

Министерство образования и науки Российской Федерации

Владивостокский государственный университет  
экономики и сервиса

---

# **ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ И ПОТРЕБИТЕЛЬСКИЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ**

*Руководство к выполнению курсового проекта*  
по специальности

190603.65 «Сервис транспортных и технологических машин  
и оборудования (автомобильный транспорт)»

Владивосток  
Издательство ВГУЭС  
2010

ББК 39.33-01

П 71

**В.А. Пресняков**

П 71 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ И ПОТРЕБИТЕЛЬСКИЕ  
СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ [Текст]: руководство  
к курсовому проекту. – Владивосток: Изд-во ВГУЭС,  
2010. – 60 с.

Руководство к выполнению курсового проекта по дисциплине  
«Эксплуатационные и потребительские свойства автомобилей».

Предназначено студентам специальности 190603.65 «Сервис  
транспортных и технологических машин и оборудования (авто-  
мобильный транспорт)».

ББК 39.33-01

Печатается по решению РИСО ВГУЭС

© Издательство Владивостокский  
государственный университет  
экономики и сервиса, 2010

# ВВЕДЕНИЕ

Студенты специальности «Сервис и техническая эксплуатация транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)» должны иметь глубокие знания по конструкции, теории потребительских свойств, рабочим процессам автомобиля.

Они должны иметь представление о современном состоянии и тенденциях развития как автомобилестроения в целом, так и отдельных конструкций автомобилей, уметь оценивать их эксплуатационные свойства, определять нагруженность отдельных элементов, чтобы прогнозировать их надежность, а также проводить испытания автомобилей и оценивать их результаты.

Курсовой проект по дисциплине «Эксплуатационные и потребительские свойства автомобилей» для студентов специальности «Сервис и техническая эксплуатация транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)» служит критерием оценки знаний общеинженерных и специальных дисциплин.

Варианты индивидуальных заданий на курсовой проект находятся в Приложении к данному методическому руководству. Номер варианта для каждого студента назначает преподаватель. По согласованию с преподавателем студенты могут выбрать для выполнения курсового проекта и другие марки автомобиля прототипа.

Курсовой проект включает в себя:

1) расчетно-пояснительную записку, состоящую из двух разделов (анализ потребительских свойств автомобиля и расчет агрегата, механизма или системы автомобиля);

2) плакат формата А1 с графиками «Анализ потребительских свойств»;

3) лист чертежей формата А1 «Общий вид механизма»;

4) лист чертежей формата А1 «Рабочие чертежи деталей механизма».

Расчетно-пояснительная записка выполняется в редакторе Word на листах формата А4. Объем раздела в записке не должен превышать 25–30 страниц. Графическую часть выполняют на ватмане формата А1 в соответствии с требованиями ЕСКД.

При выполнении анализа потребительских свойств проектируемого вновь автомобиля приходится иметь дело с тремя группами параметров. Это параметры, задаваемые техническими условиями на автомобиль, выбираемые и расчетные параметры автомобиля. Рассмотрим указанные параметры.

**Параметры, задаваемые техническими условиями.** К этим параметрам относятся тип автомобиля, грузоподъемность или пассажироместимость, максимальная скорость  $V_{\max}$  автомобиля на высшей

передаче, коэффициент сопротивления дороги  $\psi_v$ , которое может преодолеть автомобиль при максимальной скорости, максимальный коэффициент сопротивления дороги  $\psi_{\max}$ , преодолеваемого автомобилем на первой передаче, тип двигателя по используемому топливу (бензиновый, газовый, дизель) и тип трансмиссии (механическая, гидромеханическая и т.д.).

Для легковых автомобилей коэффициент сопротивления дороги  $\psi_v$  задают равным коэффициенту сопротивления качению  $f_v$  при максимальной скорости автомобиля, т.е. максимальную скорость автомобиль может развить только на ровной горизонтальной дороге.

Для грузовых автомобилей коэффициент  $\psi_v$  задают в виде диапазона значений (0,025...0,035), т.е. с некоторым запасом для достижения устойчивой максимальной скорости. Благодаря этому грузовой автомобиль сможет при максимальной скорости преодолевать небольшие подъемы, буксируя прицепы.

Максимальный коэффициент сопротивления дороги, преодолеваемого на первой передаче, для автомобилей с колесной формулой  $4 \times 2$  обычно составляет 0,3...0,45 – для легковых автомобилей, 0,3...0,4 – для грузовых и 0,28...0,33 – для автобусов. Для грузовых автомобилей с колесной формулой  $6 \times 4$   $\psi_{\max} = 0,4...0,55$ , а для полноприводных  $\psi_{\max} = 0,6...0,7$ .

**Выбираемые параметры.** Этими параметрами являются масса снаряженного автомобиля  $m_0$ , фактор обтекаемости автомобиля  $k_B F_a$  (или коэффициент сопротивления воздуха  $k_a$  и лобовая площадь автомобиля  $F_a$ ), распределение нагрузки по осям снаряженного и полностью груженого автомобиля, угловая скорость коленчатого вала  $\omega_N$  при максимальной мощности двигателя и механический КПД трансмиссии  $\eta_{\text{тр}}$  автомобиля. Значения указанных параметров выбирают по техническим характеристикам существующих автомобилей аналогичного типа.

**Расчетные параметры.** К этим параметрам относятся максимальная мощность двигателя  $N_{\max}$ , передаточное число главной передачи  $u_{\text{г}}$ , передаточные числа основной коробки передач  $u_{\text{к}}$  и передаточное число дополнительной (раздаточной) коробки передач  $u_{\text{д}}$ .

Используя выбранные значения параметров и значения, заданные техническими условиями, при проектировании нового автомобиля сначала определяют его полную массу и подбирают шины, а затем находят максимальную мощность двигателя и передаточные числа трансмиссии – главной передачи, коробки передач и раздаточной коробки.

# 1. АНАЛИЗ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Прежде всего, необходимо проанализировать и при необходимости уточнить исходные данные для проектирования, описать условия эксплуатации и отразить основные требования, которым должна отвечать конструкция автомобиля. Разработка компоновочной схемы автомобиля производится в следующей последовательности.

## 1.1. Определение параметров массы

**Определение полной массы автомобиля.** Полная масса проектируемого автомобиля  $m_a$ , кг, определяется в соответствии с его типом и назначением. С этой целью можно пользоваться следующими выражениями:

для легковых автомобилей

$$m_a = m_0 + 70n_{\text{пасс}} + m_b,$$

где  $m_0$  — масса снаряженного автомобиля, кг;

$70$  — масса одного пассажира, кг;

$n_{\text{пасс}}$  — число пассажиров, включая водителя;

$m_b$  — масса багажа (25...50 кг);

— для грузовых автомобилей.

$$m_a = m_0 + 70n_{\text{пасс}} + m_{\text{гр}},$$

где  $n_{\text{пасс}}$  — число пассажиров в кабине, включая водителя;

$m_{\text{гр}}$  — грузоподъемность автомобиля, кг;

— для городских автобусов.

$$m_a = m_0 + 70(n_{\text{сид}} + n_{\text{ст}} + 2),$$

где  $n_{\text{сид}}$  — число мест для проезда сидя;

$n_{\text{ст}}$  — число мест для проезда стоя;

$2$  — число мест для водителя и кондуктора;

— для междугородных автобусов.

$$m_a = m_0 + 70(n_{\text{сид}} + 1),$$

где  $n_{\text{сид}} + 1$  — число мест для проезда сидя,

— включая место водителя.

**Подбор шин для автомобиля.** При подборе шин сначала необходимо определить нагрузку, приходящуюся на одно колесо полностью груженого автомобиля.

У легковых автомобилей нагрузка на передние и задние колеса при полной нагрузке автомобиля почти одинакова.

У грузовых автомобилей с колесной формулой  $4 \times 2$  при двухскатных задних колесах и полной нагрузке на передние колеса приходится 25...30% всей нагрузки автомобиля. Хотя на задние двухскатные колеса устанавливают четыре шины, на каждую из них приходится большая нагрузка, чем на шину переднего колеса. Поэтому шины для грузового автомобиля подбирают исходя из нагрузки на одно заднее колесо. По значению этой нагрузки в соответствии с ГОСТом определяют размер шин и радиус колеса  $r_k$ .

## 1.2. Определение числа осей

При определении числа осей проектируемого автомобиля, прежде всего, следует учесть единые нормы весовых ограничений для грузовых автомобилей, автопоездов и автобусов, обусловливаемых прочностью дорожных покрытий (табл. 1).

Таблица 1

### Допустимые осевые нагрузки для грузовых автомобилей, автопоездов и автобусов, кН

Ось	Группа дорог (группа автомобилей)	
	А	Б
Одинарная неуправляемая	100	60
Одинарная управляемая (ориентировочно)	60	45
Одинарная неуправляемая автомобилей-самосвалов на базе двухосных автомобилей	—	65
Одинарная неуправляемая автобусов	—	70
Спаренные оси при расстоянии между ними, м		
1,0...1,24	70	45
1,25...2,39	80	50
1,40...2,50	90	55

Второе условие, которым необходимо руководствоваться при определении числа осей, вытекает из того, что в существующей сети автомобильных дорог России преобладают дороги группы Б. Поэтому необходимо стремиться к тому, чтобы проектируемый автомобиль принадлежал к группе Б.

Тогда число осей

$$n = \frac{G_a - KG_y}{G_{ny}} + K,$$

где  $K$  – число управляемых осей;

$G_y$  – весовая нагрузка на управляемую ось;

$G_{ny}$  – допускаемая весовая нагрузка на неуправляемую ось с учётом группы автомобиля (дорог) и расстояния между осями (табл. 1).

Третье условие, соблюдаемое при определении числа осей и компоновочной схемы автомобиля, заключается в том, чтобы обойтись минимально возможным числом  $n_{min}$  ведущих осей, так как при этом трансмиссия автомобиля будет наиболее простой, а ее КПД – большим.

Число  $n_{min}$  определяют из условия возможности установившегося движения автомобиля с небольшой скоростью в рассматриваемых дорожных условиях по сцеплению

$$n_{min} \geq \frac{G_a \psi_{max}}{m_{em} G_{ny} \varphi_{pac}},$$

где  $G_a$  – сила тяжести от полной массы автомобиля  $G_a = M_a g$ ;

$g$  – ускорение силы тяжести;

$\psi_{max}$  – коэффициент суммарного сопротивления дороги (максимальное значение для рассматриваемых дорожных условий),  $\psi_{max} = (f + i)_{max}$ . Величину  $\psi_{max}$  выбирают из табл. 2;

$m_{em}$  – коэффициент изменения нормальной реакции дороги на ведущие колёса автомобиля в тяговом режиме;

$\varphi_{pac}$  – коэффициент сцепления ведущих колёс с полотном дороги при неблагоприятных условиях (расчётная величина).

$$T_{em} = (1 - 0,3\varphi_{pac})^{-1}.$$

Учитывая (2), перепишем уравнение (1) следующим образом:

$$n_{min} \geq \frac{G_a \psi_{max} (1 - 0,3\varphi_{pac})}{G_{ny} \varphi_{pac}}.$$

Ориентировочные значения коэффициентов  $f$ ,  $\psi_{max}$  и уклонов  $i$ 

Показатель	Категория дорог				
	I	II	III	IV	V
Средний коэффициент сопротивления качению $f$	0,012	0,012	0,012* 0,015	0,020	0,03... 0,05
Наибольшие продольные уклоны $i$	0,03 (0,04 – 0,06)	0,04 (0,05 – 0,07)	0,05 (0,06 – 0,08)	0,06 (0,07 – 0,09)	0,07 (0,09– 0,10)
$\psi_{max}$	0,072	0,082	0,095	0,110	0,150

\*Данные для капитальных покрытий. В скобках приведены данные для трудных участков в пересечённой и горной местностях

Коэффициент сцепления на дорогах с твердым покрытием в заснеженном состоянии снижается до 0,34.

При выборе компоновки автопоезда для междугородних перевозок предпочтение следует отдать седельному, обладающему большей устойчивостью и обеспечивающему высокопроизводительные перевозки со сменными полуприцепами.

### 1.3. Уточнение компоновки и весовых нагрузок на оси автомобиля

Проработка компоновки производится на основании принимаемой схемы расположения кабины и двигателя (рис. 1 и 2).

