сблизить траектории движения передней оси и переднего конца продольной рулевой тяги. С этой целью передний конец рессоры соединяют с рамой серьгой 4, а задний — простым шарниром 5 (рис. 8.13) или рулевой механизм располагают впереди передней оси (рис. 8.14).

§ 8.6. Стабилизация управляемых колес

Стабилизацией управляемых колес называют их свойство сохранять центральное положение и автоматически возвращаться к нему при различных воздействиях дороги.

Рассмотрим стабилизацию колес при выходе автомобиля из поворота. Определим реакции дороги, действующие на управляемые ко-

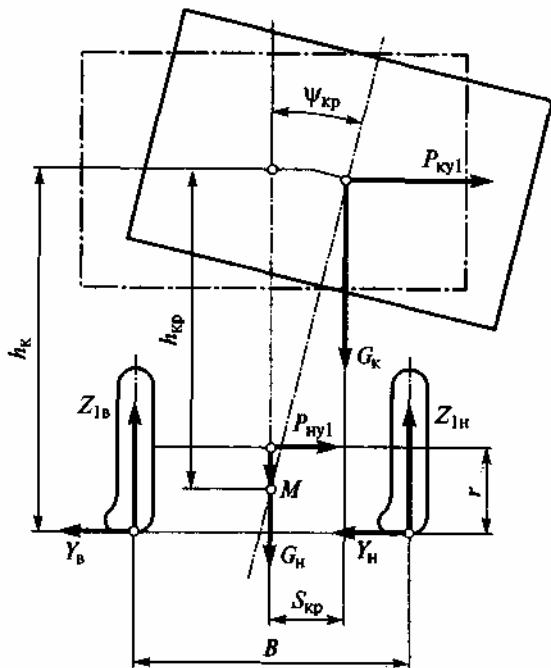


Рис. 8.15. Схема сил, действующих на переднюю ось при повороте

леса. При повороте автомобиля, движущегося по горизонтальной дороге, на его переднюю часть действуют центробежные силы $P_{кy1}$ под-
рессоренных и $P_{нy1}$ неподдресоренных масс, показанные на рис. 8.15. Уравнение моментов всех сил относительно точки пересечения вертикальной оси с дорогой:

$$(Z_{1н} - Z_{1в})0,5B = P_{нy1}r + P_{кy1}(h_{кр1} + h_1) + G_{к1}S_{кр1}.$$

Пренебрегая малой величиной момента $P_{нy1}r$ и учитывая, что $S_{кр} = h_{кр} \tan \psi_{кр} \approx h_{кр} \psi_{кр}$ и $P_{кy1}h_{кр} + G_{к}S_{кр} = c_{y1}\psi_{кр}$, получаем:

$$0,5(Z_{1н} - Z_{1в})B = c_{y1}\psi_{кр} + P_{кy1}(h_{к1} - h_{кр1}),$$

где c_{y1} жесткость передней подвески ($\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$).

Если кузов автомобиля не деформируется, то углы крена передней и задней его частей равны между собой. Тогда для задней части автомобиля

$$0,5(Z_{2н} - Z_{2в})B = c_{y2}\psi_{кр} + P_{кy2}(h_{к2} - h_{кр2}),$$

где c_{y2} — угловая жесткость задней подвески ($\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$).

Приращения нормальных реакций, действующих на каждое переднее и заднее колесо,

$$\Delta Z_1 = 0,5(Z_{1н} - Z_{1в}) = \frac{c_{y1}\psi_{кр} + P_{кy1}(h_{к1} - h_{кр1})}{B};$$

$$\Delta Z_2 = 0,5(Z_{2н} - Z_{2в}) = \frac{c_{y2}\psi_{кр} + P_{кy2}(h_{к2} - h_{кр2})}{B}.$$

Нормальные реакции дороги, действующие на колеса,

$$Z_{1н} = 0,5G_1 + \Delta Z_1, \quad Z_{1в} = 0,5G_1 - \Delta Z_1;$$

$$Z_{2н} = 0,5G_2 + \Delta Z_2, \quad Z_{2в} = 0,5G_2 - \Delta Z_2.$$

Сумма поперечных реакций дороги на оба передних колеса равна силе P_{y1} . Если пренебречь влиянием вертикальной нагрузки, то можно считать, что жесткости в поперечном направлении у шин обоих передних колес одинаковы. Поперечные деформации их также равны между собой, так как колеса жестко связаны передней осью. Следовательно, поперечные силы, воспринимаемые каждым из передних колес, а также поперечная реакция дороги определяются на внутреннем и внешнем колесах:

$$Y_{1n} \approx Y_{1b} \approx 1/2 P_{y1}.$$

Моменты поперечных реакций дороги Y_n и Y_b направлены в одну сторону и, складываясь, оказывают влияние на стабилизацию управляемых колес.

Измерителями стабилизации в этом случае служит угловая скорость рулевого колеса при возвращении его в нейтральное положение. Стабилизирующий момент вызывается продольным и поперечным наклонами шкворней, а также поперечной эластичностью шин.

Влияние развала управляемых колес на управляемость автомобиля объясняется явлением увода. Угол увода, вызванный развалом, прямо пропорционален углу развала. Угол развала колес, равный 1° , вызывает увод шины на угол, равный в среднем $10\text{--}15'$.

Из вышеизложенного следует, что на стабилизацию управляемых колес в основном влияет поперечная эластичность шины и продольный наклон шкворня, изменение которых вызывает изменение моментов.

От поперечного наклона стабилизирующий момент зависит только при больших углах поворота колес или во время движения по кривым малого радиуса.

Контрольные вопросы

1. Назовите измерители управляемости автомобиля.
2. Каково условие качения передних колес без поперечного скольжения?
3. Что такое увод колеса, от каких факторов он зависит и как влияет на управляемость автомобиля?
4. Как определить критические скорости автомобиля по условиям управляемости и увода?
5. Как влияют колебания колеса на управляемость автомобиля?
6. Что такое стабилизация управляемых колес и от каких факторов она зависит?

ГЛАВА 9

ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 9.1. Проходимость автомобиля и ее геометрические показатели

Проходимостью автомобиля принято называть его способность двигаться не только по хорошим (твердым и ровным) дорогам, но и по плохим, неровным, скользким или мягким, а также без дорог, или преодолевать отдельные препятствия.

Обычные автомобили с задними ведущими колесами предназначены для движения в основном по шоссе; к ним предъявляют не слишком высокие требования в части проходимости. Однако есть к ним много дорог низкого качества, которое еще снижается в сезоны распутицы, дождей и зимой. Дорожные автомобили должны иметь возможность передвигаться и в таких условиях.

Промышленность выпускает специальные автомобили повышенной или высокой проходимости, у которых все колеса ведущие. В конструкции и характеристиках этих автомобилей все подчинено достижению наилучшей проходимости, даже в ущерб другим качествам: весовым показателям, комфортабельности, экономичности, внешнему виду.

Единого критерия, позволяющего достаточно полно оценить проходимость автомобиля, не существует. Проходимость зависит от многих факторов, основными из которых являются опорно-тяговые свойства и геометрические параметры автомобиля, а также конструкции агрегатов трансмиссии (дифференциала, коробки передач и др.). Скорость движения автомобилей по бездорожью значительно ниже, чем на дорогах с твердым покрытием.

В зависимости от проходимости автомобили условно делят на три группы. В основу классификации положена так называемая «осевая формула», состоящая из двух цифр: первая цифра соответствует общему числу мостов автомобиля, а вторая — числу ведущих мостов. К первой группе относят автомобили ограниченной (нормальной) проходимости типов 2×1 и 3×1 , ко второй — автомобили повышенной проходимости типов 2×2 , 3×2 и 3×3 , к третьей — автомобили высокой проходимости типа 4×4 , имеющие специальную компоновку.



Рис. 9.1. Геометрические показатели проходимости автомобиля:
а — легковой автомобиль, вид сбоку; б — грузовой автомобиль, вид спереди

Рассмотрим геометрические показатели, характеризующие проходимость автомобиля в вертикальной плоскости.

Просвет — это расстояние h между нижней точкой автомобиля и плоскостью дороги (рис. 9.1), которое характеризует возможность движения автомобиля без задевания сосредоточенных препятствий (камней, пней и т. п.).

Передний $\alpha_{пр}$ и задний $\beta_{пр}$ углы проходимости, а также **передний $l_{п}$ и задний $l_{з}$ свесы** характеризуют проходимость автомобиля по неровным дорогам при въезде на препятствие или при съезде с него, например, в случаях наезда на бугор, переезда через канавы и т. п. Для определения углов $\alpha_{пр}$ и $\beta_{пр}$ проводят касательные к внешним окружностям шин передних и задних колес и к наиболее удаленным точкам передней и задней частей автомобиля.

Продольный $\rho_{пр}$ и поперечный $\rho_{пол}$ радиусы проходимости определяют очертания препятствия, которое, не задевая, может преодолеть автомобиль. Радиусы проходимости равны радиусам окружностей, проведенных касательно к внешним окружностям шин и наиболее низкой точке автомобиля, в пределах базы ($\rho_{пр}$) или колеи ($\rho_{пол}$). Чем меньше продольный и поперечный радиусы проходимости, тем лучше проходимость автомобиля. Уменьшая, например, базу автомобиля, можно уменьшить радиус $\rho_{пр}$.

Ниже приведены радиусы $\rho_{пр}$ продольной проходимости для некоторых типов автомобилей (в м):

легковые типа 2×1	3,2—8,3
грузовые типа 2×1	2,7—5,5
грузовые типа 2×2 , 3×2 , 3×3	1,9—3,6

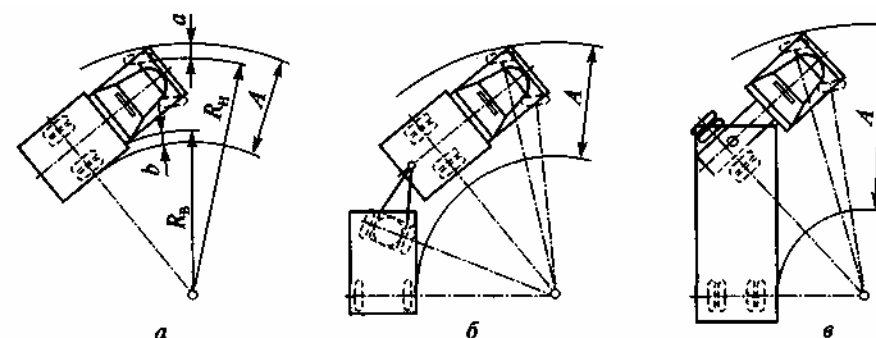


Рис. 9.2. Показатели маневренности:

а — одиночного автомобиля; б — тягача с прицепом; в — тягача с полуприцепом

Свойство автомобиля поворачиваться на минимальной площади называют **маневренностью**. Это свойство характеризует проходимость автомобиля в горизонтальной плоскости.

Показатели маневренности автомобиля следующие (рис. 9.2): минимальный радиус поворота наружного переднего колеса $R_{н}$, ширина полосы движения A , которую занимает автомобиль при повороте и максимальный выход отдельных частей автомобиля за пределы траекторий движения наружного переднего и внутреннего заднего колес (расстояния a и b).

Максимальную ширину полосы движения (в м) определяют по формуле

$$A = R_{н} - R_{в} + a + b, \quad (9.1)$$

где $R_{в}$ — минимальный радиус поворота внутреннего заднего колеса, м.

Наименьший радиус поворота приблизительно составляет удвоенную длину базы автомобиля: $R_{мин} \approx 2L$ и обычно выражается в метрах.

Наиболее маневренны одиночные автомобили со всеми управляемыми колесами. При буксировке прицепов маневренность автомобиля несколько ухудшается, так как при поворотах автопоезда прицеп и полуприцеп смещаются к центру поворота (рис. 9.2, б и в), и ширина полосы движения увеличивается. Ширина полосы движения автопоезда растет с увеличением числа буксируемых прицепов, базы прицепа и длины дышла.

У всех автомобилей предельный угол поворота направляющих колес равен приблизительно 30° .

§ 9.2. Тяговые и опорно-цепные показатели проходимости

Тяговыми показателями проходимости автомобиля являются максимальная сила тяги и динамический фактор, а опорно-цепными — сцепной вес, давление колес на дорогу и коэффициент сцепления.

Плохие дороги и бездорожье характеризуются прежде всего повышенным сопротивлением движению автомобиля. Чтобы преодолеть это сопротивление, автомобили должны иметь большую силу тяги или больший динамический фактор, чем автомобили, эксплуатируемые на хороших дорогах.

Для увеличения силы тяги и динамического фактора в трансмиссию автомобиля высокой проходимости вводят дополнительную коробку передач (демультипликатор). Увеличить динамический фактор можно также снижением массы автомобиля, однако это связано с уменьшением массы перевозимого груза.

Сцепной вес автомобиля можно повысить, увеличивая число ведущих колес или смещая центр тяжести в сторону ведущего моста.

Для легковых и грузовых автомобилей с передними или задними ведущими мостами отношение $G_{в.к}/G_a$ (где $G_{в.к}$ — вес, приходящийся на ведущие колеса) находится в следующих пределах:

легковые автомобили	0,45—0,5
грузовые автомобили	0,65—0,75

Максимальный динамический фактор D для указанных автомобилей находится в пределах 0,25—0,35. Для грузовых автомобилей со всеми ведущими колесами отношение $G_{в.к}/G_a = 1$, а $D_{\max} = 0,6—0,8$.

Основным показателем проходимости автомобиля по дорогам с мягким покрытием (по неплотному грунту, снегу, песку и т. п.) является давление колес на дорогу, которое определяют по формуле:

$$P_{уд} = G_k / F_k, \text{ Па}, \quad (9.2)$$

где G_k — вес автомобиля, воспринимаемый колесом, Н; F_k — площадь контакта шины с дорогой, м².

При движении автомобиля по мягкому влажному грунту возможно буксование ведущих колес вследствие скольжения или срезания грунта. Понижение давления колес на дорогу в этом случае может снизить проходимость автомобиля, так как чем меньше давление, тем хуже ведущее колесо выдавливает влагу в контакте шины с опорной поверхностью и раньше начинает буксовать. Поэтому для повышения проходимости автомобиля по мягким влажным грунтам необхо-

димо увеличивать давление ведущих колес на дорогу. Вместе с тем для предотвращения их буксования из-за срезания грунта желательно уменьшить давление в шинах. Максимальную силу тяги в этом случае определяют по формуле

$$P_{т \max} = \sigma F_k, \quad (9.3)$$

где σ — напряжение среза в грунте, Па.

Когда напряжения среза больше напряжения, которое может выдержать грунт, происходит срезание грунта и колесо пробуксовывает, образуя глубокую колею.

Противоречивые требования к величине давления при движении автомобиля по мягким влажным грунтам могут быть частично удовлетворены, если использовать шины, имеющие протектор с большими выступами (грунтозацепами). До погружения грунтозацепов в грунт из-за малой площади контакта шины с опорной поверхностью давление колеса большое, в результате чего влага хорошо выдавливается из области контакта. По мере погружения колеса в грунт увеличивается площадь срезаемого грунта, что снижает напряжение среза.

Для повышения проходимости автомобиля по пахоте, сильно размокшей дороге, песку или снегу применяют шины с особо широким профилем и низким давлением воздуха.

Сила сцепления колеса с дорогой примерно пропорциональна длине поверхности контакта. У обычной автомобильной шины в контакте с дорогой находится около 8 % длины ее окружности, а у шины с регулируемым давлением до 16 %. Однако шины с регулируемым давлением при минимальном давлении в них имеют ограниченный пробег и значительные потери на сопротивление качению.

Проходимость автомобиля можно повысить, увеличив диаметр колеса. Так, на автомобилях высокой проходимости устанавливают колеса диаметром 1,5—2 м, а на некоторых специальных автомобилях до 3 м.

При движении по влажным грунтам и по скользкой (обледенелой) дороге проходимость автомобиля лимитируется коэффициентом сцепления.

§ 9.3. Влияние конструкции автомобиля на его проходимость

Ведомые колеса значительно хуже преодолевают вертикальные препятствия, чем ведущие.

На рис. 9.3, а показана схема сил, действующих на ведомое переднее колесо автомобиля при преодолении им вертикального препятствия высотой h .

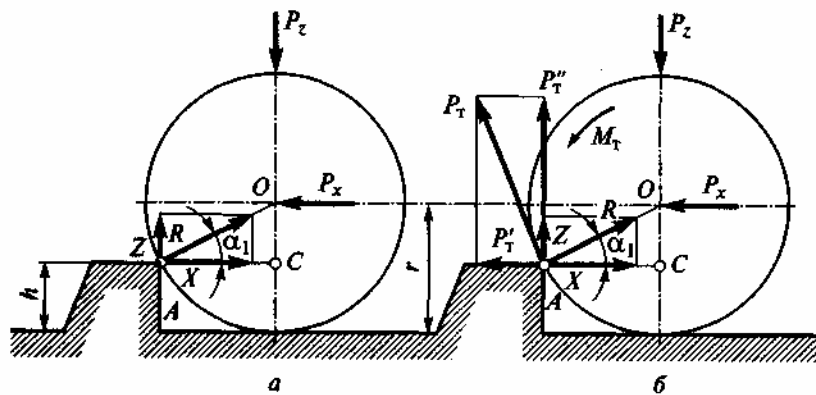


Рис. 9.3. Схемы сил, действующих на передние колеса при преодолении ими вертикального препятствия:
а — ведомое колесо; б — ведущее колесо

На колесо действуют следующие силы: толкающая сила P_x , воспринимаемая передним колесом от рамы автомобиля, и реакции R препятствия.

Из условий равновесия колеса имеем $Z = P_z$; $X = P_x$. Силы, действующие на колесо, связаны между собой равенствами:

$$Z = X \operatorname{tg} \alpha_1 = P_x \operatorname{tg} \alpha_1; \quad P_x = P_z \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Определим значение $\operatorname{tg} \alpha_1$ и P_x из треугольника AOC :

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{OC}{AC} = \frac{r-h}{\sqrt{2rh-h^2}},$$

следовательно,

$$P_x = \frac{P_z}{\operatorname{tg} \alpha_1} = P_z \frac{\sqrt{2rh-h^2}}{r-h}.$$

Из полученной формулы видно, что при $h = r$ сила P_x становится бесконечно большой, т. е. при наезде ведомых передних колес на препятствие высотой $h = r$ автомобиль не сможет его преодолеть даже при весьма большой силе тяги на ведущих колесах.

На *ведущее переднее* колесо, кроме сил P_x и P_z , действует также тяговый момент M_T , вследствие чего появляется сила тяги P_T (рис. 9.3, б).

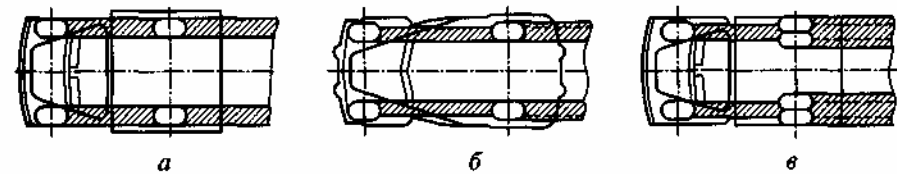


Рис. 9.4. Различные взаимные положения колеи передних и задних колес:
а — колеи совпадают; б — колеи не совпадают; в — двойные задние колеса образуют более широкие колеи

Разложим силу P_T на горизонтальную P'_T и вертикальную P''_T составляющие. В результате действия сил P_x и P_z возникают реакции X и Z .

Спроектировав все силы на вертикальную и горизонтальную оси, получим

$$P_x = X - P'_T \quad \text{и} \quad P_z = Z + P''_T.$$

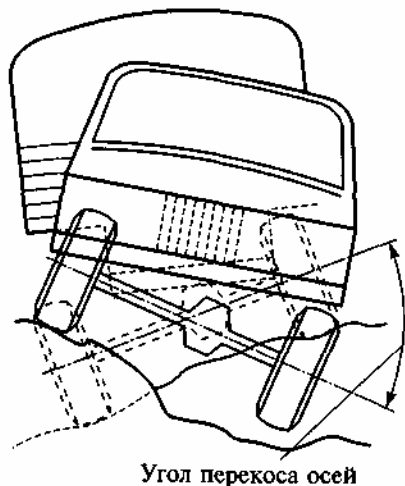
Возникновение дополнительной силы P''_T позволяет ведущему колесу преодолевать препятствие высотой, равной радиусу колеса, а сила P'_T уменьшает составляющую силы сопротивления движению X .

При образовании колеи во время движения автомобиля по мягким грунтам возникает значительное сопротивление качению колес. Поэтому в случае несовпадения колеи задних колес с колеями передних сопротивление движению больше, чем при их совпадении. Невпадение колеи может быть как у автомобилей со всеми односкатными колесами, так и у автомобилей с передними односкатными и задними двухскатными колесами (рис. 9.4). Разность передней и задней колеи односкатных колес не должна превышать 25—32 % ширины профиля шины. При большей разности проходимость автомобиля существенно снижается.

Движение автомобилей типов 3×2 и 3×3 по пересеченной местности без отрыва колес от грунта может быть ограничено максимально допустимым перекосом их осей (рис. 9.5), который зависит от типа подвески. При независимой и балансирной подвесках допустимый перекоос больше. Это способствует повышению проходимости.

Рассмотрим влияние дифференциала на проходимость автомобиля. При пробуксовке одного из ведущих колес, например левого, дифференциал распределяет крутящий момент между колесами следующим образом:

$$M_n = 0,5(M_d - M'_{тр}); \quad M_n = 0,5(M_n + M'_{тр}),$$



Угол перекоса осей

Рис. 9.5. Положение осей при движении по пересеченной местности

где M_d — крутящий момент на ведомой шестерне главной передачи, $M_{тр}$ — момент трения в дифференциале, возникающий из-за относительного движения его деталей.

С точки зрения проходимости автомобиля трение в дифференциале является полезным, так как оно позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший — на буксующее, а это способствует прекращению буксования. Дифференциал с малым внутренним трением распределяет крутящий момент по полуосям поровну, причем реализация крутящего момента ограничивается буксованием того ведущего колеса, которое находится на грунте с меньшим коэффициентом сцепления. Поэтому при установке дифференциала резко ухудшается проходимость автомобиля, так как величина силы тяги на ведущих колесах определяется колесом, которое имеет меньшее сцепление с дорогой. Вследствие этого сила тяги может оказаться недостаточной для преодоления автомобилем сопротивления движению. Трение в типовом дифференциале невелико, вследствие чего суммарная сила тяги увеличивается всего лишь на 4–6 %.

В дифференциалах повышенного трения — червячном и кулачковом, которые устанавливают на автомобили повышенной и высокой проходимости, трение значительно больше, и сила тяги возрастает на 10–15 %.

Преимуществом самоблокирующихся дифференциалов с муфтами свободного хода является возможность обеспечения максималь-

ной силы тяги (выключение дифференциала) при любом соотношении коэффициентов сцепления между дорогой и правым и левым колесами автомобиля. Самоблокирующийся дифференциал улучшает проходимость автомобиля при движении по скользким грунтам, так как действует автоматически, и при качении одного из ведущих колес по дороге с малым коэффициентом сцепления позволяет преодолевать этот участок без потери автомобилем кинетической энергии.

На проходимость автомобиля влияет величина давления воздуха в шинах. Автомобили, оборудованные централизованной системой регулирования давления воздуха в шинах, при прочих равных условиях обладают повышенной проходимостью при движении по мягким грунтам.

Для повышения проходимости автомобилей увеличивают число колес до восьми и десяти, причем обычно все колеса делают ведущими. Стремление установить на автомобиле колеса большого диаметра при той же ширине рамы, снизить массу, улучшить поворачиваемость и проходимость автомобиля привело к созданию автомобилей с составной («ломающейся») рамой.

Еще одно препятствие на плохих дорогах (и бездорожье) — брод. Глубина брода, преодолеваемого автомобилем, зависит от высоты расположения частей двигателя, которые не должны находиться в воде (воздушный фильтр и фильтр системы вентиляции картера, свечи и распределитель зажигания). Автомобили ограниченной проходимости могут преодолевать неглубокие броды (0,5–0,6 м) с твердым дном, а автомобили повышенной проходимости при герметизации отдельных механизмов — броды глубиной до 1,5 м.

Для преодоления широких и глубоких водных преград строят специальные плавающие автомобили (амфибии), которые обычно изготавливают на базе автомобилей типа 2 × 2 или 3 × 3.

