

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
ГОСУДАРСТВЕННОГО ВЫСШЕГО УЧЕБНОГО ЗАВЕДЕНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**



КУРС ЛЕКЦИЙ
по дисциплине «Автомобили.
Теория эксплуатационных свойств»
Часть 1

Горловка — 2006

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
ГОСУДАРСТВЕННОГО ВЫСШЕГО УЧЕБНОГО ЗАВЕДЕНИЯ
"ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"**

КУРС ЛЕКЦИЙ

**по дисциплине "Автомобили. Теория
эксплуатационных свойств" в 2-х частях. Часть 1.
(для студентов специальности 7.090258 "Автомобили и
автомобильное хозяйство")**

УТВЕРЖДЕНО
на заседании кафедры
"Автомобили и двигатели"

протокол № 7 від 16.05.2006 р.

УТВЕРЖДЕНО
методичною комісією спеціальності
7.090258 "Автомобили и автомобильное
хозяйство" АДИ ДонНТУ

протокол № 9 від 16.05.2006 р.

Горловка — 2006

УДК 629.113(071)

Курс лекций по дисциплине «Автомобили. Теория эксплуатационных свойств» в 2-х частях. Часть 1 / В.Г. Цокур, А.В. Химченко, С.Н. Крамарь. — Горловка: АДИ ДонНТУ, 2006. — 64 с.

В курсе лекций изложены основные положения теории эксплуатационных свойств автомобилей в объеме необходимом для студентов специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство».

Рассмотрены теоретические основы физических процессов, формирующих эксплуатационные свойства автотранспортных средств, оценочные показатели и способы нормирования эксплуатационных свойств. Приведен вывод основных теоретических зависимостей и обоснованы теоретические методы расчета оценочных показателей. Проанализировано влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на эксплуатационные свойства. Уделено внимание основам экспериментальных методов определения оценочных показателей.

Часть 1-я посвящена тягово-скоростным свойствам автомобилей и определяющим их физическим процессам. Рассмотрено определение тягово-скоростных свойств при проектировочном тяговом расчете.

Авторы: В.Г. Цокур, канд. техн. наук, доцент,
А.В. Химченко, канд. техн. наук, доцент,
С.Н. Крамарь, канд. техн. наук, доцент.

Ответственный за выпуск: д-р. техн. наук, профессор Н.И. Мищенко

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент кафедры
«Автомобили и двигатели»

А.И. Севостьянов

СОДЕРЖАНИЕ

СОДЕРЖАНИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
1 Задачи изучения курса	5
1.1 Эксплуатационные свойства автотранспортных средств	5
1.2 Измерители и показатели (оценочные показатели) эксплуатационных свойств АТС	6
1.3 Цель и задачи изучения курса	6
1.4 Связь курса с другими дисциплинами	6
2 Условия эксплуатации автотранспортных средств	7
2.1 Дорожные условия	7
2.2 Транспортные условия	8
2.3 Природно-климатические условия	9
3 Тягово-скоростные свойства	10
3.1 Оценочные показатели тягово-скоростных свойств	10
3.2 Силы, действующие на автомобиль	13
3.3 Скоростные характеристики двигателя	17
3.4 Момент и мощность, подводимые к колесу	21
3.5 Радиусы эластичного колеса	23
3.6 Виды движения колеса	24
3.7 Динамика колеса при качении по недеформированной поверхности	25
3.7.1 Уравнение силового баланса колеса	25
3.7.2 Режимы качения колеса	28
3.8 Движение жесткого колеса по деформированным поверхностям	29
3.9 Движение деформируемого колеса по деформированной поверхности	30
3.10 Влияние эксплуатационных и конструктивных факторов на коэффициент сопротивления качения	31
3.11 Ограничение сил, действующих на колесо. Коэффициент сцепления	36
3.12 Уравнения силового и мощностного баланса	41
3.13 Изменение нормальных реакций в процессе движения автомобиля	44
3.14 Методы решения уравнений силового и мощностного балансов	46
3.14.1 Графический метод. Проектровочный тяговый расчёт	46
3.14.2 Аналитические методы решений уравнений силового и мощностного баланса	62
ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК	64

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Автомобили. Теория эксплуатационных свойств» является одной из профилирующих дисциплин, которые создают базовые знания необходимые специалистам, работающим в автомобильном транспорте.

Изучение теории эксплуатационных свойств автомобилей позволяет сформировать у студентов специальности 7.090258 "Автомобили и автомобильное хозяйство" представление о том, какие конструктивные особенности автомобиля оказывают влияние на его поведение в эксплуатационных условиях и какие факторы являются определяющими для тех или иных эксплуатационных свойств. Эти базовые знания позволят сформировать правильное отношение специалиста к нормативно-правовой базе регламентирующей производство и эксплуатацию автотранспортных средств, а также понимать, как воздействия на автомобиль в эксплуатации отразятся на его эксплуатационных свойствах.

Курс лекций является кратким изложением основных положений классической теории эксплуатационных свойств автомобилей, приведенный в соответствии с подходами отечественной научной школы. Он в первую очередь предназначен для подготовки специалистов в вопросах эксплуатации автомобилей и, в связи с этим, авторы отдавали предпочтение аналитическим зависимостям в интегральной форме. Это позволяет более четко проследить и проанализировать влияние отдельных факторов на параметры автомобиля.

В целом данное пособие может являться основным источником изучения дисциплины для студентов заочной формы обучения, но также может быть полезным для студентов стационара как средство систематизации знаний.

Первая часть посвящена изложению тягово-скоростных свойств автотранспортных средств и выполнению проектировочного тягового расчета. Такое разбиение курса лекций связано с особенностями разделения изучения дисциплины по семестрам.

1 ЗАДАЧИ ИЗУЧЕНИЯ КУРСА

1.1 Эксплуатационные свойства автотранспортных средств

Основная производственная функция автотранспортных средств (АТС) — это перемещение на поверхности земли грузов, пассажиров, специального оборудования с помощью силы, создаваемой взаимодействием колес с дорогой или грунтом. При этом раскрывается множество свойств АТС.

Свойство — философская категория, выражающая такую сторону предмета, которая обуславливает его различие или общность с другими предметами и обнаруживается в его отношении к ним.

Эксплуатационные свойства — это небольшая группа свойств, определяющих степень приспособленности АТС к эксплуатации.

К эксплуатационным свойствам относятся:

I группа

1. Тягово-скоростные свойства (ТСС).
2. Тормозные свойства.
3. Топливная экономичность.
4. Управляемость.
5. Устойчивость.
6. Плавность хода.
7. Проходимость.
8. Маневренность.

II группа

9. Вместимость.
10. Прочность.
11. Долговечность.
12. Приспособленность к ТО и ТР.
13. Приспособленность АТС к погрузочно-разгрузочным работам.

Характерной особенностью *первой группы* свойств является то, что каждое из них связано с движением автомобиля.

Особенностью свойств *второй группы* является то, что они могут быть выявлены при неподвижном состоянии АТС.

Теория эксплуатационных свойств изучает свойства, относящиеся к первой группе, то есть является наукой о законах движения АТС.

При изучении эксплуатационных свойств целесообразно придерживаться следующей последовательности:

1. Рассматривать определение (понятие) изучаемого свойства.
2. Изучать оценочные показатели и нормы эксплуатационного свойства.
3. Рассматривать теоретические основы физических процессов, формирующих свойство.
4. Рассматривать теоретические методы расчета оценочных показателей.
5. Изучать влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на то или иное эксплуатационное свойство.
6. Осваивать основы экспериментальных методов определения оценочных показателей.

1.2 Измерители и показатели (оценочные показатели) эксплуатационных свойств АТС

Эффективность использования автомобиля оценивают всем комплексом эксплуатационных свойств, что позволяет изучить преимущества и недостатки принятых конструкций. Для этого используют оценочные показатели, содержащие *качественную* и *количественную* оценку эксплуатационного свойства. *Качественную* сторону отражает **измеритель**, а *количественную* сторону **показатель**. Например, одним из оценочных показателей тягово-скоростных свойств является максимальная скорость движения автотранспортного средства. Пусть $V_{\max} = 220$ км/ч, тогда измеритель будет км/ч, а показатель – 220.

При изучении свойств будем применять для измерения оценочных показателей международную систему измерений SI. Соответственно все величины, которые будут встречаться далее, входить в формулы и расчетные зависимости, будут иметь измеритель в системе SI, если не оговорено иное.

1.3 Цель и задачи изучения курса

Цель изучения курса — повышение производительности АТС и снижение себестоимости перевозок, путем изучения связанных с движением эксплуатационных свойств, разработки методов и критериев их оценки, и изучение способов воздействия на них.

Для достижения указанной цели должны быть решены следующие частные задачи:

- увеличение средней скорости движения автомобиля;
- уменьшение расхода топлива;
- обеспечение безопасности движения;
- создание комфортабельных условий для водителя и пассажиров.

1.4 Связь курса с другими дисциплинами

АТС — это сложная машина и для изучения эксплуатационных свойств требуется тесная связь с другими дисциплинами.

В первую очередь это:

- высшая математика;
- теоретическая механика;
- физика;
- основы конструкции АТС;
- рабочие процессы и основы расчета АТС;

Косвенно курс связан с дисциплинами:

- сопромат;
- материаловедение и др.

2 УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Эксплуатация АТС определяется *дорожными, транспортными и природно-климатическими* условиями.

Каждое условие характеризуется определенными факторами.

2.1 Дорожные условия

Дорожные условия в наибольшей степени определяют условия эксплуатации АТС. Они определяются интенсивностью дорожного движения, видом и ровностью дорожного покрытия, рельефом местности, элементами профиля и плана дорог, помехами движению, стабильностью дорожного состояния, режимами движения.

Все дороги общего пользования в зависимости от среднесуточной интенсивности движения в обоих направлениях в соответствии со строительными нормами и правилами (СНиП) делятся на пять категорий (табл. 2.1). Каждая категория характеризуется параметрами: интенсивностью движения, расчетной скоростью, числом полос движения, шириной полос движения, наибольшими продольными уклонами, наименьшей расчетной видимостью, наименьшими радиусами кривых.

На дорогах применяются покрытия 4-х типов:

1. *Капитальные* – цементобетонные, асфальтобетонные (для дорог 1 – 4 категорий).
2. *Облегченные* – асфальтобетонные, дегтебетонные (для дорог 3 – 4 категорий).
3. *Переходные* – щебеночные, гравийные (для дорог 4 – 5 категорий).
4. *Низшие* – из грунтов, укрепленных или улучшенных добавлениями (для дорог 5 категории).

В зависимости от категории находятся прочность и микрорельеф дороги.

Прочность характеризуется допускаемой нагрузкой на один мост. В нашей стране этот показатель составляет 6...10 *тонн*.

Микропрофиль характеризуется величиной неровности профиля выраженной случайной функцией.

В зависимости от режима движения с учетом продольного профиля дорожные условия подразделяются на:

- магистральные (магистрально-холмистые, горно-холмистые);
- городские, пригородные;
- горные.

Таблица 2.1 – Некоторые технические показатели автомобильных дорог общей сети

Параметр	Категория				
	I-a	I-б; II	III	IV	V
Расчетная скорость, км/ч	150 (120;80)	120 (100; 60)	100 (80; 50)	80 (60; 40)	60 (40; 30)
Расчетная интенсивность движения, авт/сут	>7000	> 7000; От 3000 до 7000	От 1000 до 3000	От 100 до 1000	До 100
Количество полос движения	4; 6; 8	4; 6; 8; 2	2	2	1
Ширина полосы движения	3,75	3,75	3,5	3	–
Наибольшие продольные уклоны, %	3 (4; 6)	4 (5; 7)	5 (6; 8)	6 (7; 9)	7 (9; 10)
Наименьшая расчетная видимость, м:					
для остановки	300 (250;200)	250 (200;80)	200 (150;75)	150 (85;55)	85 (55;45)
для встречного автомобиля	– (450;350)	450 (350;170)	350 (250;150)	250 (170;110)	170 (110;90)
Наименьшие радиусы в плане, м	1200 (800;250)	800 (600;125)	600 (300;100)	300 (150;60)	150 (60;30)
В скобках указаны параметры, приведенные соответственно для тяжелых участков дорог в пересеченной и горной местностях.					

Магистральные, городские и горные режимы движения характеризуются для конкретной марки автомобиля средней скоростью и расходом топлива.

2.2 Транспортные условия

Транспортные условия определяются видом груза и дальностью перевозки.

Вид груза определяет специализацию АТС, его конструкцию, технические параметры и эксплуатационные свойства.

По дальности перевозки транспортные условия делятся на:

- местные (до 50 км);
- дальние (свыше 50 км).

2.3 Природно-климатические условия

Украина расположена в Европе, на большей части территории которой — умеренный климат. Хотя в целом он изменяется от арктического — на северных островах, до субтропического — в средиземноморье.

Основными из характеристик климатических зон, влияющих на эксплуатационные свойства, является температура окружающего воздуха, влажность и атмосферное давление.

Так, например, при увеличении температуры воздуха на входе в двигатель на 10% мощность на выходе снижается на 2...3% и расход топлива возрастает на 1,5%.

При увеличении относительной влажности на 10% мощность уменьшается на 0,75%.

В горных условиях средние скорости движения снижаются на 40-50% по сравнению с равнинными, и расход топлива возрастает на 10-15%. Кроме того, снижение атмосферного давления, наблюдаемое при увеличении высоты над уровнем моря, приводит к снижению мощности двигателя и соответственно к увеличению расхода топлива.

3 ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА

Тягово-скоростные свойства — это совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колес с дорогой, диапазоны изменения скоростей движения и предельные интервалы разгона автомобиля при его работе на *тяговом режиме* в различных дорожных условиях.

Тяговый режим — режим, при котором от двигателя к ведущим колесам подводится мощность для преодоления сопротивлений движения. Максимальная скорость движения в этом режиме ограничивается мощностью двигателя и сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью, а минимальная — устойчивой работой двигателя.

ТСС могут быть определены экспериментально и теоретически. Экспериментальное определение ТСС осуществляется в соответствии со стандартами (например, ГОСТ 22576-90), которые регламентируют:

- условия испытаний;
- номинальную нагрузку;
- техническое состояние транспортного средства;
- измерительно-регистрационную аппаратуру;
- методики: проведения испытаний, обработки результатов измерений, оценки полученной погрешности и т.д.

Так, например, участок дороги должен быть прямолинейный, горизонтальный с цементно-бетонным или асфальтобетонным покрытием. Уклоны не более 0,5 % и по протяженности не более 50 м. Скорость ветра не более 3 м/с и температура воздуха 5 – 25 °С.

В отношении нагрузки регламентируется вид, качество и количество груза при проведении тех или иных испытаний.

Указывается тип и количество, а также и степень точности измерительно-регистрационной аппаратуры.

Техническое состояние может быть определено по одному из диагностических параметров, например, по пути выбега транспортного средства.

3.1 Оценочные показатели тягово-скоростных свойств

Тягово-скоростные свойства оценивают, сравнивая их значения со значениями принятыми в качестве базовых. Используют различные единичные показатели тягово-скоростных свойств, каждый из которых позволяет их оценивать в какой-либо ситуации движения, принимаемой в качестве типичной.

Наиболее употребительными и достаточными для сравнительной оценки являются следующие показатели тягово-скоростных свойств:

1. Максимальная скорость.
2. Условная максимальная скорость.
3. Время разгона на пути 400-1000 м.
4. Время разгона до заданной скорости.
5. Скоростная характеристика разгон-выбег¹.
6. Скоростная характеристика разгона на высшей передаче.
7. Минимальная устойчивая скорость.
8. Максимальный преодолеваемый подъем.
9. Установившаяся скорость на затяжных подъемах.
10. Ускорение при разгоне.
11. Сила тяги на крюке.
12. Длина динамически преодолеваемого подъема.

1. Максимальная скорость V_{\max} определяется путем измерения времени проезда автомобилем мерного участка дороги длиной 1 км.

До въезда на мерный участок автомобиль на участке разгона должен достичь установившейся скорости.

По ГОСТ 21398-89 регламентируется нижний предел максимальной скорости для: одиночных до 3,5 т – 110 км/ч; одиночных более 3,5 – 95 км/ч; автопоездов – 85 км/ч.

2. Условная максимальная скорость $V_{\max, \text{усл}}$ — это средняя скорость автомобиля на последних 400 м пути, при его разгоне с места на участке 2000 м с полной подачей топлива и переключением передач при оборотах двигателя n_N , соответствующих максимальной мощности двигателя.

По определению всегда должно выполняться условие

$$V_{\max, \text{усл}} \leq V_{\max}.$$

3. Время разгона на пути 400-1000 м определяется при таких же условиях, как и условная максимальная скорость.

4. Время разгона до заданной скорости является оценочным показателем, характеризующим приемистость, то есть способность АТС быстро увеличивать скорость.

Для грузовых автомобилей заданной скоростью является – 60 км/час, для легковых – 100 км/час.

¹ Выбег — это движение автомобиля по инерции, при отсутствии подводимого к колесам момента.

Этот показатель определяется аналогично 2-му и 3-му.

5. **Скоростная характеристика разгон-выбег** представляет зависимости $V = f(S)$, $V = f(t)$.

Разгон осуществляется до V_{\max} на пути 2000 м. Переключение передач при этом осуществляется при оборотах двигателя n_N .

Режим выбега устанавливают быстрым выключением передачи.

6. **Скоростная характеристика разгона на высшей передаче** представляет собой графики $V=f(S)$, $V=f(t)$ при движении на высшей передаче при полной подаче топлива.

Разгон ведут на высшей передаче от V_{\min} до скорости соответствующей n_N (V_{nN}) при полной подаче топлива и включенной прямой передаче. После чего строят графики $V=f(S)$, $V=f(t)$.

7. **Минимально устойчивая скорость** V_{\min} , м/с — определяется на высшей передаче.

8. **Максимально преодолеваемый подъём**, i_{\max} , % определяется при следующих условиях испытаний:

- максимальное передаточное число в трансмиссии;
- полная подача топлива;
- постоянная скорость.

Стандартами нормируется:

- для одиночных автомобилей с полной нагрузкой $i_{\max} = 25$ %;
- для автопоездов $i_{\max} = 18$ %.

Кроме того, одиночные автомобили *должны трогаться* при $i_{\max} = 20$ %, а автопоезда при $i_{\max} = 12$ %.

9. **Установившаяся скорость на затяжных подъёмах** должна быть $V_{уст} \geq 30$ км/ч при $i = 3$ % на участке протяженностью не менее 3 км.

10. **Ускорение АТС при разгоне** ($м/с^2$) оценивает возможности АТС при обгоне.

11. **Сила тяги на крюке** P_c , Н показывает возможности буксировки.

12. **Длина динамически преодолеваемого подъема** показывает возможности преодоления подъемов АТС при снижении скорости движения благодаря использованию сил инерции.