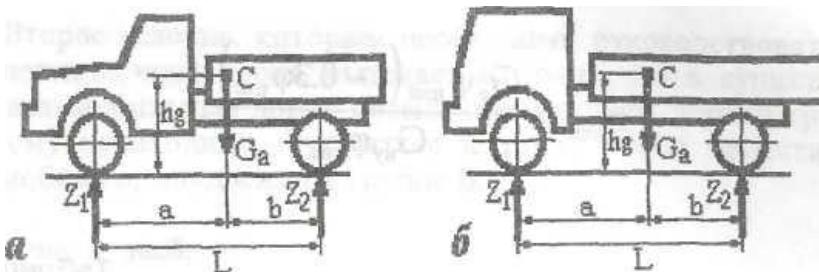


Рис. 1. Компоновочные схемы двухосных автомобилей:

- а – с кабиной за двигателем;
- б – с кабиной над двигателем



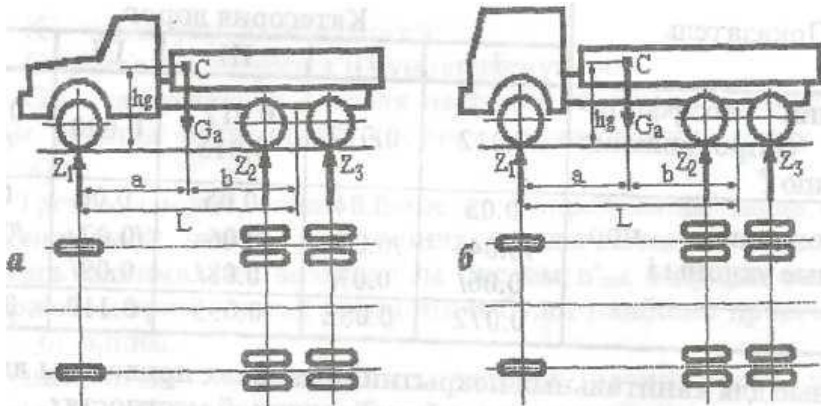


Рис. 2. Компонентные схемы трехосных автомобилей:  
 а – с кабиной за двигателем;  
 б – с кабиной над двигателем

При этом учитывают, что автомобили повышенной проходимости обычно имеют односкатные колеса на всех мостах.

На основании данных о распределении весовых нагрузок по осям существующих автомобилей определяют нагрузки на оси проектируемых автомобилей, принимая, что:  $G_2 = (0,7...0,75)G_a$  для схем а на рис. 1; а и б на рис. 2 (при двухскатных колёсах задних осей);  $G_2 = (0,55...0,6)G_a$  для схемы б на рис. 1 (при односкатных колёсах задней оси);  $G_2 = (0,65...0,7)G_a$  для схемы б на рис. 1 (при двухскатных колёсах задней оси);  $G_1 + G_2 = (0,5...0,78)G_a$  для схем а и б на рис. 2 при балансирной подвеске средней и задней осей ( $G_2 = G_3$ );  $G_1 + G_2 = (0,68...0,74)G_a$  для полноприводных автомобилей типа  $6 \times 6$  с одинарными колёсами и балансирной подвеской сближенных осей.

У легковых автомобилей распределение нагрузки от полной массы по мостам зависит в основном от компоновки. У автомобилей, имеющих классическую компоновку, на задний мост приходится 52...55%

Нагрузка от полной массы, автомобилей, с задним расположением двигателя 56...60%, а у переднеприводных – 40...45%.

## 2. ПОДБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ

### 2.1. Определение максимальной мощности двигателя

Мощность двигателя, (кВт) необходимую для движения проектируемого автомобиля при полной загрузке с заданной максимальной скоростью  $V_{max}$  на дороге, характеризуемой коэффициентом сопротивления качению  $f_o$ , можно определить из уравнения мощностного баланса

$$N_e^V = (G_a f_o V_{max} + k_g F V_{max}^3) / 10^3 \eta_{mp}, \quad (1)$$

где  $G_a$  – полный вес автомобиля (включая вес водителя и груза по номинальной грузоподъемности для грузовых автомобилей и автопоездов или вес пассажиров соответствующий номинальной пассажировместимости для легковых автомобилей и автобусов) полностью заправленного топливом, смазочными материалами и охлаждающей жидкостью, с запасным колесом, инструментом и оборудованием, Н;

$k_g F$  – фактор обтекаемости, Нс<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;

$\eta_{mp}$  – КПД трансмиссии.

При скорости движения больше 15 м/с коэффициент сопротивления качению определяют по эмпирической формуле:

$$f = f_o(1 + V_{max}^2 / 1500). \quad (2)$$

Коэффициент обтекаемости  $k_g$  эквивалентен силе сопротивления воздуха действующей на 1 м<sup>2</sup> площади автомобиля при относительной скорости 1 м/с. Коэффициент  $k_g$  по определению имеет размерность плотности, в системе СИ его размерность кг/м<sup>3</sup> или Нс<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>.

Приближенные значения  $k_g$  для различных типов автомобилей приведены в ниже.

	$k_g$
Легковые автомобили	0,2...0,35
Автобусы:	
капотной компоновки	0,45...0,55
вагонной компоновки	0,35...0,45
Грузовые автомобили:	
бортовые	0,5...0,7
с кузовом фургон	0,5...0,6
Автоцистерны	0,55...0,65
Автопоезда	0,85...0,95
Гоночные автомобили	0,15...0,2

Приближенно площадь лобового сопротивления грузовых автомобилей и легковых автомобилей можно определить по формулам

$$\begin{aligned} F_{sp} &= BH_z; \\ F_{леz} &= 0,8B_zH_z, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $B$  — колея, м;

$H_z$  — габаритная высота, м;

$B_z$  — габаритная ширина автомобиля, м.

КПД трансмиссии  $\eta_{mp}$  зависит от схемы трансмиссии, конструктивных и технологических особенностей ее механизмов, передаваемой мощности, частоты вращения коленчатого вала и связанной с ней скоростью движения автомобиля, характеристик и температуры смазочных материалов в механизмах трансмиссии, их технического состояния.

$$\eta_{mp} = 0,88^k 0,97^\lambda 0,955^m, \quad (4)$$

где  $k$  — число пар цилиндрических шестерен одновременно находящихся в зацеплении;

$\lambda$  — число пар конических шестерен;

$m$  — число карданных шарниров в трансмиссии.

Для легковых автомобилей величина  $\eta_{mp}$  обычно находится в пределах 0,9...0,92; для полноприводных легковых автомобилей  $\eta_{mp}=0,88...0,9$ ; для грузовых автомобилей  $\eta_{mp} = 0,86...0,88$ ; для полноприводных грузовых автомобилей;  $\eta_{mp} = 0,83...0,86$ .

Максимальную мощность двигателя можно определить по эмпирической формуле

$$N_e^{max} = N_e / (c_1 a + c_2 a^2 - a^3), \text{ кВт} \quad (5)$$

где  $a = \omega_b^V / \omega_b^N = 0,8...0,9$  — для грузовых автомобилей с ограничением частоты вращения коленчатого вала;

$a = 1,1...1,25$  — для автомобилей без ограничения частоты вращения;  $a = 1$  — для дизельных двигателей;

$\omega_b^V$  — частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной скорости движения,  $c^{-1}$ ;  $\omega_b^N$  — частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя,  $c^{-1}$ ;  $c_1, c_2$  — конструктивные коэффициенты, зависящие от типа двигателя: для карбюраторного двигателя  $c_1 = c_2 = 1$ ; для дизельных двигателей  $c_1=0,5$ ;  $c_2 = 1,5$ ; для предкамерных дизельных двигателей  $c_1 = 0,7$ ;  $c_2 = 1,3$ ; для вихрекамерных дизельных двигателей  $c_1 = 0,6$ ;  $c_2 = 1,4$ .

## 2.2. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя

Для построения внешней скоростной характеристики необходимо найти соотношение между скоростью движения и частотой вращения коленчатого вала на прямой передаче.

Обороты коленчатого вала при заданной максимальной скорости можно определить, пользуясь следующим соотношением

$$\eta_{\omega} = \omega_{\delta}^V / V_{max} , \quad (6)$$

где  $\eta_{\omega}$  – коэффициент оборотистости автомобильного двигателя: для легковых автомобилей  $\eta_{\omega} = 11 \dots 15$  рад/м;

для грузовых автомобилей  $\eta_{\omega} = 15 \dots 19$  рад/м. Пользуясь выражением (6) следует определить частоту вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости

$$\omega_{\delta}^V = \eta_{\omega} V_{max} , \quad (7)$$

и частоту вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности

$$\omega_{\delta}^N = \omega_{\delta}^V / a. \quad (8)$$

Внешняя скоростная характеристика автомобиля представляет собой зависимость эффективной мощности и крутящего момента  $M_{\delta}$  от частоты вращения коленчатого вала  $\omega_{\delta}$ , по оси абсцисс откладывается частота вращения двигателя, а по оси ординат эффективная мощность и крутящий момент.

В настоящее время нет метода теоретического расчета скоростной характеристики, дающего хорошее совпадение с результатами испытаний двигателей.

Поэтому при отсутствии экспериментальной внешней скоростной характеристики определенного двигателя можно использовать эмпирически зависимость, позволяющую по известным координатам одной точки скоростной характеристики (например, по  $N_e^{max}$  и  $\omega_{\delta}^N$ ) воспроизвести всю кривую мощности.

$$N_e = N_e^{max} [c_1 (\omega_{\delta} / \omega_{\delta}^N) + c_2 (\omega_{\delta} / \omega_{\delta}^N)^2 - (\omega_{\delta} / \omega_{\delta}^N)^3], \text{ кВт.} \quad (9)$$

Принимая значение  $\omega_{\delta}$  от 0 до  $\omega_{\delta}^{max}$  через интервалы 30-50 рад/с, определяем по формуле (9) ряд значений  $N_e$ . По найденным значениям  $N_e$  и соответствующим им  $\omega_{\delta}$  строится кривая изменений эффективной мощности (число точек не должно быть меньше десяти).

Кривая изменения момента строится на основании уравнения

$$M_{\partial} = 10^3 N_e / \omega_{\partial}, \text{ Нм} . \quad (10)$$

Подставляя в него найденные значения  $N_e$  (в кВт) и соответствующие им значения  $\omega_{\partial}$ , определяются значения  $M_{\partial}$ , которые наносятся на график против соответствующих  $\omega_{\partial}$ .

Кроме того, на график внешней скоростной характеристики наносятся кривые удельного и часового расхода топлива, для оценки топливной экономичности автомобиля.

Кривая изменения удельного расхода топлива в зависимости от оборотов двигателя  $g_e = f(\omega_{\partial})$  рассчитывается на основании следующей таблицы.

Таблица 3

**Изменение удельного расхода топлива**

$\omega_{\partial}, \%$	20	40	60	80	100	120
$\omega_{\partial}, \text{ рад/с}$						
$g_e, \%$	110	100	95	100	100	115
$g_e, \text{ г/кВт ч}$						

Зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя

За 100% удельного расхода топлива при 100%  $\omega_{\partial}$  следует принять для карбюраторного двигателя  $g_e = 305 \dots 325$  г/кВт ч, для дизельного двигателя  $g_e = 240 \dots 250$  г/кВт ч.

Кроме этого кривую изменения удельного расхода топлива можно рассчитать по эмпирической формуле для карбюраторных двигателей

$$g_e = g_e^N [1,2 + 1,2(\omega_{\partial} / \omega_{\partial}^N) - (\omega_{\partial} / \omega_{\partial}^N)^2], \text{ г/кВт ч}; \quad (11)$$

для дизельных двигателей

$$g_e = g_e^N [1,55 + 1,55(\omega_{\partial} / \omega_{\partial}^N) - (\omega_{\partial} / \omega_{\partial}^N)^2], \text{ г/кВт ч}. \quad (12)$$

Часовой расход топлива для каждого значения частоты вращения коленчатого вала двигателя подсчитывается по формуле:

$$G_m = 10^{-3} g_e N_e, \text{ кг/ч} \quad (13)$$

Полученные при расчетах данные при различных значениях частоты вращения коленчатого вала заносим в табл. 2.

## Расчет скоростной характеристики двигателя

Поз.	$\omega_d$ , рад/с	$N_e$ , кВт	$M_d$ , Нм	$g_e$ , г/кВт ч	$G_m$ , кг/ч
1					
2					
3					
...					
$m$					

По данным таблицы 4 строится график внешней скоростной характеристики двигателя, примерный вид которой представлен на рис. 1.