§ 9.4. Приспособления, повышающие проходимость автомобиля

Для преодоления особо тяжелых участков пути и подъемов, а также вытаскивания застрявшего автомобиля применяют лебедки с приводом от коробки отбора мощности (рис. 9.6). Обычно у автомобилей малой и средней грузоподъемности лебедку устанавливают в передней части. Преимуществами такого расположения являются простота привода лебедки и удобство обслуживания, а недостатками — перегрузка передней оси автомобиля, уменьшение переднего угла проходимости и затруднение пуска двигателя с помощью пусковой рукоятки. Привод барабана лебедки обычно имеет червячный редуктор. Для

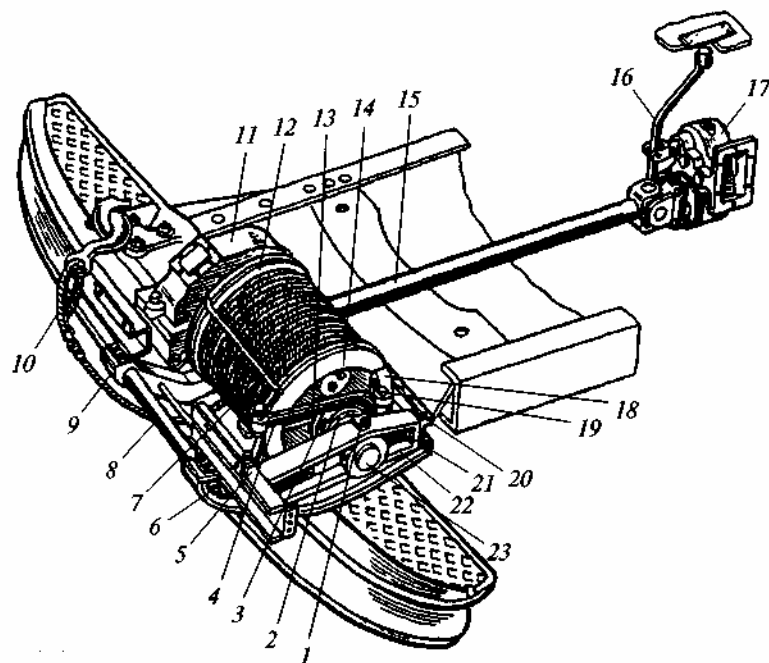


Рис. 9.6. Лебедка:

1 — масленка вала барабана; 2 — упорное кольцо муфты; 3 — скользящая муфта включения барабана; 4 — вилка включения барабана; 5 — передняя поперечина; 6 — масленка направляющего ролика; 7 — предохранительная скоба; 8 — направляющий ролик; 9 — направляющая троса; 10 — трос лебедки с крюком; 11 — редуктор лебедки; 12 — барабан; 13 — масленка подшипника барабана; 14 — гайка скобы крепления троса; 15 — карданный вал; 16 — рычаг управления коробкой отбора мощности; 17 — коробка отбора мощности; 18 — тормозная колодка барабана; 19 — палец вилки включения барабана; 20 — задняя поперечина; 21 — болт крепления траверсы; 22 — траверса вала барабана; 23 — подшипник вала барабана

удержания барабана под нагрузкой он снабжен тормозом. С целью предохранения элементов лебедки от поломки при перегрузке привод, воспринимающий крутящий момент от коробки передач, имеет ограничитель момента, например штифт, который срезается, если крутящий момент станет больше допустимой величины. Длина троса лебедки должна быть 80—110 м. Средняя скорость наматывания троса на низших передачах и при малой угловой скорости коленчатого вала двигателя находится в пределах 0,15—0,5 м/с.

У автомобилей большой грузоподъемности лебедку нередко устанавливают в средней части автомобиля.

Перед самовытаскиванием автомобиля, оборудованного лебедкой, конец троса прикрепляют к опоре, которая может выдержать

максимальную силу тяги, развиваемую лебедкой. В качестве опоры используют пни, деревья и другие предметы. При отсутствии естественных опор используют различные якорные устройства, например якорь штыкового типа, который ввинчивают в грунт с помощью лома. Этот якорь изготовляют из стального прутка диаметром 10—16 мм и длиной до 1 м. Он может быть использован для вытаскивания автомобилей малой грузоподъемности. Трос лебедки при этом закрепляют в проушине штыка. У самоуглубляющегося якоря сошник под действием силы тяги, воспринимаемой тросом и тягой, стремится глубже погрузиться в грунт.

Для самовытаскивания могут быть использованы ведущие колеса автомобиля, на ступицы которых устанавливают *лебедки самовытаскивателя*. Для этой цели на ведущих колесах имеются постоянно укрепленные на полуосях с помощью шпилек и гаек фланцы, на которые надевается лебедка с тросом. Тросы разматывают и их концы прикрепляют к опорам на местности. Суммарная сила тяги на тросах самовытаскивателя больше силы тяги на ведущих колесах автомобиля во столько раз, во сколько радиус колеса больше радиуса барабана, и достигает 70—80 % силы тяжести автомобиля.

В тяжелых дорожных условиях на автомобилях применяют *цепи* различных конструкций, увеличивающие силу тяги по условиям сцепления. Цепи укрепляют на ведущих колесах автомобиля.

Простейшим приспособлением для увеличения сцепления колес с дорогой являются витые цепи с замочными устройствами на концах. Такие цепи за 20 мин можно равномерно намотать на ободья и шины, а затем запереть замками.

Цепи браслетного типа надевают на обод и шину одного или двух колес (при двухскатных колесах). На укатанных снежных и обледенелых, а также на размокших грунтовых дорогах с твердым основанием такие цепи увеличивают силу тяги на 20—45 % по сравнению с обычными шинами. На слабых грунтах (рыхлых песчаных и болотистых грунтах, снежной целине) устанавливать эти цепи не следует, так как срыв грунта выступами цепей может привести к быстрому «зарыванию» колес в грунт, т. е. к застреванию автомобиля.

Проходимость автомобиля по глубокому рыхлому снегу можно повысить, используя траковые цепи противоскольжения.

Для трехосных автомобилей используют гусеничную цепь.

Рассмотренные выше приспособления необходимо использовать только для временного повышения проходимости автомобиля на тяжелых участках пути. При работе автомобиля на дорогах с твердым покрытием цепи нужно снимать.

Пример. Сможет ли грузовой автомобиль типа 2 × 1 преодолеть бордюрный камень высотой $h = 0,45$ м, если толкающая сила, воспринимаемая передними колесами, $P_x = 19\,550$ Н; вес, приходящийся на переднюю ось, $P_z = 12\,875$ Н, а радиус колеса $r = 0,49$ м.

Решение. По формуле

$$P_x = \frac{P_z}{\operatorname{tg} \alpha_1} = P_z \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h}$$

имеем

$$19550 = 12875 \frac{\sqrt{2 \cdot 0,49h - h^2}}{0,49 - h}$$

Откуда получаем $h = 0,39$ м.

При данной толкающей силе автомобиль не преодолеет бордюрный камень высотой 0,45 м.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные геометрические показатели проходимости автомобиля. Каково их значение для автомобилей высокой проходимости?
2. Как увеличить проходимость колесных автомобилей по грунту?
3. Какие конструктивные факторы влияют на проходимость автомобиля?
4. Назовите специальные типы автомобилей высокой проходимости.
5. Какие требования предъявляются к проходимости автомобилей?

ГЛАВА 10

ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

§ 10.1. Понятие о плавности хода. Колебания кузова и основные требования к комфортабельности автомобилей

Плавностью хода автомобиля называется его способность двигаться с заданными эксплуатационными скоростями без значительных толчков и таких колебаний кузова, которые могли бы оказать вредное воздействие на пассажиров, находящихся в кузове транспортного средства, или повлиять на физико-технические параметры груза и самого автомобиля в целом. Под плавностью хода подразумевается отсутствие качки и тряски или, иначе говоря, отсутствие неприятных и вредных колебаний. Поэтому при изучении плавности хода автомобиля в основном рассматривают колебания его масс (колес, осей, кузова и других частей) на неровностях дороги, т. е. при повторяющихся перемещениях этих частей машины.

Плавность хода зависит от многих обстоятельств, но в основном на нее влияют:

- вес автомобиля, т. е. вес поддрессоренных и неподдрессоренных масс;
- компоновка автомобиля, т. е. расположение сидений и помещения для груза и механизмов;
- длина базы и ширина колеи автомобиля, расположение центра тяжести автомобиля и его поддрессоренных масс по длине и по высоте;
- размеры колес и шин;
- жесткость передней и задней подвесок, трение в системе подвески, жесткость амортизаторов, внутреннее давление в шинах и их жесткость;
- расположение оси крена, т. е. оси, вокруг которой происходит раскачивание кузова.

В результате длительного воздействия колебаний кузова, возникающих при движении автомобиля, пассажиры и водитель сильно утомляются. Колебания кузова отражаются также на сохранности перевозимого груза и самого автомобиля. Поэтому одним из основных

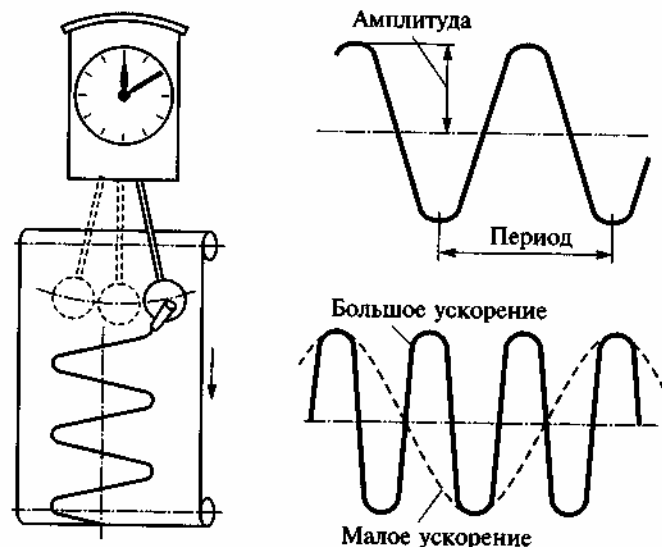


Рис. 10.1. Колебательный процесс маятника

требований, предъявляемых к современному автомобилю, является повышение плавности хода и улучшение комфортабельности (удобства) езды.

Действие колебаний на организм человека зависит от их частоты, амплитуды, продолжительности действия и направления.

Наиболее существенны колебания в вертикальном направлении (вертикальные колебания) и колебания вокруг какого-нибудь центра (угловые колебания) в продольной плоскости. Рассмотрим колебательный процесс сначала на примере маятника.

Всем известна простейшая колебательная система — маятник. Если к нему условно прикрепить карандаш и передвигать под ним бумагу, то маятник вычертит кривую. По горизонтальной оси отложим время, а по вертикальной оси — отклонение маятника от среднего положения (рис. 10.1).

Колебания маятника характеризуются периодом этих колебаний, их частотой, амплитудой и ускорением.

Период колебаний — это время между двумя последовательными возвращениями к одному и тому же положению тела, выражаемое в единицах времени.

Частота колебаний — это число колебаний в единицу времени, т. е. величина, обратная периоду. Если период колебаний составляет,

скажем, 2 с, или $\frac{1}{30}$ мин, то частота составляет $\frac{1}{2}$ (или 0,5) колебания в секунду, или 30 колебаний в минуту (кол/мин).

Амплитуда — это наибольшее расстояние, на которое при колебаниях отходит тело от среднего положения. Амплитуда колебаний измеряется в единицах длины, например в мм.

Ускорение — это изменение скорости за единицу времени. Ускорение определяется наклоном касательных к кривой колебаний. Если наклон изменяется постепенно, ускорение невелико, если наблюдается резкое изменение наклона, ускорение больше (см. рис. 10.1). Для правильного представления о величине того или иного ускорения можно сравнивать его с ускорением силы тяжести $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, т. е. с ускорением, возникающим при свободном падении тела на землю без учета сопротивления воздуха.

Определив параметры колебательного процесса, продолжим его рассмотрение. После того как тело выведено из состояния покоя или отклонено от установившегося направления движения (например, кузов автомобиля после толчка, переданного рессорами от колес при переезде через неровности), оно совершает свободные колебания, если этому не препятствуют какие-либо другие силы. Всякой упругой системе присущи свободные колебания с определенной частотой, называемой частотой собственных колебаний. Частота собственных колебаний n зависит от массы тела (или от веса тела, деленного на ускорение силы тяжести) и от жесткости системы и может быть выражена формулой:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{cg}{G}} \text{ кол/мин}, \quad (10.1)$$

где m — масса колеблющегося тела в $\frac{\text{кгс} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}$; G — вес тела в кгс;

π — число «пи», равное 3,14; c — жесткость системы подвески в кгс/см (т. е. количество кгс, необходимое для ее прогиба на 1 см).

Колебания автомобиля можно разделить на низкочастотные (предположительно до 15–18 колебаний в секунду) и высокочастотные, или вибрации. Частота колебаний измеряется в герцах (Гц). 1 Гц — это одно колебание в секунду. Вибрационная чувствительность организма составляет 15–1500 Гц. С высокой частотой преимущественно колеблются неподрессоренные массы, а с низкой — поддрессоренные массы, расположенные на рессорах, например кузов.

В настоящее время нет единого мнения о тех пределах частот колебаний, которые соответствуют тому или иному их действию на организм человека. Человек не ощущает колебаний при ходьбе, так как

с детства привык к частоте, составляющей в зависимости от числа шагов в секунду 1,7–2,5 Гц. Принято считать, что частота около 80 кол/мин (соответствующая ходьбе человека со скоростью 3–4 км/ч) воспринимается им безболезненно.

С увеличением скорости колебаний плавность хода автомобиля ухудшается. Ниже приведена характеристика колебаний, ощущаемая человеком в зависимости от скорости колебаний (в м/с):

неощутимые	0,035
едва ощутимые	0,035–0,1
вполне ощутимые	0,1–0,2
сильно ощутимые	0,2–0,3
неприятные и очень неприятные	0,3–0,4

Влияние знакопеременных ускорений на организм человека в большей степени зависит от частоты колебаний. С увеличением частоты даже небольшие ускорения колебаний могут вызвать неприятные или болезненные ощущения (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Оценки плавности хода автомобиля

Оценка	Приблизительная характеристика плавности хода	Число толчков на 1 км пути при ускорении в вертикальном направлении, м/с ²					
		2	2–3	3–5	5–7	7–10	Более 10
Отлично	Плавный ход автомобиля	15–20	2–5	—	—	—	—
Хорошо	Незначительные колебания	25–30	12–15	1–2	—	—	—
Посредственно	Колебания средней силы, толчки	—	30–40	10–12	0–1	—	—
Неудовлетворительно	Резкие толчки	—	—	—	Более 10	Более 1	—
Очень плохо	Непрерывные резкие толчки и сильные колебания, пассажиры вынуждены держаться	—	—	—	Более 1	2–5	Более 1

Вернемся к рассмотрению колебаний, но уже поддрессоренной части автомобиля. Для оценки процесса колебания тела весом G_T с одной степенью свободы, расположенного на пружине с жесткостью c , рассмотрим рис. 10.2.

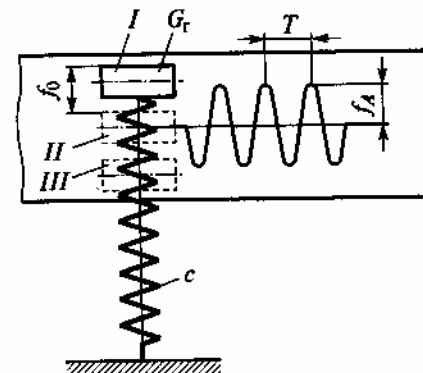


Рис. 10.2. Колебания тела с одной степенью свободы

Когда пружина находится в свободном состоянии, тело занимает положение I. Пружина под действием веса G_T сожмется, и тело переместится в положение II, причем деформация (прогиб) пружины f_0 составит

$$f_0 = \frac{G_T}{c}. \quad (10.2)$$

Сожмем пружину, переместив тело в положение III, и затем отпустим его. Тело начнет колебаться, перемещаясь вверх и вниз. Если с этим телом связать самопишущий прибор и протягивать с постоянной скоростью ленту, то на ней будет записана кривая колебаний тела. На полученной кривой отметим амплитуду f_A , равную наибольшему отклонению тела от положения равновесия, и период T , равный промежутку времени, который соответствует двум ближайшим одинаковым положениям тела (например, крайним верхним).

Подставив в выражение (10.1) значение жесткости c из формулы (10.2), а также выразив массу тела через G_T/g , получим

$$n = (1/2\pi) \sqrt{g/f_0}. \quad (10.3)$$

Колебания кузова автомобиля в основном аналогичны описанному процессу.

Из анализа формулы (10.3) следует, что чем больше статический прогиб подвески f_0 , тем меньше частота собственных колебаний. Отсюда понятно, что мягкие подвески уменьшают частоту собственных колебаний кузова и повышают комфортабельность езды в автомобиле.

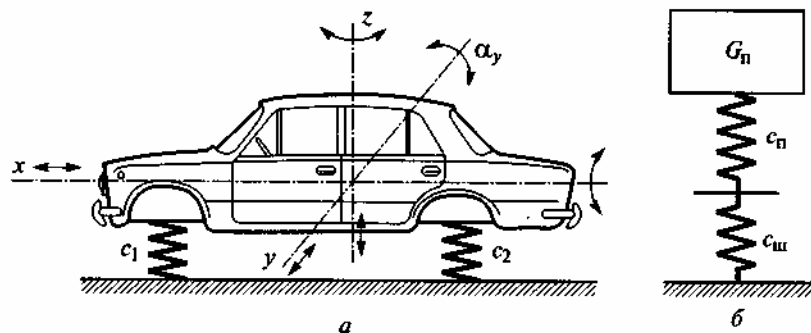


Рис. 10.3. Упрощенная схема колебательной системы автомобиля

Кузов автомобиля имеет шесть степеней свободы и совершает весьма сложные колебания (рис. 10.3). Для упрощения расчетов рассматривают лишь колебания в вертикальной плоскости: линейные вдоль оси Z — подпрыгивание, и угловые вокруг оси Y (α_y) — галопирование.

Буквами c_1 и c_2 на схеме обозначены приведенные жесткости передней и задней подвесок, т. е. жесткости таких упругих элементов, прогиб которых равен суммарным прогибам подвесок и шин, воспринимающих ту же нагрузку. Для определения приведенной жесткости $C_{пр}$ рассмотрим схему рис. 10.3, б, где изображен груз весом G_n , установленный на упругом элементе подвески и шине, жесткости которых соответственно равны c_n и $c_{ш}$.

Под действием веса G_n упругая система деформируется, величина деформации равна сумме прогибов упругого элемента подвески и шины:

$$f_n = G_n/c_n + G_n/c_{ш}.$$

Вместе с тем суммарный прогиб этой системы, который определяют по изменению положения оси колеса (в м), составляет:

$$f_n = G_n/c_{пр}.$$

Следовательно:

$$G_n/c_{пр} = G_n/c_n + G_n/c_{ш}.$$

Решив полученное равенство относительно жесткости $c_{пр}$, получим

$$c_{пр} = (c_n c_{ш}) / (c_n + c_{ш}). \quad (10.4)$$

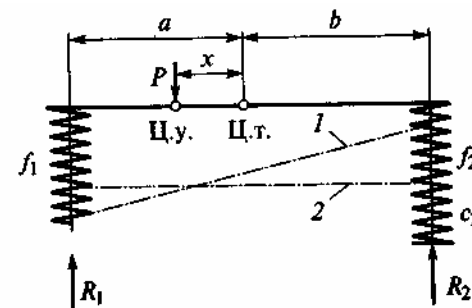


Рис. 10.4. Схема для определения положения центра упругости

Жесткость передней или задней подвески современных автомобилей находится в пределах 20—60 кН/м, а жесткость шин — в пределах 200—450 кН/м. Для уменьшения вертикальных колебаний используют мягкую подвеску и устанавливают амортизаторы. Меньшие значения жесткостей относятся к легковым, а большие — к грузовым автомобилям.

Чтобы получить представление о том, каким образом можно уменьшить галопирование, рассмотрим центр упругости системы и его влияние на колебательный процесс. Центр упругости системы — это мнимая точка, при приложении к которой внешней возмущающей силы возникает только линейное перемещение системы. Для определения положения центра упругости рассмотрим стержень, который опирается на упругие элементы подвески (рис. 10.4).

Если возмущающая сила P приложена не к центру упругости (Ц.у.), а в другой точке, то возникают как линейное, так и угловое перемещение стержня (линия 1). Если сила P приложена к центру упругости, то происходит только линейное перемещение стержня (линия 2). В случае приложения силы к Ц.у. прогибы подвесок f_1 и f_2 одинаковы, и, как следствие, галопирование отсутствует.

Зная величину x , т. е. расстояние от центра упругости до центра тяжести Ц.т., легко определить и остальные параметры.

Из условия равновесия стержня относительно центра тяжести имеем:

$$R_1 a - P x - R_2 b = 0, \quad (10.5)$$

где R_1 и R_2 — реакции опор.

Решив найденное уравнение относительно x , получим

$$x = (R_1 a - R_2 b) / P.$$

Заменим реакции R_1 и R_2 произведениями жесткости c_1 и c_2 на соответствующие прогибы f_1 и f_2 :

$$R_1 = c_1 f_1 \text{ и } R_2 = c_2 f_2.$$

Тогда

$$P = R_1 + R_2 = c_1 f_1 + c_2 f_2. \quad (10.6)$$

Подставив в выражение для определения расстояния x найденные значения R_1 , R_2 и P , получим

$$x = \frac{c_1 f_1 a - c_2 f_2 b}{c_1 f_1 + c_2 f_2}. \quad (10.7)$$

Но $f_1 = f_2$, следовательно,

$$x = \frac{c_1 a - c_2 b}{c_1 + c_2}. \quad (10.8)$$

Если плечо $x = 0$ и центр упругости Ц.у. и центр тяжести Ц.т. совпадают друг с другом, то:

$$c_1 a = c_2 b \text{ или иначе: } c_1/c_2 = b/a. \quad (10.9)$$

Следовательно, жесткости подвесок необходимо выбирать таким образом, чтобы они были обратно пропорциональны расстояниям центра тяжести от передней и задней осей. Тогда при одинаковых прогибах передней и задней подвесок кузов автомобиля будет перемещаться вертикально без галопирования.

Колесная база оказывает влияние на склонность автомобиля к галопированию, но при этом не влияет на момент инерции кузова относительно поперечной оси, проходящей через центр поддрессоренных масс.

Существуют определенные конструктивные особенности, совместное действие которых приводит к связи колебаний передних и задних поддрессоренных масс. Первоочередное влияние оказывает взаимосвязь между распределением масс и колесной базой.

Пусть в двух автомобилях, имеющих одинаковую длину, масса силового агрегата m_1 , кузова m_3 и груза в багажнике m_2 имеют одинаковое расположение (рис. 10.5). В этом случае независимо от колесной базы распределение нагрузки между передней и задней осью будет одинаковым.

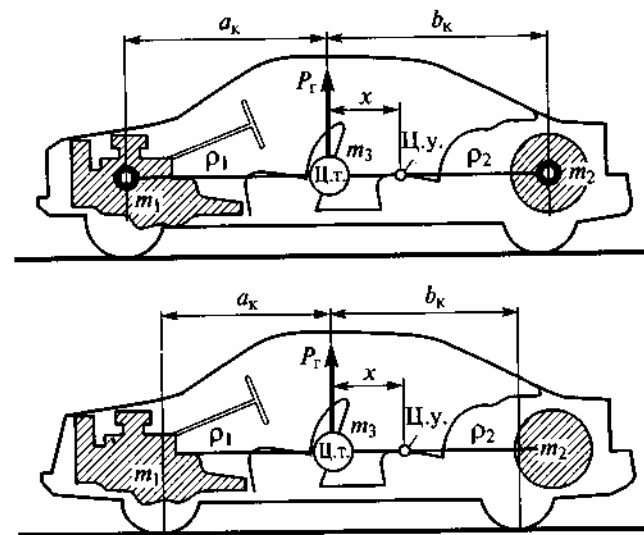


Рис. 10.5. Влияние колесной базы на склонность к галопированию

Показанный на рис. 10.5 внизу автомобиль имеет короткую колесную базу и, как следствие этого, большие передний и задний свесы, чем автомобиль, показанный сверху. В обоих случаях равны общая масса $m_k = m_1 + m_2 + m_3$ и момент инерции относительно поперечной оси: $m_1 \cdot a_k^2 = m_2 \cdot b_k^2$.

Однако различными являются расстояния a_k и b_k между центром тяжести Ц.т. кузова и осями. Поэтому, хотя равенства и справедливы, но зато различаются входящие в уравнение приближенные значения моментов инерции:

$$m_1 \cdot a_k^2 + m_2 \cdot b_k^2 = I = m_k \cdot \rho_2^2. \quad (10.10)$$

Поэтому при точном расчете склонности автомобиля к продольным угловым колебаниям следует в порядке оценки включать значение момента инерции.

