

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ Г.Ф. МОРОЗОВА»

КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА  
ТРАНСПОННЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И  
ОБОРУДОВАНИЯ

Методические указания к выполнению курсовой работы  
для студентов по направлению подготовки 23.03.03 – Эксплуатация транс-  
портно-технологических машин и комплексов  
Профили «Автомобили и автомобильное хозяйство»;  
«Автомобильный сервис»

Воронеж 2016

**УДК 629.113.1**

Прядкин, В. И., Волков В.С, Фатхулин Ф. Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования [Текст] : методические указания для выполнения курсовой работы студентов по направлению подготовки 23.03.03 - Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов / В. И. Прядкин,; Министерство образования и науки РФ, ФГБОУ «ВГЛТУ». – Воронеж, 2016-31 с.

Печатается по решению учебно-методического совета  
ФГБОУ ВПО «ВГЛТУ» (протокол № 9 от 30 мая 2014 г.)

Рецензент Зав. кафедрой математики и теоретической механики ВГАУ  
д.т.н., проф. В. П. Шацкий

Методические указания могут быть использованы при обучения слушателей по соответствующим программам дополнительного образования.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Цель и задачи курсовой работы.....	5
1. Расчет оценочных показателей тягово-скоростных свойств.....	6
2. Расчет показателей тяговой динамики автомобиля.....	15
3. Топливная экономичность автомобиля.....	27
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	30
Приложения.....	32

## ВВЕДЕНИЕ

Методические указания предназначены для выполнения курсовой работы по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин и оборудования» для студентов по направлению подготовки 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов. Профили: «Автомобили и автомобильное хозяйство»; «Автомобильный сервис».

Содержание курсовой работы включает выполнение следующих разделов:

1.1. Тяговый расчет.

1.2. Анализ топливной экономичности в заданных условиях эксплуатации.

1.3. Анализ тормозных свойств автомобиля.

Курсовая работа оформляется в виде пояснительной записки формата 210x300 мм с приведением методики расчета, расчетных схем и формул, таблиц и графиков. В расчетные формулы для наглядности большей информативности обязательна постановка численных величин (хотя бы один раз). В дальнейшем, полученные в процессе расчета величины сводятся в таблицы, удобные для анализа и построения графиков.

Для построения графиков используется миллиметровая бумага формата 210x300. Для нахождения по графикам промежуточных значений необходимо на осях координат наносить равномерные шкалы масштабов для каждой зависимости с обозначением параметров и их размерностей.

## **Цель и задачи курсовой работы**

Целью данной курсовой работы является:

- закрепление знаний, полученных студентами на лекциях и практических занятиях курса «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин и оборудования»;
- приобретение студентами навыков в использовании специальной литературы, посвященной исследованиям эксплуатационных свойств автомобиля, а также использование сведений, получаемых в теоретических курсах, для решения практических задач;
- ознакомление студентов с реальными характеристиками эксплуатационных свойств современных автомобилей.

## **Содержание курсовой работы**

Данный раздел курсовой работы включает в себя расчет основных характеристик тяговых свойств и топливной экономичности автомобиля, а также расчет тормозных свойств, управляемости и устойчивости.

К основным характеристикам тяговых свойств и топливной экономичности автомобиля, рассчитываемых в данном разделе, относятся:

- внешняя скоростная характеристика двигателя;
- график силового баланса автомобиля;
- график мощностного баланса автомобиля;
- динамический паспорт автомобиля;
- график ускорений;
- график времени и пути разгона;
- график пути и времени торможения;
- топливно-экономическая характеристика автомобиля;
- графики, характеризующие тормозные свойства автомобиля.

## **Правила оформления пояснительной записки и графической части**

В пояснительной записке должны быть приведены расчетные формулы, расчеты, таблицы, пояснение методики расчетов, анализ, выводы.

Пояснительная записка должна быть написана от руки черными или синими чернилами (пастой) на бумаге формата А4. Допускается компьютерный набор. Текст следует писать, соблюдая следующие размеры полей (не менее): левое – 30 мм, правое = 10 мм, верхнее – 15 мм, нижнее – 20 мм.

Текст делят на разделы, подразделы, пункты. Заголовки разделов пишут симметрично тексту. Страницы нумеруются арабскими цифрами. На титульном листе номер не ставят, на последующих страницах номер ставят в правом верхнем углу.

Разделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах всей пояснительной записки, и обозначаются арабскими цифрами с точкой в конце. Введение не нумеруется. Подразделы нумеруются арабскими цифрами в пределах каждого раздела, например: «2.1». Пункты нумеруются арабскими цифрами в пределах каждого подраздела, например: «2.1.1».