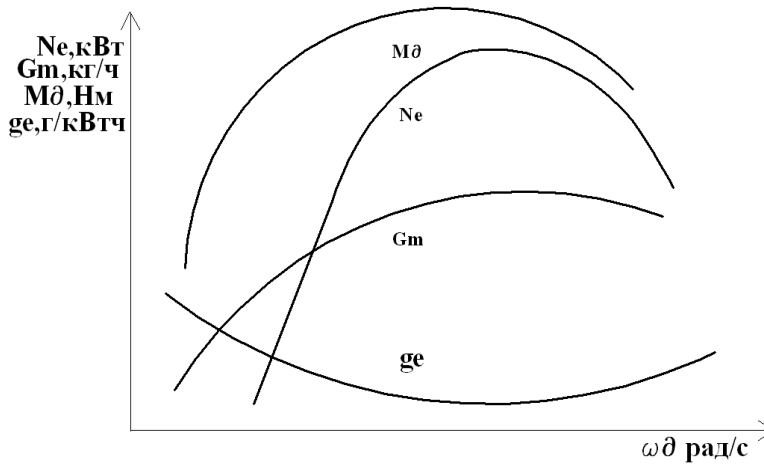


Рис.1. Внешняя скоростная характеристика

### 2.3. Определение передаточного числа главной передачи

Поскольку автомобиль на прямой передаче должен развивать максимальную скорость  $V_{max}$ , то

$$V_{max} = \omega_d V_{r_k} / (i_0 i_k). \quad (14)$$

Отсюда можно определить передаточное число главной передачи

$$i_0 = \omega_0^V r_k / (i_k V_{max}), \quad (15)$$

где  $\omega_0^V$  – частота вращения коленчатого вала при максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче, рад/с;

$r_k$  – радиус качения колеса, м;

$i_k$  – передаточное число коробки передач на высшепередаче.

В частном случае, когда  $i_k = 1$ , то

$$i_0 = (\omega_0^V r_k) / V_{max}. \quad (16)$$

Радиус качения колеса выбирается с учетом нагрузки и давления воздуха в шине по прототипу, при отсутствии справочных данных, его можно рассчитать по формуле

$$r_k = 0,0254 [0,5d + (0,8...0,85)b], \text{ м} \quad (17)$$

где  $b$  – ширина профиля покрышки, в дюймах;

$d$  – наружный диаметр обода, на который одевается покрышка, в дюймах.

Если размер шин обозначается в мм, то вместо коэффициента 0,00254 берется переводной коэффициент 0,001.

## 2.4. Выбор передаточных чисел коробки передач

*a) Определение передаточного числа первой ступени коробки передач*

Передаточное число коробки передач на первой передаче определяется из условия, что максимальный динамический фактор должен быть больше или равен максимальному сопротивлению дороги  $\psi_{max}$ , которое он должен преодолевать на первой передаче, а также из условия реализации касательной силы тяги  $P_k$  по условию сцепления.

Первое условие можно записать в виде

$$D_{imax} \geq \psi_{max} \quad (18)$$

или, раскрывая значение динамического фактора и пренебрегая сопротивлением воздуха, которое при движении на малых скоростях незначительно, получаем

$$\frac{M_0^{max} i_0 i_{ki} \eta_{mp}}{G_a r_k} \geq \psi_{max}, \quad (19)$$

откуда

$$i_{ki} \leq \frac{G_a \psi_{max} r_k}{M_{\delta}^{max} i_0 \eta_{mp}}, \quad (20)$$

где  $\psi_{max} = f \cos \alpha + \sin \alpha$  – максимальное сопротивление дороги, которое автомобиль должен преодолеть на первой передаче.

Во избежание буксования ведущих колес должно быть соблюдено также неравенство  $P_{ki_{max}} \leq G_{ци} \varphi$  или раскрывая значение касательной силы тяги, можно записать.

$$\frac{M_{\delta}^{max} i_0 i_{ki} \eta_{mp}}{r_k} \leq G_{ци} \varphi, \quad (21)$$

откуда

$$i_{ki} \leq \frac{G_{ци} \varphi r_k}{M_{\delta}^{max} i_0 \eta_{mp}}, \quad (22)$$

где  $M_{\delta}^{max}$  – максимальный крутящий момент двигателя, берется из внешней характеристики, Нм;

$\alpha$  – максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем на первой передаче, град;

$\varphi$  – коэффициент сцепления ( $\varphi = 0,5 \dots 0,8$ );

$G_{ци}$  – сцепной вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса.

Сцепной вес определяется по формуле

$$G_{ци} = \lambda_k G_a \cos \alpha, \quad (23)$$

где  $\lambda_k$  – коэффициент нагрузки ведущих колес автомобиля. Примерные значения этого коэффициента для различных конструктивных схем автомобилей приведены в табл. 5.

Таблица 5

**Значение коэффициента загрузки передних колес**

Тип автомобиля	Формула	Прицеп	Коэффициент
1	2	3	4
Легковой	4 × 4		1
Легковой	4 × 2		0,5...0,6
Грузовой	4 × 2		0,6...0,75
Грузовой	4 × 4		1
Грузовой	6 × 4		0,7...0,85



1	2	3	4
Грузовой	6 × 6		1
Тягач	4 × 2	с прицепом	0,3...0,4

Примечание: первые цифры берутся для порожнего автомобиля, вторые для груженого

Таким образом, определив передаточное число первой ступени коробки передач в соответствии с заданными условиями по формуле (20), необходимо проверить его по условию сцепления по формуле (21). Если неравенство (21) не соблюдено, то нужно либо предусмотреть изменения в схеме автомобиля, которые вызовут увеличение сцепного веса, либо искусственно увеличить коэффициент сцепления, например путем применения специального протектора шин. В дальнейших расчетах следует использовать значение  $i_{ki}$  подученное по формуле (20).

*б) Определение знаменателя геометрической прогрессии передаточных чисел*

Структуру ряда передач выбирают таким образом, чтобы обеспечить наибольшую интенсивность разгона. Для этой цели передаточные числа трансмиссии должны быть подобраны так, чтобы разгон на каждой передаче начинался при одной и той же частоте вращения двигателя, соответствующей максимальному крутящему моменту и заканчивался также при одной и той же частоте соответствующей максимальной скорости движения. С другой стороны, для плавного перехода с одной передачи на другую, необходимо, чтобы скорость, с которой начинается разгон на следующей передаче, была равна скорости в конце разгона на предыдущей передаче.

Этим условиям удовлетворяет подбор передаточных чисел коробки передач по закону геометрической прогрессии со знаменателем, равным

$$g = z^{-i} \sqrt{\frac{i_k}{i_{ki}}}, \quad (24)$$

где  $z$  – число ступеней в коробке передач (принимается по прототипу);

$i_k$  – передаточное число на высшей передаче;

$i_{ki}$  – передаточное число первой ступени, определенное формуле (20).

В частном случае, когда высшая передача является прямой ( $i_k = 1$ )

$$g = z^{-i} \sqrt{\frac{1}{i_{ki}}}.$$

Передаточные числа по передачам определяются из соотношений:  
 $i_{к2} = i_{к1}g$ ;  $i_{к3} = i_{к2}g$  и т.д.

Некоторые автомобили имеют ускоряющую передачу. Ускоряющая передача не входит в общую структуру ряда и ее передаточное число назначается в пределах 0,7...0,85. При расчете значений  $g$  для таких автомобилей определяется по формуле

$$g = z-2 \sqrt{\frac{i_{к}}{i_{ки}}}. \quad (25).$$

Передаточное число для заднего хода автомобиля определяется во время компоновки коробки передач, обычно  $i_{zx} = (1,2...1,3)i_{ки}$ .

Расчет передаточного числа понижающей передачи (демультипликатор) раздаточной коробки для автомобилей повышенной проходимости можно произвести, из условия отсутствия буксования ведущих колес в соответствии с формулой (21) по уравнению

$$i_{к} = G_a \cos \alpha_{гк} / (M_{\max} i_0 i_{ки}).$$

### 3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Тяговый расчет автомобиля включает в себе определение тягового баланса, динамического фактора, ускорений автомобиля на всех передачах, а также пути и времени разгона автомобиля до максимальной скорости.

Значения величин и коэффициентов, входящих в расчетные формулы берутся из задания и первого раздела данного расчета.

#### 3.1. Тяговый баланс автомобиля

При построении графика тягового баланса исходят из уравнения тягового баланса, которое в общем случае движения автомобиля выглядит как

$$P_m = \psi G_a \pm \delta_{ep} G_a(j/g) + P_g. \quad (26)$$

При установившемся движении на ровной дороге оно имеет вид

$$P_m = P_k + P_g. \quad (27)$$

где  $P_k$  – тяговое усилие на ведущих колесах, Н;

$P_f$  – сила сопротивления дороги, Н;

$P_g$  – сила сопротивления воздуха, Н.

Тяговое усилие на ведущих колесах можно определить

$$P_m = M_{oi} i_k \eta_{mp} / r_k. \quad (28)$$

Сила сопротивления дороги определяется

$$P_k = f G_a, \quad (29)$$

где  $G_a$  – полный вес автомобиля, Н.

Сила сопротивления воздуха определяется из выражения

$$P_g = k F V^2, \quad (30)$$

где  $V = r_k \omega_{oi} / (i_{oi} i_k)$  – текущее значение скорости движения автомобиля в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, м/с.

Результаты расчетов сводятся в таблицу 6, по данным которой строится график тягового баланса автомобиля для всех передач, примерный вид которого показан на рисунке 2.

Таблица 6

## Расчет графика тягового баланса

Поз.	$\omega_0, c^{-1}$	$M_0, \text{Нм}$	I передача		II передача		III передача		IV передача		$P_B, \text{Н}$	$P_K + P_6, \text{Н}$
			$V_1, \text{м/с}$	$P_K, \text{Н}$	$V_2, \text{м/с}$	$P_K, \text{Н}$	$V_3, \text{м/с}$	$P_K, \text{Н}$	$V_4, \text{м/с}$	$P_K, \text{Н}$		
1												
2												
3												
...												
<i>m</i>												

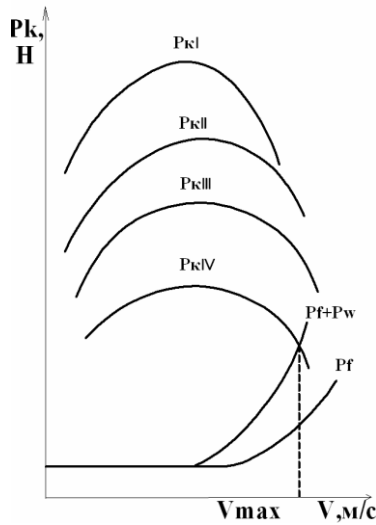


Рис. 2. График тягового баланса автомобиля

### 3.2. Мощностной баланс автомобиля

График мощностного баланса сначала строится для случая движения автомобиля на прямой передаче.

При любой скорости движения автомобиля мощность двигателя, подведенная к ведущим колесам  $N_m$  будет равна сумме затрат мощностей на сопротивление дороги  $N_\partial = N_\kappa + N_n$ , на преодоление сопротивления воздуха  $N_\theta$  и на изменение скорости движения автомобиля  $N_u$

$$N_m = N_e \eta_{mp} = N_\partial + N_\theta + N_u \quad (31)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, определяется

$$N_\kappa = 10^{-3} f G_a V, \text{ кВт} \quad (32)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления подъему, определяется

$$N_n = 10^{-3} G_a V \sin \alpha, \text{ кВт} \quad (33)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, определяется

$$N_\theta = 10^{-3} k F V^3, \text{ кВт} \quad (34)$$

Отрезок кривой  $N_m$  и суммарная кривая сопротивлений  $N_k + N_n + N_g$  при любой конкретной скорости  $V$  определяет запас мощности, который может быть использован на разгон автомобиля  $N_u$ . При достижении скорости, когда  $N_m = N_g + N_e$  запас мощности  $N_u$  становится равным нулю и дальнейшее увеличение скорости становится невозможным.

Для построения графика мощностного баланса на прямой передаче принимаем, что автомобиль движется по ровному участку дороги.

Наносим в координатах  $\omega_b - N_e$  значения эффективной мощности  $N_e$  двигателя и мощность, подводимую к ведущим колесам. Для построения кривых мощностей  $N_k$  и  $N_g$  определяем значения скорости движения на прямой передаче, соответствующих принятым оборотам двигателя по уравнению

$$V = \omega_b / \eta_{\omega} \tag{35}$$

В нижней части графика наносим зависимость  $N_k = f(V)$ , подсчитанную по формуле (32). Шкалу скорости наносим под шкалой  $\omega_b$ . Вверх от линии  $N_m$  откладываем значения  $N_g$ , получим кривую  $N_k + N_g$ , определяющую суммарное сопротивление при движении на горизонтальном участке дороги.