Теоретически в тяговом расчёте будем находить оценочные показатели 1, 4, 6-10.

3.2 Силы, действующие на автомобиль

Автомобиль движется в результате действия на него сил и моментов.

Силы и моменты можно разделить на *движущие, сопротивления* и *нормальные* к направлению движения.

Автомобиль – это многомассовая система. Учесть все массы и характер связи между ними практически не представляется возможным, а во многих случаях и является не целесообразным, поэтому вводят допущения.

Допущения:

1. Пренебрегают взаимным перемещением масс, кроме относительного вращения деталей двигателя, трансмиссии и колес.

2. Считают, что центр масс автомобиля совершает плоское движение, копируя продольный профиль дороги без колебаний.

3. Принимают, что все силы, действующие на автомобиль, лежат в плоскости движения. Используется велосипедная схема АТС (рис 3.1).

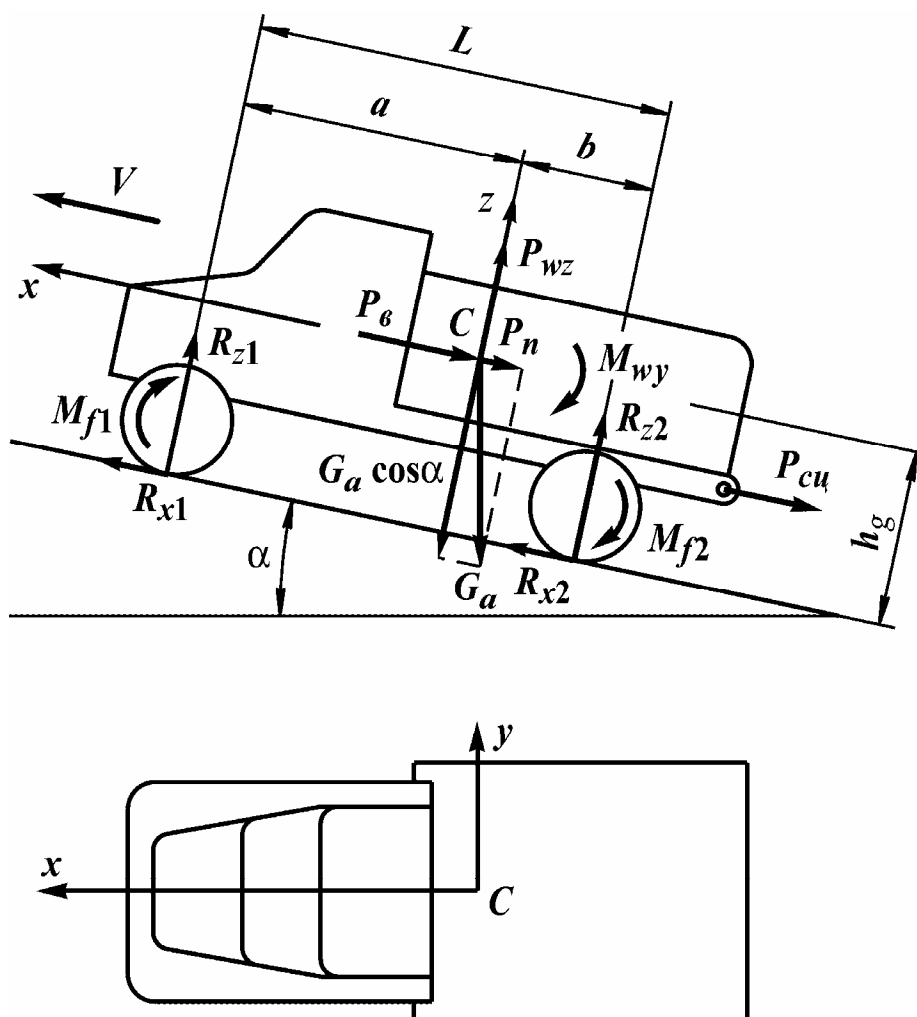


Рисунок 3.1 — Силы и моменты, действующие на автомобиль в общем случае движения

Рассмотрим силы и моменты, действующие на автомобиль в общем случае движения:

На рисунке 3.1 показаны:

a, b — координаты центра тяжести автомобиля по длине;

L — база автомобиля;

h_g — координата центра тяжести по высоте;

X, Y, Z — оси продольная, поперечная, вертикальная соответственно.

Силы, действующие на автомобиль:

1. Вес автомобиля — $G_a = m_a g$, измеритель — H .

Здесь m_a — полная масса автомобиля. m_a определяется по-разному в зависимости от типа автомобиля.

Для грузового автомобиля

$$m_a = m_0 + m_{\text{эк}} + m_{\text{гр}},$$

где m_0 — собственная масса автомобиля, кг;

$m_{\text{гр}}$ — масса груза, кг

$m_{\text{эк}}$ — масса экипажа, кг ($m_{\text{эк}} = n_{\text{эк}} \cdot m_{\text{ч}}$), где n — численность экипажа,

$m_{\text{ч}} = 70 \dots 75$ кг — ориентировочный вес одного человека (члена экипажа).

Для легкового автомобиля

$$m_a = m_0 + n (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}),$$

где n — пассажироместимость, чел;

$m_{\text{б}} = 10 \dots 15$ кг — ориентировочная масса багажа одного пассажира.

Для автобуса

$$m_a = m_0 + m_{\text{эк}} + m_n,$$

где m_n — масса пассажиров, чел (без учёта численности экипажа)

$$m_n = n (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}),$$

n — пассажироместимость без учёта численности экипажа, чел;

$m_{\text{эк}}$ — масса экипажа

$$m_{\text{эк}} = n_{\text{эк}} (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}),$$

где $n_{\text{эк}}$ — численность экипажа.

Тогда

$$m_a = m_0 + n_{\text{эк}} (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}) + n (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}) = m_0 + (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}})(n_{\text{эк}} + n),$$

Сила веса раскладывается на две составляющие: **нормальную** — $m_a g \cos \alpha$ и **скатывающую** — $m_a g \sin \alpha$

2. Суммарная сила сопротивления воздушной среды (продольная составляющая) — $P_{\text{в}}$.

Выделяют следующие составляющие суммарной силы сопротивления воздушной среды:

- лобовое сопротивление — 50...60 % и более;
- сила трения воздуха о боковые поверхности кузова автомобиля — 5...10 %;
- сила, возникающая при взаимодействии встречного потока воздуха с выступающими частями автомобиля — ≈ 15 % и менее;
- сила, связанная с попаданием встречного потока воздуха в замкнутые полости (система вентиляции кузова, открытые окна и т.д.) — 10...15 %.

Имеются трудности в определении величины, направления и точки приложения продольной составляющей суммарной силы сопротивления воздушной среды, которые связаны с особенностями взаимодействия встречного потока воздуха с кузовом автомобиля, имеющим сложную форму. Последнее приводит к тому, что *встречный поток воздуха взаимодействует с элементарными площадками кузова под разными углами*. Кроме того, на автомобиль действуют аэродинамические силы, связанные с углом атаки днища кузова и с округлой формой верхней части кузова. *Результирующая* всех сил, связанных со встречным потоком воздуха *оказывается приложенной в центре парусности*, положение которого найти точно не возможно.

Поэтому при аналитическом описании *продольной составляющей силы* P_g её определяют как силовое воздействие некоторой массы воздуха m_g на автомобиль, движущийся со скоростью V_a и представляют как *кинетическую энергию воздушного потока*, воздействующего на лобовую площадь F .

$$P_g = C_x \frac{\rho F V_a^2}{2} \beta,$$

где ρ — плотность воздуха, (1,2 кг/м³);

C_x — коэффициент формы;

β — коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление выступающих частей: подножки, бамперы, колёса, зеркала, антенны, молдинги, ручки и т.д.

Значения коэффициента C_x зависят от формы кузова. Примерные значения этого коэффициента приведены ниже:

$C_x = 1$	$C_x = 0,85$	$C_x = 0,4$	$C_x = 0,28$
-----------	--------------	-------------	--------------

Введем понятие *суммарного коэффициента сопротивления воздушной среды (коэффициент обтекаемости)* K_g , который численно равен силе сопротивления воздуха, действующей на 1 м² лобовой площади автомобиля при движении со скоростью 1 м/с

$$K_g = \frac{P_g}{F V_a^2},$$

тогда силу P_g можно представить в виде

$$P_6 = K_6 F V_a^2,$$

где $K_6 = C_x \frac{\rho}{2} \approx 0,61 C_x$.

Иногда для сравнения различных автомобилей используют *фактор обтекаемости* $W = K_6 F$. Тогда сила сопротивления воздушной среды $P_6 = W V_a^2$.

Фактор обтекаемости характеризует аэродинамику автомобиля в целом при нормальных атмосферных условиях.

Лобовая площадь автомобиля представляет собой площадь его горизонтальной проекции на плоскость перпендикулярную его продольной оси.

С достаточной степенью точности для инженерных расчётов лобовую площадь можно определить по следующему аналитическому выражению

$$F = \alpha H_2 B_2,$$

где α — коэффициент заполнения площади, для легковых автомобилей $\alpha = 0,78 \dots 0,9$, для грузовых $\alpha = 0,75 \dots 0,9$;

H_2 и B_2 — габаритные соответственно высота и ширина АТС.

Лобовую площадь можно находить и по зависимостям:

$F = 0,8 H_2 B_2$ — для легковых автомобилей;

$F = H_2 B_2$ — для автобусов;

$F = H_2 B$ — для грузовых автомобилей (B — колея передних колёс).

3. Согласно принципу Даламбера к числу внешних сил можно отнести *силу инерции поступательно движущейся массы* автомобиля P_j

$$P_j = m_a j_a,$$

где j_a — ускорение автомобиля в направлении продольной оси.

4. *Нормальные реакции* R_{Z1} , R_{Z2} опорной поверхности соответственно на колёса переднего и заднего мостов.

При перекачивании упругой шины по опорной поверхности возникает снос нормальной реакции по направлению движения АТС. Снос обусловлен гистерезисными потерями в шине и дороге. *Гистерезисные*² потери приводят к тому, что элементарные нормальные реакции в зоне сжатия протектора больше, чем нормальные элементарные реакции протектора в зоне его расширения. Из-за сноса нормальной реакции возникает момент сопротивления качению

$$M_f = R_Z a_{ш},$$

где $a_{ш}$ — плечо сноса нормальной реакции.

Из уравнения равновесия сил вдоль оси Z имеем $R_{Z1} + R_{Z2} = G_a \cos \alpha$, то есть сумма нормальных реакций равна нормальной составляющей веса АТС.

5. Продольные составляющие R_{X1} , R_{X2} реакции дороги, могут быть положительными, отрицательными и равными 0.

² *Гистерезис* — отставание во времени реакции тела от вызывающего ее внешнего воздействия.

Исходными для определения реакций являются скоростные характеристики двигателя.

3.3 Скоростные характеристики двигателя

Различают: *внешнюю скоростную характеристику и частичные.*

Внешней скоростной характеристикой (ВСХ) называют зависимости мощностных и экономических показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала n , при полном открытии дроссельной заслонки (бензиновые двигатели) или максимальной подаче топлива (дизели, бензиновые).

Частичные характеристики снимают при частичной подаче топлива или открытии дроссельной заслонки.

При изучении тягово-скоростных свойств используют внешнюю скоростную характеристику, которую изображают в виде совмещённых графических зависимостей $N_e, M_e, G_T, g_e \sim f(n)$, где

N_e — эффективная мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя;

M_e — эффективный крутящий момент, снимаемый с коленчатого вала двигателя;

G_T — часовой расход топлива;

g_e — удельный эффективный расход топлива.

Характер внешней скоростной характеристики (рис. 3.2) зависит от типа двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и наличия ограничителя частоты вращения коленчатого вала.

На рисунке 3.2 показаны характерные точки ВСХ и введены следующие обозначения:

n_{\min} — минимальные устойчивые обороты двигателя;

n_M — частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту;

n_N — частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной (номинальной) мощности и номинальному крутящему моменту;

n_v — частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной скорости АТС;

$n_{x.x.\max}$ — максимальная частота вращения коленчатого вала при работе двигателя на холостом ходу. Для бензиновых двигателей без ограничителя отличаются разносную частоту вращения коленчатого вала $n_{\text{разн}}$;

$n_{огр}$ — обороты срабатывания ограничителя;

$M_{e\max}$ — максимальный крутящий момент;

M_{eN} — номинальный крутящий момент;

M_{ev} — момент, соответствующий максимальной скорости движения АТС;

$N_{e\max}$ — максимальная мощность;

$N_{eогр}$ — мощность срабатывания ограничителя;

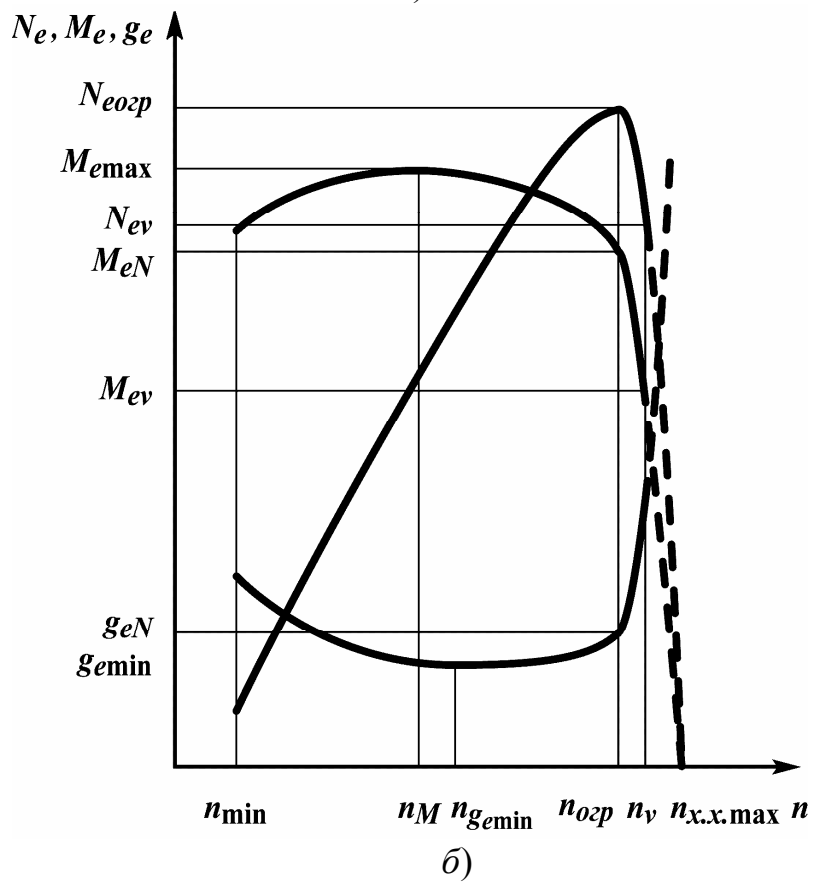
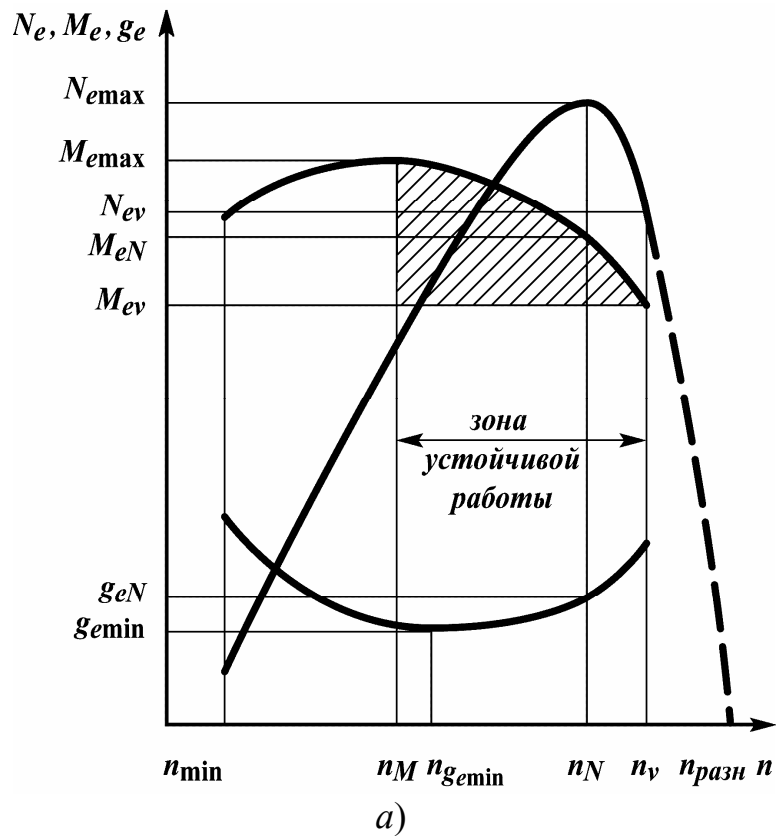


Рисунок 3.2 — Внешние скоростные характеристики:
 а) двигателя без ограничителя; б) двигателя с ограничителем

N_{ev} — мощность соответствующая максимальной скорости движения АТС;

g_{eN} — номинальный удельный эффективный расход топлива;

g_{emin} — минимальный удельный эффективный расход топлива.

Поскольку регуляторная ветвь ВСХ для двигателей с ограничителем довольно крутая, принимают, что обороты при максимальной скорости приблизительно равны оборотам ограничителя, то есть $n_v = n_{огр}$. Если обороты срабатывания ограничителя соответствуют оборотам n_N , то $n_v = n_N = n_{огр}$. В этом случае регуляторная ветвь располагается отвесно (вертикально).

Для современных двигателей внутреннего сгорания $n_{разн} = 1,15 \dots 1,4 n_N$, а $n_{х.х.маx} = 1,04 \dots 1,07 n_N$.

ВСХ получается испытанием двигателя на тормозном стенде при этом комплектация двигателя и условия стендовых испытаний регламентируется ГОСТ 14846-81.

Снятие ВСХ двигателя производится в комплектации, соответствующей работе двигателя в условиях эксплуатации. В случае не полной комплектации ДВС мощность, отдаваемая в трансмиссию, меньше мощности, показываемой на ВСХ на величину, используемую недостающими потребителями. Это должно учитываться соответствующим коэффициентом коррекции.