Иллюстрация (таблица, чертежи, схемы, графики), которые расположены на отдельных страницах записки включают в общую нумерацию страниц. Иллюстрации обозначаются словом «Рис.», таблицы – «Табл.». И нумеруются арабскими цифрами в пределах разделов, за исключением иллюстраций, приведенных в приложении, например: «Рис. 3.4», «Табл. 3.4».

Формулы в пояснительной записке нумеруются арабскими цифрами в пределах раздела. Номер указывают с правой стороны на уровне формулы в круглых скобках, например: (3.1).

Список использованной литературы должен содержать перечень источников, использованных при выполнении курсового проекта. Источник следует располагать в порядке появления ссылок в тексте записки.

## 1. Расчет оценочных показателей тягово-скоростных свойств

Тяговый расчет автомобиля ведется в следующем порядке:

- определение полного веса автомобиля;
- подбор шин;
- определение максимальной мощности двигателя;
- определение передаточного числа главной передачи;
- определение передаточных чисел коробки передач и дополнительной коробки.

### 1.1 Определение весовых параметров автомобиля

Сила тяжести автомобиля определяется по формуле

$$G_0 = m_0 g, \text{ Н},$$

где  $m_0$  – масса снаряженного автомобиля, кг,  
 $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

Сила тяжести полностью груженого автомобиля  $G_a$  определяется по следующим формулам:

Для легковых автомобилей

$$G_a = G_0 + 750 \cdot n + G_b, \text{ Н}, \quad (1.1)$$

где  $G_0$  – сила тяжести автомобиля в снаряженном состоянии, Н  
 $G_b$  – сила тяжести багажа (250...500 Н),  
 $n$  – число пассажиров, включая водителя.

Для автобусов городского типа

$$G_a = G_0 + 750 \cdot (n + m + 1), H, \quad (1.2)$$

где  $n$  – число мест для сидения,

$m$  – число мест для проезда стоя.

Для автобусов междугородного типа

$$G_a = G_0 + 750 \cdot (n + 1), H, \quad (1.3)$$

Для грузовых автомобилей

$$G_a = G_0 + G_{гр} + 750 \cdot n, H, \quad (1.4)$$

где  $n$  – число мест в кабине, включая водителя

$G_{гр}$  – сила тяжести груза (грузоподъемность), Н.

Распределение массы по осям полностью груженого автомобиля можно приближенно определить по следующим зависимостям:

- для грузовых автомобилей и автобусов

$$G_1 \approx 1/3 G_a, \quad G_2 \approx 2/3 G_a.$$

- для легковых автомобилей

$$G_1 \approx G_2 = 0,5 G_a.$$

Высота центра масс:

$H_d = (0,18 \dots 0,22)L$  – легковые,

$H_d = (0,25 \dots 0,35)L$  – грузовые,

где  $L$  – база автомобиля, м (берется по прототипу).

## 1.2 Подбор шин

Для подбора шин необходимо определить нагрузку, приходящуюся на наиболее нагруженное колесо автомобиля. На задней оси у грузовых автомобилей с колесной формулой 4К2 обычно монтируется четыре шины, однако каждая шина задней оси испытывает большую весовую нагрузку, чем шина передней оси, поэтому подбор шин для грузового автомобиля производится по весовой нагрузке, приходящейся на одну заднюю шину

$$G_{K2} = \frac{G_2}{K}, H,$$

где  $K$  – количество шин на задней оси автомобиля.

По величине рассчитанной нагрузки, заданной максимальной скорости движения автомобиля  $V_{max}$  и типу автомобиля по справочнику [4] выбирается шина.

При тяговых расчетах можно принять допущение, что

$$r_D = r_K = r_{CT}, \text{ м},$$

где  $r_D$  – динамический радиус колеса, м,

$r_K$  – радиус качения колеса, м,

$r_{CT}$  – статический радиус колеса, м (дается в справочнике [4]).

### 1.3 Определение максимальной и стендовой мощности двигателя

**1.3.1. Если задана наибольшая скорость автомобиля  $V_{\max}$ , то необходимо определить потребную мощность  $N_V$  двигателя для движения с заданной скоростью в определенных дорожных условиях.**

Поскольку при максимальной скорости движения продольное ускорение автомобиля отсутствует,  $j_a = 0$ , то из уравнения мощностного двигателя

$$N_V = \frac{1}{\eta_{TP}} \left( \frac{G_a \cdot \Psi_V \cdot V_{a \max}}{1000} + \frac{k_B \cdot F \cdot V_{a \max}^3}{1000} \right) \text{ кВт}, \quad (1.6)$$

где  $F$  – лобовая площадь автомобиля,  $\text{м}^2$ .

Для грузовых автомобилей и автобусов

$$F = B_1 \cdot H_\Gamma, \text{ м}^2 \quad (1.7)$$

Для легковых автомобилей

$$F = 0,78 \cdot B_\Gamma \cdot H_\Gamma, \text{ м}^2, \quad (1.8)$$

где  $B_\Gamma$ ,  $H_\Gamma$  – соответственно габаритные ширина и высота автомобиля, м,

$B_1$  – колея передних колес автомобиля, м (берутся из справочника).