§ 10.2. Способы повышения плавности хода автомобиля

Чем больше колесная база при данной длине кузова, тем меньше склонен автомобиль к продольным колебаниям. Это положение уже в течение многих лет используется на автомобилях с передними веду-

щими колесами («Рено», «Фольксваген», «Симка», «Фиат», «Ситроен» и др.).

В последнее время им пользуются и при проектировании автомобилей с классической компоновкой («Даймлер-Бенц», «Форд-Капри», «Крайслер» и др.). Кроме того, практика показала целесообразность такого выбора жесткости передней и задней подвесок, чтобы частоты их собственных колебаний различались по крайней мере на 20 %. Это в значительной мере исключает синхронную работу передней и задней подвесок. Изучение подвесок на более чем 40 новых моделях легковых автомобилей показало, что большинство изготовителей следует таким путем.

Характеристики шин влияют на высокочастотные колебания автомобиля. Для улучшения плавности хода автомобиля целесообразно иметь шины возможно меньшей жесткости. Уменьшить их жесткость можно снижением давления воздуха в них и увеличением ширины профиля.

Применение независимой подвески передних колес позволяет получить отношение статических прогибов передней и задней подвесок, близкое к единице. В результате при наезде автомобиля на препятствие галопирования практически не происходит, так как кузов перемещается параллельно самому себе.

При применении независимой подвески для задних ведущих колес значительно усложняется конструкция привода колес. Поэтому, как правило, независимую подвеску применяют только для передних колес.

В качестве упругого элемента независимой подвески используют пружины, а в последнее время — пневматические упругие элементы, реже — торсионы. Пружины и торсионы по сравнению с листовыми рессорами имеют меньшие массы, большую долговечность, практически не имеют внутреннего трения, просты в изготовлении и не нуждаются в уходе.

Пневматическая подвеска обеспечивает высокую плавность хода благодаря небольшой жесткости и благоприятному характеру изменения упругой характеристики, а также дает возможность регулирования в широких пределах жесткости подвески и высоты кузова.

Существует мнение, что условия для плавности хода на маленьком автомобиле труднее осуществить, чем на большом. Защитники такого мнения обычно приводят в доказательство тот факт, что плавность хода нагруженного (т. е. более тяжелого) автомобиля, как правило, лучше плавности хода ненагруженного. Но это доказывает лишь, что плавность хода улучшается с увеличением веса поддресоренных масс, точнее, с увеличением отношения веса поддресоренных

масс к весу неподдресоренных. Ведь когда увеличивается нагрузка автомобиля, увеличение его веса происходит исключительно за счет поддресоренных масс. Если вес, равный нагрузке, добавить к неподдресоренным массам (осям, колесам и деталям подвески), плавность хода не только не улучшится, но заметно ухудшится. Грузовые автомобили значительно более тяжелые, чем легковые, но их плавность хода хуже. Другим примером могут служить современные малолитражные автомобили; езда в их кузове (например, в новой модели автомобиля «Кама») гораздо спокойнее, чем в некоторых «больших» автомобилях прежних выпусков.

Контрольные вопросы

1. Чем измеряется плавность хода автомобиля?
2. Каковы виды колебаний автомобиля?
3. Что такое центр упругости системы?
4. Как влияют типы подвесок на плавность хода автомобиля?
5. Каковы преимущества независимой подвески?

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

Трансмиссия автомобиля предназначена для передачи мощности от двигателя и к ведущим колесам и содержит следующие основные агрегаты (рис. 11.1): сцепление, коробку передач, карданный вал, главную передачу и дифференциал с полуосями. Рассмотрим важнейшие узлы трансмиссии.

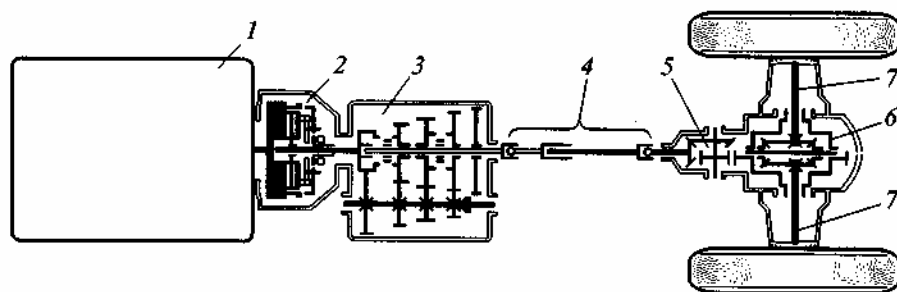


Рис. 11.1. Передача тягового момента от двигателя к ведущим колесам:
1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — карданный вал; 5 — главная передача; 6 — дифференциал; 7 — полуоси

§ 11.1. Конструкции сцепления

Сцепление является головным узлом трансмиссии. Оно размещено между двигателем и коробкой передач и предназначено для кратковременного разъединения двигателя от остальных агрегатов трансмиссии и их соединения вновь с необходимой плавностью. Сцепление служит также для предохранения деталей трансмиссии от динамических перегрузок.

Кратковременное отъединение двигателя от трансмиссии необходимо при переключении передач, при торможении автомобиля, а также при пуске двигателя в холодную погоду, чтобы снизить сопротивление проворачиванию коленчатого вала.

Плавное соединение двигателя и трансмиссии необходимо при трогании автомобиля с места, при переходе с одной передачи на другую.

В соответствии с назначением конструкция сцепления предусматривает связь между ведущими и ведомыми его частями регулируемой силой механического трения (*фрикционное сцепление*), электромагнитным полем (*электромагнитное сцепление*) или гидродинамическими силами (*гидромукта*). Эта связь между ведомыми и ведущими частями сцепления создает возможность вращения их в определенный момент с различной угловой скоростью (с пробуксовыванием), обеспечивает плавность соединения двигателя с колесами и ограничивает передаваемый крутящий момент.

Наиболее распространены фрикционные сцепления, отличающиеся простотой конструкции, надежностью в работе, малыми размерами и массой. Размеры сцепления выбирают, исходя из обеспечения передачи максимального крутящего момента двигателя и рассеивания тепла, развиваемого при трении ведущей и ведомой частей. Крутящий момент, передаваемый сцеплением,

$$M = F \cdot q \mu r_t, \quad (11.1)$$

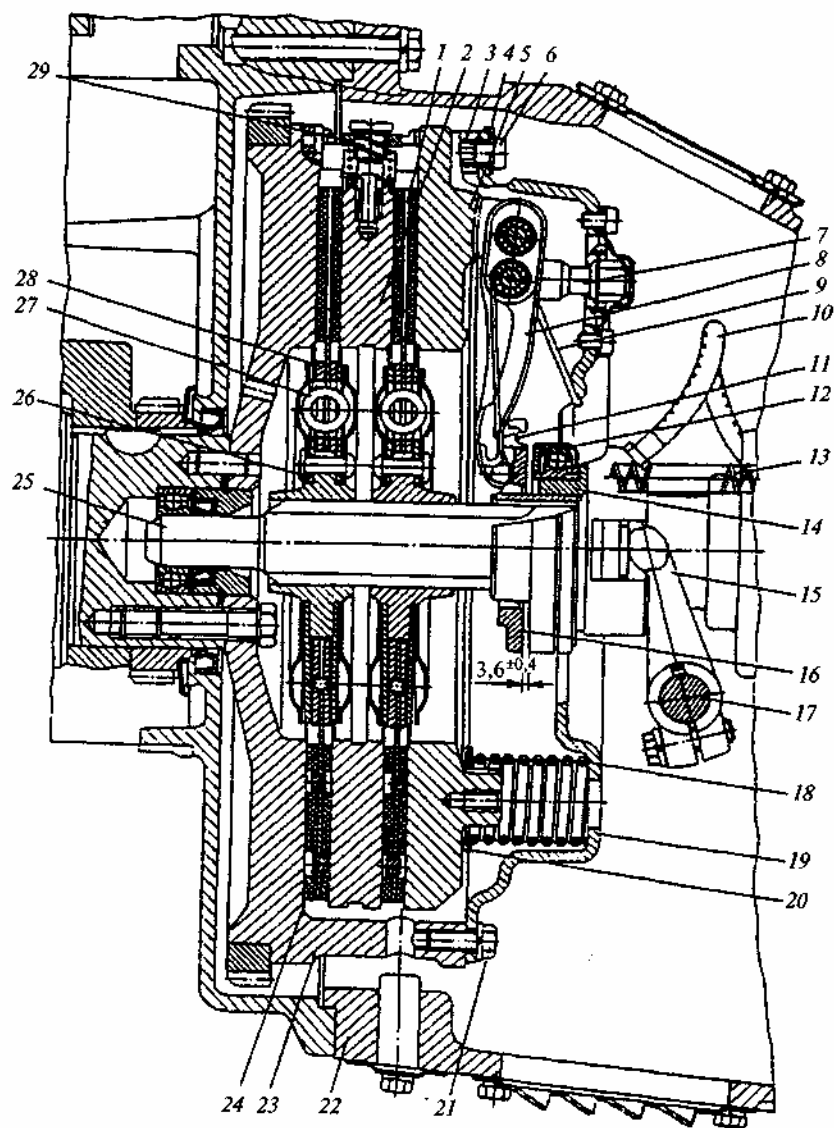
где F — площадь трения; q — удельная нагрузка; μ — коэффициент трения (0,3—0,35); r_t — радиус трения. Площадь трения имеет вид кольца. Между наружным и внутренним диаметрами этого кольца-накладки ведомого диска сцепления существует более или менее постоянное соотношение. Можно записать:

$$M = K'_c q \mu d_c^3, \quad (11.2)$$

где K'_c — коэффициент пропорциональности, зависящий только от соотношения между наружным и внутренним диаметрами накладки ведомого диска; d_c — наружный диаметр накладки ведомого диска. В обычном состоянии сцепление постоянно включено, а передаваемый им крутящий момент ограничивается моментом трения.

Фрикционные сцепления классифицируют в основном по следующим признакам: по числу ведомых дисков, по характеру трения (с сухим трением или работающие в масле), расположению и виду нажимных пружин. На современных автомобилях устанавливают преимущественно одно- или двухдисковые сцепления сухого трения с периферийным расположением цилиндрических пружин или с центрально расположенной диафрагменной пружиной.

Однодисковые сцепления просты по конструкции, отличаются малым моментом инерции ведомых деталей и хорошо отводят тепло.



Однако при передаче значительного крутящего момента приходится увеличивать диаметры поверхностей трения или число нажимных пружин. Это затрудняет управление, вызывая необходимость приложения к педали большого усилия для выключения сцепления. Поэтому однодисковые сцепления применяют в тех случаях, когда передаваемый момент не превышает $700\text{--}800\text{ Н} \cdot \text{м}$. При больших значениях момента используют двухдисковые сцепления.

Двухдисковые сцепления отличаются от однодисковых наличием двух ведомых дисков и расположенного между ними ведущего диска (рис. 11.2). В результате возрастает число пар поверхностей трения, что позволяет увеличить момент трения или уменьшить диаметральные размеры сцепления либо нажимное усилие.

Сцепление с диафрагменной пружиной представляет собой разновидность однодискового сцепления, в котором роль нажимного звена выполняет пружина 1, которая имеет форму усеченного конуса (рис. 11.3, а). Пружина установлена между двумя опорными проволочными кольцами 2 и вместе с ними прикреплена к кожуху 4 сцепления ступенчатыми заклепками 3 (рис. 11.3, б). При сборке сцепления и установке кожуха на маховике диафрагменная пружина, перегибаясь вокруг опорного кольца, расположенного со стороны кожуха сцепления, распрямляется и наружным краем оказывает на нажимной диск необходимое давление. Сцепление выключают (рис. 11.3, в) перемещением центральной части пружины в сторону маховика, как показано стрелкой. При этом пружина перегибается вокруг опорного кольца, расположенного со стороны нажимного диска, и наружный край пружины, удаляясь от маховика, увлекает за собой нажимной диск, освобождая ведомый.

Электромагнитные сцепления делят на сцепления без ферронаполнителя и с ферронаполнителем. Схема сцепления без ферронаполнителя, применяемого на автомобилях «Мерседес», показана на рис. 11.4, а. Сцепление состоит из связанного с двигателем сердечника 2

Рис. 11.2. Сцепление автомобиля КамАЗ:

- 1 — ведомый диск; 2 — средний ведущий диск; 3 — установочная втулка; 4 — стопорная шайба; 5 — нажимной диск; 6, 21 — болты крепления кожуха; 7 — вилка оттяжного рычага; 8 — оттяжной рычаг; 9 — пружина упорного кольца; 10 — шланг смазывания муфты; 11 — петля пружины; 12 — упорный подшипник; 13 — оттяжная пружина; 14 — муфта выключения сцепления; 15 — вилка выключения сцепления; 16 — упорное кольцо; 17 — вал вилки; 18 — нажимная пружина; 19 — кожух сцепления; 20 — теплоизолирующая шайба; 22 — картер сцепления; 23 — маховик; 24 — фрикционная накладка; 25 — вал ведущий; 26 — диск гасителя крутильных колебаний; 27 — пружина гасителя крутильных колебаний; 28 — кольцо ведомого диска; 29 — механизм автоматической регулировки положения среднего ведущего диска

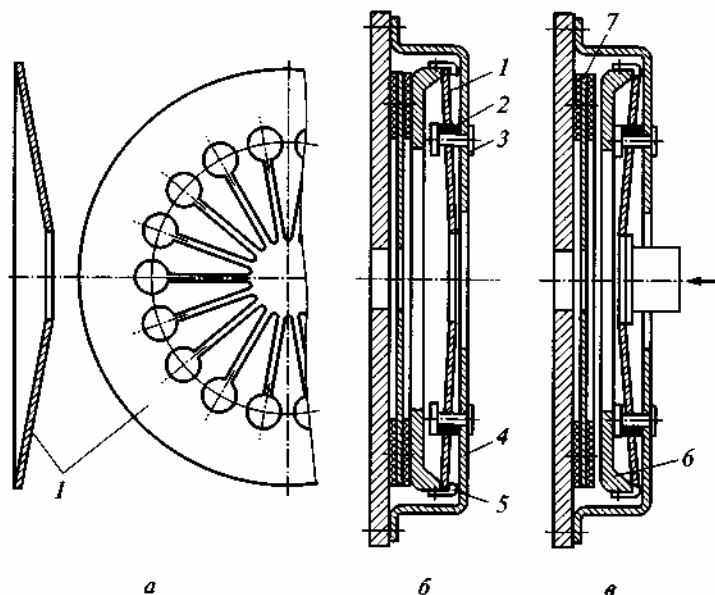


Рис. 11.3. Сцепление с диафрагменной пружиной:

a — вид диафрагменной пружины; *б* — сцепление включено; *в* — сцепление выключено; 1 — пружина; 2 — опорное кольцо; 3 — заклепка; 4 — кожух сцепления; 5 — фиксатор; 6 — нажимной диск; 7 — ведомый диск

электромагнита, его обмотки 3 и якоря 4, установленного на шлицах первичного вала 6 коробки передач. Напряжение к обмотке 3 подводится через щетку 1 и кольцо 7 (плюс), а минус через массу автомобиля. Ток, проходящий при этом по обмотке 3, создает магнитное поле, под действием которого якорь 4 притягивается к сердечнику 2. В результате между ними возникает сцепление, обеспечивающее передачу момента от двигателя к коробке передач. Чем больше сила тока в обмотке электромагнита, тем больше сила, прижимающая якорь к сердечнику, и момент сцепления. При выключении обмотки 3 пружина 5 отводит якорь от сердечника и тем самым выключает сцепление.

К достоинствам сцепления этого типа следует отнести простоту конструкции и легкость автоматизации управления, а к его недостаткам — противоречивость требований к материалу магнитопровода: сердечника и якоря. Для обеспечения правильной работы якоря электромагнита магнитопровод следует изготавливать из малоуглеродистой стали — железа, а для уменьшения износа и предотвращения схватывания и задира — из твердой стали.

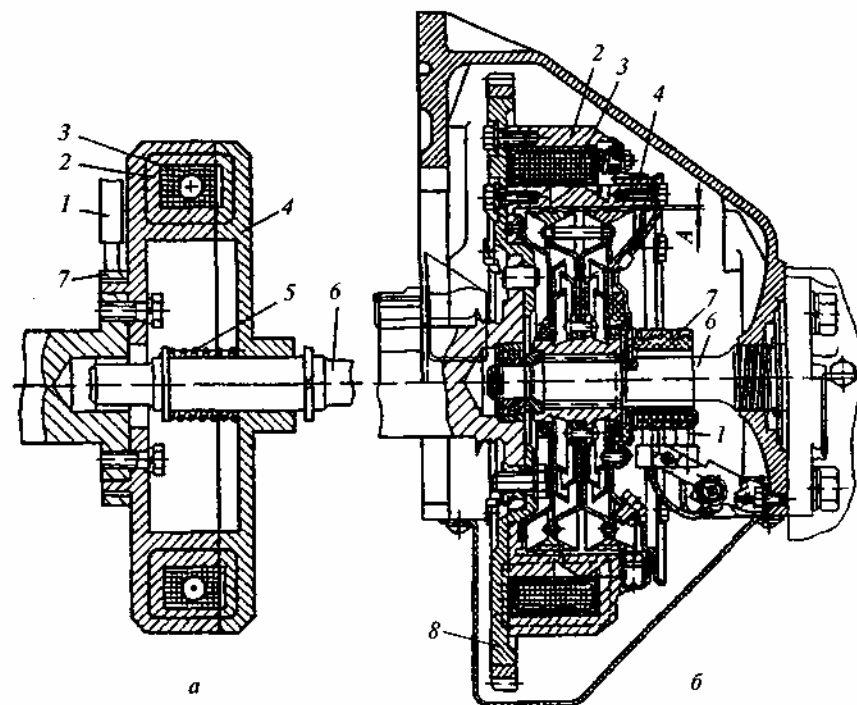


Рис. 11.4. Электромагнитные сцепления:

a — без ферронаполнителя; *б* — с ферронаполнителем;

1 — щетка; 2 — сердечник электромагнита; 3 — обмотка возбуждения; 4 — якорь; 5 — пружина; 6 — первичный вал; 7 — коллекторные кольца; 8 — маховик двигателя

В последнее время на автомобилях устанавливают электромагнитные сцепления с ферронаполнителем (порошком из карбонильного железа или легированной стали), одно из которых показано на рис. 11.4, *б*.

Сердечник 2 электромагнита (ведущий элемент) с обмоткой 3 установлен на маховике 8 двигателя, а якорь 4 (ведомый элемент) — на шлицах первичного вала 6 коробки передач. Пространство между сердечником и якорем (с зазором $A = 0,6—0,8$ мм) заполнено ферронаполнителем. Напряжение к обмотке 3 подводят с помощью щеток 1 и колец 7. Ток, проходящий при этом по обмотке 3, создает магнитное поле, которое намагничивает частицы порошка ферронаполнителя. В результате они притягиваются друг к другу, а также к рабочим поверхностям сердечника и якоря и, тем самым, соединяют ведущий и ведомый элементы сцепления между собой. Для пробуксовки сцепле-

ния при трогании автомобиля с места уменьшают силу тока в обмотке 3, а при выключении сцепления ее обесточивают. Достоинствами сцепления этого типа являются ничтожно малый износ рабочих поверхностей сердечника и якоря и возможность плавного регулирования передаваемого момента. Кроме того, нет необходимости в регулировках во время эксплуатации. Однако из-за повышенного момента инерции ведомого элемента сцепления приходится устанавливать более мощные синхронизаторы.

Гидромуфта передает крутящий момент, но не изменяет его величину. Принцип работы гидромуфты можно понять из описания гидротрансформатора (см. § 11.4). Гидромуфты на отечественных автомобилях не применяются по причине сложности производства.

§ 11.2. Приводы сцепления

Привод предназначен для управления сцеплением. Он может быть механическим, гидравлическим, пневматическим или электромагнитным, а также автоматизированным или неавтоматизированным. К основным достоинствам неавтоматизированного привода сцепления следует отнести удобство управления, высокий КПД, доступность и легкость регулировки. Достоинство механического привода сцепления (рис. 11.5) — это простота и надежность конструкции, а его недостатки — меньший КПД, чем у гидравлического привода, и усложнение конструкции, уменьшение КПД привода и увеличение свободного хода педали по мере удаления сцепления от места водителя. Для уменьшения усилия водителя на педали сцепления используют усилитель. Так, например, при установке механического (пружинного) усилителя максимальное усилие на педали сцепления автомобиля ЗИЛ снижается на 30—35 %.

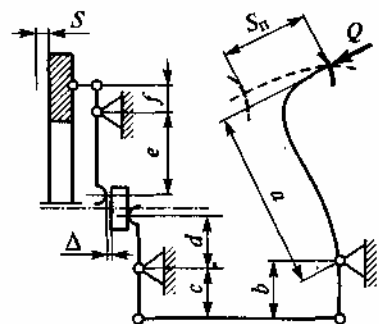


Рис. 11.5. Схема механического привода сцепления

Преимуществами гидравлического привода сцепления (рис. 11.6) являются больший КПД, чем у механического привода, и меньший свободный ход педали сцепления при значительном удалении его от места водителя. Однако гидравлический привод сложнее и менее надежен, чем механический.

Расчет привода производят для определения его передаточного числа, т. е. отношения усилий: приложенного к педали и передаваемого нажимному диску сцепления. Передаточное число

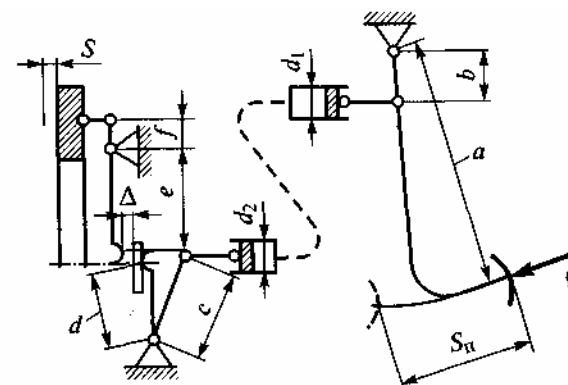


Рис. 11.6. Схема гидравлического привода сцепления

должно быть таким, чтобы обеспечивалась легкость нажатия на педаль. В выполненных конструкциях оно равно 24—45. Передаточные числа механического и гидравлического привода согласно схемам рис. 11.5 и рис. 11.6 соответственно равны:

$$i_{\text{мн}} = (a/b)(c/d)(e/f); \quad (11.3)$$

$$i_{\text{гн}} = (a/b)(c/d)(e/f)(d_2^2/d_1^2).$$

Для удобства управления сцеплением необходимо, чтобы при проектировании были удовлетворены условия для механического привода:

$$S_n = si_{\text{мн}} + \Delta S = si_{\text{мн}} + \Delta(a/b)(c/d) \leq 150 \div 180 \text{ мм},$$

а для гидравлического:

$$S_n = si_{\text{гн}} + \Delta S = si_{\text{гн}} + \Delta(d_2^2/d_1^2)(a/b)(c/d) \leq 150 \div 180 \text{ мм},$$

где S_n — полный ход педали; s — ход нажимного диска; ΔS — свободный ход педали, в выполненных конструкциях $\Delta S = 35\text{—}60$ мм; Δ — зазор между рычагами и муфтой выключения сцепления, $\Delta = 2\text{—}4$ мм.

Для достижения легкости управления должно выполняться условие

$$Q = P_{\text{max}} z_{\text{п}} / (i_{\text{п}} \eta_{\text{п}}) \leq 200 \text{ Н},$$

где Q — усилие на педали; $z_{\text{п}}$ — число пружин; P_{max} — сила упругости нажимной пружины при выключенном сцеплении; $i_{\text{п}}$ — передаточ-

ное число привода; $\eta_{\text{п}}$ — КПД привода; принимают $\eta_{\text{мп}} = 0,7-0,8$; $\eta_{\text{п}} = 0,8-0,9$.

Привод с усилителем применяют в тех случаях, когда работа W , совершаемая при выключении сцепления, превышает 30 Дж. Усилие на педали в этом случае ограничивают до 100—150 Н.

Работу W определяют по формуле

$$W = [(P + P_{\text{max}})z_n / (2\eta_{\text{п}})]s, \quad (11.4)$$

где $(P + P_{\text{max}})/2$ — средняя сила упругости нажимной пружины в процессе выключения сцепления.