Для оценки тягово-скоростных свойств большое значение имеет характер протекания кривой $M_e = f(n)$, на которой выделяют зону устойчивой работы двигателя (см. рис. 3.2, а). Если $n > n_m$, то двигатель работает устойчиво и при увеличении на него нагрузки автоматически приспособливается без переключения на пониженную передачу. Пределы изменения нагрузки на двигатель соответствующие его устойчивой работе оценивают:

запасом момента, выраженного в % зависимостью

$$M_z = (M_{emax} - M_{eN}) \cdot 100 / M_{eN};$$

коэффициентом приспособляемости двигателя по моменту

$$\frac{M_{к max}}{M_{eN}} = k_M;$$

коэффициентом приспособляемости двигателя по оборотам

$$\frac{n_N}{n_M} = k_\omega.$$

Для расчёта оценочных показателей ТСС пользоваться графическими зависимостями ВСХ не удобно. Поэтому графическую зависимость $N_e = f(n)$ аппроксимируют формулой кубического трёхчлена (формулой Лейдермана) следующего вида

$$N_e = N_{e\max} \left[a \left(\frac{n}{n_N} \right) + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \quad (3.1)$$

где a, b, c — коэффициенты формулы Лейдермана.

Обычно для измерения частоты вращения коленчатого вала двигателя используют мин^{-1} , а в этом случае $M_e = \frac{60N_e}{2\pi n}$. Перейдем от аналитической зависимости мощности к аналитической зависимости момента, вынеся за квадратные скобки соотношение n/n_N

$$N_e = N_{e\max} \left(\frac{n}{n_N} \right) \left[a + b \left(\frac{n}{n_N} \right) - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right]$$

$$M_e = M_N \left[a + b \left(\frac{n}{n_N} \right) - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right]. \quad (3.2)$$

В последних выражениях значения коэффициентов a, b, c определяют степень кривизны графических изображений этих зависимостей. Можно найти такие значения коэффициентов a, b, c , которые с достаточной для инженерных расчётов степенью точности позволят аппроксимировать существующие графические зависимости $N_e = f(n)$ и $M_e = f(n)$. При этом можно воспользоваться характерными точками этих реальных графических зависимостей, а именно: $N_{e\max}$ при n_N и $M_{e\max}$ при n_M . По характерным точкам можно найти M_3, k_M и k_ω а по ним рассчитать коэффициенты a, b, c . Найдём зависимость коэффициентов a, b, c от M_3, k_M и k_ω . по уравнениям (3.1) и (3.2) в характерных точках.

1. Так как функция $M_e = f(n)$ в точке при $n = n_M$ имеет максимум, то

$$\frac{dM_e}{dn} = 0.$$

Поэтому $\frac{dM_e}{dn} = M_{eN} \left[0 + \frac{b}{n_N} - \frac{2cn}{n_N^2} \right] = 0$, откуда

$$n = n_M = \frac{bn_N}{2c}. \quad (3.3)$$

2. При $n = n_M$ уравнение (3.2) будет иметь вид

$$M_{e\max} = M_{eN} \left[a + \frac{b^2}{4c} \right] \quad (3.4)$$

3. При $n = n_N \Rightarrow N_e = N_{e\max}$ и по выражению (3.1) имеем

$$a + b - c = 1 \quad (3.5)$$

4. Для двигателей без ограничителя при $n = n_N \Rightarrow \frac{dN_e}{dn} = 0$

$$\frac{dN_e}{dn} = N_{e\max} \left[\frac{a}{n_N} + 2b \frac{n}{n_N^2} - 3c \frac{n^2}{n_N^3} \right] = 0$$

$$a/n_N + 2bn/n_N^2 - 3cn^2/n_N^3 = 0$$

или
$$a + 2b - 3c = 0 \quad (3.6)$$

Для двигателей *с ограничителем* решая совместно систему уравнений (3.3), (3.4), (3.5) получаем:

$$a = 1 - \frac{M_3}{100} \cdot \frac{k_\omega(2 - k_\omega)}{(k_\omega - 1)^2}; \quad b = 2 \frac{M_3}{100} \cdot \frac{k_\omega}{(k_\omega - 1)^2}; \quad c = \frac{M_3}{100} \cdot \left(\frac{k_\omega}{k_\omega - 1} \right)^2$$

Для двигателей *без ограничителя* решаем совместно уравнения (3.4), (3.5), (3.6) и получаем

$$a = 2 - \frac{25}{M_3}; \quad b = \frac{50}{M_3} - 1; \quad c = \frac{25}{M_3}$$

3.4 Момент и мощность, подводимые к колесу

Зная мощность и момент на коленчатом валу можно найти мощность и момент, подводимые к колесу. Для этого воспользуемся схемой (рис. 3.3) системы двигатель–трансмиссия и теоремой об изменении кинетической энергии системы³.

На схеме обозначены:

ω_e — угловая скорость коленчатого вала двигателя;

I_M — момент инерции условного маховика, равный суммарному моменту инерции вращающихся деталей трансмиссии и двигателя, приведенному к коленчатому валу двигателя;

$N_{тр}$ — мощность потерь в трансмиссии;

$\eta_{тр}$ — коэффициент полезного действия (к.п.д.) трансмиссии;

$U_{тр}$ — передаточное отношение трансмиссии;

$$U_{тр} = U_{кн} U_{\delta} U_2$$

$U_{кн}$ — передаточное число основной коробки передач;

U_{δ} — передаточное число дополнительной коробки передач;

³ Изменение кинетической энергии системы равно работе внешних сил.

U_2 — передаточное число главной передачи;
 N_k — мощность, подводимая к колесу;
 ω_k — угловая скорость колеса;
 M — момент, подводимый к колесу.

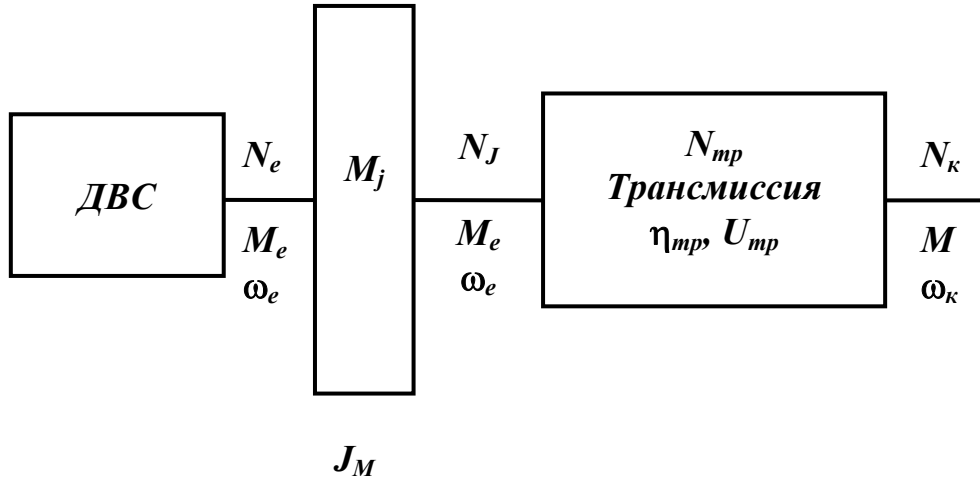


Рисунок 3.3 — Схема системы двигатель – трансмиссия

Для нахождения момента подводимого к колесу воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии

$$\frac{dT}{dt} = N_e - N_{mp} - N_k,$$

где T — кинетическая энергия

$$T = \frac{I_M \omega_e^2}{2}$$

$$\frac{dT}{dt} = I_M \omega_e \frac{d\omega_e}{dt}$$

После подстановки левой части и разрешения относительно N_k , получим

$$N_k = N_e - N_{mp} - I_M \omega_e \frac{d\omega_e}{dt}$$

Мощность потерь в трансмиссии N_{mp} выразим через к.п.д. трансмиссии

η_{mp}

$$\eta_{mp} = \frac{N_k}{N_j} = \frac{N_k}{N_{mp} + N_k} \Rightarrow N_{mp} = \frac{N_k - N_k \eta_{mp}}{\eta_{mp}},$$

где N_j — мощность, подводимая в трансмиссию после маховика.

После подстановки $\omega_e = \omega_k U_{mp}$ и разрешения относительно искомой величины получим

$$N_{\kappa} = \left[N_e - I_M \omega_{\kappa} U_{mp}^2 \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} \right] \eta_{mp}$$

В установившемся режиме $N_{\kappa} = N_e \eta_{mp}$

Момент, подводимый к колесу при неустановившемся режиме, получим делением обеих частей уравнения мощности на ω_{κ}

$$M = \left[M_{\kappa} U_{mp} - I_M U_{mp}^2 \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} \right] \eta_{mp}$$

В установившемся режиме — $M = M_e U_{mp} \eta_{mp}$.

Анализ уравнений показывает, что момент и мощность, подводимые к колесу, снижаются при увеличении потерь в трансмиссии и могут существенно понижаться при разгоне транспортного средства в зависимости от массы вращающихся деталей.

3.5 Радиусы эластичного колеса

Для эластичного колеса различают *свободный (конструктивный), статический, динамический и кинематический (радиус качения)* радиусы (рис. 3.4).

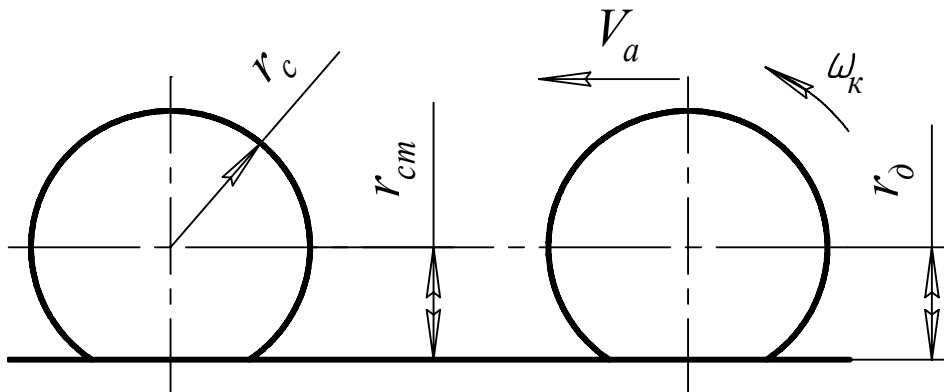


Рисунок 3.4 — К определению радиусов эластичного колеса

Свободный радиус r_c — это половина диаметра наибольшего сечения беговой дорожки колеса, не нагруженного внешними силами, в плоскости перпендикулярной оси вращения и при отсутствии контакта колеса с опорной поверхностью.

Статический радиус r_{cm} — это расстояние от оси неподвижного колеса нагруженного только нормальной реакцией до опорной поверхности.

Имея обозначение шины, например, в виде 175/70R13 можно определить примерный статический радиус по зависимости

$$r_{cm} = 0,5d + \lambda_{cm} H \text{ или } r_{cm} = 0,5d + \Delta \lambda_{cm} B,$$

где H и B — высота и ширина профиля шины соответственно;

$\lambda_{см}$ — коэффициент, учитывающий смятие шины, $\lambda_{см} = 0,8 \dots 0,9$. Большие значения относятся к диагональным шинам;

Δ — отношение H/B .

Динамический радиус r_d — это расстояние от оси катящегося колеса до опорной поверхности дороги;

Радиус **качения** (кинематический радиус) r_k — это отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости

$$r_k = V_k / \omega_k.$$

При положительном моменте, подводимом к колесу, в зоне контакта наблюдается *проскальзывание* колеса. При полном проскальзывании, то есть *буксовании*, $r_k = 0$ (рис. 3.5). При отрицательном моменте колесо начинает *скользить* и при полном скольжении, то есть *юз*, $r_k = \infty$. При увеличении момента подводимого к колесу r_k уменьшается, а с увеличением тормозной силы r_k увеличивается.

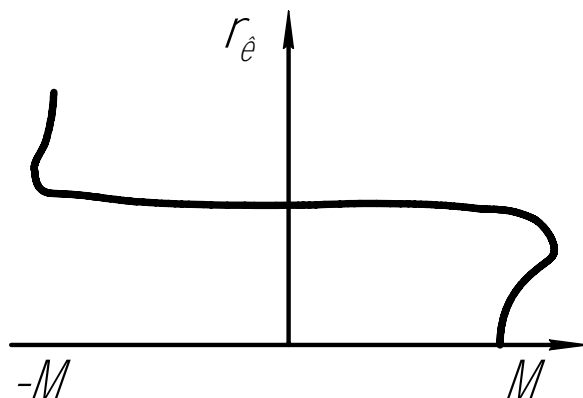


Рисунок 3.5 — Зависимость кинематического радиуса от момента, подводимого к колесу

При незначительных моментах зависимость $r_k = f(M)$ можно считать линейной.

3.6 Виды движения колеса

Колесо и дорога упругие. В зависимости от соотношения их жесткостей, могут быть различные соотношения деформаций колеса и опорной поверхности.

В соответствии с этим можно рассматривать три случая движения колеса.

1. Качение упругого колеса по недеформированной поверхности.
2. Движение жесткого колеса по упругой поверхности.
3. Движение деформированного колеса по деформированной поверхности.

3.7 Динамика колеса при качении по недеформированной поверхности

3.7.1 Уравнение силового баланса колеса

Рассмотрим колесо, катящееся по недеформированной поверхности (рис. 3.6).

На рисунке приняты следующие обозначения:

P_z — вертикальная сила со стороны автомобиля;

P_x — горизонтальная сила;

M — момент, подводимый к колесу от двигателя;

M_j — момент сил инерции. При $\omega_k = \text{const}$ $M_j = 0$;

R_x — горизонтальная реакция опорной поверхности дороги;

P_j — сила инерции колеса, которая при $\omega_k = \text{const}$ обращается в 0;

R_z — нормальная реакция опорной поверхности дороги;

$a_{ш}$ — снос (или смещение) реакция R_z .

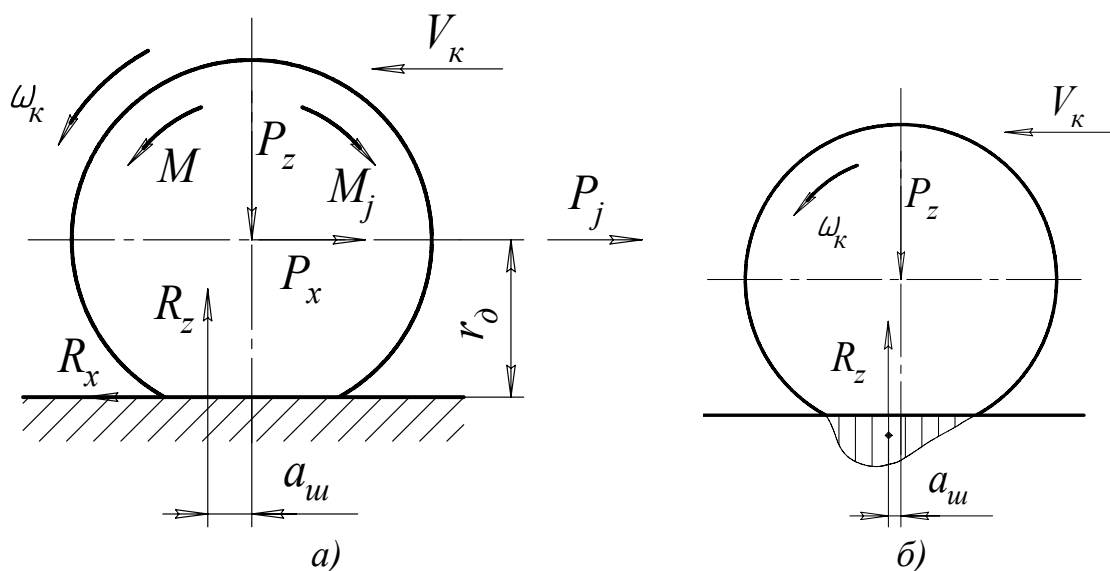


Рисунок 3.6 — Схема качения колеса по недеформированной поверхности

Смещение R_z относительно центра пятна контакта происходит из-за наличия гистерезисных потерь в шине и действия сил инерции на элементы шины. Эти факторы приводят к запаздыванию реакции колеса при снятии нагрузки в задней части пятна контакта, что обуславливает неравномерность эпюры контактных напряжений между колесом и дорогой вдоль направления движения (рис. 3.6, б).

При ускоренном движении колеса на его центр масс действуют:

- инерционная сила от ускорения в поступательном движении P_j

$$P_j = m_j a,$$

где a — ускорение автомобиля;

- m – масса колеса.
 – инерционный момент M_j от ускорения колеса во вращательном движении

$$M_j = I_\kappa \frac{d\omega_\kappa}{dt} = I_\kappa \frac{j}{r_\kappa},$$

где $\omega_\kappa = V/r_\kappa$;

I_κ — момент инерции колеса относительно собственной оси.

Для нахождения искомой величины R_X составим уравнение движения центра колеса относительно продольной оси X

$$R_X - P_X - P_j = 0, \text{ откуда } P_X = R_X - P_j, \text{ а } R_X = P_X + P_j,$$

и уравнение движения колеса относительно оси его вращения

$$M - R_Z a_{ш} - M_j - R_X r_\partial = 0, \quad (3.7)$$

откуда

$$R_X = \frac{M}{r_\partial} - \frac{R_Z a_{ш}}{r_\partial} - \frac{M_j}{r_\partial}.$$

Определим мощность N_f , затрачиваемую на преодоление силы сопротивления качению колеса, анализируя **установившийся** режим движения. Для установившегося режима движения скорость колеса V_κ постоянна и $P_j = 0$ и $M_j = 0$. Тогда

$$P_X = R_X = \frac{M}{r_\partial} - \frac{R_Z a_{ш}}{r_\partial}.$$

Эта мощность может быть выражена как разность мощностей подводимой к колесу N_κ и полезной $N_{пол}$

$$N_f = N_\kappa - N_{пол},$$

где

$$N_{пол} = P_X V_\kappa, \text{ а } N_\kappa = M \omega_\kappa.$$

После подстановки в исходное уравнение P_X получим аналитическое выражение мощности, затрачиваемой на преодоление силы сопротивления качению колеса,

$$N_f = M \omega_\kappa - \left(\frac{M}{r_\partial} - \frac{R_Z a_{ш}}{r_\partial} \right) V_\kappa$$

или

$$N_f = \omega_\kappa \left(\frac{M(r_\partial - r_\kappa)}{r_\partial} + R_Z a_{ш} \frac{r_\kappa}{r_\partial} \right).$$

В последнем уравнении выражение в скобках — **момент M_f сопротивления качению**

$$M_f = \frac{N_f}{\omega_k} = \frac{M(r_\partial - r_k)}{r_\partial} + R_Z a_{ш} \frac{r_k}{r_\partial}.$$

Отсюда сила сопротивления качения колеса

$$P_f = \frac{N_f}{V_k} = \frac{N_f}{r_k \omega_k} = \frac{M_f}{r_k} = \frac{M(r_\partial - r_k)}{r_\partial r_k} + \frac{R_Z a_{ш}}{r_\partial}.$$

Отношение $\frac{P_f}{R_Z} = f$ принято называть **коэффициентом сопротивления качению**.