График мощностного баланса для остальных передач строится таким же образом, только кривые  $N_e$  и  $N_m$  наносятся в зависимости от скорости движения автомобиля на различных передачах с учетом передаточных чисел коробки передач.

Мощность  $N_n$ , необходимая для преодоления подъема, определяется по уравнению (33) для случая движения автомобиля на первой передаче. Сложив  $N_n$  в  $N_k$  получим суммарное сопротивление дороги. Результаты расчетов сводим в таблицу 7.

Таблица 7

### Расчет графика мощностного баланса

Поз.	$\omega_b$ , $c^{-1}$	$N_e$ , Вт	$V_1$ , м/с	$V_2$ , м/с	$V_3$ , м/с	$V_4$ , м/с	$N_k$ , кВт	$N_g$ , кВт	$N_n$ , кВт	$N_k + N_g$ , кВт
1										
2										
3										
...										
$m$										

По результатам расчетов строим график мощностного баланса, примерный вид которого показан на рисунке 3.

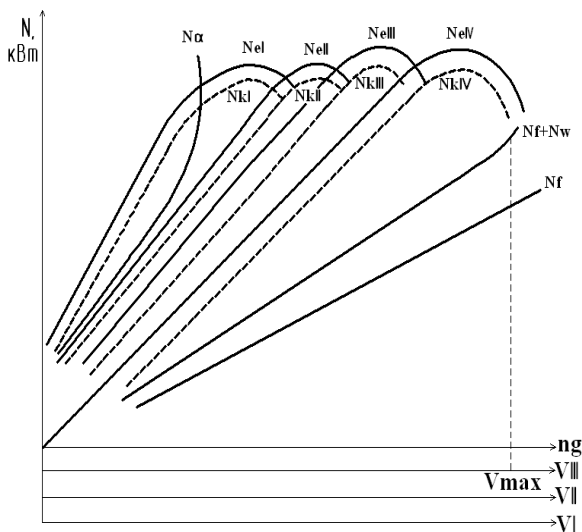


Рис. 3. График мощностного баланса

### 3.3. Динамическая характеристика автомобиля

#### а) Определение динамического фактора

Отношение, характеризующее запас силы тяги, приходящейся на единицу веса автомобиля (автопоезда) называется динамическим фактором. Динамический фактор позволяет производить сравнительную оценку динамических качеств различных автомобилей, независимо от их грузоподъемности и веса.

Динамический фактор рассчитывают по формуле:

$$D = (P_k - P_e) / G_a, \quad (36)$$

где  $G_a$  – вес груженого автомобиля.

#### б) Построение динамической характеристики автомобиля

Динамической характеристикой автомобиля называют графически выраженную зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах. Динамическая характеристика позволяет решить ряд тягово-динамических задач в широком диапазоне скоростей движения автомобиля.

Основными данными для построения динамической характеристики  $D=f(V)$  являются внешняя скоростная характеристика (карбюраторный двигатель) или регуляторная характеристика (дизель), а также данные тягового расчета автомобиля.

### Расчет динамической характеристики автомобиля

Поз.	$\omega_d, c^{-1}$	$M_d, Нм$	I передача		II передача		III передача		IV передача	
			$V, м/с$	$D$	$V, м/с$	$D$	$V м/с$	$D$	$V м/с$	$D$
1										
2										
...										
$m$										

Для построения динамической характеристики необходимо данные внешней скорости или регуляторной характеристики двигателя, данные тягового расчета и динамического фактора свести в таблицу 8.

На основании данных таблицы строится динамическая характеристика автомобиля рис. 4.

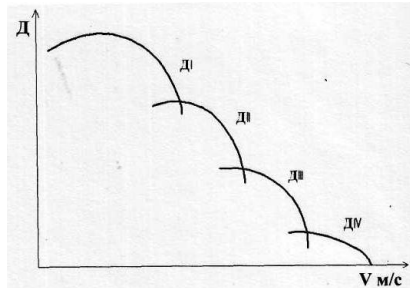


Рис. 4. Динамическая характеристика автомобиля

### 3.4. График ускорений автомобиля

График ускорений показывает величину ускорения, которую может иметь проектируемый автомобиль при различной скорости на каждой передаче при условии движения на горизонтальном участке дороги, характеризующейся коэффициентом  $f$ .

Ускорение определяется формуле

$$j = g(D - f) / \delta_{вр}, \quad (37)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;

$\delta_{вр}$  – коэффициент учета вращающихся масс, который можно определить по эмпирической формуле для порожнего автомобиля.



$$\delta_{ep} = 1,04 + 0,05i_k^2, \quad (38)$$

где  $i_k$  – передаточное число коробки передач.

При определении  $\delta_{ep}$  для груженого автомобиля применяется следующая зависимость:

$$\delta_{ep} = 1 + (0,04 + 0,05i_k^2)G_0/G_a. \quad (39)$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 9, по данным которой строится график ускорений автомобиля (рис. 5). Значения скоростей движения автомобиля и соответствующие им значения динамического фактора берутся из предыдущих расчетов.

Таблица 9

**Расчет ускорения автомобиля**

№ передачи	№ точки	V, м/с	D	j, м/с
I	1			
	2			
	...			
	m			
II	1			
	2.			
	...			
	m			

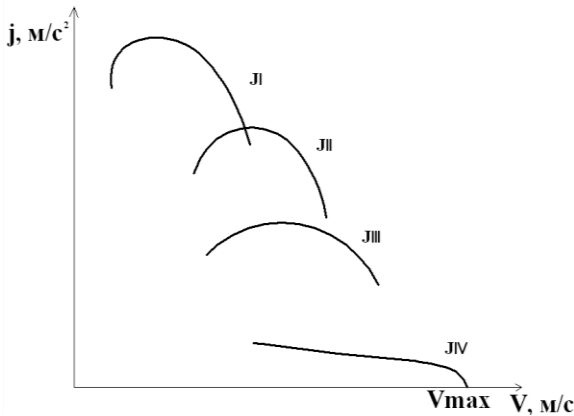


Рис. 5. График ускорений автомобиля

### 3.5. Топливная экономичность автомобиля

Топливную экономичность автомобиля принято оценивать расходом топлива в литрах на 100 км пройденного пути. Основным показателем топливной экономичности является график экономической характеристики автомобиля.

Этот график может быть построен по данным дорожных испытаний. Если же дорожные испытания провести невозможно, как, например, в нашем случае, когда необходимо получить представление об экономичности проектируемого автомобиля, то экономическую характеристику автомобиля строят аналитически. Для этого необходимо иметь график экономической характеристики автомобильного двигателя.

Но чтобы построить эту характеристику, необходимо иметь характеристики двигателя, построенные при частичных нагрузках. Их получают путем стендовых испытаний двигателя.

Мы не располагаем этими кривыми. Для того, чтобы построить кривую экономической характеристики автомобильного двигателя, придется воспользоваться теоретическими кривыми, графически выражающими зависимость удельного расхода топлива от нагрузки и от частоты вращения вала двигателя.

График (рис.6) позволяет определить коэффициент  $K_N$ , показывающий зависимость удельного расхода от % загрузки двигателя.

График (рис.7) дает величину коэффициента  $K_n$ , выражающего зависимость удельного расхода от частоты вращения вала двигателя.

Здесь за 100% принимается частота вращения  $\omega_N$  при максимальной мощности двигателя.

Зная удельный расход  $g_N$  при максимальной мощности, который задается как исходная величина и имея коэффициенты  $K_N$  и  $K_n$ , можно определить значение  $g$  для любых условий движения, т.е. при любой скорости движения по любой дороге.

Для того чтобы получить величину коэффициента  $K_N$ , необходимо определить процент использования мощности двигателя при движении с различной скоростью по дорогам разного качества, т.е. с различным коэффициентом  $\psi$ .

Выбираем три типа дорог с коэффициентами:  $\psi_1 = f$ ;  $\psi_2 = f + 10\% \alpha_{max}$ ;  $\psi_3 = f + 20\% \alpha_{max}$ , а также для  $\psi_4 = 0$ .

Для каждой дороги вычисляют мощность, затрачиваемую при движении с разной скоростью, приведенную к валу двигателя.

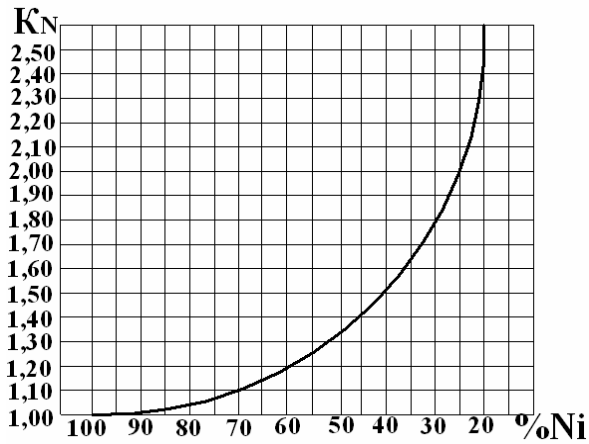


Рис. 6. График для определения коэффициента  $K_N$

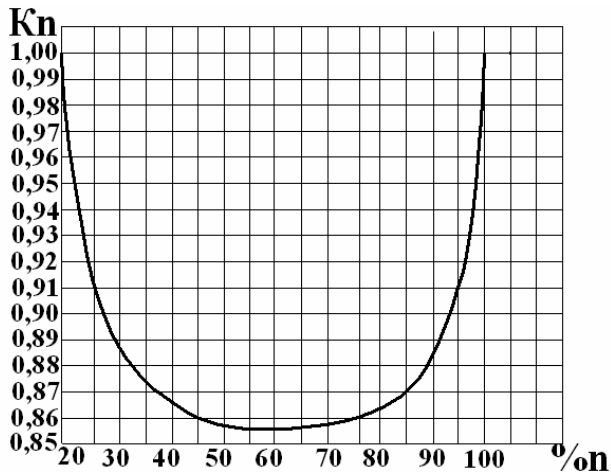


Рис. 7. График для определения коэффициента  $K_n$

Из баланса мощности при установившемся движении известно, что

$$N_e = N_d + N_g = \frac{G V + k F V^3}{1000 \eta}, \text{ кВт} \quad (40)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 10.

Таблица 10

## Расчет необходимой мощности

Поз.	$\omega, c^{-1}$	V, м/с	$N_{\text{е}}, \text{кВт}$	$N_{\text{в}}, \text{кВт}$	$\psi_1$		$\psi_2$		$\psi_3$		$\psi_4$	
					$N_{\text{д}}, \text{кВт}$	$N_{\psi+N_{\text{в}}}, \text{кВт}$	$N_{\text{д}}, \text{кВт}$	$N_{\psi+N_{\text{в}}}, \text{кВт}$	$N_{\text{д}}, \text{кВт}$	$N_{\psi+N_{\text{в}}}, \text{кВт}$	$N_{\text{д}}, \text{кВт}$	$N_{\psi+N_{\text{в}}}, \text{кВт}$
1												
2												
3												
...												
n												

По результатам подсчетов суммарной затрачиваемой мощности  $N_d + N_e$  определяют процент использования мощности двигателя при каждом значении скорости  $V$  при движении на прямой передаче

$$N = \frac{N_d + N_e}{N_e} \cdot 100 \quad (41)$$

Для тех же условий движения подсчитывают процент использования частоты вращения вала двигателя

$$\omega = \frac{\omega}{\omega_N} \cdot 100 \quad (42)$$

где  $n_N$  – частота вращения при максимальной мощности;

$N$  – частота вращения, соответствующая каждому значению  $V$ ,

По проценту использования  $N$  и  $\omega$  на вспомогательных графиках (рис. 6 и 7) находят значения коэффициентов  $K_N$  и  $K_n$  и данные сводят в таблицу 11.

Таблица 11

**Определение коэффициентов  $K_N$  и  $K_n$**

Поз.	$\omega, c^{-1}$	$V, m/c$	$N_e, кВт$	$n, \%$	$K_n$	$\psi_1$		$\psi_2$		$\psi_3$		$\psi_4$	
						$N, \%$	$K_N$	$N, \%$	$K_N$	$N, \%$	$K_N$	$N, \%$	$K_N$
1													
2													
3													
...													
n													

Удельный расход топлива является переменным и зависит от совершенства конструкции двигателя, а также от скорости и нагрузочного режимов работы двигателя. С учетом этого удельный расход топлива  $g_e$  определится

$$g_e = K_n K_N g_{eNmax} \quad (43)$$

где  $K_n, K_N$  – коэффициенты, учитывающие соответственно влияние на удельный расход топлива скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя;

$g_{eNmax}$  – удельный расход топлива, определенный по внешней скоростной характеристике при максимальной мощности двигателя. Результаты расчетов сводим в таблицу 12.