Суммарное дорожное сопротивление  $\Psi_V$  при движении с максимальной скоростью определяется соответствующим образом.

Для легковых автомобилей

$$\Psi_V = f_v = f_0 \left( 1 + \frac{V_{a \max}^2}{1500} \right), \quad (1.9)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при скорости меньше 16,6 м/с (60 км/ч), значения  $f_0$  для различных дорог даны в табл. 1.1.



После определения мощности, потребной для движения автомобиля с заданной скоростью, определяется с учетом работы ограничителя оборотов максимальная мощность двигателя

$$N_{e\max} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \text{кВт} \quad (1.11)$$

где  $\lambda$  – коэффициент ограничения оборотов, определяется по табл. 1.4

$$\lambda = \frac{\omega_v}{\omega_N},$$

где  $\omega_v$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной скорости автомобиля  $V_{\max}$ ,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\omega_N$  – угловая скорость коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя,  $\text{с}^{-1}$ .

Таблица 1.3

Коэффициент ограничения оборотов

Тип двигателя и область его применения	$\lambda$
1	2
Карбюраторный без ограничения (легковые автомобили)	1,1...1,3
Карбюраторные с ограничителями (грузовые, городские автобусы)	0,8...0,9
Дизельный	1,0

$a, b, c$  – коэффициенты выбираются по табл. 1.4.

Таблица 1.4

Коэффициенты для построения внешней скоростной характеристики двигателя

Тип двигателя	Коэффициенты		
	a	b	c
1	2	3	4
Карбюраторный	1	1	1
Дизельный четырёхтактный	0,53	1,56	1,09

Максимальная стендовая мощность двигателя определяется по формуле

$$N_{cm} = A \cdot N_{e\max}, \text{кВт} \quad (1.12)$$

где  $A=1,1...1,2$  – коэффициент, учитывающий уменьшение мощности двигателя в эксплуатационных условиях вследствие установки глушителя, генератора и др.

Стендовая мощность используется лишь для сравнения с данными заводских испытаний, для дальнейших расчетов не используется.

### 1.4. Внешняя скоростная характеристика двигателя

После определения максимальной мощности двигателя  $N_{e\max}$  производятся расчеты для построения внешней скоростной характеристики двигателя.

На первичном этапе выбирается угловая скорость  $\omega_N$  вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя. Обычно угловая скорость  $\omega_N$  коленчатого вала при  $N_{e\max}$  находится в пределах:

Карбюраторные двигатели легковых автомобилей  $\omega_N = 500 \dots 580 \text{ с}^{-1}$

Карбюраторные двигатели грузовых автомобилей  $\omega_N = 270 \dots 500 \text{ с}^{-1}$

Дизельные  $\omega_N = 210 \dots 320 \text{ с}^{-1}$

Меньшие угловые скорости  $\omega_N$  относятся к двигателям большого литража.

Выбрав угловую скорость  $\omega_N$ , задаются промежуточными значениями угловых скоростей  $\omega$  в интервале от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$ .

$$\omega_{\min} \leq \omega \leq \omega_{\max}.$$

$$\omega_{\min} = 0,2\omega_N; \quad \omega_{\max} = \omega_v = \omega_N \cdot \lambda$$

Текущие значения мощности определяют по эмпирической зависимости Лейдермана-Красикова:

$$N_e = N_{e\max} \cdot \left[ a \frac{\omega}{\omega_N} + b \left( \frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - c \left( \frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right], \text{кВт} \quad (1.13)$$

Зная текущее значение мощности  $N_e$  двигателя, соответствующие текущим значениям угловой скорости вращения его коленчатого вала, по формуле

$$M_k = \frac{1000 \cdot N_e}{\omega}, \text{Н}\cdot\text{м} \quad (1.14)$$

определяются текущие значения крутящегося момента.

Полученные данные заносятся в табл. 1.6, и на их основе строится график зависимостей  $N_e = f(\omega)$  и  $M_k = f(\omega)$  внешней скоростной характеристики двигателя.

Таблица 1.5

Данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя

$\omega, \text{с}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M_k, \text{Н}\cdot\text{м}$
1	2	3
$\omega_{\min}$		
$\omega_2$		
$\omega_3$		
.....		
$\omega_v$		

Вид внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя показан на рис. 1.2 а, б.