Он показывает, какую силу нужно приложить для перекаtywания единицы веса, и определяется из выражений:

$$f = \frac{M(r_\partial - r_k)}{r_\partial r_k R_Z} + \frac{a_{ш}}{r_\partial},$$

$$f = f_k + f_c,$$

$$f_k = \frac{M(r_\partial - r_k)}{r_\partial r_k R_Z}, \quad f_c = \frac{a_{ш}}{r_\partial},$$

где f_k – составляющая f , характеризующая кинематические потери;
 f_c – составляющая f , характеризующая силовые потери.

После подстановки в уравнение движения колеса относительно собственной оси аналитического выражения момента M , подводимого к колесу, и f_c — силовой составляющей f , получим касательную реакцию R_X в виде

$$R_X = \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial} - R_Z f_c - \frac{(I_M U_{mp}^2 \eta_{mp} + I_k) j}{r_k r_\partial},$$

где $\frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial} = P_m$ — тяговая сила на колесе;

$R_Z f_c = P_f$ — сила сопротивления качения колеса в случае качения без проскальзывания;

$\frac{(I_M U_{mp}^2 \eta_{mp} + I_k) j}{r_k r_\partial} = P_j'$ — сила сопротивления разгону колеса и деталей

трансмиссии во вращательном движении.

Получили **уравнение силового баланса колеса**

$$R_X = P_T - P_f - P_j',$$

которое показывает, что *величина и направление касательной реакции R_X определяется тяговой силой, силой сопротивления качению и силой сопротив-*

ления разгону колеса и деталей трансмиссии во вращательном движении. Соотношением именно этих сил определяется режим качения колеса.

3.7.2 Режимы качения колеса

Из аналитического выражения касательной реакции $R_X = f(M)$ видно, что оно носит линейный характер

$$R_X = \frac{M}{r_\partial} - \frac{R_Z a_{\omega}}{r_\partial} - \frac{M_j}{r_\partial} = \frac{M}{r_\partial} - R_Z f_c - I_M \frac{j}{r_\partial r_k}$$

Отрезки и точки на графике (рис. 3.7) характеризуют режимы качения колеса.

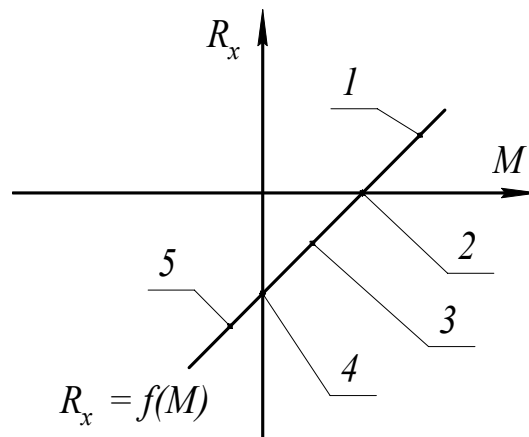
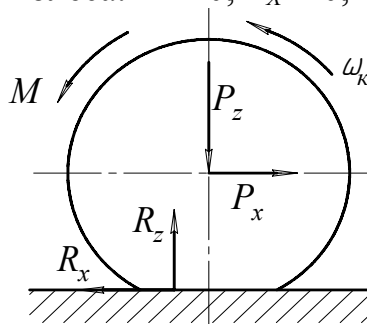
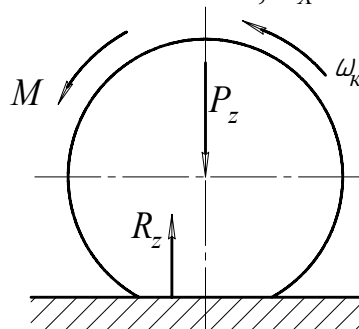


Рисунок 3.7 — График зависимости касательной реакции R_X от приложенного момента M

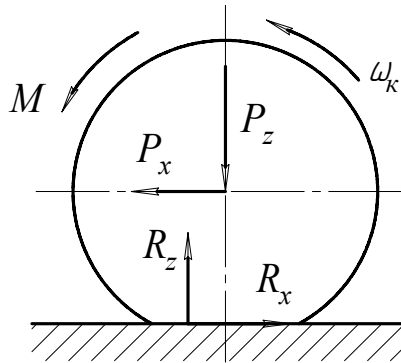
1. **Ведущий** режим качения колеса: $M > 0, R_X > 0, P_T > P_f + P_j'$



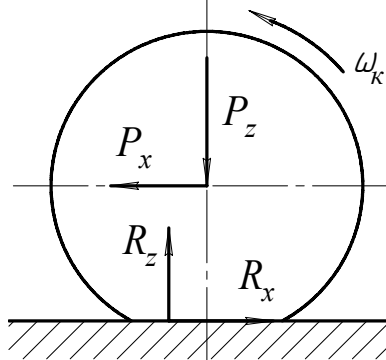
2. **Свободный** режим качения колеса: $M > 0, R_X = 0, P_T = P_f + P_j'$



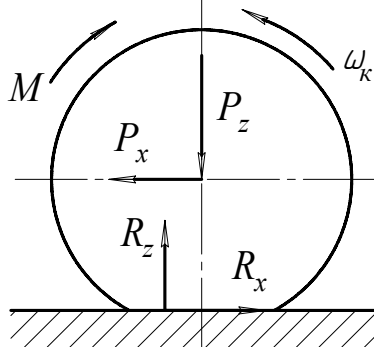
3. **Нейтральный** режим качения колеса: $M > 0, R_X < 0, P_T < P_f + P_j'$



4. **Ведомый** режим качения колеса: $M = 0$, $R_x < 0$, $R_x = -(P_f + P_j')$



5. **Тормозной** режим качения колеса: $M < 0$, $R_x < 0$, $R_x = -(P_T + P_f + P_j')$



3.8 Движение жесткого колеса по деформированным поверхностям

Из рисунка 3.8 видно, что этот вид движения сводится к качению деформируемого колеса по недеформируемой дороге.

В этом случае снос нормальной реакции определяется свойствами грунта и характеризуется плечом a_z . Поэтому все полученные ранее зависимости будут справедливы, если вместо $a_{ш}$ в полученных зависимостях писать a_z , то есть необходимо иметь данные по f_c при качении колеса по деформируемой дороге.

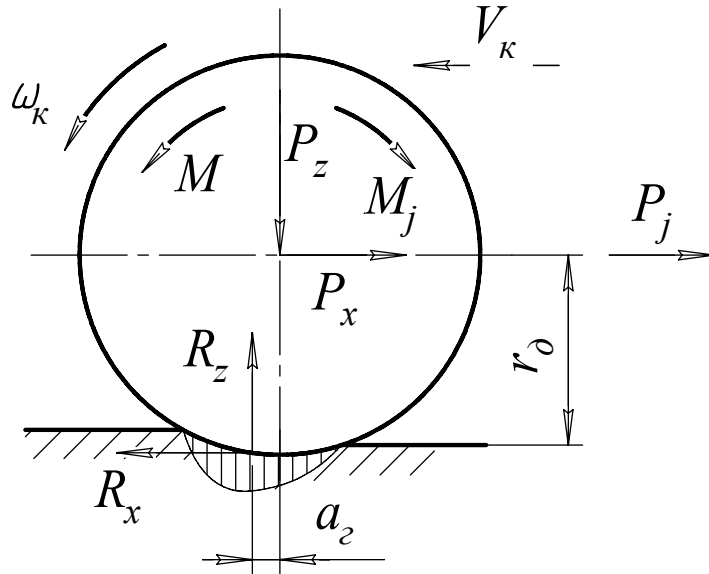


Рисунок 3.8 — Схема сил, действующих на жесткое колесо, при качении по деформируемой поверхности

3.9 Движение деформируемого колеса по деформированной поверхности

Если 1-ый и 2-ой виды движения колеса являются предельными, то этот вид соответствует реальным условиям движения, так как все поверхности, по которым происходит движение деформируемого колеса, так же в той или иной степени деформируемы. В этом случае силы R_x и R_z могут быть сведены к схеме (рис. 3.9), соответствующей первому виду движения и снос нормальной реакции R_z , будет определяться суммой

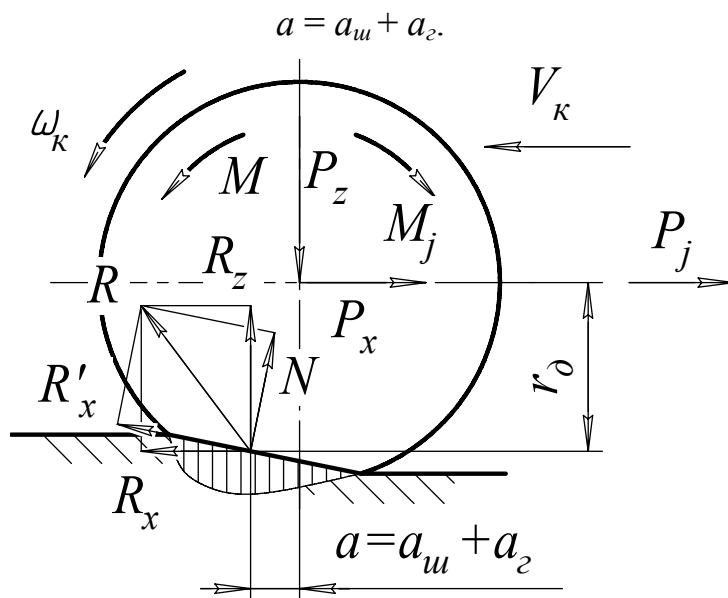


Рисунок 3.9 — Схема сил, действующих на жесткое колесо, при качении по деформируемой поверхности

Поэтому полученное уравнение коэффициента сопротивления качению нуждается в корректировке и принимает вид

$$f = \frac{M(r_{\partial} - r_{\kappa})}{r_{\partial} r_{\kappa} R_Z} + \frac{a_{ш} + a_z}{r_{\partial}}.$$

Из анализа причин потерь мощности при качении колеса видно, что в общем случае сопротивление качения обуславливается:

- гистерезисными потерями в материале шины;
- потерями на перемещение и деформацию грунта;
- потерями на трения колеса по опорным поверхностям.

При отсутствии пробуксовки колеса или его проскальзывания, силовая составляющая коэффициента сопротивления качению может быть представлена выражением

$$f = \frac{a}{r_{\partial}} = \frac{P_f}{R_Z}$$

из которого видно, что величина коэффициента f может быть найдена экспериментально по реально действующей силе P_f сопротивления качению в реальных условиях движения.

При буксировке автомобиля или тележки с небольшой постоянной скоростью сила воздушного сопротивления, действующая на автомобиль, фактически стремится к 0. Сила инерции также равна 0. Следовательно, сила, приложенная при буксировке, равна силе P_f .

Экспериментально найдены значения коэффициента f для различных условий движения. Приведем некоторые из них:

- асфальт 0,007...0,02;
- гравий 0,02...0,025;
- булыжник 0,025...0,03;
- грунтовка 0,025...0,25;
- песок 0,06...0,3.

3.10 Влияние эксплуатационных и конструктивных факторов на коэффициент сопротивления качения

На коэффициент сопротивления качения оказывают влияние факторы, которые можно разделить на *эксплуатационные* и *конструктивные*.

Эксплуатационные:

- | | |
|---|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. Тип покрытия дороги и ее состояние. 2. Скорость движения. | <ol style="list-style-type: none"> 3. Температура шины. 4. Давление воздуха в шине. 5. Нагрузка на колесо. 6. Момент на колесе. |
|---|---|

Конструктивные:

7. Толщина протектора (высота).
8. Величина радиуса колеса.
9. Ширина колеса.

10. Соотношение H/B .
11. Строение каркаса.
12. Качество резины.

Не смотря на то, что в эксплуатации достаточно сложно выявить независимое влияние отдельных факторов, рассмотрим некоторые результаты теоретических и экспериментальных исследований характеризующие это влияние на коэффициент сопротивления качения.

1. Чем выше деформируемость дорожного покрытия, тем больше коэффициент сопротивления качению, благодаря росту потерь энергии на деформацию. С увеличением высоты неровности дорожного покрытия значение f возрастает. Кроме того, наличие воды и грязи также повышает значение коэффициента сопротивления качению.

2. Зависимость сопротивления качению от скорости различна для шин различной конструкции и с различным давлением воздуха (рис. 3.10, 3.11).

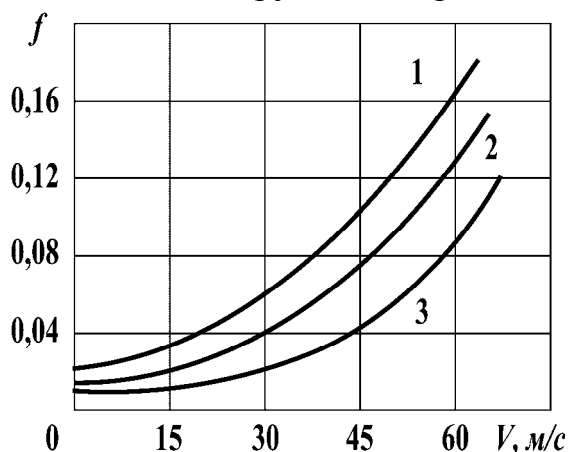


Рисунок 3.10 — Зависимость f от скорости и давления в шинах:
1 – 3 — 15, 25 и 30 МПа.

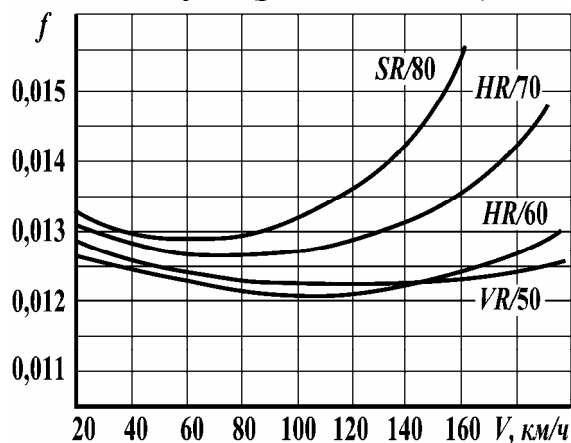


Рисунок 3.11 — Шины «Пирелли» (Pirelli) серий "80"–"50" (моделей 70-х годов). Максимально допустимая скорость: SR - 180 км/ч; HR - 210 км/ч; VR - 240 км/ч.

Наиболее часто зависимость f от скорости выражают формулой

$$f = f_0 + k_f V^n,$$

где f_0 — коэффициент сопротивления качению при скорости близкой к нулю.

Значения коэффициентов f_0 , k_f и степени n имеют широкий диапазон значений. Так, по мнению различных авторов, величина n может принимать значения от 1 до 3,7.

Для отечественных шин может быть применена одна из удобных эмпирических формул

$$f = f_0 + k_f V^2$$

где $k_f = 7 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$.

При увеличении скорости движения возможно возникновение *резонансных колебаний* протектора шины. Это ведет к увеличению тепловых потерь, нагреву шины и отслоению протектора.

Резонанс сдвигают в сторону более высокой частоты вращения колеса за счет:

- увеличения давления в шинах;
- снижения массы протектора.

3. Зависимость f от температуры шины.

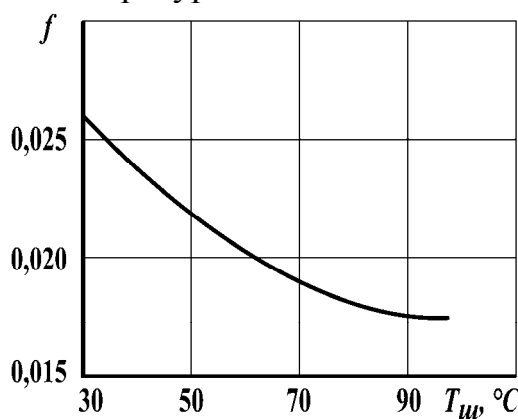


Рисунок 3.12 — Зависимость f от температуры $T_{ш}$ шин

С увеличением температуры шины до оптимальной температуры (рабочей температуры шины) коэффициент сопротивления качению уменьшается, так как *уменьшаются гистерезисные потери* в шине и *возрастает внутреннее давление*, что приводит к уменьшению $a_{ш}$.

4. Зависимость f от давления в шине показано на рис 3.13.

Увеличение давления в шине при движении по малодеформируемой поверхности всегда приводит к уменьшению сопротивления качения. Это объясняется уменьшением величины $a_{ш}$ из-за уменьшения деформации резины.

Со снижением жесткости опорной поверхности возрастает величина a_2 , что повышает сопротивление качению. При этом повышение давления не однозначно сказывается на значениях f . Уменьшение давления с одной стороны повышает $a_{ш}$, но при этом, увеличивая деформируемость шины, приводит к увеличению площади контакта. Таким образом, уменьшая смещение реакции R_z за счет деформации грунта, снижается сопротивление качению. Так как зависимость площади пятна контакта от давления не линейна, при определенных условиях снижение давления уже не приводит к снижению деформируемости грунта. Сопротивление качению возрастает.

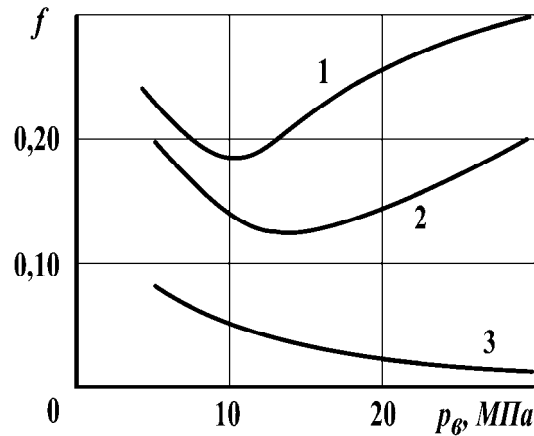


Рисунок 3.13 — Зависимость f от давления $p_{\text{в}}$ воздуха в шинах:
1 — песок; 2 — пашня; 3 — асфальт

Из рисунка 3.13 видно, что оптимальное давление тем меньше, чем больше деформируемость опорной поверхности.

5. Зависимость f от нагрузки на колесо.

С увеличением вертикальной нагрузки R_z , f — увеличивается, так как возрастают потери в шине и дороге на деформацию (увеличивается пятно контакта). Таким образом, рост R_z ведет к соответствующему увеличению $a_{\text{ш}}$ при мало

изменяющемся динамическом радиусе, а, следовательно, $\frac{a_{\text{ш}1}}{r_{\text{д}}} < \frac{a_{\text{ш}2}}{r_{\text{д}}}$ и $f_1 < f_2$.