На рис. 11.7 изображена схема пневматического усилителя привода сцепления автомобиля МАЗ. Усилитель состоит из двух частей — силового цилиндра и клапана. Клапан, основными деталями которого являются корпус 5, пластинчатый затвор 4 и полый шток 3, закреплен на штоке 8 силового цилиндра 7. Шток 8 соединен с тягой 12 выключения сцепления. С этой же тягой соединена педаль 1 сцепления. Узел 11 связи педали с тягой 12 допускает свободное перемещение нижнего конца педали относительно тяги на величину Δ . Это необходимо для управления клапаном при помощи тяги 10 и рычага 9, связывающих шток 3 клапана с педалью сцепления.

Когда педаль сцепления отпущена (рис. 11.7, а), все детали механизма и усилителя под действием возвратной пружины 2 занимают

положение, при котором сцепление включено. При этом рабочая полость силового цилиндра через шланг 6 и полый шток клапана сообщается с атмосферой.

При нажатии на педаль нижний конец педали смещается на величину Δ относительно тяги 2, и рычаг 9 поворачивается против часовой стрелки, перемещая влево шток 3. Он, упираясь в пластинчатый затвор 4 клапана, сначала прекращает связь силового цилиндра с атмосферой, а затем отодвигает затвор клапана влево, открывая доступ сжатому воздуху из ресивера через полости А и Б клапана и шланг 6 в силовой цилиндр. В цилиндре создается давление P . В результате этого на шток 8 действует сила P_y , которая передается на тягу 12, производя выключение сцепления. Чем больше площадь поршня, тем больше усилие P_y . Зазор Δ , предусмотренный в узле 11, не только позволяет включать и выключать усилитель, но и обеспечивает его следящее действие. Оно заключается в следующем. Если под давлением воздуха шток 8 силового цилиндра будет перемещаться быстрее, чем нижний конец педали, то рычаг 9 повернется по часовой стрелке, полый шток 3 и пластинчатый клапан 4 отойдут совместно вправо, заняв положение, при котором полости А и Б разобщены, а торцевое отверстие в штоке 3 еще не закрыто. В этом состоянии клапана движение штока 8 прекращается. Оно возобновится, когда нижний конец педали достигнет тяги 12, которая воздействует на нажимной диск сцепления (см. рис. 11.2). При этом освобождаются диски с фрикционными накладками 24. В качестве материалов для изготовления фрикционных накладок применяют прессованные, тканевые (плетеные), металлокерамические или синтетические фрикционные материалы. Основной составной частью прессованных и тканевых фрикционных накладок служит асбест. В качестве наполнителя при изготовлении прессованных накладок используют металлы или минеральные вещества (медь, цинк, графит), а в качестве связующего — синтетические смолы, бакелит или каучук. Тканевые фрикционные накладки изготовляют из бумажно-асбестовой или медной проволоочной пряжи, пропитанной связующим веществом.

Ведомый диск сцепления изготовляют из стали 85 или 50, ступицу — из стали 35 или 40Х, нажимной диск — из чугуна СЧ 18-36.

Пружины сцепления навивают из стальной проволоки: сталь 60Г, 85 или 50ХФА.

Развитие конструкций сцепления происходит в направлении автоматизации управления им с целью облегчения работы водителя. При этом автоматизируют управление пружинным сцеплением и

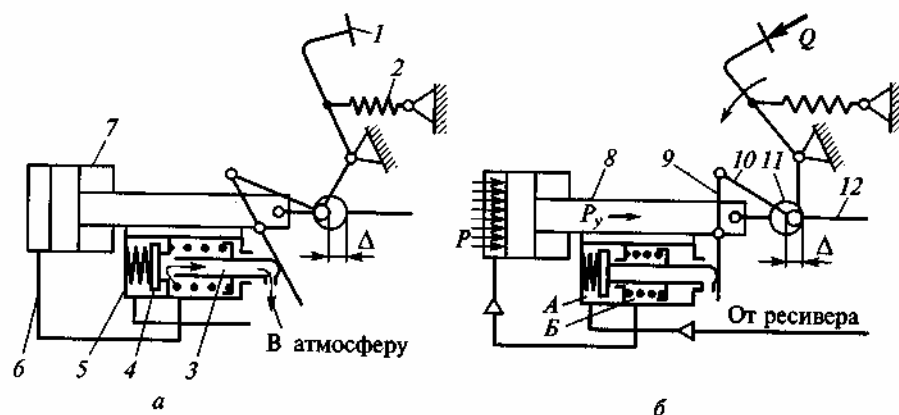


Рис. 11.7. Схема пневмоусилителя привода сцепления:

а — положение механизма при отпущенной педали сцепления; б — положение механизма при нажатии на педаль сцепления;

1 — педаль сцепления; 2 — возвратная пружина; 3 — полый шток клапана; 4 — пластинчатый затвор клапана; 5 — корпус клапана; 6 — шланг; 7 — силовой цилиндр; 8 — шток; 9 — рычаг; 10 — тяга; 11 — узел связи педали с тягой выключения сцепления; 12 — тяга выключения сцепления

сцеплениями других типов (электромагнитными с ферронаполнителем и без него и комбинированным, например, центробежным и пружинным).

§ 11.3. Обзор конструктивных решений коробок передач

Коробка передач предназначена для создания условий работы трансмиссии, так чтобы при постоянной мощности, которую развивает двигатель, было возможно изменять силу тяги на колесах. Это достигается путем зацепления шестерен с различным числом зубьев, приводящего к изменению передаточного числа.

Коробки передач подразделяют на механические (ступенчатые и бесступенчатые), гидравлические и гидромеханические.

Механические коробки передач имеют КПД 0,96—0,98, малые размеры и массу, надежны в работе, отличаются простым обслуживанием и невысокой стоимостью изготовления. Благодаря этим качествам они широко распространены на автомобилях различных типов, классов и назначений. Механические коробки передач можно классифицировать по нескольким признакам, основными из которых являются число ступеней переднего хода и способ переключения передач.

По первому признаку различают трех-, четырех-, пятиступенчатые и многоступенчатые коробки передач. По второму признаку — с переключением при помощи подвижных зубчатых колес (карок), непосредственно вводимых в зацепление; при помощи зубчатых муфт; с предварительным выравниванием (синхронизацией) угловых скоростей соединяемых шестерен.

Рассмотрим схемы устройства коробки передач (рис. 11.8). На переднем конце первичного вала имеются шлицы для соединения вала с ведомым диском сцепления, а на заднем конце — шестерня. Зацепление пар шестерен с различным числом зубьев может осуществляться их передвижением. На рис. 11.8, а показана схема такой коробки передач. Ведущий вал 2 соединен с ведомым диском сцепления 1, а ведомый вал 6 с другими агрегатами трансмиссии. Ведомый вал по отношению к ведущему может вращаться с разным числом оборотов. Промежуточный вал с закрепленным на нем набором шестерен через шестерни 3 и 9 находится в постоянном зацеплении с ведущим валом. На шлицах ведомого вала установлены передвижные шестерни 4 и 7, обеспечивающие включение избранной передачи с помощью механизма переключения 5. Такая трехвальная конструкция коробки

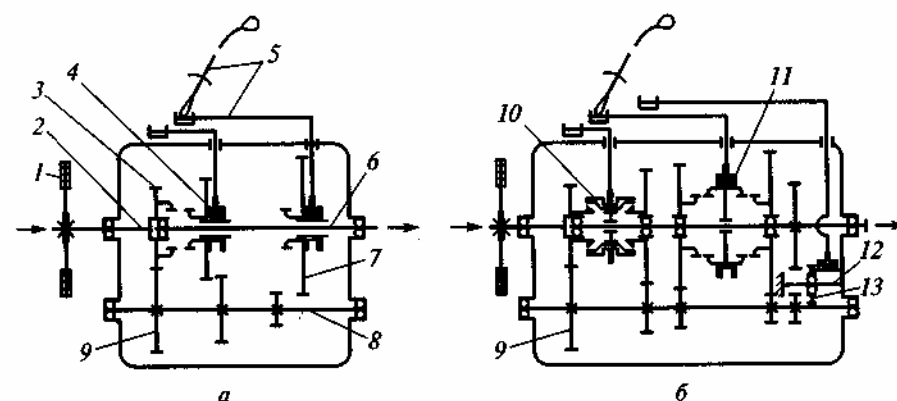


Рис. 11.8. Схемы устройства механической коробки передач:

а — с передвижными шестернями; б — с шестернями постоянного зацепления;

1 — ведомый диск сцепления; 2 — ведущий вал; 3, 9 — шестерни постоянного зацепления; 4, 7 — передвижные шестерни; 5 — механизм переключения; 6 — ведомый вал; 8 — промежуточный вал; 10 — синхронизатор; 11 — муфта легкого включения; 12 — ось шестерни заднего хода; 13 — шестерня включения заднего хода

обеспечивает создание прямой передачи, при которой ведущий и ведомый валы соединяются непосредственно через шестерни 3 и 4.

Однако переключение передач в такой коробке сопровождается ударами торцов зубьев и их повышенным износом. Для устранения этого недостатка применяются коробки передач с постоянным зацеплением шестерен (рис. 11.8, б). В данной конструкции включение передач осуществляется перемещением не шестерен, а специальной муфты легкого включения 11. Если же эта муфта имеет дополнительное устройство, обеспечивающее безударное включение передач, то оно называется синхронизатором 10. Задний ход обеспечивается перемещением шестерен заднего хода 13 с помощью специальной вилки до соединения их с шестернями промежуточного и ведомого валов.

Коробки передач автомобилей классической компоновки, как правило, четырехступенчатые, имеют четыре передачи вперед и одну назад. На большинстве современных автомобилей ВАЗ устанавливаются пятиступенчатая коробка передач (в варианном исполнении коробка передач может быть и четырехступенчатая).

Рассмотрим работу коробок передач некоторых отечественных автомобилей.

Управление коробкой передач автомобиля ВАЗ-2105 осуществляется перемещением рычага 16 переключения передач (рис. 11.9).

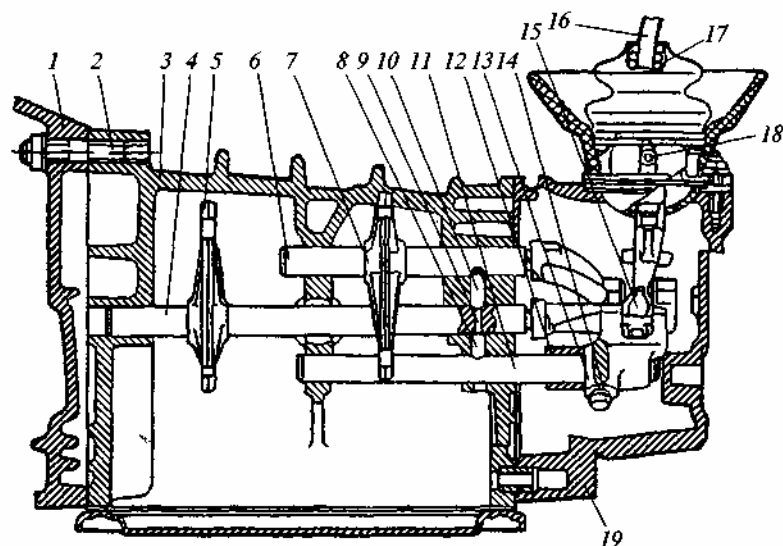


Рис. 11.9. Расположение механизма переключения передач в картере коробки передач автомобиля ВАЗ 2105:

1 — картер сцепления; 2 — шпилька; 3 — картер коробки передач; 4 — шток вилки включения третьей и четвертой передач; 5 — вилка включения третьей и четвертой передач; 6 — шток вилки включения первой и второй передач; 7 — вилка включения первой и второй передач; 8, 9, 10 — блокирующие сухари; 11 — шток вилки включения передачи заднего хода; 12 — втулка; 13 — вилка включения передачи заднего хода; 14 — болт крепления вилки; 15 — хвостовик рычага переключения передач; 16 — рычаг переключения передач; 17 — пружина; 18 — натяжная пружина; 19 — задняя крышка

Включение передач осуществляется продольным перемещением штоков 4, 6, 11 вместе с закрепленными на них вилками, входящими в вырезы муфт синхронизаторов или вырезы промежуточной шестерни заднего хода. В задней головке штоков сделан паз, в который входит хвостовик 15 рычага 16 переключения передач. Четкость включения передач и удержание штоков и вилок в нейтральном и включенном положении обеспечивается фиксаторами, состоящими из шариков с пружинами. Замок, установленный между штоками, состоит из трех блокирующих сухарей 8, 9 и 10; он предохраняет коробку от одновременного включения двух передач. Два крайних сухаря 8 и 10 (см. более подробно на рис. 11.10, а) установлены в отверстиях задней стенки картера, а средний в отверстии штока 4. У штоков имеются гнезда (выемки) для сухарей. Работу механизма рассмотрим на примере включения задней передачи (рис. 11.10).

При перемещении штока 11 вперед (на рис. 11.10 — налево) он выдавливает из своего гнезда сухарь 8, который входит в гнездо штока

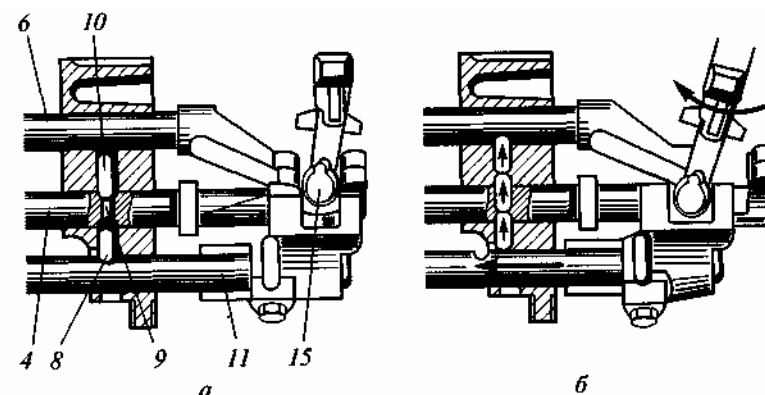


Рис. 11.10. Работа замкового механизма при включении задней передачи:
а — положение до включения передачи; б — во время переключения (обозначение позиций см. на рис. 11.9)

4 и одновременно через средний сухарь 9 прижимает другой сухарь 10 к гнезду штока. Это приводит к тому, что штоки 4 и 6 будут зафиксированы в нейтральном положении.

Для включения любой другой передачи необходимо прежде вернуть шток 11 в первоначальное положение.

Следует отметить, что рычаг переключения передач 16 имеет опорный шар (см. рис. 11.9), который прижимается к поверхности шаровой опоры пружиной 17. От поворачивания рычаг удерживается штифтом, входящим в прорезь на опоре. В нейтральном положении хвостовик 15 рычага 16 расположен в пазу головки штока 4 и удерживается пружиной 18. Непроизвольное включение заднего хода исключается тем, что для его включения необходимо нажать на рычаг вниз, чтобы сжать пружину 17.

Включение передач и передачу крутящего момента можно проследить по схемам, приведенным на рис. 11.11. При включении первой передачи (рис. 11.11, а) крутящий момент от ведущего вала 1 через его шестерню 2, постоянно находящуюся в зацеплении с шестерней 15 промежуточного вала 16, будет передаваться через шестерни 12 и 7 постоянного зацепления и далее через муфту синхронизатора б на его ступицу и на ведомый вал 9 коробки передач. Описанное соединение шестерен дублируется сплошной черной линией на рисунке.

При включении второй передачи муфта синхронизатора сдвигается в противоположную сторону (рис. 11.11, б) и соединяется с шестерней 5, через которую в этом случае и передается крутящий момент. Включение третьей (рис. 11.11, в) и четвертой — прямой (рис. 11.11, г)

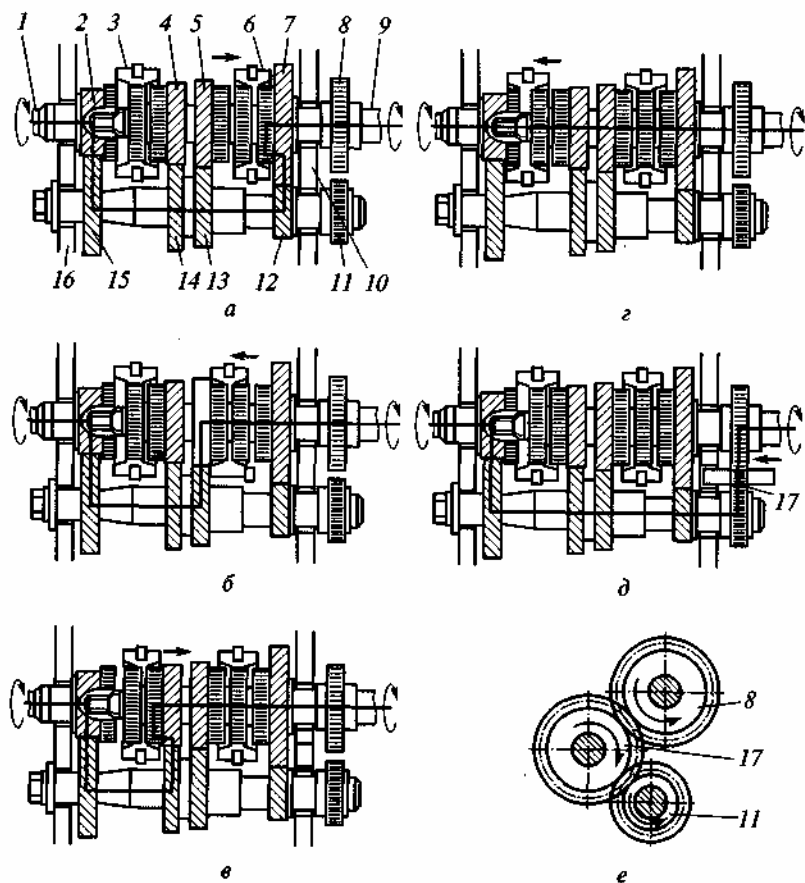


Рис. 11.11. Схемы передачи крутящего момента на разных передачах:

а — I передача; б — II передача; в — III передача; г — IV (прямая) передача; д — задний ход; е — зацепление шестерен при включении заднего хода;

1 — ведущий вал; 2 — шестерня постоянного зацепления; 3 — синхронизатор включения III и IV передач; 4 — ведомая шестерня III передачи; 5 — ведомая шестерня II передачи; 6 — синхронизатор включения II и I передач; 7 — ведомая шестерня I передачи; 8 — ведомая шестерня заднего хода; 9 — ведомый вал; 10 — стенка картера; 11 — ведущая шестерня заднего хода; 12 — ведущая шестерня I передачи; 13 — ведущая шестерня II передачи; 14 — ведущая шестерня III передачи; 15 — ведомая шестерня промежуточного вала; 16 — промежуточный вал; 17 — промежуточная шестерня заднего хода

передач производится продольным перемещением штока 4 (см. рис. 11.9) с вилкой 5 аналогично включению первой и второй передач.

Включение передачи заднего хода (см. 11.11, д) осуществляется перемещением вперед промежуточной шестерни 17 (рис. 11.11, е) передачи заднего хода, которая одновременно входит в зацепление с

шестернями 11 и 8 соответственно промежуточного и ведомого валов. Крутящий момент в этом случае передается, как показано сплошной черной линией на рис. 11.11, д, от ведущего вала 1 на шестерню 11, промежуточную шестерню 17 и от нее через шестерню 8 на ведомый вал 9, который будет вращаться в обратную сторону, обеспечивая движение автомобиля задним ходом.

Коробка передач автомобиля ВАЗ-2108 — двухвальная с параллельными осями ведущего и ведомого валов. Она не имеет «прямой» передачи, т. е. передачи, когда ведущий и ведомый валы вращаются как единое целое с одинаковой частотой. Наиболее близка к прямой четвертая передача. Для этого автомобиля предусмотрены четырех- и пятиступенчатые коробки передач. Передаточное число пятой передачи значительно меньше единицы (0,78), что позволяет получить большие скорости движения при меньшей частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Рассмотрим устройство коробки передач автомобиля ВАЗ 2108 в четырехступенчатом варианте. Коробка имеет ведущий 14 (рис. 11.12) и ведомый 21 валы с шестернями и синхронизаторами, ось с промежуточной шестерней заднего хода и привод переключения передач. В одном картере с коробкой передач смонтированы главная передача и дифференциал. Картер 1 коробки передач соединен шпильками с картером сцепления 18, а задняя его часть закрыта крышкой 11, в которую запрессован сапун 12. Для заправки коробки передач маслом и контроля за его уровнем имеется отверстие, закрываемое пробкой 2, а для слива масла — отверстие, закрываемое пробкой 3. На переднем конце ведущего вала 14 расположена муфта подшипника 20 выключения сцепления. Вал выполнен в виде блока ведущих шестерен I, II, III, IV передач и заднего хода. На шлицевом конце вала расположен ведомый диск сцепления. На ведомом валу 21 на игольчатых подшипниках установлены ведомые шестерни I, II, III, IV передач и синхронизаторы.

Синхронизатор III и IV передач состоит из ступицы 9, жестко соединенной с валом при помощи шлицов, скользящей муфты 13, двух блокирующих колес 31, трех сухарей 32 с фиксаторами 33 и пружинами, а также зубчатых венцов синхронизаторов.

Синхронизатор I и II передач устроен аналогично, но его скользящая муфта имеет наружный венец для включения задней передачи.

Скользящая муфта своим внутренним венцом расположена на наружном зубчатом венце ступицы и может перемещаться вдоль нее. Для этого в кольцевую проточку муфты заходит вилка переключения передач 15.

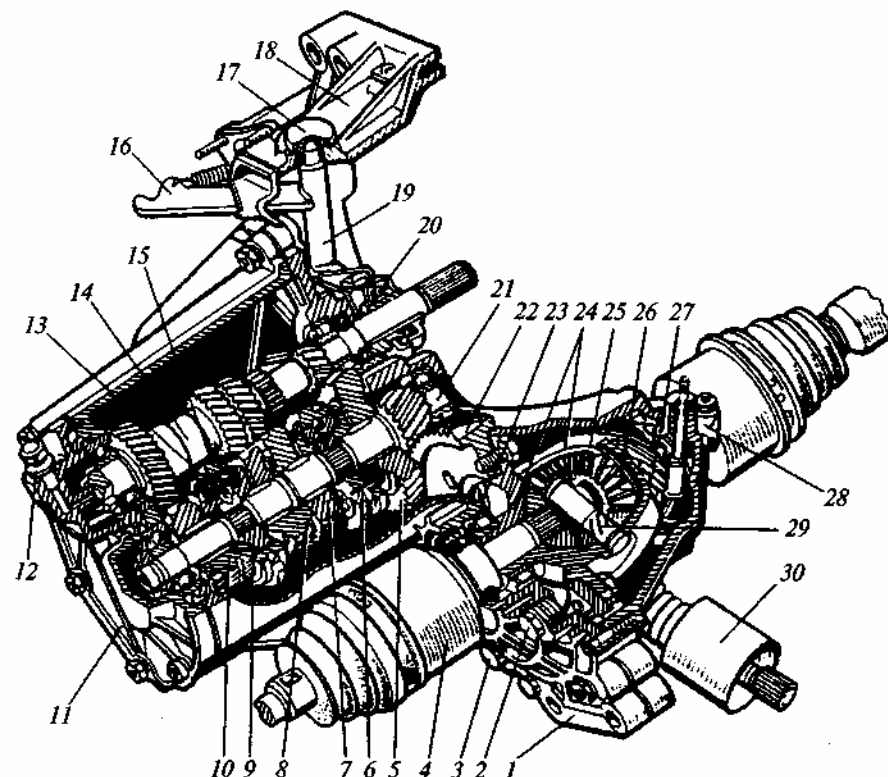


Рис. 11.12. Коробка передач автомобиля ВАЗ 2108:

1 — картер; 2 — пробка заливного и контрольного отверстия; 3 — пробка сливного отверстия; 4 — привод левого переднего колеса; 5 — ведомая шестерня первой передачи; 6 — муфта синхронизатора I и II передач и заднего хода; 7 — ведомая шестерня II передачи; 8 — ведомая шестерня III передачи; 9 — ступица муфты синхронизатора III и IV передач; 10 — ведомая шестерня IV передачи; 11 — задняя крышка; 12 — сапун; 13 — скользящая муфта синхронизатора III и IV передач; 14 — ведущий вал; 15 — вилка; 16 — рычаг вилки включения сцепления; 17 — втулка; 18 — картер сцепления; 19 — вилка выключения сцепления; 20 — подшипник выключения сцепления; 21 — ведомый вал; 22 — ведомая шестерня главной передачи; 23 — роликовый конический подшипник дифференциала; 24 — коробка дифференциала с крышкой; 25 — сателлит; 26 — полуосевая шестерня; 27 — ведущая шестерня привода спидометра; 28 — привод спидометра; 29 — ось сателлитов; 30 — защитный чехол привода переключения передач

Пятиступенчатая коробка передач изготовлена на базе четырехступенчатой и имеет основное конструктивное отличие в том, что задние части ведущего и ведомого валов удлинены для расположения на них ведущей и ведомой шестерни V передачи и ее синхронизатора.