Таблица 12

**Определение удельного расхода топлива**

Поз.	$\Omega, \text{с}^{-1}$	$V, \text{м/с}$	$g_e, \text{г/кВтч}$	$K_n$	$\psi_1$		$\psi_2$		$\psi_3$		$\psi_4$	
					$K_n \cdot K_N$	$g_{e1}, \text{г/кВтч}$	$K_n \cdot K_N$	$g_{e2}, \text{г/кВтч}$	$K_n \cdot K_N$	$g_{e3}, \text{г/кВтч}$	$K_n \cdot K_N$	$g_{e4}, \text{г/кВтч}$
1												
2												
3												
...												
n												

По данным таблицы 12 строится график экономической характеристики двигателя, примерный вид которого показан на рисунке 8.

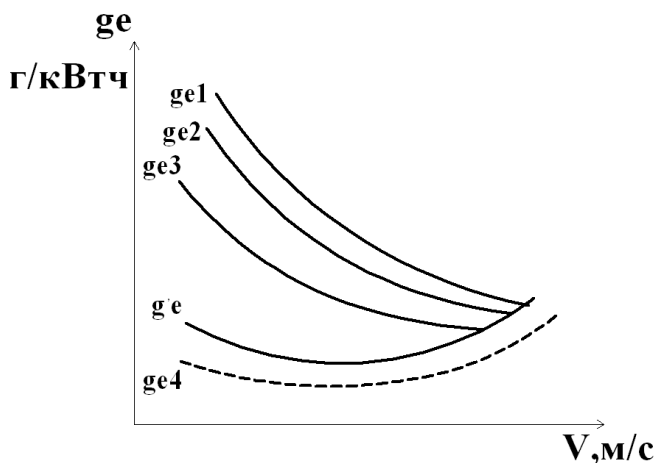


Рис. 8. График экономической характеристики двигателя

Для наглядности представления об экономичности автомобиля строится график, показывающий зависимость расхода топлива автомобилем на 100 км пробега от скорости движения и дорожных условий, который называется экономической характеристикой автомобиля.

Величина расхода топлива  $Q_s$ , л/100 км, может быть подсчитана по формуле.

$$Q_s = \frac{g_e N_e 100}{1000 \rho 3,6 V}, \text{ л/100 км}, \quad (44)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность в кВт, развиваемая двигателем при работе автомобиля в рассматриваемых условиях,  $N_e = N_\delta + N_g$ ;

$g_e$  – удельный расход топлива в г/кВтч, соответствующий данному режиму работы двигателя;

$\rho$  – удельный вес топлива в кг/л (принимается для бензина  $\rho = 0,75$ ; для дизельного топлива  $\rho = 0,85$ );

$\frac{100}{3,6V}$  – время в часах, требуемое для прохождения пути в 100 км

при скорости  $V$  м/с. Результаты расчетов сводят в таблицу 13.

Таблица 13

## Расход топлива на 100 км пути

Поз.	$\omega, \text{с}^{-1}$	V, м/с	$\psi_1$			$\psi_2$			$\psi_3$			$\psi_4$		
			$g_{e1},$ г/кВтч	$N_{\partial 1}+N_{\partial},$ кВт	$Q_{S1},$ л/100 км	$g_{e2},$ г/кВтч	$N_{\partial 2}+N_{\partial},$ кВт	$Q_{S2},$ л/100 км	$g_{e3},$ г/кВтч	$N_{\partial 3}+N_{\partial},$ кВт	$Q_{S3},$ л/100 км	$g_{e4},$ г/кВтч	$N_{\partial 4}+N_{\partial},$ кВт	$Q_{S4},$ л/100 км
1														
2														
3														
...														
n														



Для определения расходов топлива при полном использовании мощности двигателя

$$Q_s = \frac{N_e g_e}{36V} \quad (45)$$

Результаты расчетов сводят в таблицу 14.

Таблица 14

**Расход топлива на 100 км пути  
при полном использовании мощности двигателя**

Поз.	$\omega, c^{-1}$	$V, м/с$	$N_e, кВт$	$g_e, г/кВтч$	$Q'_s, л/100 км$
1					
2					
3					
...					
n					

Примерный характер кривых графика экономической характеристики автомобиля дан на рисунке 9.

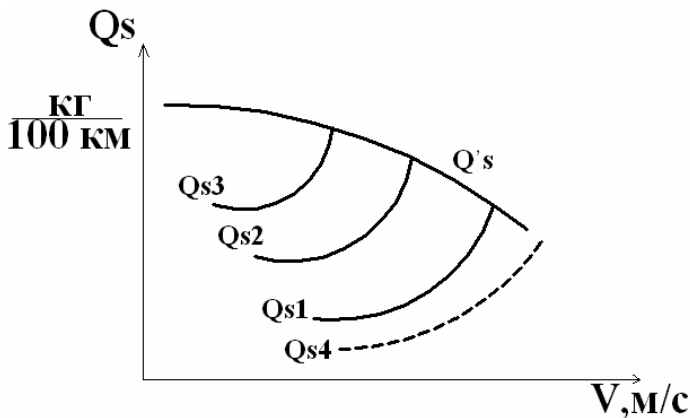


Рис. 9. Экономическая характеристика автомобиля

По графику экономической характеристики автомобиля производится анализ его работы: определяют наиболее экономичную скорость движения, отмечают участки повышенных расходов топлива в зонах больших и малых скоростей движения и т.д.

### 3.6. Особенности тягового расчета автомобиля с гидропередачей

При выполнении тягового расчета автомобиля с гидропередачей дополнительно к параметрам, выбираемым для автомобиля с механической трансмиссией, необходимо знать параметры принципиальной схемы и безразмерной характеристики гидропередачи. Указанные дополнительные параметры выбирают, используя данные о существующих аналогичных конструкциях гидропередач.

Определение полной массы автомобиля с гидропередачей и подбор шин выполняют в такой же последовательности, как и для автомобиля с механической трансмиссией.

Мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля

$$N_v = \left( \frac{G_a \psi_v v_{max}}{1000} + \frac{k_B F_a v_{max}^3}{1000} \right) \frac{1}{\eta_{TP} \eta_{ГТ}}, \quad (46)$$

где  $\eta_{ГТ} = 0,96 \dots 0,98$  для комплексного гидротрансформатора;

$\eta_{ГТ} = 1,0$  для блокируемого гидротрансформатора.

При определении передаточного числа главной передачи автомобиля с комплексным гидротрансформатором или гидромuftой необходимо учитывать наличие в них скольжения, которое на расчетном режиме составляет 2...3%:

$$i_2 = 3,6 \frac{r_k \omega_{max}}{v_{max}} (1 - S_2), \quad (47)$$

где  $S_2 = 0,02 \dots 0,03$  – скольжение в гидропередаче. Активный диаметр гидротрансформатора

$$D_{эм} = \sqrt{\frac{M_n}{\lambda_n \rho_{ж} \omega_n^2}}, \quad (48)$$

где  $M_n$  – крутящий момент на валу насоса гидротрансформатора, равный крутящему моменту двигателя, Нм;

$\omega_n$  – угловая скорость насоса, рад/с;

$\rho_{ж} = 0,89 \times 10^{-3}$  кг/м<sup>3</sup> – плотность рабочей жидкости гидротрансформатора;

$\lambda_n$  – коэффициент крутящего момента насоса.

От выбора значений крутящего момента  $M_n$  и угловой скорости  $\omega_n$  насоса зависят нагрузка двигателя при наличии гидротрансформатора и эффективность использования мощности двигателя.

Угловую скорость насоса выбирают в соответствии с типом автомобиля и гидротрансформатора. Она составляет  $(0,3...0,45) \omega_N$  для легковых автомобилей с бензиновыми двигателями,  $(0,5...0,75) \omega_N$  – для грузовых автомобилей и автобусов с бензиновыми двигателями и  $(0,75...0,85) \omega_N$  – для автомобилей с дизелями.

Значение момента  $M_n$  насоса определяют с помощью внешней скоростной характеристики двигателя по выбранному значению угловой скорости насоса. Значение коэффициента крутящего момента насоса  $\lambda_n$  находят по безразмерной характеристике гидротрансформатора-прототипа для передаточного отношения гидротрансформатора  $i_{гт} = 0$ .

Передаточное число 1-ой передачи механической коробки передач, работающей совместно с гидротрансформатором, рассчитывают исходя из условия наличия сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой:

$$i_1 = \frac{G_{a2} \varphi_x r_k}{M_n u_z k_{zm} \omega_n}, \quad (49)$$

где  $\varphi_x = 0,8$  – коэффициент сцепления колес с дорогой.

Коэффициент трансформации  $k_{zm}$  определяют по безразмерной характеристике гидротрансформатора-прототипа для передаточного отношения гидротрансформатора  $i_{гт} = 0$ . Момент  $M_n$  насоса имеет то же значение, которое было выбрано при расчете активного диаметра  $D_{zm}$  гидротрансформатора.

## 4. РАСЧЕТ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

### 4.1. Тормозные свойства автомобиля

Оценочными показателями динамичности автомобиля при торможении являются замедление  $j_3$ , и путь торможения  $S_T$ , которые определяют из выражений:

$$j_3 = (\varphi \cos \alpha + f \pm \sin \alpha)g; \quad (50)$$

$$S_m = \frac{V_0^2}{2g(\varphi \cos \alpha + f \pm \sin \alpha)}, \quad (51)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с полотном дороги;

$\alpha$  – угол наклона полотна дороги;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

значения  $\varphi$ ,  $\alpha$  и  $f$  – указаны в задании;

$g$  – ускорение силы тяжести, равное  $9.81 \text{ м/с}^2$ ;

$V_0$  – скорость автомобиля с которой производится торможение.

Значение замедления и тормозного пути сравнивают с требованиями ГОСТ Р 51709-2001 «Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки» и делают вывод о соответствии показателей тормозных свойств проектируемого автомобиля предъявляемым требованиям.

### 4.2. Устойчивость автомобиля

В качестве оценочных показателей поперечной устойчивости автомобиля принимают критические скорости движения по кривой согласно условиям бокового опрокидывания  $V_{on}$  и заноса  $V_z$ , определяемые соответственно по выражениям:

$$V_{on} = \sqrt{\frac{gRB}{2hg}}; \quad V_z = \sqrt{gR\varphi},$$

где  $R$  – радиус кривой полотна дороги в плане, м (указан в задании);

$B$  – колея автомобиля, м;

$h_g$  – высота центра масс автомобиля, м (определена ранее);

$\varphi$  – коэффициент сцепления.

Задавая несколько значений радиуса кривой полотна дороги от 20 до 100 м, определяют критические скорости движения автомобиля и строят график изменения критических скоростей. Пользуясь получен-

ным графиком, определяют критические скорости движения автомобиля при  $R = 50$  м.

### 4.3. Управляемость автомобиля

Управляемость автомобиля определяется степенью соответствия траектории его движения положению управляемых колес.

Управляемость автомобиля оценивают критическими скоростями движения по боковому скольжению  $V_{\text{нпр}}$  и по уводу  $V_{\text{уб}}$  колес, а также радиусом поворота автомобиля  $R$ :

$$V_{\text{нпр}} = \sqrt{\left[ \frac{\sqrt{\varphi_y^2 - f^2}}{\text{tg } \Theta} - f \right] L \cos \Theta g},$$

где  $\varphi_y$  – коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой, равный 0,6;

$f$  – коэффициент сопротивления качению, равный 0,02;

$L$  – база автомобиля, м;

$\Theta$  – максимальный средний угол поворота управляемых колес автомобиля, обычно  $\Theta = 0,62..0,70$  рад.

Если автомобиль движется со скоростью большей, чем  $V_{\text{нпр}}$ , то управляемые колеса будут проскальзывать в поперечном направлении и поворот их на еще больший угол не изменит общего направления движения автомобиля.