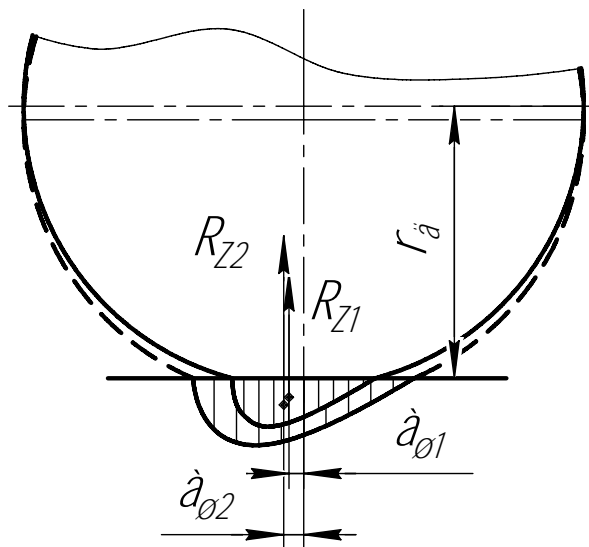


Рисунок 3.14 — Влияние нагрузки на величину f

6. С увеличением момента увеличивается кинематическая составляющая f_k и сопротивление качению возрастает.

7. С увеличением толщины протектора f возрастает, так как возрастают гистерезисные потери в шине и потери связанные с проскальзыванием (проскальзывание увеличивается в связи с повышением жесткости протектора в результате утолщения).

8. Согласно рис. 3.15 коэффициенты сопротивления качению для разных радиусов колес при прочих равных условиях $f_1 = a_{uu}/r_{\partial 1}$ и $f_2 = a_{uu}/r_{\partial 2}$.

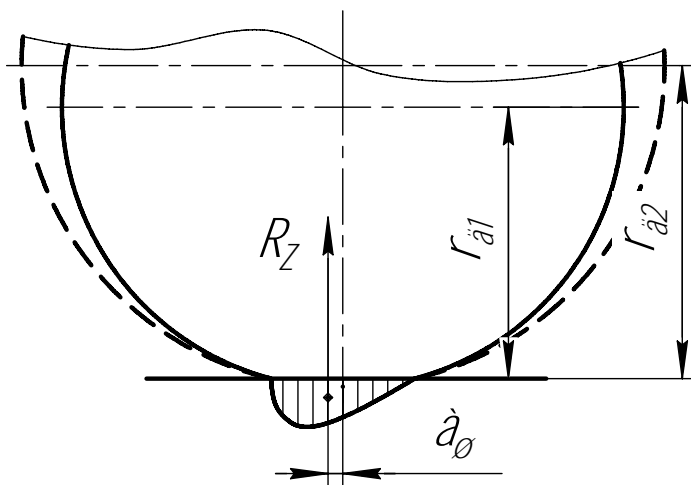


Рисунок 3.15 — Влияние радиуса колеса на величину f

Так как при увеличении статического радиуса колеса возрастает и динамический, а величина a_{uu} остается практически неизменной, следовательно f уменьшается.

9. Согласно экспериментальных данных при увеличении ширины шины f — увеличивается на твердых дорогах и уменьшается на мягких. Для пояснения обратимся к рис. 3.16.

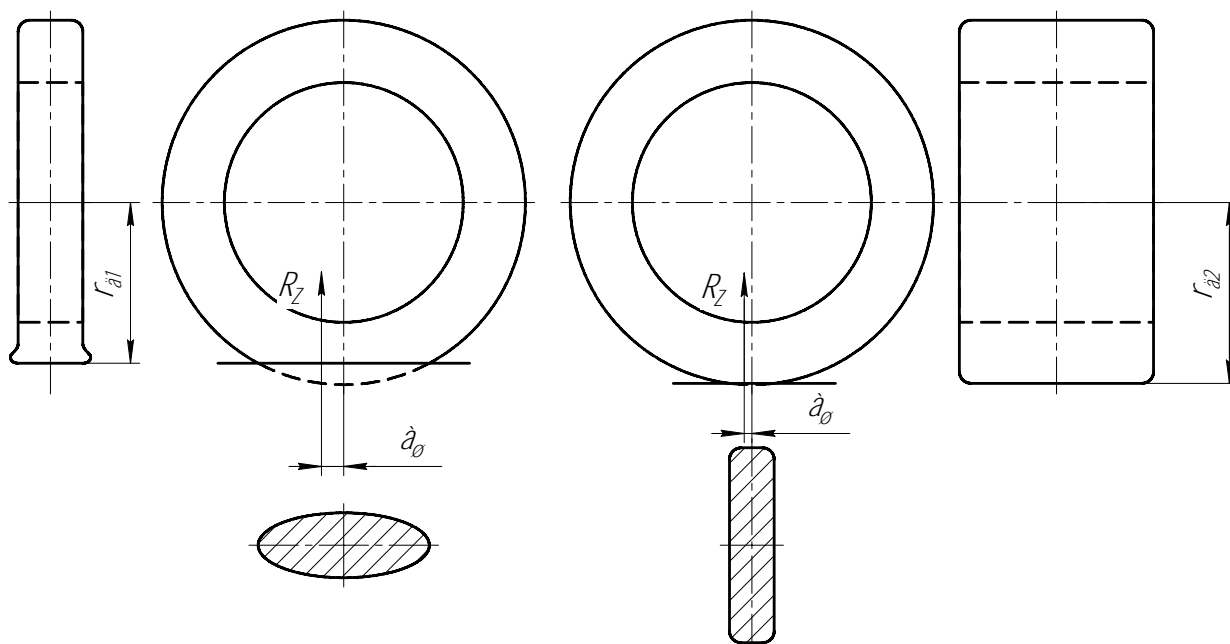


Рисунок 3.16 — Влияние ширины колеса на величину f

Из рисунка видно, что при постоянной нагрузке и равной площади пятна контакта в узких шинах в большей степени деформируется боковина, а в широких — более жесткий протектор. Это определяет изменение f на твердых дорогах. На легкодеформируемых грунтах широкие шины входят в зацепление од-

новременно большей площадью, и это приводит к меньшей удельной нагрузке на поверхность и в меньшей степени деформирует грунт.

10. При уменьшении отношения H/B изменяется влияние скорости на f (см. рис. 3.11). С увеличением скорости коэффициент сопротивления качению возрастает не так интенсивно уменьшается и уменьшается значение f .

11. Соотношение H/B оказывает неоднозначное влияние на сопротивление качению. Этот фактор достаточно сложно выделить и оценить его влияние на f не зависимо от других. Экспериментальные данные показывают, что у радиальных шин увеличение H/B снижает f до 25 % по сравнению с диагональными. Однако при высоких скоростях движения более предпочтительными оказываются диагональные низкопрофильные шины.

12. Качество резины, ее состав влияют на гистерезисные потери в шине и определяют сопротивление качению при прочих равных условиях.

3.11 Ограничение сил, действующих на колесо. Коэффициент сцепления

Нормальная сила на колесо ограничивается либо *несущей способностью опорной поверхности*, либо *несущей способностью шины*.

Несущая способность шины указывается заводом изготовителем в обозначении шины в виде цифрового индекса грузоподъёмности: 75 — 3870 Н, 85 — 5750 Н, 103 — 8750 Н и т.д.

Грузоподъёмность шины — это максимально допустимая статическая нормальная нагрузка R_Z , обеспечивающая в эксплуатации заданную долговечность.

Несущая способность опорной поверхности определяется прочностью дороги, а в правилах дорожного движения и других нормативных документах ограничиваются нормальные реакции опорной поверхности R_Z на колёса следующими значениями: полная масса ТС не более 36 т, на одиночную ось не более 10 т, на сдвоенную ось не более 16 т, на строенную ось не более 22 т (оси считаются сдвоенными или строеными, если расстояние между соседними не более 2,5 м). Для европейских автомобилей и, соответственно, дорог допустимые нагрузки выше в среднем на 20%.

Продольные силы R_X , ограничиваются силами трения между опорной поверхностью и шиной. Предельная величина касательной реакции по сцеплению R_{cy} , называется *силой сцепления шины с дорогой*

$$R_X = P_m - P_f - P'_j = R_{cy} = \varphi R_Z,$$

где φ — **коэффициент сцепления**, который представляет собой отношение максимальной продольной реакции $R_{X\max}$ дороги на колесо к нормальной реакции R_Z

$$\varphi = \frac{R_{X \max}}{R_Z}$$

В случае, когда рассматривают коэффициент сцепления в продольном направлении движения, его обозначают φ_x , в поперечном — φ_y .

Величину φ определяют путем буксирования динамометрической тележки соединенной с автомобилем при помощи троса с динамометром. При этом колеса тележки должны быть заторможены. Полученное на динамометре значение силы и есть максимальная продольная реакция $R_{X \max}$ при проскальзывании колес относительно дороги.

Коэффициент сцепления зависит от эксплуатационных и конструктивных факторов.

Эксплуатационные

1. Проскальзывание или пробуксовка колеса при движении.
2. Тип и состояние дороги.
3. Износ протектора.
4. Величина передаваемого момента.
5. Скорость движения.
6. Давление воздуха в шине.
7. Нормальная нагрузка на колесо и др.

Конструктивные

8. Радиус колеса.
9. Насыщенность рисунка протектора и др.

1. Коэффициент сцепления колеса с дорогой определяется силами трения скольжения и силами трения покоя, действующими в зоне контакта колеса с дорогой. В передней части пятна контакта ведущего колеса силы направлены в сторону силы тяги (положительны), а в задней — в противоположную. Так как нормальные реакции в задней части пятна контакта незначительны, это приводит к проскальзыванию шины относительно опорной поверхности (рис. 3.17).

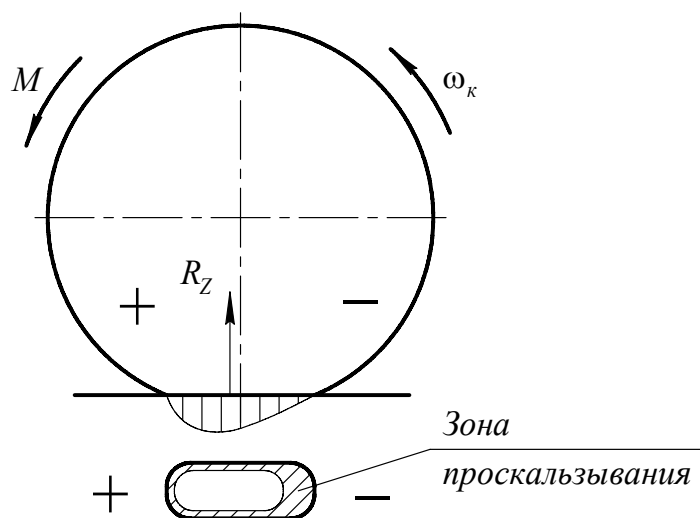


Рисунок 3.17 — К вопросу о проскальзывании в зоне контакта

Особый интерес представляют зависимости $R_X/R_Z = f(\delta)$ (ведущий режим качения колеса) и $R_X/R_Z = f(S)$ (тормозной режим) (рис. 3.18), где

δ — коэффициент буксования,

$$\delta = (V_T - V_\delta) \cdot 100 / V_T;$$

S — коэффициент скольжения,

$$S = (V_\delta - V_T) \cdot 100 / V_\delta;$$

V_δ — действительная скорость;

V_T — теоретическая скорость.

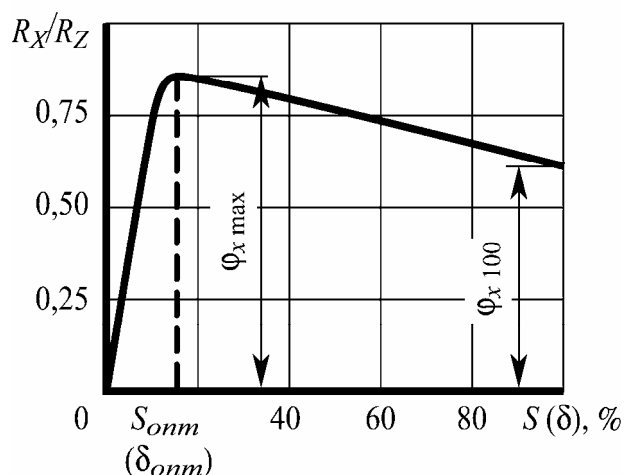


Рисунок 3.18 — Зависимость R_X/R_Z от скольжения (буксования)

При малом проскальзывании φ определяется в основном силами трения покоя и R_X зависит только от величины момента на колесе.

При $S > S_{онм}$ φ определяется в основном силами трения скольжения, а R_X ограничивается силами сцепления.

При $S = 100\%$ φ — это коэффициент трения скольжения.

2. Тип и состояние дороги

На дорогах грунтовых определяется прочностью грунта, а на дороге с твердым покрытием зависит от шероховатости, влажности, наличия пыли и грязи.

Значения коэффициента сцепления от типа и состояние дороги:

- сухой асфальт — $\varphi = 0,8 \dots 0,9$;
- мокрый асфальт — $\varphi = 0,5 \dots 0,7$;
- мокрый бетон — $\varphi = 0,75 \dots 0,8$;
- гравий — $\varphi = 0,55 \dots 0,65$;
- грунтовка сухая — $\varphi = 0,65 \dots 0,7$;
- грунтовка мокрая — $\varphi = 0,5 \dots 0,55$;
- уплотнённый снег — $\varphi = 0,15 \dots 0,2$;
- лёд — $\varphi = 0,1$ и $\varphi_{100} = 0,07$ (при 100% проскальзывании).

Наличие водяной пленки снижает φ , так как появляется гидродинамическая сила поднимающая колесо. Это снижает величину нормальной реакции непосредственно дороги на колесо и уменьшает силу трения (сцепления) (рис. 3.19).

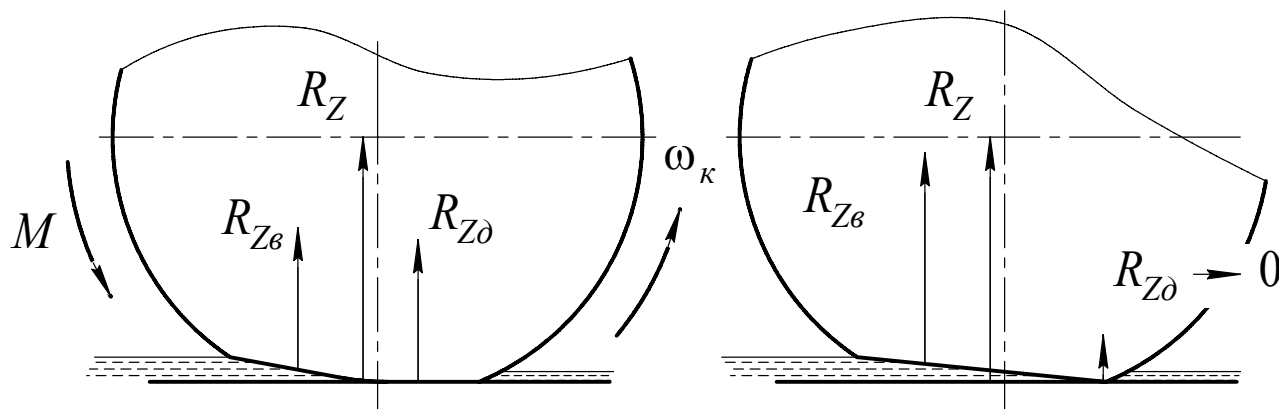


Рисунок 3.19 — Взаимодействие колеса с мокрой дорогой

Достаточно просто показать, что, так как коэффициент жидкого трения существенно меньше коэффициента сцепления φ_x , коэффициент сцепления на мокрой дороге

$$\varphi_{x.m} = \varphi_x \frac{R_{Z\delta}}{R_Z} = \varphi_x \frac{R_Z - R_{Z\delta}}{R_Z} = \varphi_x - \varphi_x \frac{R_{Z\delta}}{R_Z},$$

где $R_{Z\delta}$ — реакция дороги, передаваемая непосредственно на колесо;

$R_{Z\delta}$ — реакция дороги, передаваемая на колесо через водную пленку.

Очевидно, что при отсутствии прямого контакта колес с дорогой $\varphi_x \rightarrow 0$.

При больших скоростях контактные поверхности шины и дороги полностью разделяются водой, так как подъемная сила становится равной P_Z , а $R_{Z\delta} = R_Z$. Это явление называют **аквапланированием**.

Важное влияние на φ в данном случае оказывает **рисунок протектора**, который позволяет выводить из пятна контакта воду.

Влияние рисунка протектора оценивают **коэффициентом насыщенности** — отношением площади контакта по выступам протектора к его общей площади.

С увеличением насыщенности рисунка протектора φ — возрастает на сухих дорогах с твердым покрытием (на гонках иногда используют шины без рисунка). Шины с развитыми грунтозацепами используют для грунтовых дорог.

Различные рисунки протектора предназначены для различных типов дорог и скоростей движения.

Иногда можно увидеть на выступах резины надрезы (рис. 3.20), предназначенные для увеличения сцепления колес с дорогой.

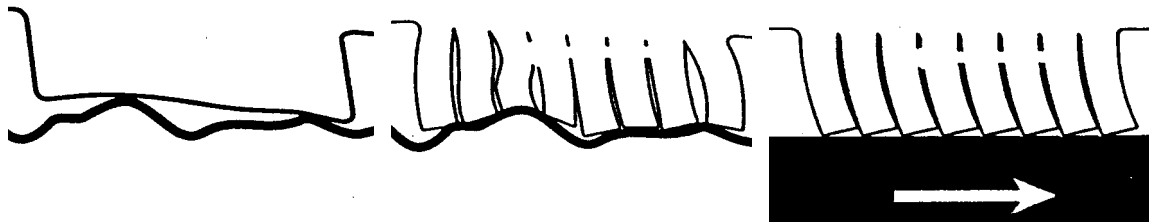


Рисунок 3.20 — Взаимодействие протектора, имеющего надрезы с различными опорными поверхностями

3. Износ протектора

На грязных и мокрых дорогах, чем меньше остаточная высота протектора, тем меньше коэффициент сцепления. Это связано с ухудшением отвода воды и грязи из зоны контакта. Особенно это сказывается при повышении скоростей движения. В связи с этим ПДД нормируется остаточная высота рисунка протектора.

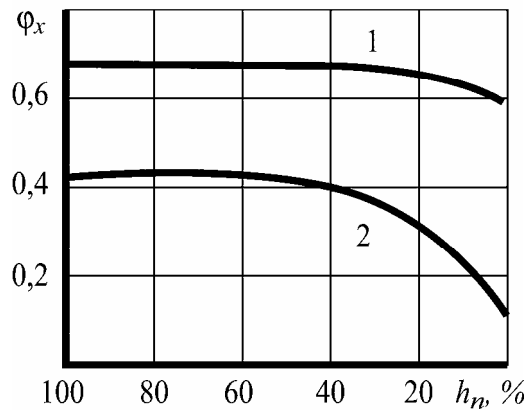


Рисунок 3.21 — Зависимость ϕ_x от остаточной высоты рисунка протектора на мокрых дорогах с недостаточной шероховатостью при скоростях $V_1 = 30$ и $V_2 = 90$ км/ч

4. Величина передаваемого момента.

При увеличении передаваемого момента ϕ уменьшается, так как увеличивается зона трения скольжения в задней части пятна контакта.

5. Скорость движения.