Рассмотрим особенности конструкции ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей. Обычно они изготавливаются трехвал-

ными или многовальными с числом ступеней в пределах 3—15 (трехступенчатые коробки устанавливают на грузовых автомобилях особо малой грузоподъемности). Для грузовых автомобилей малой грузоподъемности наибольшее распространение получили четырехступенчатые коробки. Пятиступенчатые коробки используют на автомобилях средней грузоподъемности. На автомобилях особо большой грузоподъемности устанавливают четырех-, пяти- и шестиступенчатые коробки передач. Для расширения диапазона передаточных чисел и увеличения числа ступеней используют двух- или трехступенчатые дополнительные коробки, которые располагают до или после основной коробки передач в общем или отдельном от основного картере.

§ 11.4. Гидромеханические коробки передач

Гидромеханические коробки передач делят на коробки с одноступенчатым (имеющим одну турбину) и многоступенчатым гидротрансформатором (у которого несколько турбин).

Одноступенчатый гидротрансформатор может быть комплексным или полимерическим. Реактор у первого из них устанавливается на муфте свободного хода, позволяющей гидротрансформатору при большом передаточном числе переходить на режим гидромукты, вследствие чего возрастает его КПД.

Полимерический гидротрансформатор имеет два реактора, которые тоже установлены на муфтах свободного хода, но в случае увеличения передаточного числа они отключаются последовательно один за другим, что расширяет диапазон передаточных чисел, соответствующих более высоким КПД.

Дополнительные коробки передач могут быть с неподвижными валами или планетарными. Управление ими, как правило, автоматическое.

Основные требования, предъявляемые к гидромеханическим коробкам передач:

- обеспечение достаточно широкого диапазона передаточных чисел;
- минимальный перерасход топлива в сравнении с автомобилем, имеющим механическую коробку передач;
- сравнительно небольшая удельная масса;
- достаточная долговечность;
- возможность пуска двигателя в холодное время года;
- автоматизированное управление дополнительной коробкой;

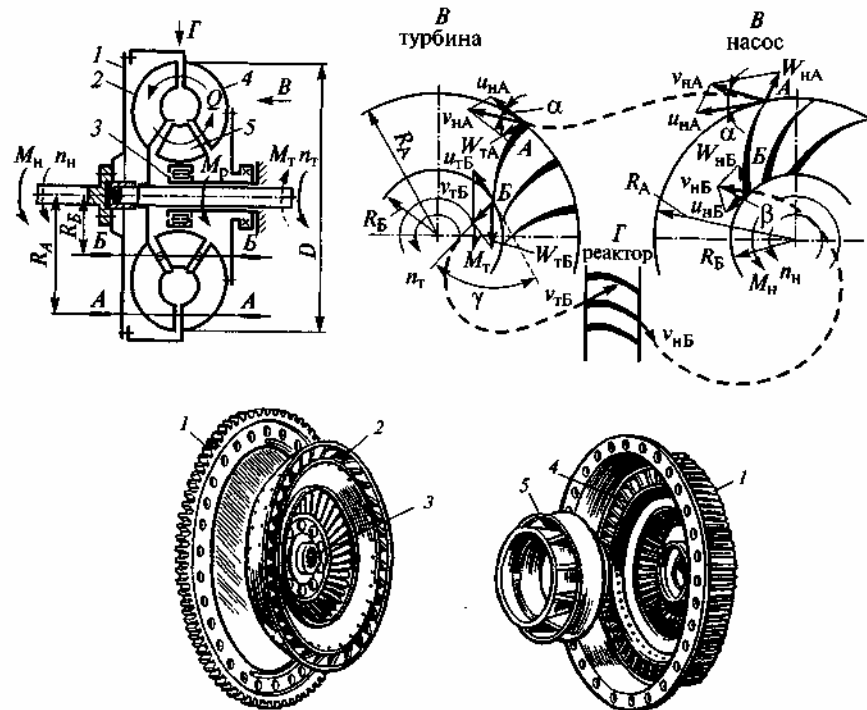


Рис. 11.13. Схема работы и основные детали гидротрансформатора:
1 — корпус; 2 — турбина; 3 — механизм свободного хода; 4 — насос; 5 — реактор
(Индексы n , t и p относятся соответственно к насосу, турбине и реактору; индексы A и B — к сечениям $A-A$ и $B-B$)

- небольшая стоимость;
- удобство обслуживания.

В случае установки одноступенчатого гидротрансформатора динамичность автомобиля при минимальном числе ступеней дополнительной коробки можно улучшить, если увеличить коэффициент трансформации гидротрансформатора, что однако снижает его КПД. Поэтому используют более сложный двух- или трехступенчатый гидротрансформатор с высоким коэффициентом трансформации.

Гидротрансформатор представляет собой сочетание двух лопастных гидромашин: центробежного насоса 4 (рис. 11.13) и центростремительной турбины 2 и расположенного между ними направляющего аппарата — реактора 5. Чтобы избежать потерь энергии, связанных с

циркуляцией рабочей жидкости между насосом и турбиной, их колеса и реактор предельно сближены, им придана форма, обеспечивающая непрерывный круг циркуляции жидкости без каких-либо промежуточных устройств. Насос, турбина и реактор размещены в одном герметичном корпусе 1, вращающемся вместе с колесом насоса.

Вал насоса соединен с коленчатым валом двигателя, вал турбины — с последующими механизмами трансмиссии. В трансформаторе отсутствует жесткая связь между ведущим (насос) и ведомым (турбина) элементами. Передача энергии от двигателя к трансмиссии осуществляется рабочей жидкостью. Во время работы насоса его лопасти увлекают жидкость и она начинает вращаться вокруг оси вала. При этом под действием центробежной силы жидкость движется по кругу циркуляции от входного (сечение $B-B$) участка межлопаточного пространства насоса к выходному (сечение $A-A$). Поток жидкости сообщаются относительная скорость $u_{нА}$ (вдоль лопатки) и переносная $w_{тА}$ (по направлению вращения колеса), которые возрастают по мере движения потока к периферии колеса, т. е. происходит превращение энергии двигателя в кинетическую энергию потока жидкости.

Для вращения насоса к его валу должен быть приложен крутящий момент M_n , уравнивающий момент M_y , который противодействует вращению и равен разности моментов количества движения потока относительно оси вращения колеса при выходе жидкости из межлопаточных каналов и входе в них:

$$M_n = -m(R_A v_{нА} \cos \alpha - R_B v_{нБ} \cos \beta), \quad (11.5)$$

где m — масса жидкости, вытекающей в течение t с из насоса (и втекающей в него); R_A и R_B — расстояния от рассматриваемых сечений до оси вращения; $v_{нА}$ и $v_{нБ}$ — абсолютные скорости соответственно втекания потока в межлопаточные каналы насоса и вытекания из них; α и β — углы между направлением вращения колеса и векторами скоростей $v_{нА}$ и $v_{нБ}$. Знак «минус» в выражении (11.5) указывает на то, что момент M_n имеет направление, противоположное вращению колес.

Из насоса поток со скоростью $v_{нА}$ поступает в турбину и, ударяясь под углом α в ее лопатки, уменьшает свою скорость. Затем, при протекании потока по межлопаточным каналам, его направление изменяется в соответствии с профилем лопаток. Из турбины поток вытекает под углом γ к направлению его вращения. Вследствие этого кинетиче-

ская энергия потока уменьшается, а на лопатки турбины действует сила, создающая на валу крутящий момент

$$M_T = m(R_B v_{TB} \cos \gamma - R_A v_{HA} \cos \alpha). \quad (11.6)$$

Если бы гидродинамическая передача состояла только из рассмотренных двух колес, то углы γ и β выхода жидкости из турбины и входа в насос были бы одинаковыми, и тогда, складывая почленно выражения (11.5) и (11.6), мы получили бы, что $M_n = M_T$. Гидропередача, в которой передача момента не сопровождается его преобразованием, называется *гидромуфтой*. Для трансформации крутящего момента необходимо, чтобы момент количества движения жидкости при входе в насос был положительным (т. е. совпадал с направлением вращения колес) и большим, чем момент количества движения жидкости при выходе из турбины. Это достигается при помощи направляющего аппарата.

Направляющий аппарат представляет собой лопастное колесо, неподвижно установленное на пути движения жидкости от турбины к насосу. Вследствие особого профиля лопаток аппарата и постепенного сужения межлопаточных каналов при прохождении по ним потока скорость его увеличивается и он поворачивается в сторону вращения насоса. При этом на направляющий аппарат действует воспринимаемый картером реактивный момент

$$M_p = -m(R_B v_{HB} \cos \beta - R_B v_{TB} \cos \gamma). \quad (11.7)$$

Складывая почленно уравнения (11.5)–(11.7), получим

$$M_T = M_n + M_p.$$

Это выражение характеризует основное свойство гидротрансформатора — изменять (трансформировать) подведенный к нему момент двигателя. Другое свойство состоит в том, что при неизменном режиме работы насоса режим работы турбины меняется автоматически и бесступенчато в зависимости от приложенного к валу турбины сопротивления.

Рассмотрим работу гидротрансформатора. При установившемся движении момент на валу турбины равен моменту сопротивления движению автомобиля, приведенному к тому же валу. В случае увеличения нагрузки равновесие нарушается, и частота вращения турбины уменьшается, что приводит к таким последовательно связанным явлениям: уменьшению центробежной силы, противодействующей движению жидкости в круге циркуляции, возрастанию скорости цир-

куляции, а вместе с ней и расхода жидкости m , уменьшению угла γ . В итоге, как видно из выражения (11.6), автоматически увеличивается момент M_T , пока вновь не наступит равновесие между ним и моментом сопротивления.

Способность гидротрансформатора преобразовывать момент характеризуется *коэффициентом трансформации*, или *силовым передаточным числом* k , которое представляет собой отношение момента на валу турбины к моменту, передаваемому на вал насоса:

$$k = M_T / M_n.$$

Способность гидротрансформатора изменять скорость вращения ведомого вала определяется *кинематическим передаточным числом* i , являющимся отношением угловой скорости вала турбины к угловой скорости вала насоса:

$$i = \omega_T / \omega_n.$$

Потери энергии характеризуются КПД гидротрансформатора, который равен отношению мощностей:

$$\eta = N_T / N_n = M_T \omega_T / (M_n \omega_n) = ki. \quad (11.8)$$

Основные потери энергии происходят при ударе на входе потока жидкости на лопатки рабочих колес. Их величина зависит от угла, под которым поток поступает в межлопаточные каналы. Этот угол меняется с изменением кинематического передаточного числа i , вследствие чего в гидротрансформаторе КПД является переменной величиной, зависящей от относительного скоростного режима работы передачи.

О свойствах гидротрансформатора судят по его внешней характеристике (рис. 11.14, а), которую получают экспериментально. Она представляет собой зависимости величин M_n , M_T и η от скоростного режима работы турбины при некоторой постоянной угловой скорости вала насоса. Характеристика состоит из двух зон. Зона I рабочая, соответствует работе гидротрансформатора на режиме бесступенчатого преобразования момента. В этой зоне коэффициент трансформации k изменяется от максимального значения (при $i = 0$) до единицы (при $i = 0,6–0,8$). Зона II нерабочая, так как при $i > i_m$ (где i_m — передаточное число, при котором изменяется знак момента M_p), значительно изменяется направление потока, вытекающего из турбины, и наступает нежелательный режим, при котором резко падает КПД. Чтобы расширить диапазон изменения i , реактор связывают с корпу-

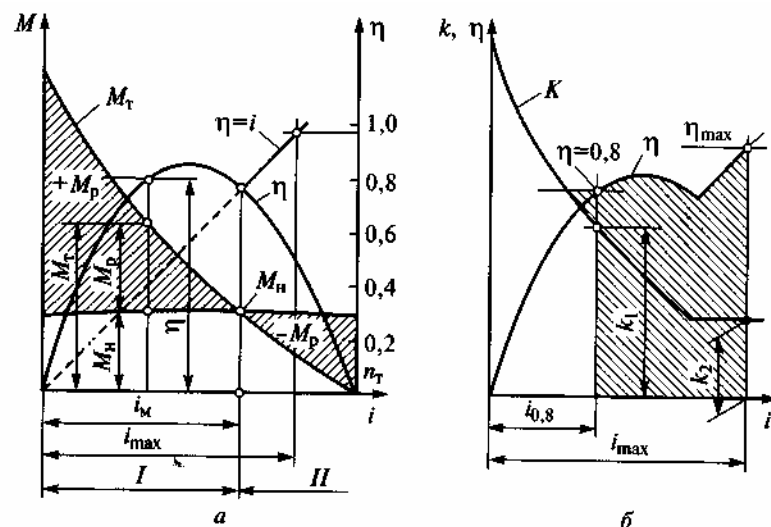


Рис. 11.14. Характеристики гидротрансформатора:

а — внешняя; б — для определения оптимального режима работы гидротрансформатора

сом I при помощи механизма свободного хода 3 (см. рис. 11.13). Тогда при $i > i_m$ реактор автоматически начинает вращаться свободно, перестает воздействовать на поток. С этого момента и при дальнейшем увеличении i передача работает в режиме гидромукты. Такой гидротрансформатор называют *комплексным*.

КПД гидромукты в зависимости от i изображается прямой, проходящей через начало координат под углом 45° к осям (см. рис. 11.14, а). Поэтому при $i > i_m$ в комплексном гидротрансформаторе КПД увеличивается и при i_{max} достигает 0,97—0,98 (см. рис. 11.14, а).

Для повышения среднего значения КПД передачи часто предусматривают блокировку гидротрансформатора путем жесткого соединения ведущего и ведомого валов встроенной в трансформатор фрикционной муфтой (сцеплением). Муфта включается автоматически при $k = 1$, и КПД гидропередачи становится равным единице.

Эффективная работа автомобилей, снабженных гидротрансформаторами, возможна при условии, что, во-первых, трансформатор используют на режимах, при которых его КПД не ниже 0,8, во-вторых, при этих режимах диапазон изменения крутящего момента на карданном валу соответствует тяговым расчетам автомобиля.

Механическая ступенчатая коробка передач, устанавливаемая за трансформатором и управляемая автоматически, полуавтоматически или только водителем, служит для получения заднего хода и отклю-

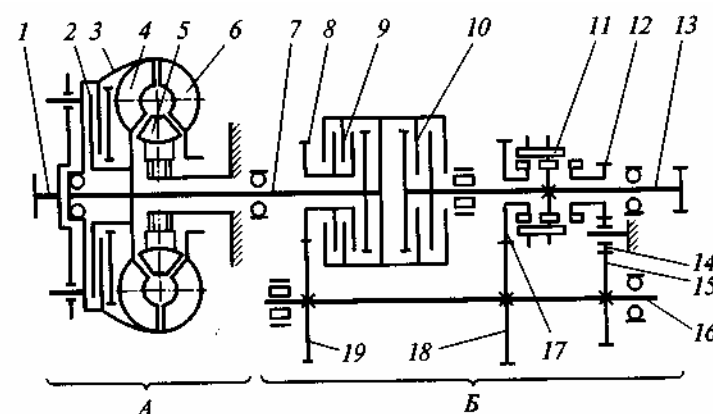


Рис. 11.15. Схема гидромеханической передачи автобуса ЛиАЗ:

А — гидротрансформатор; Б — двухступенчатая коробка передач;
1 — вал привода; 2 — фрикционное сцепление блокировки гидротрансформатора; 3 — корпус гидротрансформатора; 4 — турбина; 5 — реактор; 6 — насос; 7 — первичный вал коробки передач; 8 и 19 — зубчатые колеса привода промежуточного вала; 9 и 10 — фрикционные сцепления; 11 — зубчатая муфта; 12, 14 и 15 — зубчатые колеса заднего хода; 13 — вторичный вал коробки передач; 16 — промежуточный вал коробки передач; 17 и 18 — зубчатые колеса переднего хода

нения двигателя от ведущих колес, а также для удовлетворения упомянутых условий. Ее делают двух- и трехступенчатой с высшей прямой передачей. Передаточные числа промежуточных передач определяют так же, как для обычной коробки передач, а для первой передачи находят по формуле

$$u_1 = k_{гмп}/k_{0,8},$$

где $k_{гмп}$ — диапазон изменения момента, заданный тяговым расчетом; $k_{0,8}$ — диапазон трансформации момента при КПД трансформатора больше или равном 0,8; $k_{0,8} = k_1/k_2$ (см. рис. 11.14, б).

На рис. 11.15 дана схема гидромеханической передачи автобуса ЛиАЗ. Передача состоит из комплексного гидротрансформатора А и механической двухступенчатой коробки передач Б. Между турбиной 4 и корпусом 3, который вращается вместе с насосом 6, установлено сцепление 2 блокировки гидротрансформатора.

Для получения низшей передачи выключают сцепление 9 и перемещают влево муфту 11. Тогда момент M_T передается через две пары зубчатых колес 8 и 19, 18 и 17 и увеличенным достигает вторичного вала 13 через муфту 11. Для получения прямой передачи выключают сцепление 10, а для получения заднего хода — сцепление 9 и одновременно переводят вправо зубчатую муфту 11. В этом случае момент пе-

редается через зубчатые колеса 8 и 19, 15, 14 и 12, в результате чего изменяется направление момента.

Блокировку трансформатора производят при включенной прямой передаче, когда $i = i_m$. Нейтральное положение передачи достигается при установке муфты 11 в нейтральном положении и выключении сцепления 10.

§ 11.5. Устройство ходовой части

Ходовая часть состоит из передней и задней осей, именуемых мостами, несущей системы, колес с шинами и подвески, соединяющей мосты с несущей системой (рамой или кузовом).

Мостами называются узлы автомобиля, которые соединяют колеса одной оси между собой и с несущей системой. Мосты с колесами служат опорой для несущей системы. Они воспринимают и передают нагрузки от рамы (или кузова) на дорогу и от дороги к раме.

Мосты различаются по функциональному признаку (ведущие, направляющие) и по расположению (передние, средние, задние). Передние мосты всегда являются направляющими, а у автомобилей с передними ведущими колесами — одновременно и ведущими.

Базовой деталью моста является балка. Если колеса связаны с балкой жестко, то мост называется неразрезным, если они связаны упруго, разрезным.

Неразрезные передние мосты применяются обычно только для грузовых автомобилей, автобусов и легковых автомобилей повышенной проходимости.

§ 11.6. Несущие системы

Несущая система автомобиля является основанием, на котором монтируют двигатель, агрегаты трансмиссии, механизмы органов управления, дополнительное и специальное оборудование, а также кабину и грузонесущую емкость (в грузовых автомобилях). Несущие системы бывают, в основном, двух разновидностей: рамные и безрамные. Рамные конструкции применяют преимущественно для грузовых автомобилей, а безрамные — для легковых автомобилей и автобусов. При безрамной конструкции *функции несущей системы выполняет кузов*.

Несущие кузова автобусов средней и большой вместимости бывают каркасные или интегральные. На рис. 11.16, а изображена несущая система каркасного кузова. Она состоит из продольных брусьев

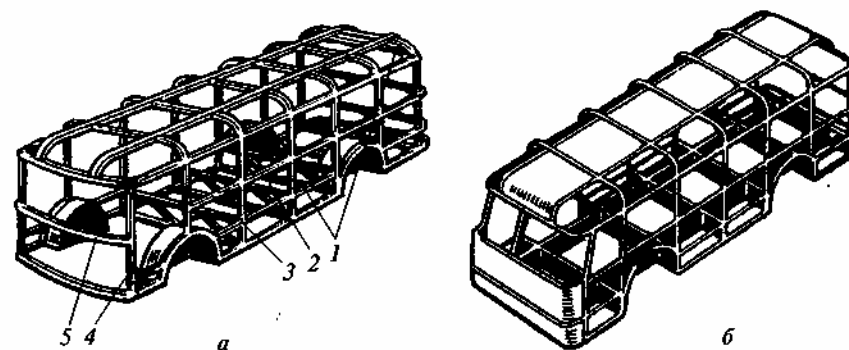


Рис. 11.16. Несущие системы кузовов автобуса:
а — каркасного; б — интегрального





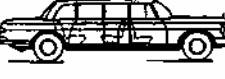
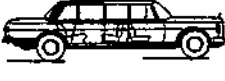

(стрингеров) 1, сварных поперечин 2, шпангоутов (дугообразных брусьев) 3, стоек 4, лобовых и тыловых брусьев 5. Эти элементы изготовляют из труб прямоугольного сечения. Все элементы кузова соединены сваркой и образуют жесткую пространственную стержневую систему, к которой прикреплены не несущие нагрузок внешняя и внутренняя обшивки кузова. Интегральный кузов (рис. 11.16, б) состоит из крупных блоков.

Несущей системой легкового автомобиля массового производства является кузов, который состоит из нескольких предварительно собранных узлов. Элементы узлов штампуют из стального листа и сваривают. В стыкуемых частях узлов сделаны фланцы, которые увеличивают их жесткость и служат для сварки узлов. От типа и назначения автомобиля зависит форма кузова, его вместимость, расположение и число дверей и сидений. Наиболее распространенные типы кузовов представлены в табл. 11.1.

Большинство легковых автомобилей имеют цельнометаллические несущие кузова. Такие кузова имеют сварной жесткий каркас, состоящий из отдельных предварительно собранных узлов: пола (днища), левой и правой боковин с задними крыльями, крыши и передних крыльев. К передней части днища кузова крепится короткая рама (подрамник), на который установлены двигатель и передняя подвеска.

Для уменьшения шума, неприятно действующего на водителя и пассажиров, на внутренние поверхности кузова наносят специальные противозумные мастики, теплоизоляционный и декоративный картон.

Типы кузовов легковых автомобилей

	<i>Седан</i> — закрытый четырехдверный кузов с двумя рядами сидений
	<i>Универсал</i> — закрытый кузов с дополнительной задней дверью в задней торцевой панели. При сложенных задних сиденьях кузов легко переоборудуется для перевозки грузов
	<i>Купе</i> — закрытый двухдверный кузов для 2—4 человек со стесненными посадочными местами задних сидений
	<i>Фастбэк</i> — кузов с откидывающимся мягким складывающимся верхом, съемными боковинами и двумя-тремя рядами сидений
	<i>Лимузин</i> — закрытый четырех- или шестидверный кузов с двумя-тремя рядами сидений и перегородкой позади первого ряда сидений
	<i>Ландо</i> — кузов для 2—4 человек, над задним рядом сидений предусмотрен открывающийся мягкий тент
	<i>Пикап</i> — грузопассажирский кузов с открытой платформой, убираться боковыми сиденьями на 4—6 человек и двухместной закрытой кабиной

Передние сиденья легковых автомобилей бывают сплошными или разделенными. Для удобства водителя и пассажира сиденья делаются регулируемые в продольном направлении и по наклону спинки, а также по высоте.

Несущая система грузовых автомобилей имеет рамную конструкцию. *Рама* (рис. 11.17) состоит из двух продольных балок — лонжеронов 7 и поперечин, соединяющих лонжероны. Эти детали изготавливают холодной штамповкой из листовой стали. В поперечном сечении

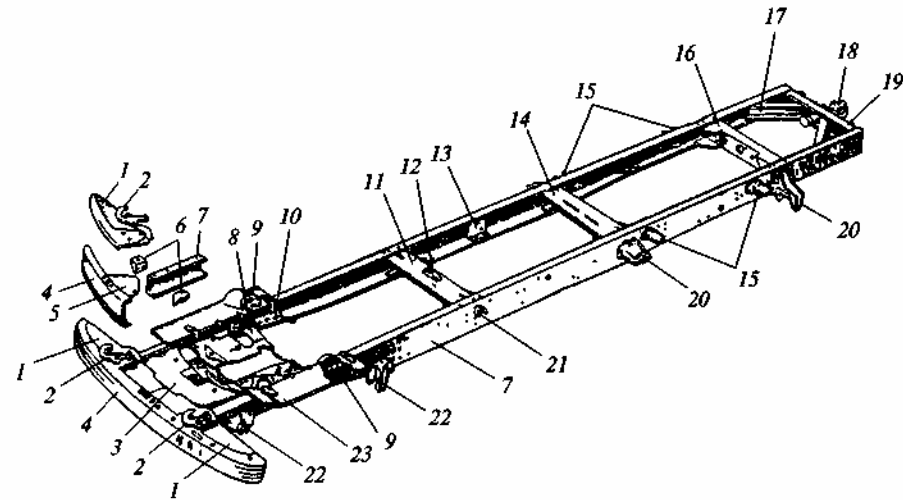


Рис. 11.17. Рама грузового автомобиля:

1, 8 и 23 — брызговики; 2 — буксирные крюки; 3, 11, 14, 16 и 19 — поперечины; 4 — передний буфер; 5 — кронштейн буфера; 6 — усилители крепления переднего буксирного крюка; 7 — лонжероны; 9 — кронштейн амортизатора; 10 — кронштейн задней опоры двигателя; 12 — кронштейн кабины; 13 — усилительная накладка; 15 — опорные кронштейны дополнительной рессоры; 17 — раскос; 18 — буксирное устройство; 20 и 22 — кронштейны крепления рессор; 21 — кронштейн платформы

лонжерон имеет вид швеллера. К стенке и полкам лонжеронов прикреплены кронштейны рессор, амортизаторов, задних опор двигателя и других элементов, необходимые для установки на раме различных узлов автомобиля.