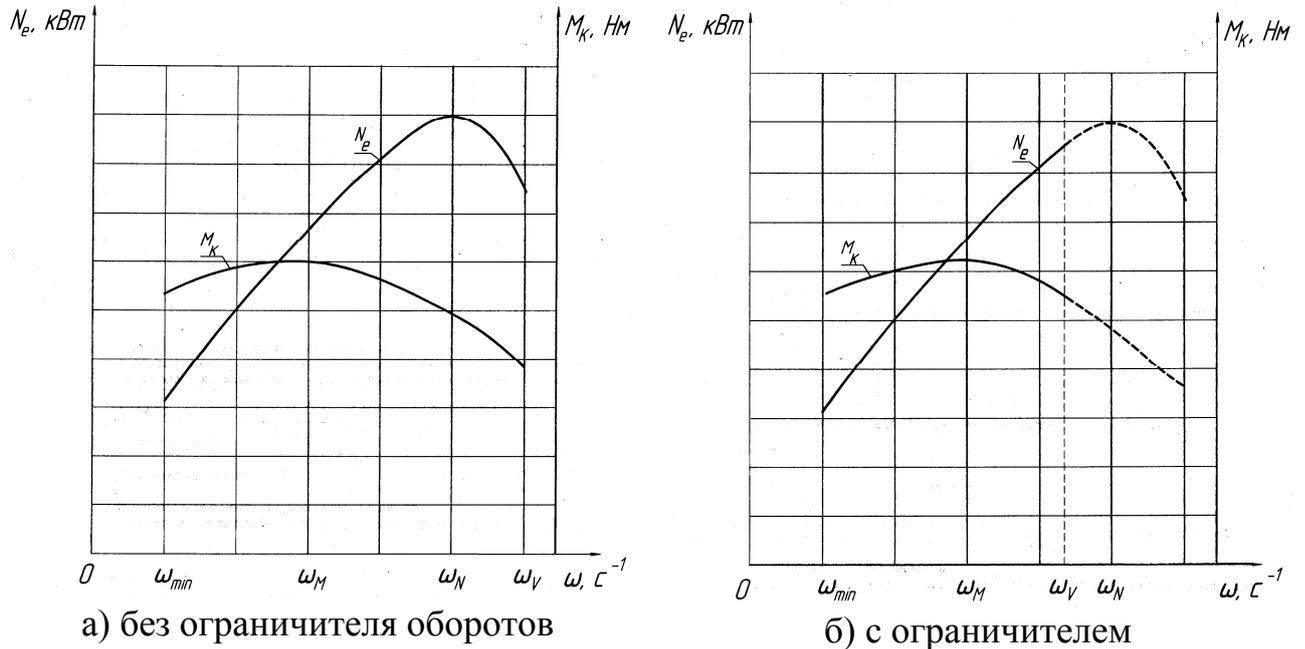


Рис. 1.2. Примерный вид внешней скоростной характеристики легкотопливного двигателя

Примерный внешний вид скоростной характеристики легкотопливного двигателя показан на рис. 1.2 а, б.

Число исходных точек при построении зависимостей  $N_{\text{emax}} = f(\omega)$  и  $M_k = f(\omega)$  выбирается в пределах 6...9.

Построение внешней скоростной характеристики на начальном этапе выполнения курсового проекта весьма желательно, ибо неточности ее определения могут исказить результаты дальнейших расчетов.

### 1.5. Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи  $u_0$  определяется из условия обеспечения максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче в коробке передач по формуле

$$U_0 = \frac{\omega_V \cdot r_k}{u_{\text{кв}} \cdot u_{\text{дв}} \cdot V_{a \text{ max}}}, \quad (1.15)$$

где  $u_{\text{кв}}$  – передаточное число коробки передач на высшей передаче;

$u_{\text{дв}}$  – передаточное число дополнительной коробки на высшей передаче.

Если высшей является прямая передача, то  $u_{\text{кв}} = 1,0$ , если же высшей является ускоряющая передача, то ее передаточным числом следует предварительно

задаться. Передаточное число ускоряющей передачи для грузовых автомобилей выбирается в пределах  $u_{кв} = 0,7 \dots 0,85$ .

Если на автомобиле есть дополнительная коробка передач, то передаточное число  $u_{дв}$  в формуле (1.17)  $\neq 1$ . Обычно дополнительная коробка передач устанавливается на автомобилях повышенной проходимости или большегрузных. В этом случае  $u_{дв} = 1,3 \dots 1,5$ .

Для получения достаточного дорожного просвета и простой конструкции главной передачи не рекомендуется превышать следующие значения передаточных чисел главной передачи:

- грузовые автомобили с массой груза до 4...5 т,  $u_0$  – не более 7;
- тяжелые грузовые автомобили,  $u_0$  – не более 10.