При увеличении скорости движения ϕ уменьшается (рис. 3.21).

6. Давление воздуха в шине.

При увеличении давления ϕ уменьшается на твёрдых и чистых дорогах и увеличивается на загрязнённых.

Это объясняется снижением коэффициента трения резины при увеличении давления в зоне контакта (ухудшается деформируемость резины).

На загрязнённых поверхностях улучшается отвод грязи и пыли из пятна контакта и ϕ увеличивается.

7. Нормальная нагрузка на колесо.

При увеличении P_z , φ – уменьшается на твердых и чистых дорогах и увеличивается на загрязненных.

Причины аналогичны пункту 6.

8. Радиус колеса.

При увеличении радиуса колеса, φ – возрастает, так как уменьшается кривизна резины в зоне контакта и обеспечивается более равномерное прижатие колеса к дороге.

9. Влияние насыщенности рисунка протектора рассмотрена совместно с типом и состоянием дороги (см. выше).

3.12 Уравнения силового и мощностного баланса.

Как было сказано ранее, силы, действующие вдоль автомобиля, делятся на *движущие* и *силы сопротивления*, что используется для анализа процесса движения автомобиля.

Направление движущих сил совпадает с направлением вектора скорости центра масс (рис. 3.22).

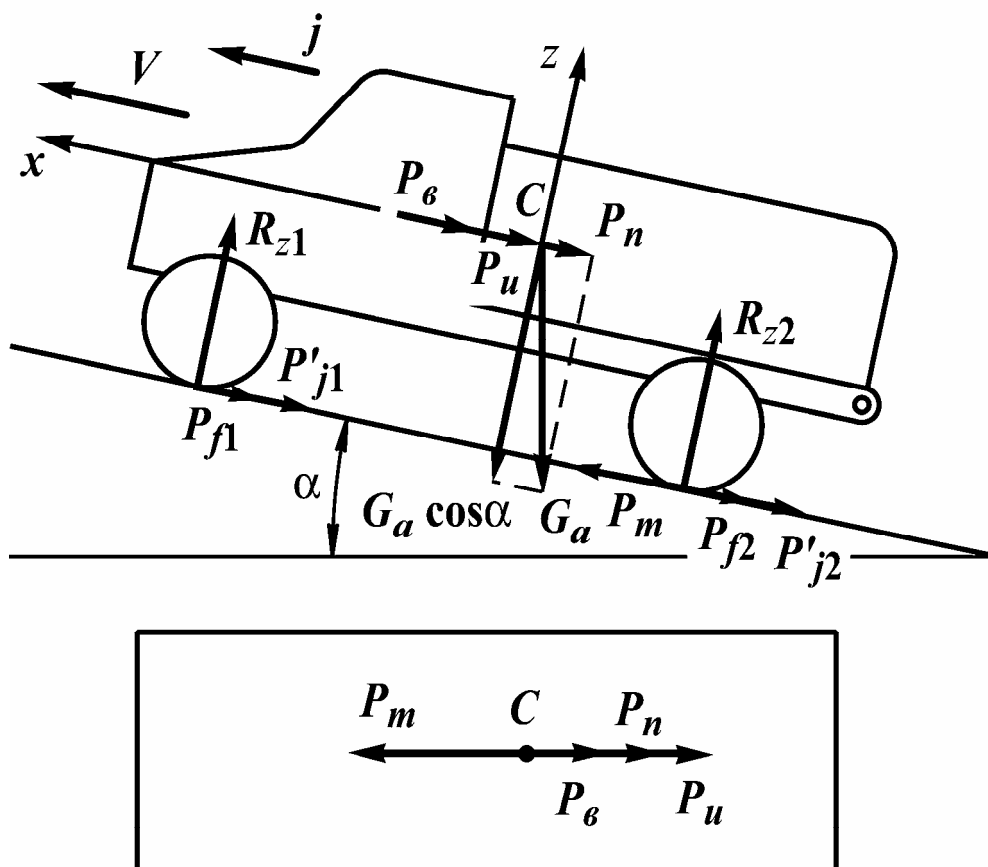


Рисунок 3.22 — Силы, действующие на автомобиль, при прямолинейном движении

Движущей силой считают полную тяговую силу P_m

$$P_m = \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial}$$

Все остальные силы считают силами сопротивления. По умолчанию они направлены в сторону противоположную движению.

Все силы сопротивления подразделяют в соответствии с причинами их вызывающими.

Сила сопротивления качению

P_k — это сумма направленных против движения автомобиля продольных реакций дороги P_{f1} и P_{f2} , то есть

$$P_k = P_{f1} + P_{f2} = \sum R_{Zi} f_{ci} = f_a \sum R_{Zi} = f_a G_a \cos \alpha.$$

Сила сопротивления подъему

Кроме сил сопротивления качению на автомобиль со стороны дороги действует и *сила сопротивления подъему* (скатывающая сила).

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

Сила сопротивления дороги

Сила сопротивления качению P_k и сила сопротивления подъему P_n в сумме дают *силу сопротивления дороги*, то есть

$$P_\partial = P_k + P_n = f_a G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha = G_a (f_a \cos \alpha + \sin \alpha).$$

При малых углах α — $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$, так как $\cos \alpha \cong 1$. Например, для уклона дороги 12% $\alpha = \operatorname{arctg} 0,12 = 7^\circ$, $\sin 7^\circ \approx 0,12$, $\cos 7^\circ = 0,993 \approx 1$. Поэтому можно написать

$$P_\partial = G_a (f_a + i) \text{ или } P_\partial = G_a \psi,$$

где ψ — суммарный коэффициент сопротивления дороги при малых углах α

$$\psi = f + i.$$

Сила сопротивления воздушной среды

$$P_e = K_e F V_a^2.$$

Сила сопротивления разгону

$$P_u = P'_{j1} + P'_{j2} + P_j = \frac{I_{k1} j}{r_k r_\partial} + \frac{(I_M U_{mp}^2 \eta_{mp} + I_{k2}) j}{r_k r_\partial} + m_a j = m_a \left[\frac{I_M U_{mp}^2 \eta_{mp} + \sum I_k}{r_k r_\partial m_a} + 1 \right] j,$$

$$P_u = m_a \delta_{ep} j,$$

где
$$\delta_{\text{вр}} = \frac{I_M U_{\text{мп}}^2 \eta_{\text{мп}} + \sum I_{\text{к}}}{r_{\text{к}} r_{\text{д}} m_a} + 1$$

$\delta_{\text{вр}}$ — коэффициент учета влияния вращающихся масс показывает во сколько раз сила, необходимая для разгона с заданным ускорением j поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля больше силы необходимой для разгона его, только поступательно движущихся масс.

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + \frac{\sum I_{\text{к}}}{r_{\text{к}} r_{\text{д}} m_a} + \frac{I_M U_{\text{мп}}^2 \eta_{\text{мп}}}{r_{\text{к}} r_{\text{д}} m_a} = 1 + \frac{\sum I_{\text{к}}}{r_{\text{к}} r_{\text{д}} m_a} + \frac{I_M U_{\text{з}}^2 \eta_{\text{мп}}}{r_{\text{к}} r_{\text{д}} m_a} U_{\text{кп}}^2 = 1 + \delta_{\text{вр1}} U_{\text{кп}}^2 + \delta_{\text{вр2}},$$

где $\delta_{\text{вр1}} = \frac{I_M U_{\text{з}}^2 \eta_{\text{мп}}}{r_{\text{к}} r_{\text{д}} m_a}$ — коэффициент учета влияния вращающихся масс двигателя и трансмиссии;

$$\delta_{\text{вр2}} = \frac{\sum I_{\text{к}}}{r_{\text{к}} r_{\text{д}} m_a} \text{ — коэффициент учета влияния вращающихся масс колес.}$$

Полученная зависимость справедлива только для тягового режима движения автомобиля. Очевидно, что повышение момента инерции вращающихся масс колес и трансмиссии повышают величину $\delta_{\text{вр}}$ и соответственно силу инерции.

Пользоваться полученной зависимостью для практических расчетов не всегда возможно, поэтому в тяговом режиме для предварительных расчетов можно принимать $\delta_{\text{вр1}} = \delta_{\text{вр2}} = 0,04$. Тогда формула примет вид

$$\delta_{\text{вр}} = 1,04 + 0,04 U_{\text{кп}}^2.$$

Уравнение движения автомобиля вдоль оси X ($\sum F_X = 0$) называется **уравнением силового баланса** и имеет вид

$$P_T = P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\text{у}}.$$

От уравнения силового баланса перейдем к уравнению мощностного баланса, умножая на скорость обе части исходного уравнения.

Тяговая мощность будет

$$P_T V = P_T \omega_{\text{к}} r_{\text{к}} = \frac{M_e U_{\text{мп}} \eta_{\text{мп}}}{r_{\text{д}}} \omega_{\text{к}} r_{\text{к}} = M_e \omega_e \eta_{\text{мп}} \frac{r_{\text{к}}}{r_{\text{д}}} = N_e \eta_{\text{мп}} \frac{r_{\text{к}}}{r_{\text{д}}} = N_{\text{к}} \frac{r_{\text{к}}}{r_{\text{д}}}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление **дорожного сопротивления** будет

$$P_{\text{д}} V = G_a \psi V = N_{\text{д}}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление силы **сопротивления воздушной среды** будет

$$P_{\text{в}} V = k_{\text{в}} F V^3 = N_{\text{в}}.$$

Мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля будет

$$P_u V = m_a j \delta_{ep} V = N_u.$$

Уравнение мощностного баланса запишется в виде

$$N_k = (N_\partial + N_\epsilon + N_u) \frac{r_\partial}{r_k}.$$

При отсутствии буксования ведущих колёс автомобиля $r_\partial = r_k$ и уравнение мощностного баланса принимает вид

$$N_k = N_\partial + N_\epsilon + N_u,$$

а при установившемся движении $N_u = 0$ и

$$N_k = N_\partial + N_\epsilon.$$

3.13 Изменение нормальных реакций в процессе движения автомобиля

Нормальные реакции дороги не остаются постоянными. Они изменяются в зависимости от сил и моментов, действующих на автомобиль. Не совершая работы вдоль оси X они определяют силы сопротивления качению P_f , силы сцепления колёс с опорной поверхностью (предельно возможные значения тяговых и тормозных сил). Нормальные реакции R_z необходимы при оценке тормозных свойств, управляемости, устойчивости, проходимости.

Найдём аналитические выражения нормальных реакций при движении по кривым в вертикальной плоскости.

Для нахождения реакций R_{z1} и R_{z2} составим уравнение равновесия моментов сил относительно оси, проходящей через контактные площадки задних колёс автомобиля (см. рис. 3.2, 3.22).

$$\sum m_O = 0 \quad R_{z1}(L + a_{uu}) + (P_\epsilon + m_a j_a + m_a g \sin \alpha) h_g + R_{z2} a_{uu} - m_a g b \cos \alpha = 0$$

Вынося за скобки общий множитель a_{uu} и ведя преобразования получим

$$a_{uu}(R_{z1} + R_{z2}) = a_{uu} \frac{r_\partial}{r_\partial} (R_{z1} + R_{z2}) = f_c r_\partial (R_{z1} + R_{z2}). \quad (3.8)$$

Запишем уравнение равновесия сил вдоль оси Z

$$\sum F_Z = 0 \quad R_{z1} + R_{z2} - m_a g \cos \alpha = 0 \quad \text{или} \quad m_a g \cos \alpha = R_{z1} + R_{z2}. \quad (3.9)$$

Подставляя (3.9) в (3.8) получим

$$a_{uu}(R_{z1} + R_{z2}) = f_c r_\partial m_a g \cos \alpha. \quad (3.10)$$

Разрешая уравнение $\sum m_O = 0$ относительно реакции R_{Z1} получим

$$R_{Z1} = \frac{m_a g b \cos \alpha}{L} - \frac{(P_e + m_a j_a + m_a g \sin \alpha) h_g}{L} - \frac{f_c r_d m_a g \cos \alpha}{L}. \quad (3.11)$$

Из уравнения (3.9) имеем $R_{Z2} = m_a g \cos \alpha - R_{Z1}$.

Подставляя (3.11) в (3.9) получим

$$R_{Z2} = \frac{m_a g a \cos \alpha}{L} + \frac{(P_B + m_a j_a + m_a g \sin \alpha) h_g}{L} + \frac{f_c r_d m_a g \cos \alpha}{L} \quad (3.12)$$

Зависимости (3.11), (3.12) получены для общего случая движения АТС. Анализируя их можно получать аналитические выражения нормальных реакций для частных случаев движения автомобиля или при его неподвижном состоянии. Так, например, для *неподвижного* АТС на *горизонтальной поверхности* получим

$$R_{Z1} = \frac{m_a g b}{L} = G_1 \text{ и } R_{Z2} = \frac{m_a g a}{L} = G_2. \quad (3.13)$$

Таким образом мы получили *вес автомобиля, приходящийся на переднюю и заднюю оси*, который может быть использован для определения положения центра тяжести по горизонтали (величины a и b).

Для *неподвижного* АТС на *наклонной поверхности* аналитические выражения нормальных реакций примут вид

$$R_{Z1} = \frac{m_a g b \cos \alpha}{L} - \frac{m_a g h_g \sin \alpha}{L} \text{ и } R_{Z2} = \frac{m_a g a \cos \alpha}{L} + \frac{m_a g h_g \sin \alpha}{L}. \quad (3.14)$$

Зависимости (3.14) совместно с (3.13) используются при нахождении координат центра масс автомобиля методом взвешивания.

Анализ полученных зависимостей показывает, что нормальные реакции изменяются (перераспределяются) в зависимости от режима движения. Для оценки во сколько раз изменились реакции во время движения по сравнению с нагрузками G_1 и G_2 в статическом состоянии автомобиля вводят понятие о **коэффициенте изменения реакций (коэффициенте перераспределения масс)**, который представляет собой *отношение нормальной реакции опорной поверхности к весу автомобиля, приходящемуся на данную ось в неподвижном состоянии на горизонтальной поверхности*. Соответственно для передней и задней оси

$$m_{p1} = \frac{R_{Z1}}{G_1} \text{ и } m_{p2} = \frac{R_{Z2}}{G_2}.$$

При эксплуатации автомобиля на хорошей дороге с не высокими эксплуатационными скоростями в выражениях нормальных реакций ((3.11), (3.12)) $\cos \alpha \approx 1$ и $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$, третьим слагаемым можно пренебречь в связи с мало-

стью значений $\frac{f_c r_{\partial}}{L} = \frac{a_{ш}}{L}$. С учётом этого аналитические выражения нормальных реакций принимают вид

$$R_{z1} = \frac{m_a g \left[b - \left(i + \frac{j}{g} \right) h_g \right]}{L} \text{ и } R_{z2} = \frac{m_a g \left[a + \left(i + \frac{j}{g} \right) h_g \right]}{L},$$

а коэффициенты перераспределения нормальных реакций

$$m_{p1} = 1 - \left(i + \frac{j}{g} \right) \frac{h_g}{b} \text{ и } m_{p2} = 1 + \left(i + \frac{j}{g} \right) \frac{h_g}{a}.$$

Численные значения этих коэффициентов в зависимости от режима движения следующие:

разгон с максимальным ускорением

$$m_{p1} = 0,85 \dots 0,9 \text{ и } m_{p2} = 1,05 \dots 1,12;$$

преодоление максимального подъёма

$$m_{p1} = 0,4 \dots 0,9 \text{ и } m_{p2} = 1,05 \dots 1,22;$$

торможение с максимальным замедлением

$$m_{p1} = 1,4 \dots 1,2 \text{ и } m_{p2} = 0,65 \dots 0,75;$$

торможение на спуске

$$m_{p1} = 1,4 \dots 1,6 \text{ и } m_{p2} = 0,45 \dots 0,55.$$

Приведенные значения коэффициентов перераспределения дают представления о том, как будут изменяться силы сцепления колес с дорогой при движении в различных дорожных условиях.

3.14 Методы решения уравнений силового и мощностного балансов

С помощью уравнений силового и мощностного баланса можно находить все параметры, характеризующие тягово-скоростные свойства АТС.

Разработаны как графические, так и аналитические методы их решения.

3.14.1 Графический метод. Проектировочный тяговый расчёт

Проектировочный тяговый расчёт представляет собой графо-аналитическое определение оценочных показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности с построением следующих *графиков*:

1. Внешней скоростной характеристики (ВСХ) $N_e, M_e = f(V)$.

2. Силового (тягового) баланса $P = f(V)$.
3. Динамического фактора $D = f(V)$.
4. Ускорений $j = f(V)$.
5. Величин, обратных ускорениям $1/j = f(V)$.
6. Времени разгона $t_p = f(V)$.
7. Пути разгона $S_p = f(V)$.
8. Мощностного баланса $N = f(V)$.
9. Топливо-экономической характеристики (ТЭХ).

В качестве **исходных данных** задаются:

1. Тип автомобиля — легковой, грузовой, автобус.
2. Тип проходимости — обычная, повышенная.
3. Тип двигателя — дизельный или с искровым зажиганием, наличие ограничителя (при проектировании автомобиля на основе существующего двигателя — его внешняя скоростная характеристика).
4. Максимальный коэффициент суммарного сопротивления дороги ψ_{\max} — для АТС обычной проходимости и V_{\min} — для АТС повышенной проходимости.
5. Грузоподъёмность или пассажироместимость.
6. Максимальная скорость движения — V_{\max} .
7. Коэффициент суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости ψ_V .

Проектирование автомобиля может осуществляться как на основе использования существующего двигателя с известными скоростными характеристиками, так и путём нахождения таких скоростных характеристик двигателя, которые позволят разрабатываемому автомобилю двигаться в заданных дорожных условиях с заданными характеристиками.

В первом случае аппроксимируется внешняя скоростная характеристика существующего двигателя, а во втором осуществляется её построение по заданным условиям движения. При изучении данного курса будем в основном использовать второй вариант.

3.14.1.1 Построение ВСХ

Построение ВСХ осуществляется в следующей последовательности:

1. На основе исходных данных *определяем мощность при максимальной скорости*. В этом случае уравнение мощностного баланса приобретает вид

$$\eta_{mp} N_{ev} = N_{\partial} + N_{\epsilon}.$$

Откуда

$$N_{ev} = \frac{N_{\partial} + N_{\epsilon}}{\eta_{mp}} \quad \text{и} \quad N_{ev} = \frac{m_a g \psi_v V_{\max} + K_{\epsilon} F V_{\max}^3}{1000 \eta_{mp}},$$

где N_{ev} — мощность двигателя проектируемого АТС, которая соответствует максимальной скорости движения, $кВт$;

m_a — полная масса АТС, $кг$;

g — ускорение свободного падения, $м/с^2$;

ψ_v — коэффициент суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости движения АТС;

V_{max} — максимальная скорость движения АТС, $м/с$;

K_g — коэффициент суммарного сопротивления воздушной среды, $Н \cdot с^2/м^2$;

F — лобовая площадь АТС, $м^2$;

η_{mp} — коэффициент полезного действия трансмиссии АТС.