Кузов грузового автомобиля включает в себя грузовую платформу, кабину и оперение. Кузова грузовых автомобилей могут быть универсальными и специализированными. Универсальные кузова, представляющие собой деревянную (из досок и балок) или металлическую (из листа) грузовую платформу, используются для перевозки различных грузов.

Грузовая платформа (рис. 11.18) имеет деревянную или металлическую конструкцию. Грузовые платформы у автомобилей, предназначенных для перевозки грузов с большой плотностью, имеют низкие борта, у автомобилей для перевозки грузов с малой плотностью — высокие решетчатые борта, постоянные или съемные. Грузовые платформы для перевозки крупногабаритных грузов часто не имеют бортов.

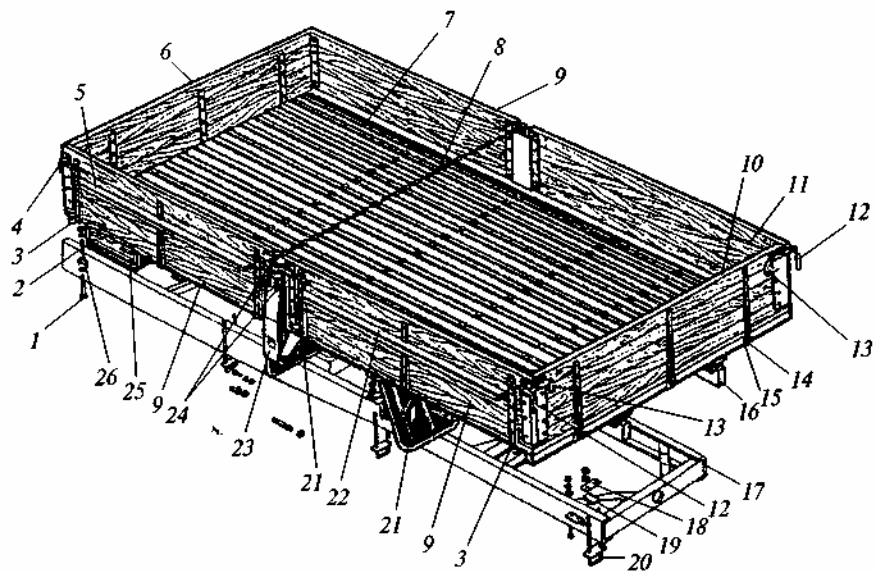


Рис. 11.18. Грузовая платформа автомобиля:

1 — болт кронштейна; 2 — пружина; 3, 14 — нижние петли навески; 4, 12, 24 — шпильгалеты запора; 5, 22 — вспомогательные бруски; 6 — передний борт; 7 — основание платформы; 8 — стяжная цепь стоек; 9, 11 — боковые борта; 10 — задний борт; 13 — крючки запора; 15 — палец навески; 16 — продольный брус; 17 — рама; 18 — накладка; 19 — обойма; 20 — хомут; 21 — брызговики; 23 — стойка бортов; 25 — инструментальный ящик; 26 — кронштейн

К специализированным кузовам относятся кузов-самосвал, кузов-фургон, кузов-цистерна и др.

Платформа кузова самосвала (рис. 11.19) сварной конструкции выполнена из стальных листов и имеет продольные 19 и поперечные 12 балки.

Платформа может быть прямоугольной, корытообразной (полуцилиндрической) и ковшеобразной с учетом специализации автомобиля-самосвала. Так, для перевозки грунта и гравия используют платформы корытообразной формы; для перевозки растворов лучше иметь прямоугольную форму. Подъем платформы осуществляется гидроподъемником 7, прикрепленным к подрамнику 10 и платформе 1 при помощи кронштейна 6. Подрамник 10 имеет кронштейн 9 для крепления брызговика, кронштейн для бензобака и др. Продольные балки 19 платформы соединены с задними концами подрамника 10 при помощи осей 5. При подъеме платформы срабатывает полуавтоматический механизм управления запорами заднего борта 3, который

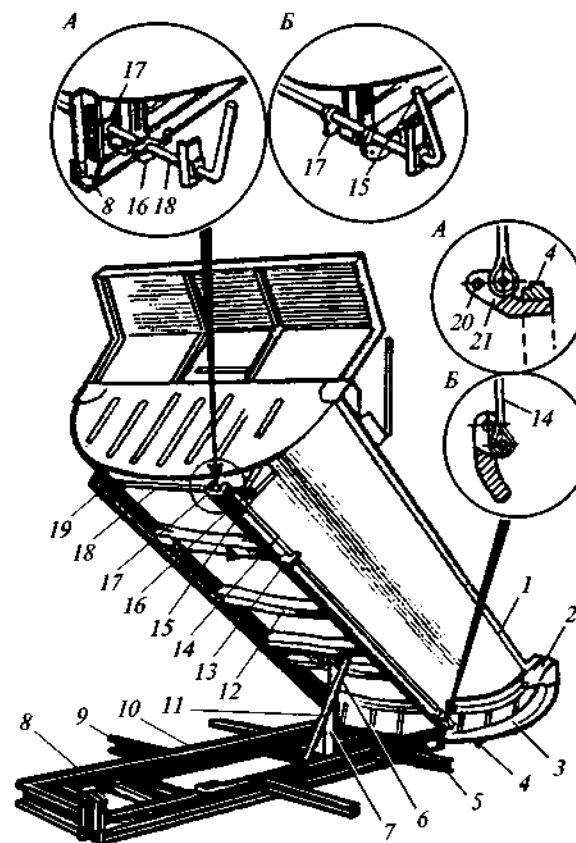


Рис. 11.19. Платформа кузова самосвала:

1 — платформа; 2, 4, 6, 8, 9 — кронштейны; 3 — задний борт; 5 — ось; 7 — гидроподъемник; 10 — подрамник; 11 — упор; 12 — поперечные балки; 13 — направляющий кронштейн; 14 — тяга; 15 — рукоятка; 16 — эксцентрик со скобой; 17 — кулачок; 18 — вал; 19 — продольные балки; 20 — палец; 21 — крюк запорный

имеет шарниры в кронштейнах 2 платформы 1. В горизонтальном положении кузова кулачок 17 запорного механизма входит в прорезь кронштейна 8 подрамника 10. При подъеме платформы кулачок 17, скользя по кронштейну 8, поворачивается, а вместе с ним поворачивается и вал 18 с рукояткой 15. На валу 18 имеются эксцентрики со скобой 16. Поворот эксцентриков сопровождается движением скобы 16 назад вместе с тягой 14, перемещающейся в направляющем кронштейне 13.

Тяга 14 при движении назад толкает запорный крюк 21, поворачивающийся относительно пальца 20, и задний борт под собственной тяжестью (при подъеме платформы) открывается. Для закрывания заднего борта, когда платформа после разгрузки принимает горизонтальное положение, водителю необходимо выйти из кабины и повернуть вал 18 при помощи рукоятки 15. При этом кулачок 17 входит в прорезь кронштейна 8 и удерживает платформу от подъема при движении автомобиля-самосвала. Задний борт удерживается в закрытом положении при помощи запорных крюков 21 кронштейнов 4 платформы.

Кузов фургона предназначен для перевозки мебели, промышленных потребительских товаров, печатных изданий и др. Кузов дерево-металлический, наружная обшивка из листовой стали, внутренняя поверхность выполнена из древесноволокнистых плит и деревянных реек. Пол деревянный, покрыт линолеумом. Сзади имеется одна двустворчатая раздвижная дверь. Кузов оборудован двумя полумягкими сиденьями для сопровождающего персонала, отгороженными от грузового отделения, и убирающейся подножкой. Между кузовом и кабиной водителя установлена звуковая сигнализация, имеется сигнал «открытых дверей» кузова.

Кабина грузового автомобиля предназначена для размещения водителя и одного-двух пассажиров. На автомобилях для междугородных перевозок кабины оборудованы спальным местом для второго водителя. Кабины грузовых автомобилей подразделяют на капотные (у автомобилей ЗИЛ, ГАЗ-53А и др.) и бескапотные (у автомобилей МАЗ-5335, КамАЗ-5320, ГАЗ-66 и др.).

Капотные кабины постепенно выходят из употребления. Более прогрессивные бескапотные кабины расположены над двигателем, что позволяет увеличить длину грузовой платформы, обеспечить хорошую обзорность для водителя и улучшить доступ к двигателю и другим агрегатам, расположенным под кабиной. Бескапотная кабина может откидываться вперед относительно передних точек ее крепления и поддерживаться при помощи двух цилиндрических пружин, установленных на передней поперечине рамы. В задней части основания кабины установлен запорный механизм, который надежно удерживает кабину от самопроизвольного опрокидывания.

Кабины автомобилей цельнометаллические, с двумя боковыми дверями. Двери навешены на двух петлях и удерживаются в закрытом положении замками с ручками, позволяющими открывать их изнутри и снаружи. Одна из дверей может запираться на ключ. Замки дверей имеют предохранители, препятствующие самопроизвольному открыванию дверей во время движения.

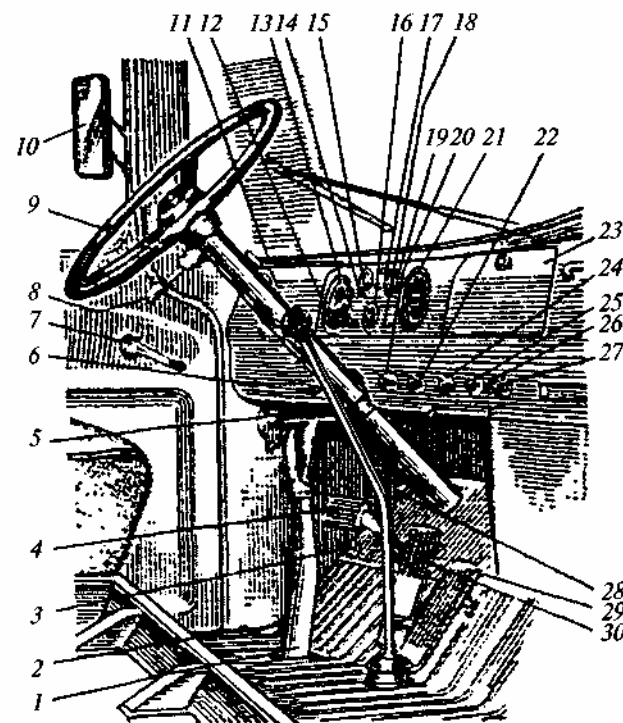


Рис. 11.20. Внутреннее оборудование кабины грузового автомобиля:

- 1 — рычаг стояночного тормоза; 2 — кнопка выключателя воздушного звукового сигнала;
- 3 — ножной переключатель света фар; 4 — педаль сцепления; 5 — рукоятка привода жалюзи;
- 6 — выключатель зажигания и стартера; 7 — ручка стеклоподъемника; 8 — переключатель указателя поворота; 9 — рулевое колесо; 10 — зеркало; 11 — рычаг переключения передач;
- 12 — спидометр; 13 — контрольная лампа указателей поворота; 14 — указатель уровня топлива;
- 15 — указатель температуры воды; 16 — контрольная лампа заряда аккумуляторной батареи;
- 17 — контрольная лампа дальнего света; 18 — контрольная лампа аварийного перегрева двигателя;
- 19 — указатель давления масла; 20 — ручка центрального переключателя света;
- 21 — манометр пневматического привода тормозов; 22 и 24 — ручки управления воздушной и дроссельной заслонками; 23 — ящик для мелких вещей; 25 — ручка управления стеклоочистителем;
- 26 — переключатель электродвигателя вентилятора отопителя; 27 — ручка управления отопителем и устройством обогрева ветровых стекол; 28 — педаль обмыва ветрового стекла; 29 — педаль управления дроссельной заслонкой; 30 — педаль тормоза

Внутри кабины расположены все органы управления автомобилем (рис. 11.20), сиденья водителя и пассажиров.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначено сцепление автомобиля?
2. По каким признакам и как классифицируют сцепления?
3. Какие основные требования предъявляют к сцеплениям и какими конструктивными мерами обеспечивают их выполнение?

4. В чем состоят особенности конструкций, достоинства и недостатки сцеплений различных типов?
5. Из каких материалов изготавливают основные детали сцепления?
6. Для чего предназначена коробка передач автомобиля?
7. По каким признакам и как классифицируют ступенчатые коробки передач?
8. Какие основные требования предъявляют к ступенчатым коробкам и как удовлетворяют некоторые из них?
9. В чем состоят особенности конструкций, достоинства и недостатки трех- и двухвальных ступенчатых коробок передач? Каковы области их применения?
10. Перечислите основные узлы ходовой части.
11. В чем отличия кузовов легковых автомобилей?

ГЛАВА 12

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

§ 12.1. Автомобили-самосвалы

Автомобили-самосвалы предназначены для перевозки навалочных и сыпучих грузов. Большинство таких автомобилей создано на базе основных моделей грузовых бортовых автомобилей и отличается от них формой кузова, уменьшенной длиной, укороченной базой, а иногда и увеличенным передаточным числом главной передачи. Уменьшение длины и базы автомобиля-самосвала улучшает его маневренность, а увеличение передаточного числа главной передачи повышает тяговые качества.

По сравнению с бортовыми автомобилями у самосвалов время разгрузки значительно меньше, поэтому их использование при массовых перевозках на небольшие расстояния повышает производительность подвижного состава и снижает себестоимость тонно-километра перевезенного груза. Доля самосвалов в автопарке страны составляет около 40 % при средней грузоподъемности 8 т.

На базе автомобиля ГАЗ-53А создан самосвал ГАЗ-САЗ-53Б (рис. 12.1, а) с металлическим кузовом грузоподъемностью 3,5 т. Кузов при помощи гидравлического подъемного механизма может опрокидываться назад, на левую и на правую стороны.

На базе автомобиля ЗИЛ-130 создан автомобиль-самосвал ЗИЛ-ММЗ-555 (рис. 12.1, б) грузоподъемностью 4,5 т с цельнометаллическим кузовом полукруглой формы.

На базе автомобиля МАЗ-5335 создан автомобиль-самосвал МАЗ-5549 грузоподъемностью 7 т (рис. 12.1, в) с задним бортом, открывающимся и закрывающимся автоматически.

В семейство автомобилей КамАЗ входит автомобиль-самосвал КамАЗ-5510 (рис. 12.1, г) грузоподъемностью 7 т.

На строительстве со значительным объемом бетонных и земляных работ применяют самосвалы КрАЗ-256 (рис. 12.1, д) грузоподъемностью 10 т (базовая модель — автомобиль КрАЗ-257).

На Белорусском автомобильном заводе создано несколько моделей автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности для работы

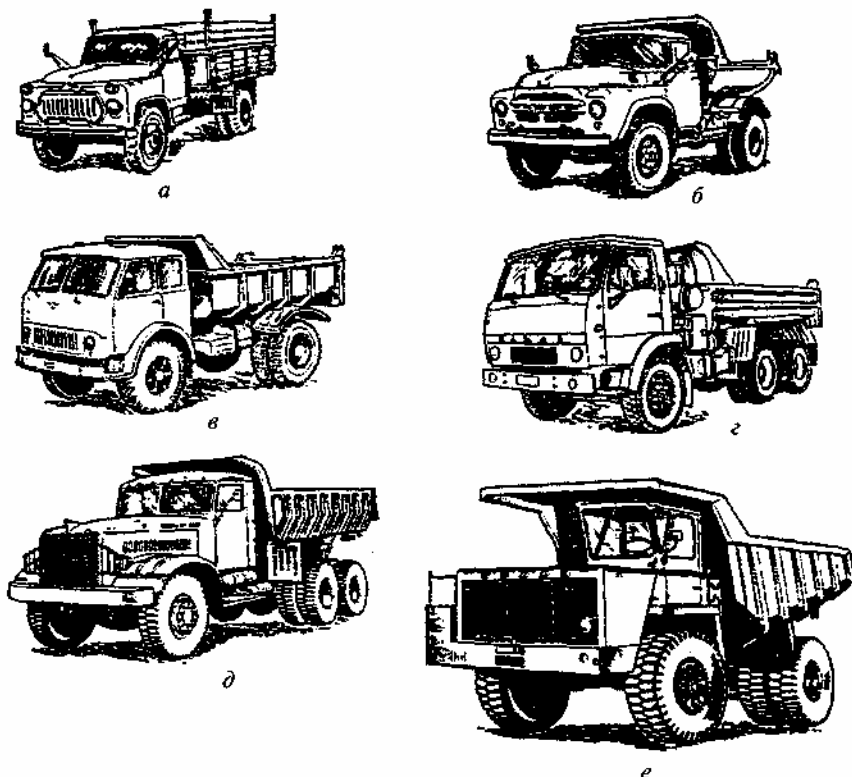


Рис. 12.1. Автомобили-самосвалы:

а — ГАЗ-САЗ-53Б; б — ЗИЛ-ММЗ-555; в — МАЗ-5549; г — КамАЗ-5510; д — КрАЗ-256; е — БелАЗ-540А

в карьерах, на крупных стройках, а также при добыче полезных ископаемых открытым способом. В настоящее время в эксплуатации находятся автомобили-самосвалы БелАЗ-540А (рис. 12.1, е) грузоподъемностью 27 т и БелАЗ-548А грузоподъемностью 40 т. На их базе для перевозки угля созданы автомобили БелАЗ-7520 и БелАЗ-6425 с увеличенными объемами кузовов. На самосвале БелАЗ-540А использованы оригинальные конструктивные решения. Применение гидромеханической трансмиссии позволило улучшить тягово-динамические качества самосвала и облегчить управление. Пневмогидравлическая подвеска обеспечила плавность движения автомобиля, а гидравлический усилитель в рулевом управлении значительно уменьшил усилие на рулевом колесе. На первичном валу коробки передач установлен гидродинамический тормоз-замедлитель.

Автомобили-самосвалы большой грузоподъемности иногда называют внедорожными машинами, так как их используют в условиях бездорожья. Большой диаметр и значительная ширина колес повышают проходимость автомобилей-самосвалов. Гидравлические подъемные механизмы сокращают время разгрузки автомобилей, самые большие карьерные самосвалы разгружаются в течение 20—25 с.

§ 12.2. Автомобили-цистерны

Автомобили-цистерны предназначены для перевозки нефтепродуктов, спиртов, молока и других продуктов наливом.

Семейство автоцистерн — это большая группа автомобилей уникальных конструкций.

Вначале на автомобильном шасси использовались бочки-прицепы и цистерны для транспортировки жидких продуктов, таких как молоко, квас, питьевая вода. Они представляли собой металлические емкости цилиндрической формы с одной или двумя заливными горловинами и со сливным краном.

В настоящее время используют большегрузные автомобили-цистерны, внутри емкости которых можно поддерживать заданную температуру и влажность, гасить колебания жидкостей при транспортировке, дозировать жидкость при разгрузке.

Сфера применения современных автоцистерн весьма широка, однако основными областями их применения считают кратковременное хранение при транспортировке и дозированная выдача жидких продуктов. В зависимости от сферы применения каждый вид автоцистерн имеет свои конструктивные особенности, определяемые в соответствии с требованиями нормативных актов. При этом регламентируются не только габаритные размеры, грузоподъемность, механическая прочность, но и нагрузка на ось. Особое внимание уделяется безопасности перевозок в соответствии с ДОПОГ (Декларация о перевозке опасных грузов).

В настоящее время существует несколько видов цистерн, имеющих в поперечном сечении форму эллипса, круга и так называемого «чемодана» (квадрат или прямоугольник со скругленными краями); делают также и цистерны переменного сечения. Вид цистерны определяется в соответствии с основными техническими характеристиками базового шасси автомобиля, прицепа или полуприцепа.

В последние годы широкое распространение получили полуприцепы-цистерны как на одноосной, так и на четырехосной платформе, способные перевозить такое же количество жидкости, как и железнодорожная цистерна. Все полуприцепы-цистерны, независимо от па-

раметров и страны-производителя, имеют рамную или несущую конструкцию. Рамная конструкция позволяет эффективно использовать полуприцеп-цистерну на дорогах с зыбкими поверхностями, скажем, на песке или торфянике. Еще один ее плюс — защита огромной емкости краями платформы полуприцепа. В то же время такая конструкция не позволяет увеличить полезный объем цистерны без увеличения грузоподъемности шасси. Есть минус и в отношении устойчивости: из-за высокого центра тяжести приходится снижать скорость транспортировки, с большей осторожностью маневрировать (особенно на трассе).

Несущая конструкция, напротив, характеризуется низким центром тяжести. Это обеспечивает эффективное распределение нагрузки на седельное устройство тягача и оси базового полуприцепа. А за счет переменного сечения цистерны появляется возможность наращивать полезный объем цистерны без увеличения грузоподъемности шасси.

Для изготовления цистерн применяют различные виды стали — углеродистую, нержавеющую, низколегированную, а также высокопрочный алюминий-магний-сплав. Вообще, материал, из которого изготавливается цистерна, зависит от физических свойств и массы перевозимого продукта, и в обязательном порядке — от климатических условий.

§ 12.3. Автомобили для перевозки скоропортящихся грузов

В числе перевозимых автомобилями грузов есть и скоропортящиеся продукты. Порча пищевых продуктов является следствием жизнедеятельности микроорганизмов и биохимических реакций. Жизнедеятельность микроорганизмов возрастает с повышением температуры и относительной влажности воздуха. Температуры же ниже нуля задерживают развитие многих бактерий. Поэтому скоропортящиеся продукты перевозят при пониженных температурах. В зависимости от способа температурной обработки различают три группы скоропортящихся продуктов: свежие, не подвергшиеся обработке, замороженные (от -7 до -18°C) и глубокомороженые (ниже -18°C).

Классификация транспортных средств для перевозки скоропортящихся грузов определена специальным соглашением о международных перевозках скоропортящихся пищевых продуктов и о специальных транспортных средствах Комитета по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии ООН.

Весь подвижной состав для перевозки скоропортящихся грузов делится на три группы: изотермические фургоны, фургоны-ледники, фургоны-рефрижераторы.

У изотермических фургонов кузов имеет термоизоляцию, но нет принудительного охлаждения. Эти фургоны предназначены для перевозки продуктов на короткие расстояния (внутри города) при температуре, соответствующей погрузке. Автофургоны по конструкции могут быть с цельнометаллическим изотермическим кузовом с боковой одностворчатой и задней двустворчатой дверью или с цельнометаллическим изотермическим кузовом из пяти секций, каждая из которых имеет стеллажи для размещения лотков и отдельную дверь. Такого типа фургоны изготавливаются Горьковским заводом специализированных автомобилей. Модели ГЗСА-950 и ГЗСА-3702 предназначены для перевозки свежих охлажденных и скоропортящихся продуктов. Изотермический кузов этих фургонов деревометаллический: с внутренней обшивкой из оцинкованной стали, а наружной — из неокисляемой. Сзади у кузова — одностворчатая дверь.

Фургоны-ледники имеют изолированные кузова с принудительным охлаждением (водный лед — чистый или с добавлением соли, сухой лед, сжиженные газы и др.), но не имеют холодильной установки. Они предназначены для перевозки охлажденных или замороженных продуктов на небольшие расстояния. Фургоны-ледники делят на три класса. Температуру внутри нагруженного фургона-ледника сначала понижают, а затем поддерживают при средней наружной температуре 30°C в течение 12 ч не выше -7°C (класс А), не выше -10°C (класс В) и не выше -20°C (класс С).

Фургоны-рефрижераторы имеют термоизолированные кузова, оборудованные холодильными установками, и предназначены для перевозки охлажденных и замороженных продуктов на дальние расстояния. Их тоже делят на три класса. Температуру внутри незагруженного фургона сначала понижают, а затем поддерживают в течение 12 ч при температуре от -12 до 0°C (класс А), от -12 до -10°C (класс В) и от -12 до -20°C (класс С).