### 1.6. Определение передаточных чисел коробки передач

Передаточное число  $u_1$  первой передачи коробки передач определяется из условия преодоления заданного максимального дорожного сопротивления по формуле

$$u_{1\psi} = \frac{G_a \cdot \psi_{a \max} \cdot r_k}{M_{k \max} \cdot u_0 \cdot u_{дв} \cdot \eta_{тр}}, \quad (1.6)$$

Наибольшее дорожное сопротивление определяется по формуле

$$\psi_{\max} = f_0 \cos \alpha + \sin \alpha, \quad (1.17)$$

где  $\alpha$  – угол подъема.

Для небольших углов подъема угол подъема  $\alpha$  определяется по формуле

$$\alpha = \arctg i, \quad (1.18)$$

где  $i$  – продольный уклон дороги.

Рассчитанное по формуле (1.18) значение  $u_1$  проверяется по условию сцепления колес с дорогой по формуле

$$u_{1\varphi} = \frac{m_b \cdot G_{вщ} \cdot \varphi_x \cdot r_k}{M_{k \max} \cdot u_0 \cdot u_{дв} \cdot \eta_{тр}}, \quad (1.19)$$

где  $m_b$  – коэффициент перераспределения нагрузки на ведущие колеса;

$m_b = 1,1 \dots 1,3$  – для автомобиля с ведущими задними колесами;

$m_b = 0,7 \dots 0,9$  – для автомобиля с ведущими передними колесами;

$G_{вщ}$  – масса, приходящаяся на ведущие колеса.

$\varphi_x$  – коэффициент сцепления колес с дорогой.

Проверка по сцеплению ведется для сухого шоссе ( $\varphi_x = 0,6 \dots 0,8$ ).

Если передаточное число  $u_{k1}$  по формуле (1.21) получается меньше, чем по формуле (1.18), то, прежде всего, следует проверить возможность увеличения массы, приходящейся на ведущие колеса. Такое увеличение возможно за счет изменения предусмотренной ранее компоновки автомобиля и может потребовать изменения размера шин. В последнем случае тяговый расчет производится заново.

Если увеличение массы, приходящейся на задние ведущие колеса автомобиля, в пределах, обеспечивающих равенство передаточных чисел по формулам (1.18) и (1.21), невозможно, тогда передаточное число первой передачи коробки передач берется из условия отсутствия буксования по формуле (1.21).

Однако при этом следует иметь в виду, что при этом автомобиль не сможет двигаться по дороге с заданным коэффициентом  $\psi_{\max}$ .

Полученное значение передаточного отношения  $U_I$  – для легкового автомобиля необходимо проверить по величине минимальной скорости движения автомобиля при минимально устойчивой угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя

$$U_I = \frac{\omega_{\min} \cdot r_k}{U_o \cdot V_{\min}},$$

где  $V_{\min}$  – выбирается в пределах 0,5...1,0 м/с.

Если расчетное значение передаточного отношения  $U_I$  не обеспечивает минимальной скорости движения автомобиля, то выбирается передаточное число первой ступени, как у прототипа. При этом следует учитывать, что трогание автомобиля с места будет сопровождаться пробуксовкой ведущих колес.

По выбранному  $u_{k1}$  и известному  $u_k = 1,0$  для прямой передачи, определяются промежуточные передаточные числа коробки передач с «n» ступенями, не считая ускоряющую и передачу заднего хода, по формуле

$$u_k = \sqrt[n-1]{u_{k1}^{n-k}}, \quad (1.20)$$

где  $n$  – число ступеней коробки передач (не считая ускоряющей и заднего хода);

$k$  – порядковый номер рассчитываемой передачи.

Передаточное число для заднего хода автомобиля определяют во время компоновки коробки передач. Обычно  $u_{3,x} = (1,2 \dots 1,3)u_1$ .

Расчет передаточного числа понижающей передачи дополнительной (раздаточной) коробки производится из условия отсутствия буксования ведущих колес по формуле

$$u_{\partial H} = \frac{G_a \cdot \varphi_x \cdot r_k}{M_{k \max} \cdot u_1 \cdot u_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (1.21)$$

где  $\varphi_x = 0,6 \dots 0,8$ .

Найденное значение передаточного числа  $u_{дн}$  следует проверить из условия обеспечения минимальной скорости движения автомобиля при минимальной устойчивости угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя

$$u_{дн} = \frac{\omega_{\min} \cdot r_k}{u_{k1} \cdot u_0 \cdot V_{\min}}, \quad (1.22)$$

где  $V_{\min}$  – выбирается в пределах 0,4...0,7 м/с.

## 2 Расчет показателей тяговой динамики автомобиля

В данной части курсового проекта выполняются расчеты, необходимые для построения следующих графиков:

1. Тягового (силового) баланса.
2. Мощностного баланса.
3. Динамического паспорта.
4. Ускорений автомобиля при разгоне.
5. Времени и пути разгона автомобиля.

Здесь также определяется минимальный тормозной путь рассчитываемого автомобиля при торможении в заданных дорожных условиях.