2. *Задаёмся оборотами n_N , соответствующими максимальной мощности, ориентируясь на существующие аналогичные двигатели.*

3. *Задаёмся минимальными устойчивыми оборотами двигателя n_{min} , ориентируясь на существующие аналогичные двигатели.*

4. *Находим обороты n_V , соответствующие максимальной скорости движения: для двигателя без ограничителя числа оборотов*

$$n_V = (1,1 \dots 1,25) n_N;$$

для двигателя с ограничителем

$$n_V = n_{огр}, \quad n_{огр} / n_N = 0,8 \dots 1, \quad n_{огр} = (0,8 \dots 1) n_N = n_V.$$

5. *Для обеспечения приёмистости мощность, при которой срабатывает ограничитель, принимают на 20...30 % больше мощности, соответствующей максимальной скорости движения*

$$N_{еогр} = (1,2 \dots 1,3) N_{ev}.$$

6. *Определяем максимальную мощность двигателя:*

– для двигателя без ограничителя

$$N_{e\max} = \frac{N_{ev}}{a \frac{n_v}{n_N} + b \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^3};$$

– для двигателя с ограничителем

$$N_{e\max} = \frac{N_{еогр}}{a \frac{n_{огр}}{n_N} + b \left(\frac{n_{огр}}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_{огр}}{n_N} \right)^3}.$$

7. *Ведём расчет точек ВСХ по формуле Лейдермана*

$$N_e = N_{e \max} \left[a \frac{n}{n_N} + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right].$$

8. Ведём расчет точек кривой момента $M_e = f(n)$

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n},$$

где n — в мин^{-1} , M_e — в $\text{Н}\cdot\text{м}$, N_e — в кВт .

3.14.1.2 Построение графика силового (тягового) баланса $P = f(V_a)$

Построение графика силового баланса осуществляется в соответствии с уравнением силового баланса

$$P_T = P_\partial + P_\epsilon + P_u.$$

Приведем уравнения силового баланса к виду

$$P_T - P_\partial - P_\epsilon = P_u$$

и построим графические зависимости сил, входящих в левую часть уравнения.

Тяговое усилие на ведущих колёсах находим по зависимости

$$P_T = M_e U_{mp} \eta_{mp} / r_\partial,$$

где $U_{mpI} \neq U_{mpII} \neq U_{mpn}$ — передаточное число трансмиссии

$$U_{mp} = U_{kn} U_2 U_\partial,$$

U_{kn} — передаточное число основной коробки передач на соответствующей передаче;

U_2 — передаточное число главной передачи;

U_∂ — передаточное число дополнительной коробки передач;

η_{mp} — коэффициент полезного действия трансмиссии;

r_∂ — динамический радиус колеса ($r_\partial = r_{cm}$).

Радиус колеса определяется выбором шины. Для выбора шины полную массу АТС необходимо распределить по осям так, чтобы нагрузка на колёса была примерно одинаковой. При этом можно ориентироваться на существующие конструкции. Далее из каталогов заводов изготовителей шин *выбрать шину*, которая будет соответствовать проектируемому автомобилю по *грузоподъёмности* и по *максимальной скорости* движения. То есть нагрузки воспринимаемые шиной при эксплуатации и максимально возможные скорости движения не должны превышать допустимые для данной шины.

Передаточное число главной передачи U_2 определяют из условия движения автомобиля с максимальной скоростью, то есть проводят кинематическое

согласование оборотов коленчатого вала двигателя и частоты вращения колеса АТС при максимальной скорости движения

$$\omega_k U_{mp} = \omega_e.$$

При этом считают, что в основной и дополнительной коробках включены высшие передачи ($U_{кнв}$ и $U_{дв}$). Если передаточные числа основной и дополнительной коробок на высших передачах равны 1, то

$$\frac{V}{r_k} U_2 = \omega_e.$$

Если передаточные числа основной и дополнительной коробок на высших передачах отличны от 1, то

$$\frac{V}{r_k} U_2 = \frac{\omega_e}{U_{кнв} U_{дв}}.$$

Разрешая относительно параметра U_2 получим соответственно

$$U_2 = \frac{r_k \omega_e}{V_{\max}} \text{ и } U_2 = \frac{r_k \omega_e}{V_{\max} U_{кнв} U_{дв}}.$$

Передаточное отношение $U_{дв}$ равно или близко к 1. Передаточное отношение $U_{кнв} \leq 1$.

Передаточное отношение коробки передач $U_{кн1}$ на первой передаче находят из условия преодоления максимального дорожного сопротивления ψ_{\max}

$$P_m = P_d,$$

$$\frac{M_{e\max} U_2 U_d U_{кн1} \eta_{mp}}{r_d} = m_a g \psi_{\max}.$$

$$\text{Откуда } U_{кн1} = \frac{m_a g \psi_{\max} r_d}{M_{e\max} U_2 U_d \eta_{mp}}$$

Найденное из этого условия значение $U_{кн1}$ должно быть проверено на отсутствие буксования шин на дороге с хорошим коэффициентом сцепления $\varphi_x = 0,7$.

$$M_{e\max} U_2 U_d U_{кн1} \eta_{mp} = m_{cy} g \varphi_x r_d,$$

где m_{cy} — масса автомобиля, приходящаяся на ведущие колеса.
Откуда

$$U_{кн1} = \frac{m_{cy} g \varphi_x r_d}{M_{e\max} U_2 U_d \eta_{mp}}.$$

Признаком отсутствия буксования будет большее значение $U_{кн1}$ по условию отсутствия буксования по сравнению со значением $U_{кн1}$ по условию преодоления максимального дорожного сопротивления.

Данное условие не является обязательным, в случае если при проектировании закладывается существенный запас по мощности двигателя для возможности движения с большими скоростями. Оно так же не всегда выполнимо для переднеприводных автомобилей.

Для автомобилей повышенной проходимости $U_{кн1}$ определяется из условия обеспечения движения с минимальной скоростью путем кинематического согласования угловых скоростей колес и двигателя

$$\frac{V_{\min}}{r_k} = \frac{\omega_e}{U_{кн1}U_2U_{дн}} \Leftrightarrow V_{\min} = \frac{\omega_e r_k}{U_{кн1}U_2U_{дн}}.$$

Откуда $U_{кн1} = \frac{\omega_e r_k}{V_{\min}U_2U_{дн}}.$

Здесь $U_{дн}$ — передаточное число дополнительной (раздаточной) коробки на низшей передаче. У существующих конструкций автомобилей повышенной проходимости $U_{дн} \approx 2$.

Передаточные числа промежуточных передач основной коробки могут быть найдены из условия их распределения по закону геометрической прогрессии по зависимости

$$U_{кнт} = \sqrt[n-m]{U_{кн1}^{n-m}U_{кнв}^{m-1}},$$

где n — число передач в коробке;

t — номер передачи в коробке.

После выбора передаточных чисел трансмиссии находят значения тяговых усилий на различных передачах для оборотов коленчатого вала, при которых рассчитана внешняя скоростная характеристика.

Скорости движения АТС, соответствующие этим же оборотам, с учётом включённой передачи находят по зависимости

$$V = \frac{\omega_e r_k}{U_{кн}U_2U_{д}}.$$

По результатам строят зависимости $P_m = f(V)$ на различных передачах.

Силу сопротивления дороги находят по зависимости

$$P_{\partial} = m_a g \psi = m_a g (f + i),$$

которую наносят на графике силового баланса в виде прямой линии.

Силу сопротивления воздушной среды находят по зависимости

$$P_e = K_e F V_a^2.$$

Каждое значение P_e суммируют с соответствующим значением P_d и показывают на графике силового баланса. Совмещённые графические зависимости вида $P_T, P_d, P_e = f(V)$ представляют собой график тягового баланса (рис. 3.23).

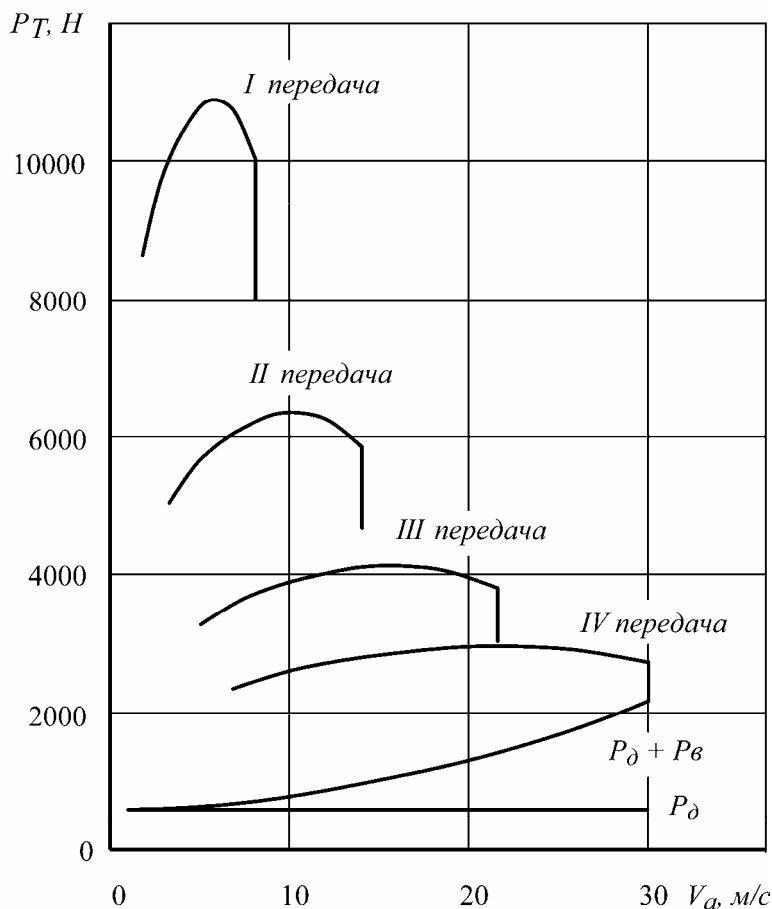


Рисунок 3.23 — График тягового баланса

Графоаналитическим способом можно решать следующие задачи:

- определение **максимальной скорости** движения АТС при заданном дорожном сопротивлении;
- определение **максимального суммарного коэффициента дорожного сопротивления**, при котором возможно равномерное движение на определенной передаче;
- определение **возможности буксования ведущих колес** при различных скоростях движения и на различных передачах;
- определение **запаса тяговой силы** (соответствует P_u).

Тяговая характеристика не достаточно удобна для сравнительной оценки тяговых свойств автомобилей, обладающих различной массой.

Более удобно пользоваться величиной D (динамическим фактором).

3.14.1.3 Построение динамической характеристики АТС

Динамическая характеристика (рис. 3.24) автомобиля представляет собой зависимость динамического фактора от скорости движения $D = f(V)$.

Динамический фактор D представляет собой удельную силу тяги, которая может быть потрачена на преодоление дорожного сопротивления и разгон автомобиля.

Динамический фактор определяется по зависимости

$$D = \frac{P_T - P_B}{m_a g}.$$

Из уравнения силового баланса имеем

$$P_T - P_B = P_\partial + P_u.$$

Тогда

$$D = \frac{P_\partial + P_u}{m_a g} = \frac{m_a g \psi + \delta_{ep} m_a j_a}{m_a g} = \psi + \delta_{ep} \frac{j_a}{g}. \quad (3.15)$$

По графику динамического фактора можно решать те же задачи, что и по графику тягового баланса. Кроме того, можно определять *максимальный преодолеваемый подъем* при заданной скорости движения и заданном сопротивлении качения:

$$D = \psi = f_a + i \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha = i = \psi - f_a.$$

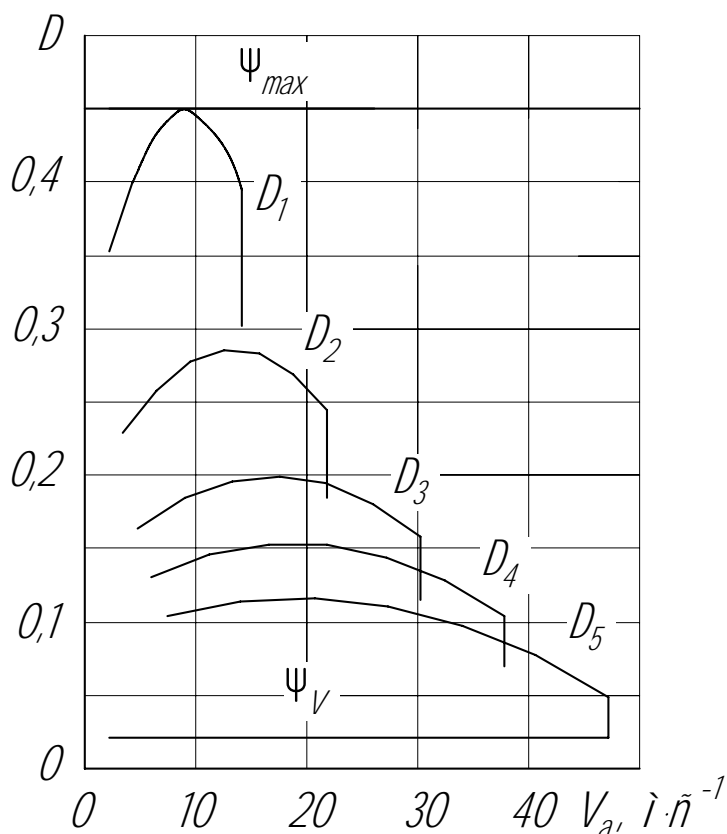


Рисунок 3.24 — График динамического фактора

Динамический фактор позволяет оценить приемистость автомобиля.

3.14.1.4 Приемистость

Приемистость — это способность АТС быстро увеличивать скорость движения.

Оценочными показателями приемистости являются:

- максимально возможное ускорение АТС, m/c^2 ;
- время разгона АТС до заданной скорости, c ;
- путь разгона АТС до заданной скорости, m .

3.14.1.5 Построение графика ускорений

Максимально возможные ускорения можно оценить по графику ускорений $j_a = f(V)$. Исходным для построения графика ускорений является график динамического фактора

$$D = \frac{P_T - P_B}{m_a g}.$$

Из уравнения (3.15) выразим $j_a = \frac{(D - \psi)g}{\delta_{ep}}$,

где
$$\delta_{ep} = 1 + \frac{I_M U_{mp}^2 \eta_{mp} + I_k}{r_k r_d m_a}.$$

На стадии выполнения проектировочного тягового расчёта многие параметры, приведенной выше зависимости, не известны и удобнее пользоваться эмпирической зависимостью для коэффициента учета вращающихся масс

$$\delta_{ep} = 1,04 + 0,04U_{кит}^2.$$

График ускорений показан на рисунке 3.25.

Анализ зависимостей показывает, что максимальные ускорения различны для дорог с различными значениями ψ , и изменяются с изменением скорости движения и передаточного числа коробки передач.

Оценить приемистость различных АТС можно сравнивая их графики ускорений. Однако, точная оценка по этим графикам затруднительна, т.к. у различных АТС могут отличаться не только максимальные ускорения на каждой передаче, но и характер изменения этих ускорений.

Кроме того, АТС могут иметь коробки передач с различным числом ступеней, поэтому более удобными и наглядными оценочными показателями приемистости являются время и путь разгона. Эти показатели могут быть определены опытным и расчетным путем.

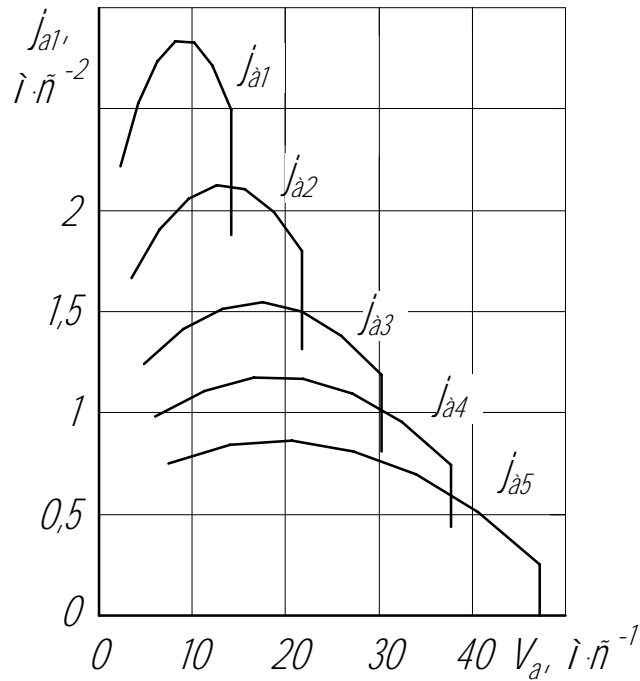


Рисунок 3.25 — График ускорений автомобиля

3.14.1.6 Построение графика времени разгона АТС

Так как $j_a = dV/dt$, то

$$t_p = \int \frac{dV}{j_a} = \int \frac{1}{j_a} dV.$$

Следовательно время разгона t_p , с учётом принятого выбранного масштаба, представляет собой площадь между кривой $1/j_a = f(V)$ и осью V на графике величин, обратных ускорениям. Поэтому для построения графика времени разгона строят график величин, обратных ускорениям (рис. 3.26).

При расчете времени разгона принимают следующие **допущения**:

1. После включения передачи к колесам сразу же подается мощность двигателя соответствующая полной подаче топлива.

2. Переключение передач осуществляется мгновенно.

Интегрирование может быть выполнено *методом трапеций* либо *методом Симпсона* (методом криволинейных трапеций).