Радиус поворота автомобиля (рис. 10) определяют по выражению

$$R_s = \frac{L}{\text{tg}(\Theta - \delta_1) + \text{tg} \delta_2}, \quad (52)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – углы увода колес соответственно передней и задней осей, рад.

$$\delta_1 = \frac{P_{\delta 1}}{\sum K_{y\delta 1}}; \quad \delta_2 = \frac{P_{\delta 2}}{\sum K_{y\delta 2}}.$$

$P_{\delta 1}$  и  $P_{\delta 2}$  – боковые силы, действующие на колеса соответственно передней и задней осей автомобиля. Предельные значения боковых сил на колесах передней и задней осей, при которых колеса катятся еще без бокового скольжения, определяют по выражениям

$$P_{\delta 1} = 0,4P_{\varphi 1} = 0,4\varphi G_1, \quad (53)$$

$$P_{\delta 2} = 0,4P_{\varphi 2} = 0,4\varphi G_2, \quad (54)$$

где  $P_{\varphi 1}$  и  $P_{\varphi 2}$  – силы сцепления колес соответственно передней и задней осей с полотном дороги;

$\varphi$  – коэффициент сцепления.

Принимают  $\varphi = 0,6$ ;  $G_1$  и  $G_2$  – силы тяжести от полной массы автомобиля, приходящиеся соответственно на его переднюю и заднюю оси.

$K_{yв1}$  и  $K_{yв2}$  – коэффициенты сопротивления уводу одного колеса соответственно передней и задней осей, Н/град.

Значение  $K_{yв}$  одного колеса современных легковых автомобилей 500...1000 и грузовых 800...1500 Н/град.

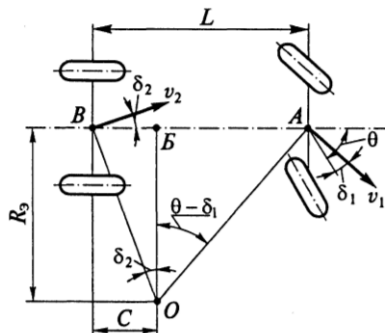


Рис. 10. Схема поворота автомобиля с эластичными колесами:

$O$  – центр поворота;  $A, B$  – центры осей передних и задних колес;  
 $C$  – расстояние между центром  $B$  оси задних колес и точкой  $B$  – проекцией центра поворота на продольную ось автомобиля;  
 $V_1, V_2$  – векторы скоростей передних и задних колес

После определения углов увода колес вычисляют радиус  $R_3$  и сопоставляют его с радиусом  $R$  поворота автомобиля с жесткими в боковом направлении колесами (рис. 10.)

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \Theta}. \quad (55)$$

При  $R_3=R$  автомобиль обладает нейтральной, при  $R_3>R$  недостаточной и при  $R_3<R$  избыточной поворачиваемостью.

Целесообразно, чтобы поворачиваемость автомобиля была нейтральной или недостаточной. В этом случае критической скорости автомобиля по условию бокового увода колес осей не будет.

Для автомобилей с избыточной поворачиваемостью критическую скорость по условию бокового увода колес осей определяют по выражению

$$V_{yв} = \sqrt{\frac{gL}{\sum K_{yв2} - \sum K_{yв1}}}$$

Величина  $V_{yв}$  должна на 20...30 процентов превышать максимальную скорость движения автомобиля.

#### 4.4. Плавность хода автомобиля

Основной оценочный показатель плавности хода – частота свободных колебаний поддресоренных и неподдресоренных масс, а также вынужденных колебаний. Частота свободных колебаний, Гц, поддресоренных масс определяется по зависимости:

$$\Omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} \approx \frac{1}{2\sqrt{f_{cm}}}, \quad (56)$$

где  $f_{cm}$  – статический прогиб подвески, м,  $f_{cm}=G/C$ ;  
 $G$  – статическая весовая нагрузка на подвеску данного моста, Н;  
 $C$  – жесткость подвески, Н/м<sup>1</sup>.

Плавность хода грузовых автомобилей считается удовлетворительной при  $\Omega_n=1,3\dots1,7$ ; при этом статический прогиб подвески составляет 0,8..1,3 м (меньшее значение для задней подвески, большее – для передней).

После выбора и обоснования статического прогиба определяется действительная частота свободных колебаний поддресоренных масс, связанных с передней и задней подвесками. Найденные частоты характеризуют свободные колебания поддресоренных масс автомобиля, приходящихся на подвески переднего и заднего мостов, и называются низкими.

Массы мостов автомобиля неподдресоренные и совершают высокочастотные свободные колебания, обусловленные жесткостью шин, Гц:

$$\Omega_g = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum C_{ш}}{m_m}}, \quad (57)$$

где  $\sum C_{ш}$  – суммарная жесткость шин данного моста, Н/м<sup>1</sup>;  
 $m_m$  масса моста, принимают  $m_{m1} = 0,1 M_o$ ,  $m_{m2} = 0,1 M_o$ ,  $m_{m1}$  и  $m_{m2}$  – массы соответственно переднего и заднего мостов;  
 $M_o$  – собственная масса автомобиля.

При отсутствии данных о жесткостях шин проектируемого автомобиля ориентировочно принимают  $\Omega_g = 6..8,5$  Гц (меньшие значения – передняя подвеска, большие – задняя).

Помимо свободных, автомобиль совершает и вынужденные колебания, вызываемые неровностями дороги. Частота этих колебаний, Гц, определяется из выражения

$$\Omega_{вын} = \frac{V_a}{S}, \quad (58)$$

где  $V_a$  – скорость движения автомобиля, м/с;  
 $S$  – длина волн неровностей, м. На дорогах с твердым покрытием  $S = 0,5..5$  м.

Используя зависимость  $V_a = \omega S$ , строят зависимость резонансных скоростей автомобиля от длины неровностей  $V = f(S)$  для частот собственных колебаний поддресоренных и неподдресоренных масс (рис. 11).

С помощью графиков определяют значения  $V_a$  при которых наступают резонансные колебания при  $S = 2,5$  м, а также резонансные значения  $S$  при  $V_a = 10$  м/с.

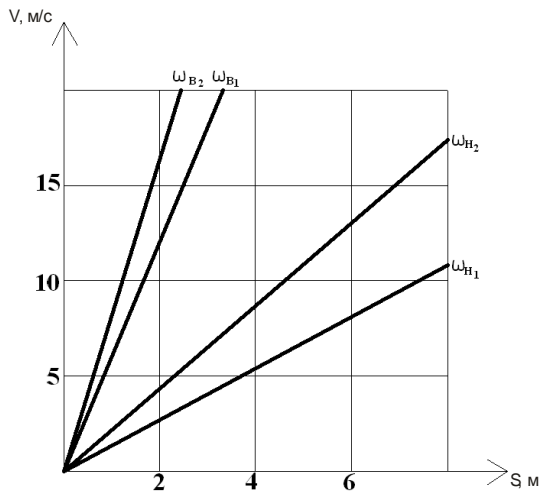


Рис. 11. Зависимость резонансных скоростей движения автомобиля от длины неровностей



## **5. РАСЧЕТ АГРЕГАТА, УЗЛА ИЛИ СИСТЕМЫ**

В пояснительной записке должны содержаться расчеты основных деталей на прочность, жесткость, выносливость, нагрев и т.д. При выполнении курсового проекта нужно добиваться снижения массы и стоимости проектируемых деталей и агрегатов за счет применения современных, уточненных методов расчета, совершенствования конструктивных форм деталей, применения низколегированных материалов, легких сплавов, металлокерамики, пластмасс и других достижений отечественной и зарубежной науки.

Расчеты следует сопровождать необходимыми схемами приложения и распределения нагрузок, эпюр моментов и напряжений, рисунков при использовании графических и графоаналитических методов расчета.

### **5.1. Анализ и выбор конструкции, агрегата, узла или системы**

Выполняя этот раздел, нужно кратко проанализировать конструкции аналогичных агрегатов и систем, получившие наибольшее распространение и выяснить целесообразность предлагаемых решений. В анализе конструкций необходимо отметить их достоинства и недостатки с позиции металлоемкости, КПД, долговечности, стоимости изготовления и эксплуатации, регулировок, смазки, возможности модернизации, удобства обслуживания, сборки, разборки, простоты конструкции, технической эстетики, удобства управления, доступности и удобства осмотра, уровня шума и вибрации, стабильности температурного режима, возможности автоматизации, снижения динамических нагрузок, плавности работы, обеспечения оптимальных потребительских качеств автомобиля и т.д.

На основании анализа существующих конструкций выбирается оптимальная схема проектируемого узла для данного автомобиля. При этом необходимо также принять во внимание эксплуатационные условия, которые во многом определяют назначение автомобиля. Выбор схемы узла будет неудачным, если студент не знает содержания рабочих процессов проектируемого узла, агрегата, системы, их характеристик, а также влияния на них конструктивных и эксплуатационных факторов. С конструкцией отечественных автомобилей серийного производства можно ознакомиться по заводским инструкциям и в специальной литературе. Сведения о конструкциях зарубежных автомобилей и агрегатов, о результатах исследований их характеристик и перспективах

развития можно получить в периодических изданиях ВИНТИ серии «Автомобилестроение», «Реферативный журнал». Данные об отечественных и зарубежных автомобилях приводятся также в обзорных, информационных и справочных изданиях НИИ автопрома, учебниках, учебных пособиях по проектированию узлов, агрегатов и систем. Раздел должен завершиться описанием устройства и конструкции по эксплуатации принятой конструкции проектируемого узла, агрегата или системы.

## **5.2. Методические указания к выполнению расчета проектируемого агрегата (системы)**

**Сцепление.** Исходными данными для расчета сцепления являются тип и конструкция сцепления, выбранные на основе технико-экономического анализа, и максимальный момент двигателя. При определении основных параметров и размеров сцепления необходимо пользоваться ГОСТ12238-76 и ГОСТ1786-80. Расчет сцепления включает в себя расчет механизма и привода сцепления. Методика расчета и конструкция сцепления описывается в литературе. Нажимные пружины сцепления рассчитывают на прочность (кручение) и жесткость (деформацию).

Расчет пружин должен заканчиваться построением характеристики пружины. Для нормальной работы сцепления необходимо проверить соответствие хода нажимного диска разности деформаций пружины при включении и выключении сцепления.

В механизме сцепления, кроме того, рассчитывают шлицевое соединение ступицы, заклепочное соединение ведомого диска, элементы, соединяющие ведущий диск с кожухом. При подборе гасителя крутильных колебаний определяют его основные размеры и рассчитывают его цилиндрические пружины по моменту предварительной затяжки пружины.

В приводе сцепления выполняют кинематический и прочностной расчеты. Кинематический расчет привода сцепления позволяет установить геометрические параметры привода, передаточное число, размеры рабочего и главного цилиндров в гидравлическом приводе, ходы педали и выжимного подшипника, усилие, прикладываемое к педали.

На прочность а приводе сцепления рассчитывают тяги, штанги, пилку, педаль сцепления, рычаги. Кроме того, необходимо подобрать выжимной подшипник по действующей на него осевой нагрузке от пружин. При проверке сцепления на износ и нагрев определяют удель-

ную работу буксования при трогании автомобиля с места и нагрев дисков сцепления за одно включение сцепления. в том случае, если работа по перемещению нажимного диска превышает допустимую работу, совершаемую при нажатии на педаль управления, необходимо устанавливать в приводе усилитель. Если в приводе сцепления устанавливают усилитель, то последний подлежит расчету. Кроме того, должна быть построена статическая характеристика усилителя.

**Коробка передач (КП). Раздаточная коробка (РК).** Исходными данными при расчете КП и РК являются тип и конструкция, межцентровое расстояние, модуль зубчатых колес и передаточные числа. Зубчатые колеса рассчитывают на усталостную и контактную прочность в соответствии с ГОСТ 21354-87.

За расчетный момент на первичном валу КП принимают  $M_{\max}$ , за исключением первой передачи, так как на первичном валу на первой передаче момент передаваемый может быть ограничен моментом силы сцепления ведущих колес с дорогой  $M_{сц}$ . В этом случае за расчетный момент на первичном валу принимают минимальный по величине из двух сравниваемых  $M_{\max}$  или  $M_{сц}$ .

Валы КП и РК воспринимают скручивающие и изгибающие нагрузки. Кроме того, они должны быть достаточно жесткими, чтобы их прогиб не вызывал перекоса зубчатых колес. Расчет валов на жесткость предполагает определение их прогибов и углов поворота сечений вала под зубчатыми колесами. Шлицованный вал рассчитывают по внутреннему диаметру. Шлицы валов проверяют на снятие и срез. Критерием оценки эксплуатационных свойств подшипников является базовая долговечность, соответствующая 90%-ной надежности. Подшипники рассчитывают по методике, приводимой в ГОСТ 18855-82, учитывающей их переменный скоростной и нагрузочный режимы. Следует отметить, что наиболее нагруженным в КП является задний подшипник вторичного вала. Он подлежит расчету. Остальные подшипники выбирают, как правило, из конструктивных соображений.