### 2.1. Тяговой баланс

График тягового (силового) баланса автомобиля строится на основании уравнения

$$P_m = P_d + P_v \pm P_u, \quad (2.1)$$

где  $P_m$  – тяговая сила на ведущих колесах, Н;

$P_d$  – сила дорожного сопротивления, Н;

$P_v$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$P_u$  – сила инерции, Н.

Тяговая сила на ведущих колесах автомобиля для «n»-ной передачи в коробке передач, в свою очередь, определяется по выражению

$$P_m = \frac{M_k \cdot u_0 \cdot u_{kn} \cdot u_d \cdot \eta_{TP}}{r_k}, \quad (2.2)$$

где  $u_{kn}$  – передаточное число «n»-й передачи в коробке передач.

Скорость движения автомобиля для «n»-й передачи в коробке передач определяется по формуле

$$V_a = \frac{\omega \cdot r_k}{u_{kn} \cdot u_d \cdot u_o}, \text{ м/с} \quad (2.3)$$

Используя данные табл. 1.6, по выражениям (2.2) и (2.3) определяются, соответственно, значения тяговой силы  $P_m$  на ведущих колесах автомобиля и скорости его движения  $V_a$  на всех передачах при изменении угловой скорости коленчатого вала двигателя  $\omega$  от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_v$ . Полученные данные сводятся в табл. 2.1, на основании данных которой строится тяговая характеристика автомобиля, т.е. график зависимости  $P_m=f(V_a)$  при движении на всех передачах (кривая  $P_m$  на рис. 2.1).

Сила дорожного сопротивления при этом определяется по формуле

$$P_d = G_a \cdot \psi, \text{ Н}, \quad (2.4)$$

где  $\psi$  – коэффициент дорожного сопротивления, который при построении графика тягового баланса здесь принимается равным коэффициенту сопротивления качению  $f_v$  [см. 1.9].

Сила сопротивления воздуха определяется по формуле

$$P_g = k_g \cdot F \cdot V_a^2, \text{ Н}, \quad (2.5)$$

где  $k_g$  и  $F$  соответственно коэффициент фронтального аэродинамического сопротивления и лобовая площадь автомобиля;

$V_a$  – скорость автомобиля, м/с.

Сила  $P_v$  определяется для скоростей движения автомобиля на высшей передаче, т.к. при малых скоростях движения она мала.

Таблица 2.1

Показатели тягового баланса автомобиля

$\Omega$	$V_1$	$V_2$	$V_3$	$V_4$	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$P_4$	$P_d$	$P_{v4}$	$P_d+P_v$
$\omega_{\min}$	$V_{\min}$										
$\Omega_2$											
$\Omega_3$											
$\Omega_v$				$V_{\max}$							

По данным табл. 2.1 строится график рис. 2.1 зависимости тяговых сил на колесах от скорости автомобиля, на который наносятся кривые  $P_d=f(V_a)$  и  $P_v=f(V_a)$ . Значение силы сопротивления воздуха  $P_v$  откладывается вверх от кривой  $P_d$ .