Расчёт и построение графика времени разгона осуществляется методом *графического интегрирования* в следующей последовательности:

Учитывая геометрический смысл интеграла, определяем площади трапеций, как произведение полусуммы оснований на высоту

$$F_i = (V_{a\ n+1} - V_{a\ n}) \frac{j_{a\ n+1} + j_{a\ n}}{2}.$$

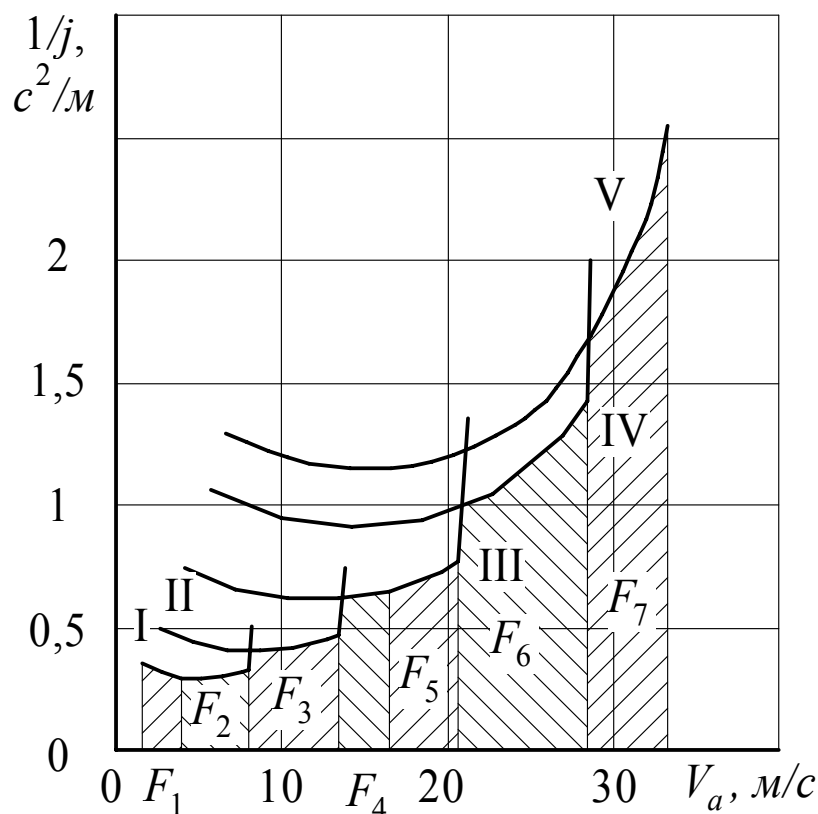


Рисунок 3.26 — График величин обратных ускорениям автомобиля

График времени разгона АТС $t_p = f(V)$ строится путём суммирования площадок под кривой $1/j_a = f(V)$

$$t_p = \mu_{\frac{1}{j_a}} \mu_v \sum_{i=1}^n F_i,$$

где μ_{1/j_a} — масштаб величин, обратных ускорениям, $c^2/м/мм$;

μ_v — масштаб скорости, $м/с/мм$;

$\sum_{i=1}^n F_i$ — площадь в $мм^2$ под кривой $1/j_a = f(V_a)$.

Для удобства вычисления всю площадь под кривой $1/j_a = f(V_a)$ разбивают на отдельные площадки F_1, F_2, \dots, F_i так, чтобы они представляли собой простые по конфигурации геометрические фигуры (трапецию или прямоугольник), площади которых легко подсчитать по известным математическим формулам. Чем меньше площади, тем точнее результат расчёта графика времени разгона (рис. 3.27) автомобиля.

Результаты расчёта времени разгона АТС сводят в таблицу. По результатам строят график.

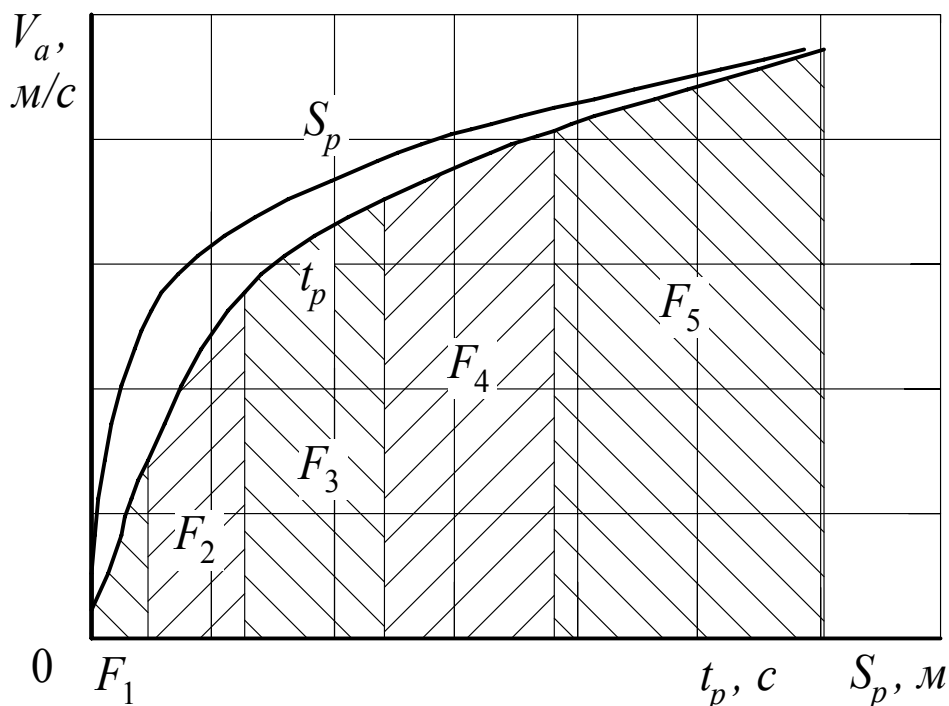


Рисунок 3.27 — График времени и пути разгона

3.14.1.7 Построение графика пути разгона АТС

Поскольку $V_a = \frac{dS}{dt}$, то $S_p = \int V_a d(t)$. Интегрируем аналогично t_p .

Следовательно **путь разгона** — это найденная с учётом масштаба площадь между кривой $t_p = f(V_a)$ и осью t_p . Поэтому график пути разгона АТС (рис. 3.27) $S_p = f(V_a)$ строится суммированием площадей между кривой $t_p = f(V_a)$ и осью t_p , которые в масштабе определяют путь разгона S_p , м.

$$S_p = \mu_t \mu_v \sum_{i=1}^n F_i,$$

где μ_t — масштаб времени, с/мм;

$\sum_{i=1}^n F_i$ — площадь в мм², расположенная между кривой $t_p = f(V_a)$, и осью t_p .

Как и в предыдущем случае, всю площадь разбивают на отдельные площадки F_1, F_2, \dots, F_i так, чтобы они соответствовали ранее принятым (при расчёте времени разгона) скоростям движения.

Результаты расчёта сводят в таблицу (табл. 3.1).

По результатам строят график $S_p = f(V_a)$. Его изображение целесообразно совместить с графиком $t_p = f(V_a)$. Если в задании специально не обусловлены условия построения графиков $t_p = f(V_a)$ и $S_p = f(V_a)$, то они строятся для случая, когда разгон начинается с минимальной скорости на низшей передаче и заканчивается на высшей при скорости близкой к максимальной (для АТС с двигате-

лем без ограничителя) или при максимальной скорости (для АТС, у которых двигатель имеет ограничитель).

Таблица 3.1 – Результаты расчёта графиков времени и пути разгона АТС

V_a	$м/с$									
F_i	$мм^2$									
$\sum_{i=1}^n F_i$	$мм^2$									
t_p	$с$									
F_i	$мм^2$									
$\sum_{i=1}^n F_i$	$мм^2$									
S_p	$м$									

Для автомобилей, имеющих дополнительную коробку с пониженной передачей, при расчёте графиков времени и пути разгона на дороге с твёрдым покрытием, эта передача в расчёт не принимается.

Путь и время разгона получаются минимальные, если переключение передач происходит либо при скоростях, соответствующих пересечению кривых ускорений, либо при максимально возможных скоростях движения на соответствующей передаче, в случае, когда пересечения кривых ускорений на графике не наблюдается.

3.14.1.8 График мощностного баланса

В ряде случаев удобнее пользоваться графиком мощностного баланса. В частности, когда решаются задачи, связанные с оценкой степени загрузки мотора на различных скоростях движения и в различных дорожных условиях.

График мощностного баланса представляет собой совмещённые графические зависимости $N_e = f(V_a)$, $N_k = f(V_a)$, $N_d = f(V_a)$, $N_d + N_g = f(V_a)$. Зависимости $N_e = f(V_a)$ и $N_k = f(V_a)$, строят для всех передач основной коробки. Уравнение мощностного баланса имеет вид

$$N_e \eta_{mp} = N_k = (N_d + N_g + N_u) \frac{r_d}{r_k}$$

и при $r_d = r_k \Rightarrow \frac{r_d}{r_k} = 1$

$$N_T = N_k = N_d + N_g + N_u,$$

где N_T и N_k — мощность, $кВт$, подводимая к ведущим колёсам АТС (тяговая мощность);

N_{δ} — мощность, κBm , затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления;

N_e — мощность, κBm , затрачиваемая на преодоление сопротивления воздушной среды;

N_u — мощность, κBm , затрачиваемая на разгон автомобиля.

Тяговая мощность на ведущих колесах АТС определяется по зависимости

$$N_k = N_e \eta_{mp}.$$

Следует иметь в виду, что зависимость $N_{\delta} = f(V_a)$ линейная и проходит через начало координат. Поэтому для построения графика этой зависимости достаточно определить координаты одной точки для любого значения скорости движения АТС.

Мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления при максимальной скорости движения, рассчитывается по формуле

$$N_{\delta} = \frac{m_a g \psi_v V_{\max}}{1000}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздушной среды, находится по зависимости

$$N_e = \frac{K_e F V_a^3}{1000}.$$

Каждое значение этой мощности суммируют с соответствующим значением мощности N_{δ} . Результаты расчёта приводят в табл. 3.2. При этом значения мощностей и скоростей движения АТС могут быть перенесены из предыдущих расчётов. С целью уменьшения объёма вычислений графические зависимости $N_{\delta} = f(V_a)$ и $N_{\delta} + N_e = f(V_a)$ целесообразно вычислять не в точках, которые соответствуют принятым ранее оборотам на различных передачах, а принять для расчёта значения скоростей движения кратными 5 м/с или 10 м/с и последние три строки таблицы рассчитать именно для них.

Таблица 3.2 – Результаты расчета графика мощностного баланса АТС

n_k	мин^{-1}							
V_1	м/с							
V_2	м/с							
V_3	м/с							
V_n	м/с							
N_e	κBm							
N_k	κBm							
V	м/с	5	10	15	20	25	30	35
N_{δ}	κBm							
$N_{\delta} + N_e$	κBm							

На основе данных таблицы 3.2 строится график мощностного баланса ТС (рис. 3.28).

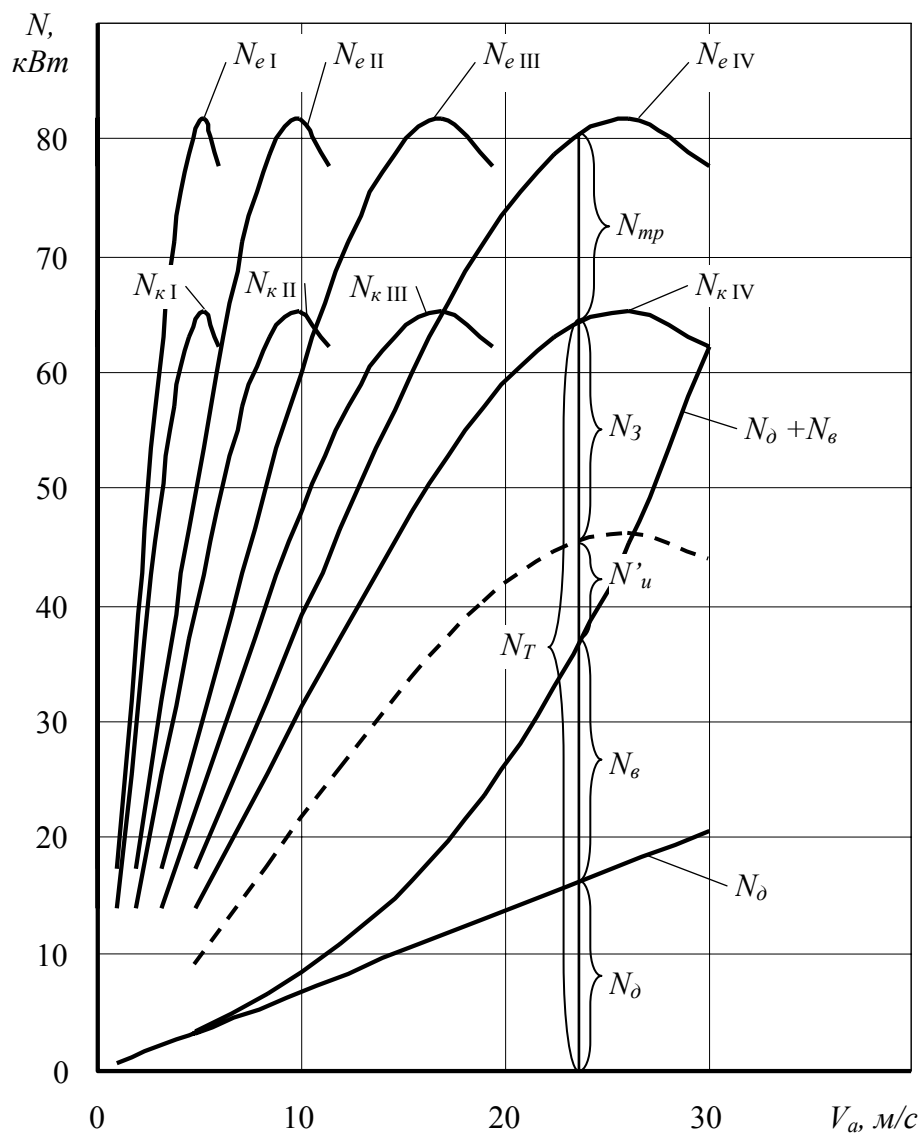


Рисунок 3.28 — График мощностного баланса ТС

По графику мощностного баланса можно определить степень загрузки мотора и запас мощности, который может быть использован для:

- сообщения автомобилю ускорения;
- преодоления дополнительного дорожного сопротивления;
- буксировки прицепа.

Запас мощности при буксовании ведущих колёс

$$N_3 = N_T \frac{r_k}{r_{\delta}} - N_{\delta} - N_{\epsilon},$$

при отсутствии буксования

$$N_3 = N_T - N_\partial - N_\epsilon.$$

При работе двигателя по внешней скоростной характеристике запас мощности равен

$$N_3 = N_u.$$

При работе двигателя на частичных характеристиках с учётом пробуксовки ведущих колёс

$$N_3 = N_T \frac{r_k}{r_\partial} - N_\partial - N_\epsilon - N_u',$$

а при отсутствии буксования

$$N_3 = N_T - N_\partial - N_\epsilon - N_u'$$

где N_u' — мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля, при работе двигателя на частичной характеристике.

Степень загрузки мотора принято характеризовать *коэффициентом использования мощности двигателя*.

Коэффициент использования мощности двигателя (u) — это отношение мощности необходимой для движения по дороге с заданным коэффициентом сопротивления ψ при заданной скорости и с заданным ускорением к максимальной мощности, которую двигатель может подать на колеса при данной частоте вращения коленчатого вала и полной подаче топлива

$$u = \frac{N_\partial + N_\epsilon + N_u'}{N_e \eta_{mp}} \cdot \frac{r_\partial}{r_k} \cdot 100\%.$$

Для равномерного движения без проскальзывания колес

$$u = \frac{P_\partial + P_\epsilon}{P_T} \cdot 100\%.$$

Коэффициент использования мощности двигателя характеризует запас мощности.

Рассмотрев графоаналитический метод решения уравнений силового и мощностного баланса можно выделить следующее:

1. **Достоинства** графоаналитического метода:
 - наглядность расчета;
 - возможность использования в качестве исходной графической зависимости ВСХ.
2. **Недостатки графоаналитического метода:**

- не возможно рассчитать характеристики движения на дороге с переменным профилем.

3.14.2 Аналитические методы решений уравнений силового и мощностного баланса

Из уравнения силового баланса имеем

$$P_T = P_\partial + P_\epsilon + P_u,$$

$$\frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial} = G_a \psi + K_\epsilon F V^2 + m_a \delta_{\epsilon p} j_a.$$

Более детальное рассмотрение показывает, что уравнение силового баланса представляет собой нелинейное дифференциальное уравнение 1-го порядка, которое обычно записывают в виде

$$m_a \delta_{\epsilon p} \frac{dV}{dt} = P_T(V) - P_c(V, V^2) \pm m_a g \sin \alpha,$$

где P_c — силы сопротивления движению зависящие от скорости.

Сгруппировав слагаемые по скорости его можно представить в виде:

$$m_a \delta_{\epsilon p} \frac{dV}{dt} = a_i V^2 + b_i V + c_i$$

Пользуясь этим уравнением можно решать различные задачи по определению тягово-скоростных свойств, при этом могут быть использованы ЭВМ.

Определим **максимально преодолеваемый подъём**. Так как максимальный подъём преодолевается в установившемся режиме и на пониженной передаче (с малой скоростью движения), то уравнение силового баланса приходит к виду

$$\frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial} = G_a \psi \quad \text{или} \quad \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial} = m_a g (f + i).$$

Откуда

$$\frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial m_a g} - f = i.$$

Найдём **ускорение автомобиля** при заданной скорости его движения

$$j_a = \frac{a_i V^2 + b_i V + c_i}{m_a \delta_{\epsilon p}}.$$

Найдём **максимально возможное ускорение**, то есть, исследуем последнее выражение на экстремум (на максимум). Для этого первую производную приравняем к нулю

$$\frac{dj_a}{dV} = \frac{2a_i V + b_i}{m_a \delta_{ep}} = 0.$$

Откуда $V_{j_{\max}} = -b_i / (2a_i)$.

После подстановки скорости, при которой наблюдается максимальное ускорение в исходное уравнение, получим максимальное ускорение в виде

$$j_{a \max} = \frac{c_i - b_i / (4a_i)}{m_a \delta_{ep}}.$$

Рассматривая уравнение силового баланса в дифференциальной форме, можно решать и другие более сложные задачи.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

3. *Литвинов А.С., Фаробин Я.Е.* Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
4. *Гришкевич А.И.* Автомобили: Теория. — Минск: Высшая школа, 1986. — 208 с.
5. *Иларионов В.А.* Эксплуатационные свойства автомобиля. — М.: Машиностроение, 1966. — 280 с.
6. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: Навч. посібник / *В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарай* — К.: КВІЦ, 2004. — 174 с.
7. *Раймпель Й.* Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / Пер. с нем. *В.П. Агапова*; Под ред. *О.Д. Златовратского*. — М.: Машиностроение, 1986. — 320 с.
8. *Бакфиш К., Хайнц Д.* Новая книга о шинах. — М.: ООО «Издательство Астрель», 2003. — 303 с.
9. *Балабин И.В., Куров Б.А., Лаптев С.А.* Испытания автомобилей: Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение». — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1988. — 192 с.
10. *Бортницкий П.Н., Задорожный В.И.* Тягово-скоростные качества автомобилей. — Киев: Вища школа, 1978. — 176 с.
11. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. — 10-е изд. перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1983. — 220 с.

Курс лекций по дисциплине «Автомобили. Теория эксплуатационных свойств» в 2-х частях. Часть 1

Цокур Владимир Григорьевич
Химченко Аркадий Васильевич
Крамарь Сергей Николаевич

Подписано к печати __.__.06 р.
Условн. печ. с. 3,9
Заказ № __-06

Тираж 150 экз.
Формат 70 × 90/16

АДИ ДонНТУ
84646 г. Горловка, ул. Кирова, 51