Расчет синхронизатора сводится к определению работы буксования на его поверхностях трения. Кроме того, чтобы предотвратить преждевременное включение передачи до выравнивания угловых скоростей, проводят расчет углов его конических и блокирующих поверхностей.

Основные параметры РК (межцентровое расстояние, модуль, диаметры валов и др.) определяют по тем же формулам, что и для КП. Передаточное число первой передачи РК обычно выбирают из условия обеспечения минимальной скорости движения при максимальном моменте двигателя, что необходимо при движении по грунтам с малой несущей способностью. Поэтому РК целесообразно рассчитывать на

статическую прочность по моменту, определяемому сцепным весом каждой из ведущих осей, задаваясь коэффициентом сцепления.

**Карданная передача.** Исходными данными при проектировании карданной передачи служат тип и конструкция карданной передачи, максимальный момент двигателя и передаточные числа коробки передач и раздаточной коробки.

Выбор нагрузочного режима карданной передачи для расчета на прочность зависит от того, включена в трансмиссию раздаточная коробка или нет. В том случае, если в трансмиссии имеется раздаточная коробка, то расчет ведут по сцепном весу, приходящемуся на ведущие колеса, к которым подводится момент с помощью данной карданной передачи. При этом нужно учитывать передаточное число трансмиссии от колес до карданного вала. Расчет карданной передачи включает расчет карданного шарнира и карданного вала. В карданном шарнире неравных угловых скоростей рассчитывают шип крестовины на изгиб и срез в опасном сечении и смятие. Кроме того, крестовина проверяется на разрыв. Необходимо обратить внимание на то, что расчет шипа на смятие – это расчет на износ, потому расчетный момент на шипе определяют по среднеэксплуатационному моменту на прямой передаче в КП, зная процент использования крутящего момента двигателя. Вилка крестовины рассчитывается на изгиб и кручение в опасном сечении. Игольчатый подшипник выбирают по величине допустимой нагрузки. Карданный вал рассчитывают на прочность (кручение), жесткость (угол закручивания) и критическую частоту вращения. Шлицы карданного вала проверяют на срез и смятие. Если в карданной передаче присутствует гаситель крутильных колебаний, то его рассчитывают аналогично расчету гасителя крутильных колебаний сцепления. В том случае, если необходимо установить максимальные нагрузки в карданной передаче, расчет ведут по динамической нагрузке.

**Ведущий мост.** Исходными данными для расчета ведущих мостов является тип и конструкция ведущего моста, выбранные в результате технико-экономического анализа, и передаточные числа коробки передач и главной передачи. В ведущем мосту рассчитывают главную передачу, дифференциал, полуоси, балку моста, а также выбирают подшипники главной передачи и ступиц колес.

Расчет главной передачи включает определение геометрических параметров зубчатых колес, сил, действующих в зацеплении. Оценку прочности и долговечности зубчатых колес проводят в соответствии с ГОСТ 21354-87. Валы главной передачи на прочность не рассчитывают, т.к. основное внимание уделяют их жесткости. Проверку подшипников на долговечность проводят по ГОСТ 18855-82.

Если главная передача гипоидного типа, то следует обратить внимание на определение величины гипоидного смещения, выбор направления спирали зубьев ведущего звена, расчет углов спирали, половины угла делительного конуса зубчатых колес.

Аналогично в дифференциале ведущего моста необходимо провести геометрический расчет, определить силы, действующие в зацеплении, рассчитать зацепление на прочность и долговечность, подобрать подшипники ступиц колес по указанным выше ГОСТам. Палец (или крестовину) сателлитов проверяют на срез и смятие под коробкой дифференциала и под сателлитом. Кроме того, торцевую поверхность сателлита проверяют по осевой силе на поперечное смятие. Полуоси ведущих мостов в зависимости от их типа рассчитывают на изгиб и кручение (полуразгруженные) или только на кручение (разгруженные).

Шлицевое соединение полуоси проверяют на срез и смятие. Расчет на жесткость полуосей предполагает определение угла закручивания на 1 метр длины.

Расчет балки ведущего моста зависит от типа полуосей. Если в ведущем мосту применяют полу разгруженные полуоси, то в расчете необходимо учесть реакцию от подшипников. Результирующее напряжение балки моста зависит от формы сечения балки (трубчатая или коробчатая).

**Тормозная система.** Структура и требования к тормозным системам определены ГОСТ 22895-77. Исходными данными для расчета являются тип и конструкция тормозной системы, выбранные на основе технико-экономического анализа, полная масса автомобиля, распределение ее по осям, координаты центра масс автомобиля. В расчете тормозной системы можно выделить следующие этапы: определение расчетных тормозных моментов по осям автомобиля, суммарного тормозного момента; расчет тормозных механизмов (геометрический, тепловой, прочностной); расчет тормозного привода (гидравлического, пневматического, комбинированного), а также регулирующих и корректирующих устройств.

При расчете стояночного тормоза необходимо определить тормозной момент в зависимости от расположения тормоза на автомобиле (колесный или трансмиссионный), приводное усилие тормоза и передаточное число привода тормоза, ограничивая усилие, прикладываемое к рычагу стояночного тормоза. В соответствии с нормативами определить ход рычага стояночного тормоза.

**Подвеска.** Исходными данными для расчета являются тип и конструкция подвески, выбранные на основе технико-экономического анализа, масса автомобиля, распределение ее по осям.

В расчете подвески можно выделить следующие этапы:

– определить основные параметры упругой характеристики подвески, обеспечивающие автомобилю необходимую плавность хода и минимальные удары в ограничитель подвески., достаточный коэффициент динамичности. Построить упругую характеристику подвески.

– рассчитать упругий элемент. Здесь необходимо правильно определить нагрузку, действующую на упругий элемент при зависимой или независимой подвесках.

– при наличии направляющего устройства произвести расчет его элементов для всех случаев нагружения (торможение с максимальной силой, занос, преодоление препятствия).

Провести проверочный расчет амортизатора, определяя его основные параметры и температурный режим. В конце расчетов необходимо построить характеристику амортизатора по полученным параметрам.

**Рулевое управление.** Исходными данными для расчета являются: тип и конструкция рулевого управления, масса, приходящаяся на управляемые колеса, расстояние между осями поворота колес. В рулевом управлении рассчитывают рулевой механизм, привод и усилитель (если он имеется). В кинематическом расчете рулевого управления определяют размеры и углы наклона рычагов рулевой трапеции при прямолинейном движении автомобиля, передаточные числа рулевого механизма и привода. При расчете элементов рулевого управления на прочность и долговечность необходимо правильно определить усилие на рулевом колесе, исходя из значений момента сопротивления повороту управляемых колес на месте и момента, действующего при торможении.

По полученному значению усилия на рулевом колесе, ориентируясь на прототип, решают вопрос о необходимости установки усилителя. Прочностные расчеты рулевого управления состоят из расчетов рулевого механизма и привода.

В рулевом механизме рассчитывают элементы зацепления на изгиб, смятие и контактные напряжения сжатия. Рулевой вал рассчитывают на прочность (кручение) и жесткость (определяют угол закручивания вала на 1 метр его длины). Кроме того, необходимо сделать расчет травмобезопасных элементов рулевого управления.

В рулевом приводе необходимо правильно определить силы, действующие на продольные и поперечные тяги. Обычно рулевые рычаги и сошка испытывают сложные напряжения изгиба и кручения, шаровые пальцы – смятие, изгиб, срез. Рулевые тяги рассчитывают на продольный изгиб. При подборе гидроусилителя вначале определяют его оценочные параметры, затем строят график, характеризующий его работу. Расчет гидроусилителя обычно состоит из гидравлического, динамиче-

ского и статического. В связи с этим расчет усилителя предполагает следующие цели:

- определить основные параметры (силового цилиндра, центрирующих пружин, реактивных камер) – статический расчет;
- определить необходимую производительность насосов и мощность их привода, основные размеры распределителя и трубопроводов - гидравлический расчет;
- определить условия устойчивой работы системы рулевого привода с усилителем – динамический расчет.

Заключение должно содержать оценку результатов проведенной работы в курсовом проекте (тяговых и экономических качеств автомобиля, конструкции и расчета узла, агрегата, системы и т.д.).

# СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

## Основная литература

Проскурин, А.И. Теория автомобиля. Примеры и задачи: учеб. пособие / А.И. Проскурин. – Ростов н/Д.: Феникс, 2006. – 200 с.

Стуканов, В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учеб. пособие / В.А. Стуканов. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. – 368 с.

Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В.П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

Туревский, И.С. Теория автомобиля: учеб. пособие / И.С. Туревский. – М.: Высш. шк., 2005. – 240 с.

Васильев, Б.С. Автомобильный справочник / Б.С. Васильев, М.С. Высоцкий, К.Л. Гаврилов. – М.: ОАО «Издательство «Машиностроение», 2004. – 704 с.

## Дополнительная литература

Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

Вахламов, В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 240 с.

Краткий автомобильный справочник. – М.: Транспорт, 1985.

Литвинов, А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

Лукин, П.П. Конструирование и расчёт автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.

Основенко, Н.Е. Автотранспортные средства. Рулевое управление / Н.Е. Основенко. – Киев: КАДИ, 1984. – 46 с.





УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
Г.Л.Овсянникова

личная подпись

дата подписи

у

## КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК выполнения курсового проекта

По дисциплине «Эксплуатационные и потребительские свойства автомобиля»

Группа СТ \_\_\_\_

Этапы	Перечень выполненных работ	Дата представления
1	Анализ исходных данных, разработка компоновочной схемы автомобиля	
	Тяговый расчет, определение тягово-скоростных свойств	
	Построение динамической характеристики и графика ускорений автомобиля	
2	Тормозные свойства автомобиля	
	Устойчивость автомобиля	
	Управляемость автомобиля	
3	Топливная экономичность автомобиля	
	Плавность хода автомобиля	
	Построение графиков потребительских свойств	
4	Специальная глава. Расчет механизма	
	Общий вид конструкции	
	Рабочие чертежи деталей	
5	Защита курсового проекта	

Руководитель проекта

В.А.Пресняков

## Варианты заданий на курсовое проектирование

Вар.	Марка автомобиля прототипа	Грузоподъемность $G_{гр,т}$	Макс. скорость, $V_{max}$ м/с	Коэфф. сопр. качению, $f$	Макс. угол подъема, $\alpha$ , град
1	2	3	4	5	6
1	ЗА3-968М	0,5	30	0,02	20
2	ВА3-2101	0,7	31	0,025	18
3	ВА3-2101	0,8	32	0,03	19
4	М-412	0,7	30	6,03	17
5	ГА3-24	1	33	0,035	21
6	ГА3-2410	0,9	34	0,04	20
7	ГА3-3102	1,2	35	0,03	19
8	ЛуА3-969	1,1	25	0,05	18
9	ВА3-2103	0,9	26	0,04	17
10	ВА3-2104	0,8	27	0,045	16
11	ВА3-2105	0,7	28	0,03	15
12	ВА3 2107	0,8	29	0,035	16
13	ВА3-2108	0,6	30	0,03	17
14	ВА3 2109	0,7	31	0,025	18
15	ВА3-2121	1,2	32	0,05	19
16	УА3-469 -	1,4	30	0,055	20
17	ЗА3-1102	0,5	31	0,03	21
18	М-2140	0,6	32	0,035	22
19	ГА3-53А	4,5	25	0,04	23
20	ЗИЛ-130	5,0	26	0,045	24
21	ЗИЛ-131	4,5'	23	0,05	25
22	ГА3-66	2,5	22	0,06	26
23	ГА3-52-04	2,0	21	0,05	25
24	УА3-452	1,5	22	0,06	26
25	ЗА3-968	0,6	31	0,025	25
26	ВА3-2101	0,8	33	0,03	24
27	ВА3-2102	0,7	34	0,025	23
28	ВА3-2103	0,6	35	0,03	22
29	ВА3-2104	0,5	36	0,02	21

## Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6
30	ВА3-2105	0,6	37	0,015	20
31	ВА3-2106	0,7	36	0,02	19
32	ВА3-2107	0,8	35	0,025	18
33	ВА3-2108	0,7	36	0,024	17
34	ВА3-2109	0,8	37	0,023	16
35	ВА3-2121	1	35	0,022	15
36	М-412	0,9	34	0,02	14
37	ГА3-24	0,8	33	0,015	15
38	ГА3 24-10	1,2	32	0,025	16
39	ЗА3-1102	0,4	31	0,03	17
40	М-2141	0,5	30	0,035	18
41	УАЗ-469	1,2	29	0,04	19
42	ВА3-2121	1,1	28	0,045	20
43	ИЖ-2715	0,8	27	0,04	21
44	УАЗ-452	1,5	26	0,05	22
45	ГА3-5203	3,5	25	0,045	23
46	ЗИЛ-130	4,5	24	0,035	22
47	ГА3-66	2	23	0,06	25
48	ЗИЛ-131	2	22	0,07	26
49	КамАЗ-5320	7,5	21	0,05	22
50	КамАЗ-5511	7	20	0,045	21