В кабине водителя автомобиля-рефрижератора вместо пассажирского сиденья установлено два холодильных агрегата. Компрессор сжимает пары фреона до давления насыщения паров. Затем этот хладагент поступает в конденсатор, где превращается в жидкость, и далее к вентилю, где дросселируется, начинает испаряться и проходит в змеевики аккумуляторов холода. Рассол в аккумуляторах холода отдает тепло циркулирующему в змеевиках испаряющемуся фреону; при этом температура рассола понижается. Охлаждение внутреннего

мещения кузова происходит в результате поглощения тепла при оттаивании замороженного рассола.

Для охлаждения изотермических кузовов применяют различные *источники холода*, как временные, так и постоянные.

Сухой лед (твердая углекислота), используемый в качестве *временного источника холода*, позволяет поддерживать в кузове низкие температуры при высокой чистоте. Холодопроизводительность сухого льда достаточно высока. Благодаря свойству сухого льда переходить непосредственно из твердого в газообразное состояние его используют при перевозке мороженого продукта без охлаждающих приборов. Иногда сухой лед загружают в отсеки между наружной и внутренней облицовкой кузова. Применение сухого льда ограничено его относительно высокой стоимостью, поэтому сухой лед используют в основном для перевозки мороженого в торговую розничную сеть. Более экономно расходуется сухой лед при использовании промежуточного хладоносителя, циркулирующего в трубах охлаждающего прибора. Применение сухого льда не обеспечивает равномерность температуры во всех пространствах кузова.

В качестве временных источников холода могут быть также использованы растворы, замороженные в стационарных холодильных установках, или легко испаряющиеся вещества, циркулирующие по трубопроводам охлаждающего прибора. Для температур до -16°C применяют раствор хлористого натрия, а для более низких температур — хлористый кальций. В зависимости от концентрации водные растворы этих солей остаются в жидком состоянии при температурах значительно ниже 0°C . Наиболее эффективным хладоносителем является фреон (дихлорметан или метилен хлорид), имеющий при низких температурах малую вязкость. Основные требования к хладоносителям: малая вязкость при низких температурах, низкие температуры замерзания, высокая теплоемкость, теплопроводность, теплоотдача, негорючесть, взрывобезопасность, нетоксичность, отсутствие коррозирующего воздействия на металл.

Временными источниками холода могут быть аккумуляторы холода, представляющие собой пустотелые гофрированные плиты с оребренными змеевиками внутри. Такое охлаждение является временным, так как запас холодопроизводительности аккумуляторов ограничен.

Если же аккумуляторы холода можно заряжать от компрессорной холодильной установки, смонтированной на автомобиле и имеющей привод от автономного двигателя, то аккумуляционное охлаждение становится постоянным. В этом случае оно называется машинно-аккумуляционным охлаждением.

Преимущество аккумуляционного охлаждения перед машинно-аккумуляционным заключается в отсутствии холодильной установки, необходимости включать двигатели на стоянках и в снижении шума.

Машинные холодильные установки автомобилей и прицепов являются *постоянными источниками холода*. Обычно образование холода осуществляют испарением легко испаряющихся хладагентов, например, фреонов, предварительно сжатых компрессорами и конденсированных, или испарением жидкого аммиака, поглощаемого затем водоаммиачным раствором (адсорбционные установки). Фреоны не горючи, взрывобезопасны, не агрессивны к металлам, не имеют запаха и поэтому получили наибольшее распространение. Фреоны не должны содержать влаги более $0,0025\%$ во избежание закупорки трубопроводов замерзшей водой.

Термодинамические свойства фреонов различны. Наиболее пригодными для использования в качестве хладагентов компрессорных машин оказались фреон-12 и фреон-22, температура кипения которых соответственно равна $-29,8$ и $-40,8^{\circ}\text{C}$, а теплота парообразования 167 и 192 кДж/кг.

Холодильная машинная установка, работающая на фреоне, является наиболее сложной из постоянных источников холода.

Установка (рис. 12.2) работает следующим образом. Автомобильный двигатель 1 приводит в действие компрессор 3, который засасывает из испарителя 8 хладагент — фреон, находящийся в парообразном состоянии. Пары фреона через теплообменник 11 поступают в компрессор, где сжимаются до необходимого для их конденсации давления и нагреваются вследствие этого до $70\text{--}80^{\circ}\text{C}$. Затем пары фреона поступают в охлаждаемый струей воздуха от вентилятора (см. рис. 12.2) конденсатор 7, где, охлаждаясь, переходят в жидкое состояние. Из конденсатора жидкий фреон поступает в ресивер 4 (запасная емкость) и проходит далее по змеевику теплообменника 11. Здесь за счет теплообмена с холодными парами фреона, движущимися к компрессору 3 из испарителя 8, жидкий фреон охлаждается. Затем жидкий фреон поступает в фильтр-осушитель 10, в котором очищается от влаги, и далее в терморегулирующий вентиль 9, где происходит дросселирование фреона, т. е. понижается его давление, а следовательно, и температура. Смесь парообразного и жидкого фреона подается в испаритель, где происходит парообразование. Фреон, превращаясь из жидкости в пар, отбирает тепло от окружающего воздуха, прогоняемого вентилятором (на рис. 12.2 не показан) через испаритель 8, называемый также воздухоохладителем. В дальнейшем цикл повторяется.

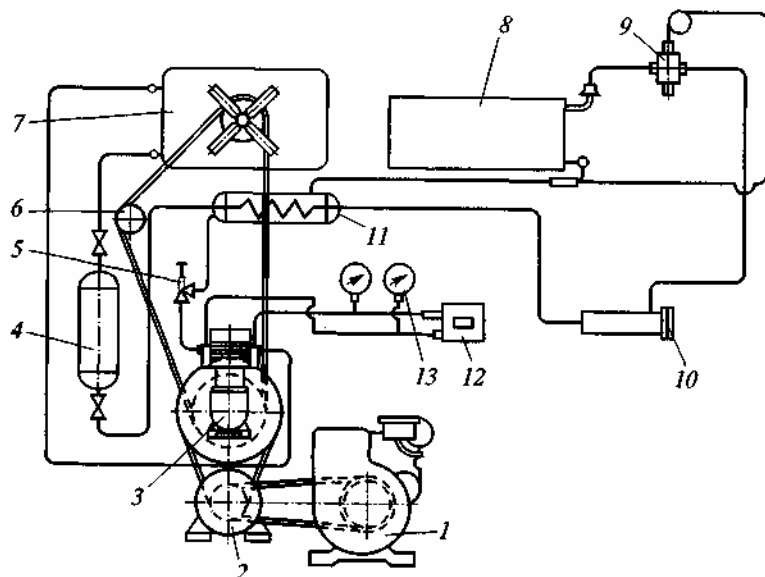


Рис. 12.2. Схема холодильной установки:

1 — карбюраторный двигатель; 2 — электродвигатель; 3 — фреоновый компрессор; 4 — ресивер; 5 — регулировочный кран; 6 — генератор постоянного тока; 7 — конденсатор; 8 — испаритель; 9 — терморегулирующий вентиль; 10 — фильтр-осушитель фреона; 11 — теплообменник; 12 — реле давления; 13 — мановакуумметр

Двигаясь по замкнутой цепи и переходя из одного состояния в другое, хладагент не расходуется. Производительность холодильной установки можно уменьшить, пользуясь регулировочным краном 5. Работу компрессора контролирует специальное реле, которое выключает компрессор при чрезмерном возрастании давления нагнетания или при понижении давления всасывания. Энергию, необходимую для работы установки, как видно из рисунка, получают от двигателя, приводящего в действие компрессор, генератор постоянного тока и вентиляторы, которые создают потоки воздуха через конденсатор и воздухоохладитель.

Для повышения интенсивности охлаждения кузова установка дополнена вентиляционной системой, создающей принудительную циркуляцию воздуха. Этот воздух проходит через испарители, представляющие собой батареи с циркулирующим внутри, как было описано, хладагентом. Вентилятор и испаритель закрыты кожухом, через который проходит воздух.

Привод компрессора и вентиляторов может быть осуществлен различными способами. Непосредственный привод от автомобиль-

ного двигателя неудобен тем, что требует работы двигателя на стоянках. В городских условиях при непродолжительных остановках автомобиля-рефрижератора этот недостаток в известной мере компенсирован установкой дополнительных аккумуляторов холода. Привод холодильной установки от автономного (собственного) двигателя делает ее независимой от работы автомобильного двигателя. Для междугородных перевозок этот привод более предпочтителен. Для привода холодильной установки применяют также электродвигатель 2 (см. рис. 12.2), включаемый на стоянках в стационарную электросеть.

Установки, используемые не только для охлаждения, но и для подогрева кузова, называют обратимыми. Энергии на подогрев кузова расходуется значительно меньше, чем на охлаждение, так как в случае, когда требуется подогрев, перепад температур снаружи и внутри кузова бывает небольшой.

§ 12.4. Автомобильные поезда

С целью повышения производительности автомобилей и снижения себестоимости транспортных работ применяются автомобильные поезда. В одинаковых условиях эксплуатации себестоимость перевозок автопоездом на 25—30 % ниже, а его производительность в среднем в 1,5 раза выше, чем у одиночного автомобиля. Стоимость топлива, расходуемого на 1 т-км транспортной работы у автопоездов, также ниже на 28—37 %.

Транспортное средство, состоящее из автомобиля-тягача и прицепного подвижного состава, называют *автомобильным поездом*. Автомобиль-тягач может быть буксирным или седельным. Прицепной подвижной представляет собой прицеп, полуприцеп или прицеп-роспуск.

Любой автомобиль, имеющий сцепное устройство, является *буксирным тягачом*. Сцепное устройство, устанавливаемое на задней поперечине рамы, представляет собой скобу или крюк с амортизирующей пружиной. Для буксирования тяжелых прицепов служат тягачи, которые в отдельных случаях для предотвращения буксования загружены специальным балластом.

У *седельного тягача*, предназначенного для работы с полуприцепом, имеется опорно-сцепное устройство, в которое помимо сцепного механизма, передающего на прицеп тяговое усилие, входит также опорная плита, воспринимающая вертикальную нагрузку от передней части полуприцепа.

Грузоподъемность обычного автомобиля нельзя увеличить сверх определенного предела. Ограничением грузоподъемности служит

прочность дорог, выражаемая предельной допустимой мостовой нагрузкой. Увеличить грузоподъемность транспортного средства можно переходом от одиночных автомобилей к автопоезду. Особенно эффективно использовать в составе автопоездов седельные тягачи с полуприцепами, так как, применяя сменные полуприцепы, можно сократить простои под погрузкой и разгрузкой. Кроме того, автопоезда такого типа обладают лучшей проходимостью, маневренностью и устойчивостью по сравнению с автопоездами, состоящими из тягачей с прицепами.

§ 12.5. Седельные тягачи, прицепы и полуприцепы. Типы и технические характеристики

Седельные тягачи (рис. 12.3) выпускают на базе основных моделей грузовых автомобилей. Каждый из них предназначен для эксплуатации с полуприцепом определенного типа. Так, тягач КАЗ-608 чаще всего эксплуатируют с двухосным полуприцепом КАЗ-717 или с одноосным ОдаЗ-885. С этими же полуприцепами обычно работает тягач ЗИЛ 421410. Основным полуприцепом для седельного тягача КамАЗ-5410 (рис. 12.3, з) является бортовой полуприцеп ОдаЗ-9370

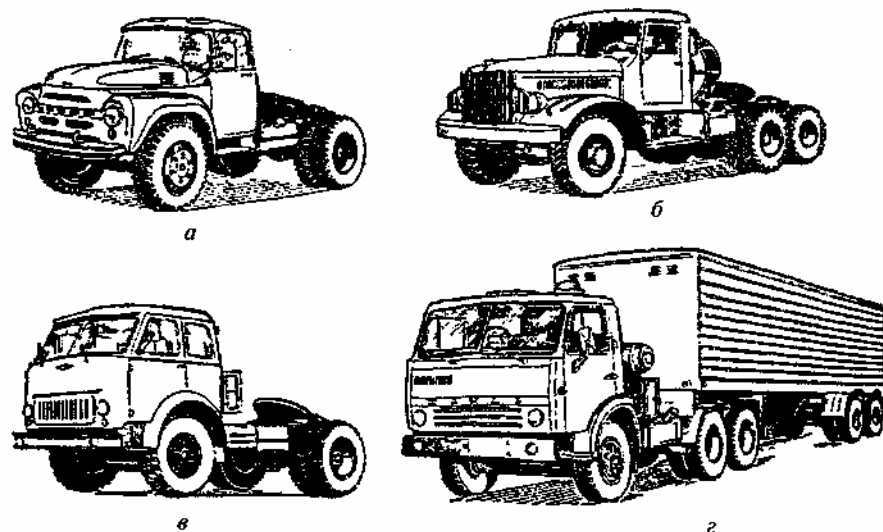


Рис. 12.3. Автомобили-тягачи:

а — ЗИЛ-130В1-66; б — КрАЗ-258; в — МАЗ-5429; г — КамАЗ-5410 с прицепом

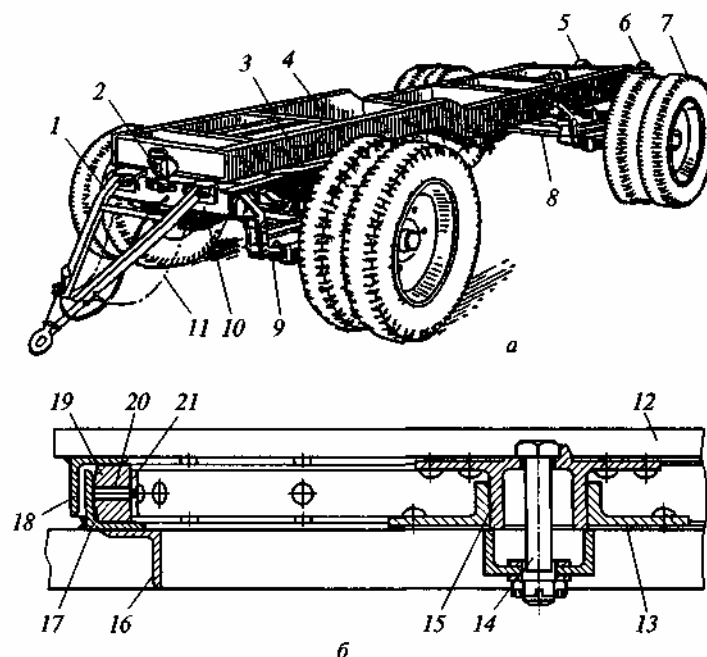


Рис. 12.4. Двухосный прицеп:

а — общий вид; б — устройство поворотного круга;

1 — дышло; 2 — стопор поворотного устройства; 3 — поворотное устройство; 4 и 12 — рамы; 5 — тяговый прибор; 6 — фонарь; 7 — колесо; 8 — задний мост; 9 — рессора; 10 — поворотная тележка; 11 — аварийная цепь; 13 — гнездо шкворня; 14 — болт; 15 — шкворень; 16 — подрамник; 17 — нижнее кольцо; 18 — верхнее кольцо; 19 — ролик; 20 — ось ролика; 21 — сепаратор

или фургон ОдаЗ-9770. Седельный тягач КрАЗ-258 работает с тяжелыми полуприцепами.

В зависимости от назначения прицепы и полуприцепы подразделяют на грузовые, пассажирские, специального назначения. Грузовые прицепы в свою очередь по типу кузова делят, как и автомобили, на платформы, фургоны, цистерны и самосвалы. Выпускают прицепы и полуприцепы со специальными кузовами, с самосвальными установками, без бортов и с бортами нормальной и увеличенной высоты. По грузоподъемности различают прицепы и полуприцепы малой, средней и большой грузоподъемности. По числу осей колесные прицепы и полуприцепы могут быть одноосными, двухосными, трехосными и многоосными.

В настоящее время заводы выпускают более 20 моделей автомобильных прицепов. Рассмотрим в качестве примера конструкцию двухосного прицепа (рис. 12.4).

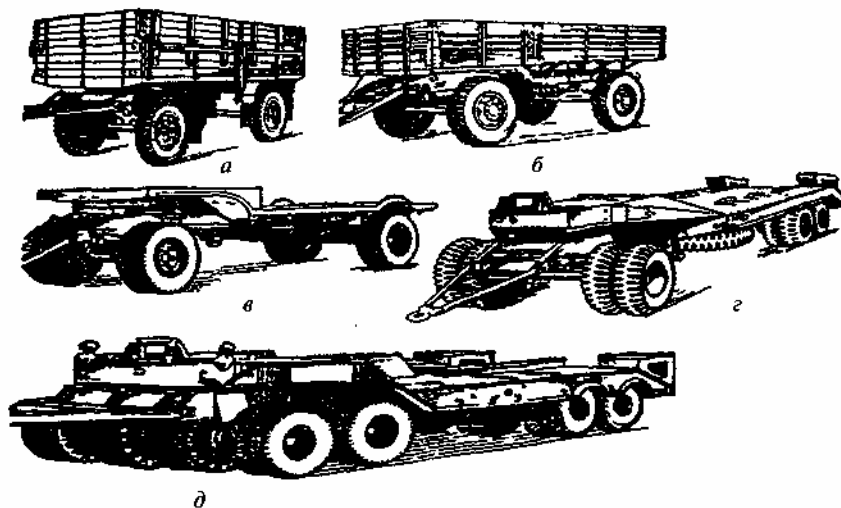


Рис. 12.5. Прицепы:
а, б, в — двухосные; г, д — многоосные

Основу прицепа составляет рама 4, к которой сзади через рессоры прикреплен задний мост 8 с колесами 7. Передняя поворотная тележка 10 с колесами 9 прикреплена к подрамнику. Рама соединена с подрамником передней оси через поворотное устройство 3, состоящее из двух колец, сваренных из углового железа. Верхнее кольцо 18 приварено к раме 12, а нижнее 17 — к подрамнику 16. Легкость поворота обеспечена стальными или чугунными роликами 19, вращающимися на осях 20 сепаратора 21. Шкворень 15, установленный в гнезде 13, является осью поворота подрамника 16 относительно рамы 12. Болт 14 удерживает раму от вертикальных перемещений. Во время поворота ролики 19 перекатываются по кольцам 18 и 17, и передняя ось прицепа поворачивается на шкворне 15 относительно рамы. С буксирным прибором автомобиля-тягача прицеп соединен дышлом 1 (см. рис. 12.4, а), имеющим кольцо, что позволяет прицепу перемещаться в горизонтальном и вертикальном направлениях относительно тягача и в пределах аварийных цепей 11. Поворотное устройство имеет стопор 2, который запирает устройство при движении автомобильного поезда задним ходом для предотвращения вилия прицепа.

Самым массовым является двухосный прицеп ГКБ-817 (рис. 12.5, а) грузоподъемностью 5 т. С автомобилями МАЗ-5335 эксплуатируют двухосный прицеп МАЗ-5243 (рис. 12.5, б) грузоподъемно-

стью 6,8 т, а с автомобилями большей грузоподъемности — двухосный прицеп МАЗ-5206 (рис. 12.5, в) грузоподъемностью 10 т.

Выпускаются этими же заводами трех- и четырехосные прицепы (рис. 12.5, г, д). Так, прицеп ЧМЗАП-5203В имеет грузоподъемность 20 т, на 3 осях, а грузоподъемность четырехосного прицепа ЧМЗАП-1-5212 (рис. 12.5, д) достигает 60 т.

Контрольные вопросы

1. Назовите особенности конструкций автомобилей-самосвалов.
2. Охарактеризуйте особенности конструкций автомобилей-цистерн.
3. Укажите особенности конструкций автомобилей-рефрижераторов.
4. Опишите работу холодильной установки рефрижератора.
5. Какие хладагенты используются в холодильных установках?
6. Назовите особенности конструкций автомобилей-тягачей.
7. Каковы преимущества применения автопоездов?

ГЛАВА 13

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

§ 13.1. Современные компоновки легковых и грузовых автомобилей

Компоновкой называют порядок размещения на автомобиле отдельных его механизмов и систем, а также частей кузова, отличающихся по назначению.

Компоновочная схема автомобиля должна отвечать условиям эксплуатации, назначению и стоимости автомобиля, а также характеру его производства. Основными целями компоновки, общими для автомобилей всех типов, являются такое распределение полной массы автомобиля по осям, при котором будет осуществляться надежное сцепление ведущих колес с поверхностью дороги, обеспечение минимальных размеров и массы автомобиля при заданной его грузоподъемности, удобное и безопасное размещение людей и груза, доступность механизмов для их обслуживания и ремонта.

Компоновка шасси грузовых автомобилей общего назначения имеет много общего. У этих автомобилей сцепление, коробка передач объединены с двигателем в единый силовой агрегат, размещенный в передней части. Главная передача, дифференциал, полуоси и ведущие колеса представляют собой другую сборочную единицу — ведущий мост, расположенный в задней части автомобиля. Целесообразность такой компоновки объясняется в основном следующим. При переднем расположении силового агрегата повышается удобство управления им и упрощается охлаждение двигателя. Использование задних колес в качестве ведущих обусловлено их лучшим сцеплением с дорогой, так как на задние колеса нагрузка обычно больше.

Для автобусов с целью повышения вместимости, комфортабельности и безопасности используют особую вагонную схему компоновки. Внутренняя планировка автобуса: число и расположение дверей, сидений, наличие, размеры и расположение багажного отделения может быть различной в зависимости от назначения автобуса. Задние

колеса всегда являются ведущими (у сочлененного автобуса — задние колеса передней секции). Двигатель может быть расположен спереди, сзади, а также в средней части (внутри базы) под полом кузова.

Компоновочные схемы легковых автомобилей определяются прежде всего расположением двигателя и ведущих колес. В настоящее время приняты следующие три основные схемы:

- двигатель расположен впереди, ведущие колеса — задние (классическая схема);
 - двигатель расположен сзади, ведущие колеса — задние (заднеприводная схема с задним расположением двигателя);
 - двигатель расположен впереди, ведущие колеса — передние (переднеприводная схема с передним расположением двигателя).
- Две последние схемы имеют следующие разновидности:
- двигатель расположен сзади перпендикулярно продольной оси автомобиля;
 - двигатель расположен впереди перпендикулярно продольной оси автомобиля и ведущие колеса передние.

Кроме того, возможны еще пять аналогичных схем с расположением двигателя внутри и вне базы. Таким образом, имеется всего десять конструктивных схем. Каждая схема имеет свои достоинства и недостатки.

На рис. 13.1 показаны различные схемы расположения двигателя и трансмиссии, которые применяют на выпускаемых в настоящее время автомобилях.

Легковой автомобиль состоит из трех основных элементов — кузова, двигателя и шасси. Шасси включает в себя трансмиссию, ходовую часть и рулевое управление, а кузов состоит из пассажирского помещения, багажника и моторного отделения.

Кузов может быть трех- и двухобъемным. Один объем — моторное отделение, второй — пассажирское помещение, а третий объем — багажник.

Пассажирское помещение изменялось по длине в зависимости от числа рядов сидений, ширины сидений и количества пассажиров, размещаемых на одном сиденье. Размеры багажника с течением времени сильно менялись. Чем больше багажник, встроенный в кузов, тем автомобиль удобнее, но его длина становится больше. Величина и форма моторного отделения зависит от размеров двигателя и его обслуживания, а также от требований, связанных с удобством обслуживания и ремонта автомобиля, учитываются возможность уменьшения коэффициента сопротивления воздуха, эстетические требования (дизайн автомобиля).

Компоновочные
схемы при переднем
расположении двигателя:



ведущие колеса задние



ведущие колеса передние



над осью, ведущие колеса передние



за осью, ведущие колеса передние



над осью, привод на все колеса

Компоновочные
схемы при заднем
расположении двигателя:



ведущие колеса задние



над осью, ведущие колеса задние



перед осью, ведущие колеса задние

Рис. 13.1. Схемы компоновки кузова

В 30-х годах XX в. применяли в основном рядные четырех-, шести- и восьмицилиндровые двигатели с большим рабочим объемом. Малая литровая мощность двигателя не позволяла даже на наиболее дешевых и массовых автомобилях иметь рабочий объем меньше чем 2,5—3 л. На большинстве моделей устанавливали двигатели с рабочим объемом 3,5—4,0 л, что обеспечивало мощностью 40—60 л. с. Двигатель того времени обладал недостаточной надежностью, поэтому необходим был легкий доступ ко всем его частям, а также возможность проведения различного вида ремонтов без демонтажа силового агрегата с шасси. Вследствие этого конструкторы были вынуждены делать моторное отделение значительных размеров. Наличие жестких неразрезных осей и рессорной подвески ограничивало возможность нагружения передней оси более чем на 30 % общей массы автомобиля. При больших нагрузках у автомобиля снижалась проходимость, он становился неустойчивым и плохо «держал» дорогу при

движении с высокой скоростью. По этим причинам конструкторы использовали классическую схему компоновки, хотя это увеличивало длину и высоту автомобиля. В первые годы развития автомобилестроения двигатель располагали внутри колесной базы, а агрегаты трансмиссии не объединяли ни между собой, ни с двигателем. В результате база автомобиля, зависящая от длины кузова, определялась также длиной агрегатов и карданных валов между ними.