Рт, Н

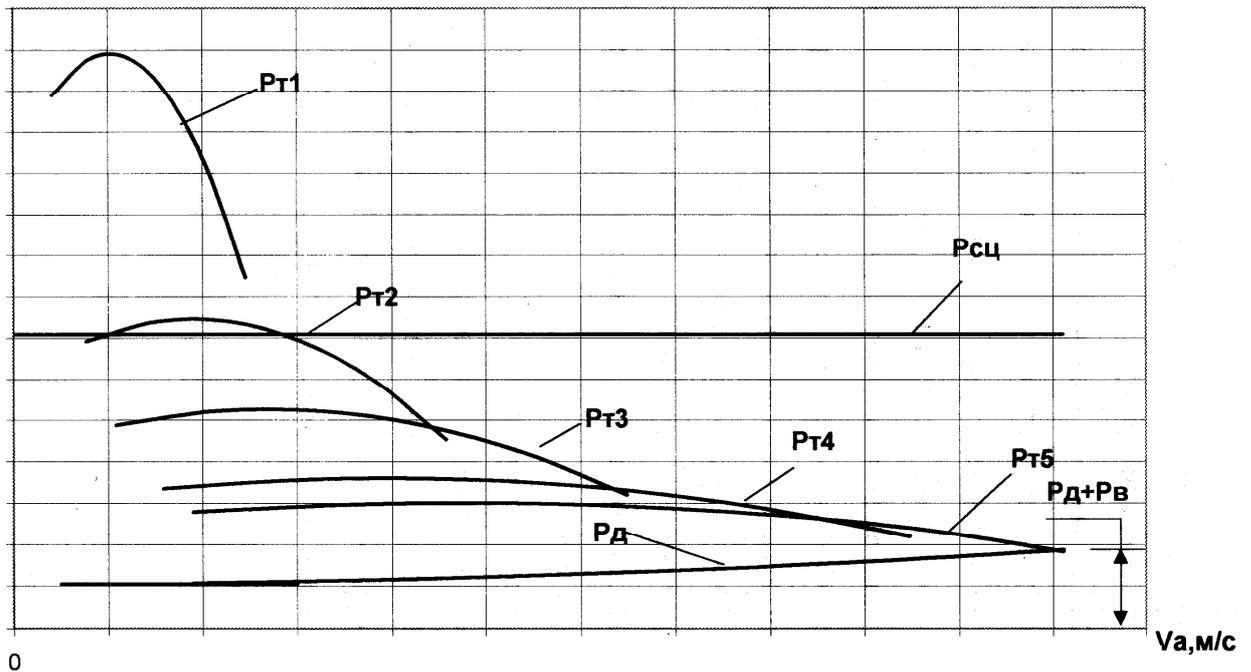


Рис. 2.1. График тягового (силового) баланса легкового автомобиля

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, нужно вычислить для определенного значения коэффициента сцепления  $\varphi_x$  силу сцепления ведущих колес с дорогой

$$P_{сц} = R_{Z_{вц}} \cdot \varphi_x, \text{ Н}, \quad (2.6)$$

где  $R_{Z_{вц}}$  — нормальная реакция на ведущих колесах, Н.

Ведущие колеса пробуксовывают, если  $P_m \geq P_{сц}$ .

## 2.2. Мощностной баланс

График мощностного баланса автомобиля строится в координатах  $N-V$  на основании уравнения

$$N_k = N_e \cdot \eta_{mp} = N_d + N_v \pm N_u, \text{ кВт}, \quad (2.7)$$

где  $N_k$  — тяговая мощность на ведущих колесах, кВт;

$N_d$  — мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления, кВт;

$N_v$  — мощность, затрачиваемая на преодоление воздушного сопротивления, кВт;

$N_u$  — мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля, кВт.

Мощность  $N_u$  берется со знаком «+» при ускоренном движении и со знаком «-» при замедленном движении.

Мощность дорожного сопротивления

$$N_{\partial} = \frac{G_a \cdot \psi_V \cdot V_a}{1000}, \text{ кВт} \quad (2.8)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление воздушного сопротивления

$$N_{\epsilon} = \frac{k_{\epsilon} \cdot F \cdot V_a^3}{1000}, \text{ кВт} \quad (2.9)$$

Построение графика мощностного баланса ведется в последовательности, аналогичной построению графика тягового баланса. Все значения и результаты расчетов, необходимые для построения графика мощностного баланса, сводятся в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Показатели мощностного баланса автомобиля

$\Omega$	$V_{a1}$	$V_{a2}$	$V_{a3}$	$V_{a4}$	$N_{\epsilon}$	$N_k$	$N_{\partial}$	$N_B$	$N_B + N_{\partial}$
$\Omega_{\min}$	$V_{a\min}$								
$\Omega_2$									
$\Omega_3$									
.....									
$\Omega_v$				$V_{a\max}$					