**Таблица П.1 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи рабочей тормозной системы при проверках на роликовых стендах**

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления $P_m$ , Н	Удельная тормозная сила $\gamma_m$ , не менее
1	2	3	4
Пассажирские и грузо-пассажирские автомобили	$M_1$	490	0,53
	$M_2, M_3$	686	0,46
Грузовые автомобили	$N_1, N_2, N_3$	686	0,46

1	2	3	4
Прицепы с двумя и более осями	O <sub>1</sub> , O <sub>2</sub> , O <sub>3</sub> , O <sub>4</sub>	686	0, 45
Прицепы с центральной осью и полуприцепы	O <sub>1</sub> , O <sub>2</sub> , O <sub>3</sub> , O <sub>4</sub>	686	0, 41

**Таблица П.2 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи рабочей тормозной системы в дорожных условиях с использованием прибора для проверки тормозных систем**

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления $P_m, H$	Тормозной путь АТС $S_m, м$ , не более
Пассажи́рские и грузо-пассажи́рские авто-мобили	M <sub>1</sub>	490	15,8
	M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub>	686	19,6
Легковые автомобили с прицепом без тормозов	M <sub>1</sub>	490	15, 8
Грузовые автомобили	N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	686	19, 6

**Таблица П.3 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи рабочей тормозной системы в дорожных условиях с регистрацией параметров торможения**

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления $P_n, H$	Установившееся замедление $j_{уст}, м/с^2$ не менее	Время срабатывания тормозной системы $\tau_{сп}, с$ , не более
Пассажи́рские и грузо-пассажи́рские авто-мобили	M <sub>1</sub>	490	5,2	0,6
	M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub>	686	4,5	0,8 (1,0*)
Легковые автомобили с прицепом без тормозов	M <sub>1</sub>	490	5,2	0, 6
Грузовые автомобили	N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	686	4,5	1 0,8 (1,0*)

\* Для АТС, изготовленных до 01.01.81.

При проверках на стендах допускается относительная разность тормозных сил колес оси (в процентах от наибольшего значения) для осей АТС с дисковыми колесными тормозными механизмами не более 20% и для осей с барабанными колесными тормозными механизмами не более 25%. Для АТС категории М, до окончания периода приработки допус-

кается применение нормативов, установленных изготовителем в эксплуатационной документации.

Рабочая тормозная система автопоездов с пневматическим тормозным приводом в режиме аварийного (автоматического) торможения должна быть работоспособна.

Стояночная тормозная система считается работоспособной в том случае, если при приведении ее в действие достигается:

- для АТС с технически допустимой максимальной массой:
- или значение удельной тормозной силы не менее 0,16;
- или неподвижное состояние АТС на опорной поверхности с уклоном  $(16 \pm 1)\%$ ;
- для АТС в снаряженном состоянии:
- или расчетная удельная тормозная сила, равная меньшему из двух значений: 0,15 отношения технически допустимой максимальной массы к массе АТС при проверке или 0,6 отношения снаряженной массы, приходящейся на ось (оси), на которые воздействует стояночная тормозная система, к снаряженной массе;
- или неподвижное состояние АТС на поверхности с уклоном  $(23 \pm 1)\%$  для АТС категорий  $M_1-M_3$  и  $(31 \pm 1)\%$  для категорий  $N_1-N_3$ .

Усилие, прикладываемое к органу управления стояночной тормозной системы для приведения ее в действие, не должно превышать:

- в случае ручного органа управления:  
392 Н – для АТС категории  $M_1$ ;  
589 Н – для АТС остальных категорий.
- в случае ножного органа управления:  
490 Н – для АТС категории  $M_1$ ;  
688 Н – для АТС остальных категорий.

Стояночная тормозная система с приводом на пружинные камеры, раздельным с приводом запасной тормозной системы, при торможении в дорожных условиях с начальной скоростью 40 км/ч для АТС категорий  $M_2$  и  $M_3$ , у которых не менее 0,37 массы АТС в снаряженном состоянии приходится на ось (и), оборудованную (ые) стояночной тормозной системой, должна обеспечивать установившееся замедление не менее 2,2 м/с<sup>2</sup>, а для АТС категорий N, у которых не менее 0,49 массы АТС в снаряженном состоянии приходится на ось (и), оборудованную (ые) стояночной тормозной системой, – не менее 2,9 м/с<sup>2</sup>.

Вспомогательная тормозная система, за исключением моторного замедлителя, при проверках в дорожных условиях в диапазоне скоростей 25-35 км/ч должна обеспечивать установившееся замедление не менее 0,5 м/с<sup>2</sup> для АТС разрешенной максимальной массы и 0,8 м/с<sup>2</sup> – для АТС в снаряженном состоянии с учетом массы водителя.

Запасная тормозная система, снабженная независимым от других тормозных систем органом управления, должна обеспечивать соответ-

ствии нормативам показателей эффективности торможения АТС на стенде согласно таблице 4, либо в дорожных условиях согласно таблице 5 или 6. Начальная скорость торможения при проверках в дорожных условиях – 40 км/ч

**Таблица П.4 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи запасной тормозной системы при проверках на стендах**

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления $P_n$ , Н	Удельная тормозная сила $\gamma_m$ , не менее
Пассажирские и грузопассажирские автомобили	M <sub>1</sub>	490(392*)	0,26
	M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub>	686 (589*)	0,23
Грузовые автомобили	N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	686 (589*)	0,23

Для АТС с ручным органом управления запасной тормозной системы

**Таблица П.5 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи запасной тормозной системы в дорожных условиях с использованием прибора для проверки тормозных систем**

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления $P_n$ , Н	Тормозной путь АТС $S_m$ , м, не более
Пассажирские и грузопассажирские автомобили	M <sub>1</sub>	490 (392*)	-28,1
	M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub>	686(589*)	33,3
Грузовые автомобили	N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	686 (589*)	33,3

\* Для АТС с ручным органом управления запасной тормозной системы.

**Таблица П.6 – Нормативы эффективности торможения АТС при помощи запасной тормозной системы при проверках в дорожных условиях с регистрацией параметров торможения**

Наименование вида АТС	Категория АТС	Усилие на органе управления $P_n$ , Н	Установившееся замедление $j_{уст}$ , м/с <sup>2</sup> , не менее	Время срабатывания тормозной системы $t_{сп}$ , с, не более
Пассажирские и грузопассажирские автомобили	M <sub>1</sub>	490 (392*)	2,60	0, 6
	M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub>	686 (589*)	2,25	0,8 (1,0**)
Грузовые автомобили	N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	686 (589*)	2,25 1	0,8 (1,0**)

\* Для АТС с ручным органом управления запасной тормозной системы.

\*\* Для АТС, изготовленных до 01.01.81.

Допускается падение давления воздуха в пневматическом или пневмогидравлическом тормозном приводе при неработающем двигателе не более чем на 0,05 МПа в течение: 30 мин – при выключенном положении органа управления тормозной системы; 15 мин – после полного приведения в действие органа управления тормозной системы.

Утечки сжатого воздуха из колесных тормозных камер не допускаются.

Для АТС с двигателем давление на контрольных выводах ресиверов пневматического тормозного привода при работающем двигателе допускается в пределах, установленных изготовителем в эксплуатационной документации.

Не допускаются:

- подтекания тормозной жидкости, нарушения герметичности трубопроводов или соединений в гидравлическом тормозном приводе;
- перегибы, видимые места перетиранья;
- коррозия, грозящая потерей герметичности или разрушением;
- механические повреждения тормозных трубопроводов;
- наличие деталей с трещинами или остаточной деформацией в тормозном приводе.

Средства сигнализации и контроля тормозных систем, манометры пневматического и пневмогидравлического тормозного привода, устройство фиксации органа управления стояночной тормозной системы должны быть работоспособны.

Гибкие тормозные шланги, передающие давление сжатого воздуха или тормозной жидкости колесным тормозным механизмам, должны соединяться друг с другом без дополнительных переходных элементов (для АТС, изготовленных после 01.01.81). Расположение и длина гибких тормозных шлангов должны обеспечивать герметичность соединений с учетом максимальных деформаций упругих элементов подвески и углов поворота колес АТС. Набухание шлангов под давлением, трещины и наличие на них видимых мест перетиранья не допускаются.

Расположение и длина соединительных шлангов пневматического тормозного привода автопоездов должны исключать их повреждения при взаимных перемещениях тягача и прицепа (полуприцепа).

Действие рабочей и запасной тормозных систем должно обеспечивать плавное, адекватное уменьшение или увеличение тормозных сил (замедление АТС) при уменьшении или увеличении, соответственно, усилия воздействия на орган управления тормозной системы.

Установочные параметры регулятора тормозных сил (давление на контрольном выводе, усилие натяжения или удлинение пружины при приложении усилия, зазор и т. п.) для АТС с технически допустимой



максимальной массой и массой в снаряженном состоянии должны соответствовать значениям, указанным в установленной на АТС табличке изготовителя, или в эксплуатационной документации, или в руководстве по ремонту АТС.

АТС, оборудованные антиблокировочными тормозными системами (АБС), при торможениях в снаряженном состоянии с начальной скоростью не менее 40 км/ч должны двигаться в пределах коридора движения прямолинейно без заноса, а их колеса не должны оставлять следов юза на дорожном покрытии до момента отключения АБС при достижении скорости движения, соответствующей порогу отключения АБС (не более 15 км/ч). Функционирование сигнализаторов АБС должно соответствовать ее исправному состоянию.

Инерционный тормоз прицепов категорий  $O_1$  и  $O_2$  должен обеспечивать удельную тормозную силу по 4.1.1 и относительную разность тормозных сил по 4.1.3 при усилии вталкивания сцепного устройства одноосных прицепов не более 0,1, а для остальных прицепов – не более 0,067 веса полностью груженого прицепа (технически допустимой максимальной массы).

# СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	1
1. АНАЛИЗ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ АВТОМОБИЛЯ.....	5
1.1. Определение параметров массы.....	5
1.2. Определение числа осей.....	6
1.3. Уточнение компоновки и весовых нагрузок на оси автомобиля.....	8
2. ПОДБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ.....	10
2.1. Определение максимальной мощности двигателя.....	10
2.2. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя.....	12
2.3. Определение передаточного числа главной передачи.....	14
2.4. Выбор передаточных чисел коробки передач.....	15
3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ.....	19
3.1. Тяговый баланс автомобиля.....	19
3.2. Мощностной баланс автомобиля.....	21
3.3. Динамическая характеристика автомобиля.....	23
3.4. График ускорений автомобиля.....	24
3.5. Топливная экономичность автомобиля.....	26
3.6. Особенности тягового расчета автомобиля с гидropередачей.....	34
4. РАСЧЕТ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ.....	36
4.1. Тормозные свойства автомобиля.....	36
4.2. Устойчивость автомобиля.....	36
4.3. Управляемость автомобиля.....	37
4.4. Плавность хода автомобиля.....	39
5. РАСЧЕТ АГРЕГАТА, УЗЛА ИЛИ СИСТЕМЫ.....	41
5.1. Анализ и выбор конструкции, агрегата, узла или системы.....	41
5.2. Методические указания к выполнению расчета проектируемого агрегата (системы).....	42
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	48
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	49

Учебно-методическое издание

**Составитель**  
**Пресняков Владимир Александрович**

# **ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ И ПОТРЕБИТЕЛЬСКИЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ**

*Руководство к выполнению курсового проекта*  
по специальности

190603.65 «Сервис транспортных и технологических машин  
и оборудования (автомобильный транспорт)»

В авторской редакции  
Компьютерная верстка Н.А. Игнатьевой

Лицензия на издательскую деятельность ИД № 03816 от 22.01.2001

Подписано в печать 21.06.2010. Формат 60×84/16.

Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,3.

Уч.-изд. л. 3,5. Тираж 50 экз. Заказ

---

Издательство Владивостокский государственный университет  
экономики и сервиса

690600, Владивосток, ул. Гоголя, 41

Отпечатано: множительный участок ВГУЭС

690600, Владивосток, ул. Державина, 57