Стремление к уменьшению базы, а также к упрощению и снижению стоимости автомобиля привело к созданию блочных конструкций, в первую очередь к объединению двигателя, сцепления и коробки передач в один силовой агрегат. В таком виде эта схема сохраняется до сих пор (см. рис. 13.1).

Требование к повышенной устойчивости автомобиля, когда его максимальная скорость стала более 100 км/ч, внесло коррективы в классическую схему и привело к созданию независимой передней подвески. Оказалось возможным распределять нагрузку по осям по-разному, что значительно улучшило комфортабельность и устойчивость автомобиля. Введение независимой передней подвески позволило также снизить расположение центра тяжести автомобиля благодаря приближению оси двигателя к поверхности дороги без уменьшения дорожного просвета.

§ 13.2. Основные направления модернизации выпускаемых автомобилей

Представляя себе автомобиль XXI века, ничего не надо выдумывать — просто нужно собрать воедино технические новинки, представленные уже сегодня ведущими фирмами в качестве прототипов. Трудно провести границу между «сегодня» и «завтра» автомобилей. Интервалы между сменами моделей грузовиков и автобусов несколько длиннее, чем у легковых автомобилей, поскольку программа их выпуска меньше, и затраты на производство окупаются медленнее.

Каких можно ожидать изменений в силовых и трансмиссионных агрегатах автомобилей? Прежде всего изменятся источники механической энергии для привода автомобилей, поскольку наверно будет невозможно обеспечить потребности в жидком углеводородном топливе для двигателей полностью. Энергия в перспективе будет извлекаться, в основном, из экологически чистых источников, и для использования в автомобилях ее необходимо будет аккумулировать. Наиболее целесообразно ее аккумулировать в виде водорода или природного газа, используемого в быту и промышленности. Аккумуляирование водорода в настоящее время еще недостаточно совершенно,

а его производство дорого. Ожидается улучшение параметров электрических аккумуляторов и предполагается, что они смогут заменить бензиновый двигатель полностью или частично.

Ожидаемые усовершенствования автомобиля будут происходить в нашей стране постепенно, с учетом современного состояния автомобильного транспорта, различных его служб, дорог.

Ожидаемые изменения в конструкции автомобиля привели к появлению пока неофициального термина «Всемирный автомобиль». Этот термин не относится к машине определенного класса. Он охватывает четырех-пятиместные автомобили с рабочим объемом двигателя от одного до двух литров. «Всемирный» должен иметь просторный двухобъемный кузов вместо распространенного трехобъемного, т. е. багажник включен в пассажирское помещение кузова. Такая компоновка уже принята для автомобилей, например ВАЗ. Они короче трехобъемных моделей.

Конструкторы пытаются найти излишки металла в конструкции кузова, применяют пластики и легкие сплавы вместо стали, а стальные листы оцинковывают для защиты от коррозии и делают тоньше. Автомобиль комплектуют узким запасным мини-колесом, годным на 5000 км езды. Сводят к минимуму сопротивление движению. Модели каждого следующего года отличаются меньшим коэффициентом сопротивления воздуха. Сопротивление качению шин уменьшают за счет применения новых материалов шины, рисунка протектора, повышенного внутреннего давления.

По-новому конструкторы взглянули и на двигатели, как на дизели, так и на бензиновые, оборудуя их турбонагнетателями и системами непосредственного впрыска топлива. Еще недавно дизель считался агрегатом грузовых автомобилей и автобусов, а впрыск бензина и нагнетатели — привилегией высококлассных и спортивных легковых машин. Такое разграничение объяснялось большой массой и шумностью дизеля, дороговизной и сложностью компрессоров и аппаратуры впрыска. Следует напомнить, что дизель расходует на 25—45 % меньше топлива (причем более дешевого), чем карбюраторный двигатель; в его выхлопе в полтора раза меньше токсичных веществ.

Впрыск бензина на 10—25 % эффективнее карбюрации, топливо более равномерно распределяется по цилиндрам, точно дозируется и полнее сгорает. Компрессор (нагнетатель), уплотняя заряд воздуха, увеличивает мощность двигателя на 30—40 %. Схема двигателя с газотурбонагнетателем показана на рис. 13.2.

К тому же дизели стали легче и бесшумнее, а электронное управление впрыском, когда-то дорогое и капризное, теперь полностью освоено. Получилось, что бензиновый двигатель и дизель как бы

«сблизились». У обоих — впрыск топлива, у дизеля возросла частота вращения вала, у бензинового двигателя — степень сжатия. Двигатели обоих типов получают распространение на массовых легковых автомобилях, все чаще их снабжают нагнетателями, однако не с прежним механическим приводом, а действующими под напором отработавших газов (см. рис. 13.2). Достигается двойной эффект: уплотнение заряда смеси и дожигание некоторого количества токсичных веществ; КПД двигателя с турбонаддувом выше.

Еще один признак предстоящих изменений — появление множества опытных и серийных легковых автомобилей с необычными дверями кузова, чаще всего сдвижными, не занимающими много пространства при открывании, и более безопасными при эксплуатации в городских условиях. На международных выставках были показаны двери, колесные диски и бензобаки, изготовленные из высокопрочного металла.

Оценочный показатель эффективности «всемирного автомобиля» середины 80-х годов с карбюраторным двигателем равен в среднем около 2,5, т. е. в 10—15 раз выше, чем у автомобиля начала века. А общий оценочный показатель, учитывающий основные потребительские качества машины, выше в 30—50 раз. Показатели автомобилей-участников «Конкурсов XXI века» еще вдвое выше.

В последние десятилетия «автомобильного века» развитие легкового автомобиля протекало в борьбе противоположных тенденций. С одной стороны, автомобиль становился все более совершенным, приспособленным к разнообразным условиям эксплуатации, все менее привязанным к пунктам обслуживания, более доступным для управления. Словом, все более соответствующим его первоначальной идее. С другой стороны, видна тенденция к усложнению, удорожанию автомобиля, появляется множество ограничений при создании его конструкции. По-видимому, исход противоборства будет компромиссным. Можно утверждать, что наступает новый период истории автомобиля — период рационализации.

Над созданием сверхлегких автомобильных кузовов из высокопрочных марок стали работают многие фирмы. Фирмой «Порше Инжиниринг Сервис» разработан автомобиль, у которого почти все де-

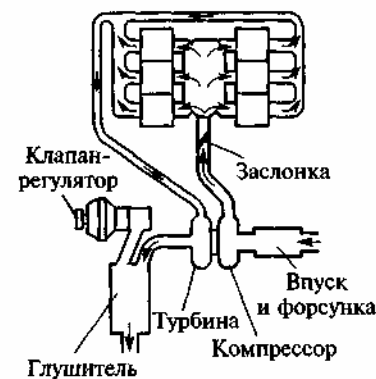


Рис. 13.2. Схема двигателя с турбокомпрессором

тали (80 %) кузова выполнены из специальных высокопрочных сталей, что в десять раз больше доли такого металла в современных серийных автомобилях

Силовые элементы «выдавлены» методом гидроформования, причем профили имеют весьма изощренную форму и большую протяженность.

Конечно, спецсталь дороже обычного холоднокатаного листа, зато для изготовления кузова ее требуется гораздо меньше, следовательно, уменьшение собственной массы автомобиля приведет к экономии топлива. Оптимисты считают, что такие автомобили будут расходовать 3,2—4,5 л на 100 км пробега.

Разработчики сулят не только малую снаряженную массу этого автомобиля (933 кг), но и пять заветных звездочек в крэш-тестах по методике NCAP (European New Car Assessment Programme — Европейская программа оценки новых автомобилей). Независимые крэш-тесты позволяют судить о рациональности и безопасности той или иной модели. Эксперты фиксируют перегрузки, испытываемые специальными манекенами. Итоговый результат для протестированной модели складывается из оценок нагрузок на голову, шею, туловище и ноги манекена. Наивысшая оценка безопасности — пять звезд. Одна или две звезды означают вероятность серьезных травм или даже летального исхода, что одинаково плохо как для маленькой машинки, так и для представительского лимузина.

§ 13.3. Общие сведения об электромобилях

Электромобили были по достоинству оценены уже на заре автомобилизма. Привлекало их бесшумное движение, отсутствие загрязнения атмосферы и простота управления. Очень привлекательным было и то, что не требовалось предварительно запускать и до начала движения разогревать двигатель. Эти свойства электромобиля в настоящее время ценятся не меньше, чем раньше. Однако наиболее слабой стороной электромобиля является недостаточная мощность и емкость его аккумулятора электрической энергии.

В табл. 13.1 дано сравнение основных показателей нескольких наиболее известных типов аккумуляторов. Наиболее важным является плотность энергии, определяющая массу электромобиля при требуемом запасе хода, поскольку масса аккумулятора составляет почти $\frac{1}{3}$ всей массы электромобиля. Несмотря на то, что для шасси используют качественные и легкие материалы, масса автомобиля остается большой, что весьма отрицательно сказывается на всех его важных параметрах.

Данные электрических аккумуляторов

Тип аккумулятора	Срок службы (циклы перезарядки)	Плотность энергии, Вт · ч/кг	Относительная стоимость
Свинец — кислота	200	16—28	1
Никель — железо	2000	25	3
Никель — кадмий	200	31	8
Никель — цинк	200	55	4
Серебро — цинк	100	110	9
Серебро — кадмий	200	До 130	10
Литий	—	До 150	—

При анализе достоинств электромобилей очень часто ссылаются на простоту и дешевизну их эксплуатации. При этом показывают, сколько энергии (в кВт · ч) требуется на 1 км пробега. Однако при общей экономической оценке электромобиля необходимо рассматривать и замену аккумуляторов, которые дороги и имеют небольшой срок службы. В стоимость затрат следует включить также ремонт аккумуляторов и самого автомобиля, а также амортизационные отчисления на автомобиль и оборудование для его обслуживания. Системы тиристорного регулирования электромобилей также стоят дорого, так что после суммирования всех составляющих выясняется, что экономия затрат весьма проблематична. Начальная стоимость электромобиля всегда будет выше, чем автомобиля с бензиновым двигателем, из-за высокой цены аккумуляторов. При этом срок службы аккумуляторов, определяемый числом циклов его перезарядки, весьма невелик и составляет около 50 000 км. Неприемлемо также и то, что чем выше плотность энергии, тем меньше срок службы аккумуляторов, а следовательно, тем выше их стоимость. Сам электродвигатель почти не нуждается в текущем ремонте, но аккумуляторы, как показывает опыт, все же требуют обслуживания после пятнадцати циклов перезарядки. Если батарея аккумуляторов к тому же составлена из многих элементов, то контроль за состоянием соединений и электролитом требует длительного времени.

Другой нерешенный пока вопрос заключается в том, что удобнее: зарядить аккумуляторы на автомобиле или заменить их другими. Хотя при зарядке отпадают манипуляции с тяжелыми аккумуляторами, но необходимо ждать 6—8 ч, пока аккумулятор полностью зарядится.

Замена аккумуляторов могла бы увеличить фактический запас хода, однако это требует очень хорошей организации обслуживания. Для этого прежде всего нужно было бы унифицировать размеры и

способ монтажа аккумуляторов в автомобиле. При этих условиях пользователи не покупали бы аккумуляторы, а брали их напрокат, что очень удобно, так как не надо заботиться о состоянии аккумулятора.

С экономической точки зрения важно, каким способом производится электроэнергия. В настоящее время большинство электростанций — тепловые, работающие на нефтяных топливах, поэтому использование автомобилей не повлияло бы на снижение расхода нефти. С энергетической точки зрения, автомобиль не слишком выгоден, поэтому в будущем должны использоваться источники энергии, которые дадут и дешевый электрический ток.

§ 13.4. Аккумуляторы энергии

В настоящее время, как отмечалось, имеются сообщения о гибридных схемах из инерционных и электрических аккумуляторов. Использование энергии маховика при разгоне автомобиля позволяет существенно уменьшить массу электрического аккумулятора и увеличить срок его службы. При движении с небольшой нагрузкой маховик может быть запущен током от электрического аккумулятора. Это, однако, предъявляет дополнительные требования к системе регулирования электрического тока. В такой гибридной схеме также потребуется наличие сигнализации о мгновенном количестве энергии, запасенной в маховике, что необходимо знать водителю при совершении маневра автомобиля, например, при обгоне.

Ниже приведена плотность энергии ($\text{Вт} \cdot \text{ч/кг}$), запасаемой в различных аккумуляторах энергии:

Маховик из стали	20—40
Маховик из материала «Кевлар»	70—120
Свинцовый	30—35
Серебряно-цинковый	100
Тепловой LiF	470
Гидрид FeTi	470
Гидрид NiMg	940
Гидрид MgH_2 (5 % H_2)	1800
Водород	33 000
Бензин	11 000

Из приведенных данных видно, что наивыгоднейшим топливом можно считать водород, который по своей теплотворной способности в три раза превосходит бензин.

В блокадном Ленинграде в 1941 году был издан приказ о переводе автомашин на отработанный в аэростатах загрязненный водород. Схема перевода питания бензинового двигателя на водород, предложенная изобретателем Шелищем Б.И. — воентехником по ремонту аэростатных лебедок, была предельно проста. Отработанный водород из газгольдера поступал во всасывающий коллектор двигателя автомобиля ГАЗ — АА. Авторское свидетельство (№ 64209) на это изобретение было оформлено после прорыва Ленинградской блокады в 1943 году.

Как всегда, в новом и перспективном деле множество вариантов. Самый простой — вместо бензобака разместить на автомобиле баллоны со сжатым водородом.

В случае применения в автомобиле гибридного привода можно ожидать уменьшения рабочего объема двигателя внутреннего сгорания. Меньший двигатель легче разместить в автомобиле, доступность и обслуживание его упрощаются.

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте основные направления развития конструкции современного легкового автомобиля.
2. Охарактеризуйте основные направления развития конструкции современного грузового автомобиля.
3. Расскажите о достоинствах и недостатках компоновки двигателя с его передним расположением в автомобиле.
4. Расскажите о достоинствах и недостатках компоновки двигателя с его задним расположением в автомобиле.
5. Каковы достоинства электромобиля и причины, препятствующие его распространению?
6. Расскажите о возможности применения нетрадиционных двигателей на легковых автомобилях.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Развитие автомобильного транспорта вызвало ужесточение требований к шуму и плавности хода автомобилей. Речь идет не только о работе двигателя, глушителях впуска и выпуска газов, но и о шумности работы вентилятора, о шуме шин, аэродинамическом шуме при открытых боковых окнах или установке багажника на крыше и т. д.

Развитие подвесок автомобилей среднего и большого классов, по-видимому, будет направлено на осуществление автоматического регулирования дорожного просвета автомобиля в зависимости от его нагрузки или неровностей дороги.

Транспорт личного пользования невозможно представить без легкового автомобиля. Уровень культурного и экономического развития нации в настоящее время оценивается в значительной степени тем, какое число жителей приходится на один автомобиль. В легковом автомобиле ценится то, что он дает возможность без пересадок с высокой степенью комфорта и за короткое время добраться от одного места до другого.

В последние годы число автомобилей настолько возросло, что затруднилось движение городского транспорта, возникла проблема стоянок автомобилей, повысилось загрязнение окружающей среды. Средняя скорость перемещения зависит, как оказалось, не только от мощности двигателя автомобиля, но и от условий движения, т. е. от количества и качества автомобильных дорог, плотности движения и качества его организации, возможности поставить автомобиль на стоянку и т. д.

В настоящее время во многих городах сложилась ситуация, при которой в часы пик к цели можно добраться быстрее пешком, чем на автомобиле. Дорожные заторы снижают среднюю скорость автомобиля почти до 10 км/ч, а частые торможения, остановки и разгоны автомобиля вызывают не только повышенный расход топлива, но и большое загрязнение воздушных бассейнов городов вредными продуктами отработавших газов. Поэтому сейчас настоятельно необходимо совершенствовать не только автомобили, но и организацию движения транспорта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильная промышленность за рубежом: Пер. с англ.— М.: Прогресс, 1986.
2. Беляев С.В. Моторные масла и смазка двигателей.— Петрозаводск: Петрозаводский гос. ун-т, 1993.
3. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля.— М.: Машиностроение, 1978.
4. Долматовский Ю.А. Автомобиль в движении.— М.: Транспорт, 1987.
5. Долматовский Ю.А. Автомобиль за 100 лет.— М.: Знание, 1986.
6. Захарченко В.Д., Туревский И.С. Я строю автомобиль.— М.: Машиностроение, 1990.
7. Круглов С.М. Справочник автослесаря по техническому обслуживанию и ремонту легковых автомобилей.— М.: Высшая школа, 1995.
8. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля.— М.: Машиностроение, 1971.
9. Мащерле Ю. Современный экономичный автомобиль.— М.: Машиностроение, 1987.
10. Многокрасочный альбом/В.А. Вершигора, А.П. Игнатов, Н.В. Новокшенов и др.— М.: Третий Рим, 1996.
11. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля.— М.: Машиностроение, 1972.
12. Руководство по эксплуатации автомобилей ВАЗ-2108, -21081, -21083, -21083-20, -2109, -21091, -21093, -21093-20, -21099.— М.: Легион, 1996.
13. Твег Р. Системы впрыска бензина.— М.: За рулем, 1999.
14. Теория и конструкция автомобиля/В.А. Илларионов, М.М. Морин, Н.М. Сергеев и др.— М.: Машиностроение, 1979.
15. Туревский И.С., Соков В.В., Калинин Ю.Н. Электрооборудование автомобилей.— М.: Форум, 2003.
16. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля.— М.: Машгиз, 1963.
17. Чудаков Е.А. Теория автомобиля.— М.: Машгиз, 1950.
18. Шестопалов С.К., Шестопалов К.С. Легковые автомобили.— М.: Транспорт, 1995.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ	6
§ 1.1. Требования, предъявляемые к конструкции автомобиля	6
§ 1.2. Определение понятий: динамичность, топливная экономичность, проходимость, надежность. Эксплуатационные свойства	10
Глава 2. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ	14
§ 2.1. Скоростная характеристика двигателя	14
§ 2.2. Внешние силы, действующие на автомобиль	16
§ 2.3. Силы и моменты, действующие на ведущее колесо	19
§ 2.4. Сила тяги на ведущих колесах	21
§ 2.5. Тяговая характеристика	22
§ 2.6. Силы сопротивления качению	23
§ 2.7. Нормальные реакции дороги	26
§ 2.8. Сопротивление воздуха	27
§ 2.9. Уравнение движения автомобиля	33
§ 2.10. Сила тяги по условиям сцепления шин с дорогой	37
Глава 3. ТЯГОВАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	41
§ 3.1. Силовой баланс и его график	41
§ 3.2. Мощностной баланс и динамическая характеристика автомобиля	43
§ 3.3. Динамический паспорт автомобиля	46
§ 3.4. Динамическое преодоление подъемов	52
§ 3.5. Движение автомобиля накатом	54
§ 3.6. Влияние конструктивных факторов на динамику и экономичность автомобиля	56
§ 3.7. Тяговые возможности автопоезда	57
Глава 4. ТЯГОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЯ	62
§ 4.1. Цель испытаний. Виды и методы испытаний	62
§ 4.2. Аппаратура и стенды для испытания автомобилей	63
§ 4.3. Определение силы тяги	67
§ 4.4. Определение коэффициентов сопротивления качению и сцепления колеса с дорогой	70
§ 4.5. Техника безопасности и безопасность дорожного движения при испытаниях автомобиля	74
Глава 5. ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	76
§ 5.1. Безопасность движения и тормозной момент	76
§ 5.2. Силы, действующие на автомобиль при торможении. Уравнение движения автомобиля при торможении	77
§ 5.3. Показатели тормозной динамичности автомобиля и их графическое выражение	79
§ 5.4. Распределение тормозной силы между мостами автомобиля. Способы торможения автомобиля	84

§ 5.5. Способы торможения автомобиля и автопоезда. Совместное торможение автомобиля тормозной системой и двигателем	86
§ 5.6. Дорожно-транспортная экспертиза дорожно-транспортного происшествия	90
§ 5.7. Определение показателей тормозной динамичности автомобиля	92
Глава 6. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	98
§ 6.1. Показатели топливной экономичности	98
§ 6.2. Топливно-экономическая характеристика автомобиля	99
§ 6.3. Топливная экономичность автопоезда	100
§ 6.4. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на расход топлива	102
§ 6.5. Влияние аэродинамического сопротивления воздуха на расход топлива	110
§ 6.6. Понятие о нормах расхода топлива	112
Глава 7. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	115
§ 7.1. Показатели устойчивости автомобиля	115
§ 7.2. Занос автомобиля: условия возможности заноса, занос переднего или заднего мостов	122
§ 7.3. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поперечную устойчивость автомобиля	125
§ 7.4. Силы, действующие на автомобиль при движении на уклоне. Продольная устойчивость автомобиля	130
§ 7.5. Условия буксования и опрокидывания при движении на подъеме	136
§ 7.6. Методы вождения автомобиля, предотвращающие занос и опрокидывание	136
Глава 8. УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	139
§ 8.1. Критические скорости по условиям управляемости	140
§ 8.2. Увод колеса и поворачиваемость автомобиля	142
§ 8.3. Поворот задней оси при крене кузова	148
§ 8.4. Соотношение углов поворота управляемых колес	149
§ 8.5. Собственные и вынужденные колебания управляемых колес	150
§ 8.6. Стабилизация управляемых колес	154
Глава 9. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	157
§ 9.1. Проходимость автомобиля и ее геометрические показатели	157
§ 9.2. Тяговые и опорно-сцепные показатели проходимости	160
§ 9.3. Влияние конструкции автомобиля на его проходимость	161
§ 9.4. Приспособления, повышающие проходимость автомобиля	165
Глава 10. ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ	169
§ 10.1. Понятие о плавности хода. Колебания кузова и основные требования комфортабельности автомобилей	169
§ 10.2. Способы повышения плавности хода автомобиля	177
Глава 11. КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ	180
§ 11.1. Конструкции сцепления	180
§ 11.2. Приводы сцепления	186
§ 11.3. Обзор конструктивных решений коробок передач	190
§ 11.4. Гидромеханические коробки передач	197

§ 11.5. Устройство ходовой части	204
§ 11.6. Несущие системы	204
Глава 12. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ	213
§ 12.1. Автомобили-самосвалы	213
§ 12.2. Автомобили-цистерны	215
§ 12.3. Автомобили для перевозки скоропортящихся грузов	216
§ 12.4. Автомобильные поезда	221
§ 12.5. Седельные тягачи, прицепы и полуприцепы. Типы и технические характеристики	222
Глава 13. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОДВИЖ- НОГО СОСТАВА	226
§ 13.1. Современные компоновки легковых и грузовых автомобилей	226
§ 13.2. Основные направления модернизации выпускаемых автомобилей	229
§ 13.3. Общие сведения об электромобилях	232
§ 13.4. Аккумуляторы энергии	234
Заключение	236
Список литературы	237

Учебное издание

Туревский Илья Семенович

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

Редактор *М.Д. Левина*. Художник *А.А. Лукьяненко*.

Художественный редактор *А.Ю. Войткевич*. Технический редактор *Н.И. Тростянская*.

Компьютерная верстка *С.Н. Луговая*. Корректор *Г.Н. Петрова*.

Оператор *М.Н. Паскарь*

Лицензия ИД № 06236 от 09.11.01.

Изд. № РЕНТ-89А. Подп. в печать 28.09.04. Формат 60 x 88¹/₁₆.

Бум. офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.

Объем 14,70 усл. печ. л. 16,20 усл. кр.-отг.

Тираж 3000 экз. Зак. № 4422.

ФГУП «Издательство «Высшая школа»,
127994, Москва, ГСП-4, ул. Неглинная, д. 29/14.

Тел.: (095) 200-04-56

<http://www.v-shkola.ru> E-mail: info@v-shkola.ru

Отдел реализации: (095) 200-07-69, 200-59-39, факс: (095) 200-03-01.

E-mail: sales@v-shkola.ru

Отпечатано на ФГУП ордена «Знак Почета»
Смоленская областная типография им. В.И.Смирнова.
214000, г. Смоленск, пр-т им. Ю. Гагарина, 2.