$N, \text{ кВт}$

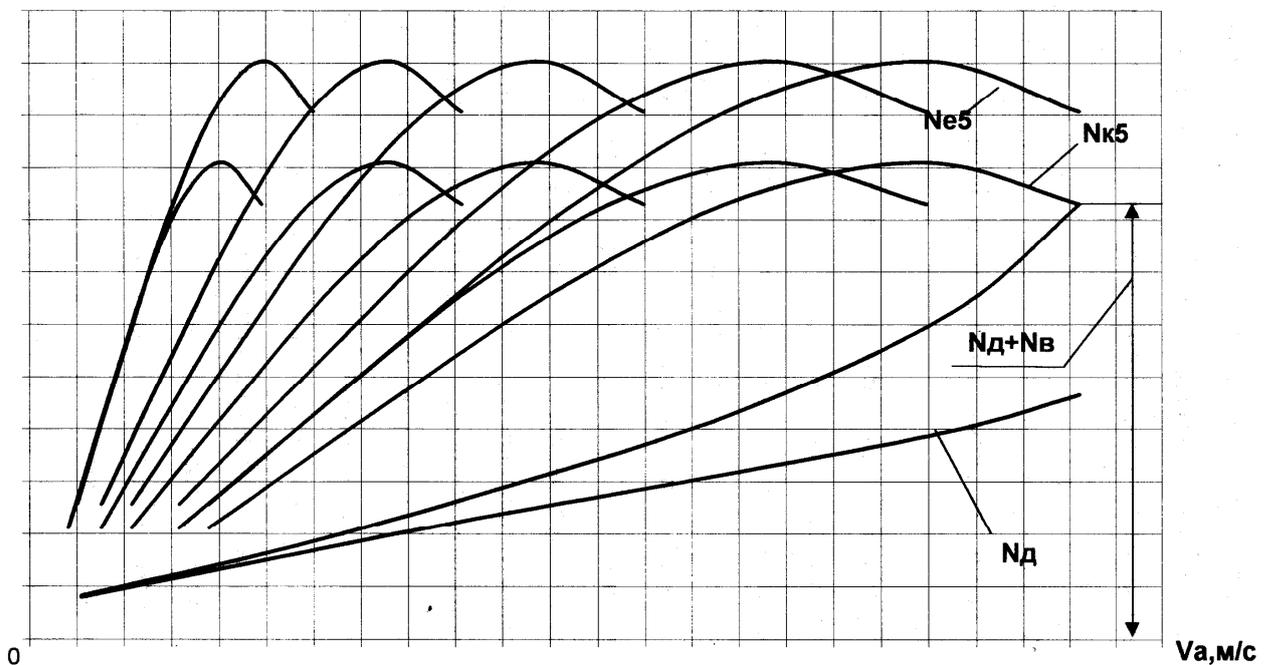


Рис. 2.2. График мощностного баланса легкового автомобиля

### 2.3. Динамический паспорт автомобиля

Построение динамического паспорта необходимо начинать с построения динамической характеристики  $D=f(V)$ .

Вычисление динамического фактора удобно производить табличным способом, используя данные силового баланса.

$$D = \frac{P_m - P_g}{G_a} \quad (2.10)$$

Результаты расчета значений динамического фактора на отдельных передачах сводятся в табл. 2.3

Таблица 2.3

Показатели динамической характеристики автомобиля

$\Omega$	$V_1$ , М /с	$V_2$ , м/с	$V_3$ , м/с	$V_4$ , м/с	$P_{m1}$ ,Н	$P_{m2}$ ,Н	$P_{m3}$ ,Н	$P_{m4}$ ,Н	$P_{в1}$ , Н	$P_{в2}$ , Н	$P_{в3}$ , Н	$P_{в4}$ , Н	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$
$\Omega_{min}$																
$\Omega_2$																
$\Omega_3$																
.....																
$\Omega_v$																

Скорость движения автомобиля  $V$  на передачах и соответствующие значения силы тяги  $P_m$  принимаются из табл. 2.1 тягового баланса.

Сила сопротивления воздуха при движении автомобиля определяется по формуле 2.5

$$P_g = k_g \cdot F \cdot V_a^2, \text{ Н.}$$

Имея табл. 2.3 с результатами расчетов значений динамического фактора автомобиля с полной нагрузкой на отдельных передачах, можно построить динамическую характеристику  $D = f(V)$ .

Откладываем на оси абсцисс вправо от начала координат значения скорости автомобиля в соответствующем масштабе. По оси ординат вверх от начала координат откладываются значения динамического фактора  $D$  в соответствующем масштабе (т.е. определенному значению динамического фактора  $D=0,1$  на шкале ординат соответствует определенная длина отрезка шкалы в мм, например,  $a = 40$  мм).

Затем, используя табличные значения  $D$  и  $V$  для различных передач, строим динамическую характеристику автомобиля с полной нагрузкой.

Так как при изменении массы автомобиля изменяется и динамический фактор, то для его определения слева от динамической характеристики строится номограмма нагрузки в процентах (масштаб – 1 мм: 1 % нагрузки).

С этой целью влево от начала координат на продолжении оси абсцисс откладывается отрезок длиной 100 мм. На этом отрезке по убывающей откладываются проценты загрузки автомобиля. Причем началу координат соответствует полная масса автомобиля со 100 % загрузкой.

Из точки, отстоящей влево от начала координат на удалении 100 мм, означающей нулевую загрузку, проводится вертикальная ось, на которую наносятся значения динамического фактора  $D_o$  порожнего автомобиля.

$$D_o = D \cdot \frac{G_a}{G_o}.$$

Масштаб  $a_o$  для шкалы  $D_o$  находится по формуле

$$a_o = a \cdot \frac{G_o}{G_a},$$

Где  $a$  – масштаб динамического фактора  $D$  при полной загрузке автомобиля.

После этого одинаковые значения  $D$  и  $D_o$  соединяются сплошными линиями (т.е. точки, соответствующие  $D=0,1$  при  $H=0$  и при  $H=100$  %, соединяются сплошной прямой. Далее таким же образом соединяются точки, соответствующие  $D=0,2; 0,3; \dots$  и т.д.).

Для определения возможности буксования колес при различных нагрузках строится график контроля буксования, совмещаемый при построении с номограммой нагрузок. Динамический фактор по сцеплению определяется по следующим формулам:

$$D_\varphi = \frac{G_{вщ}}{G_a} \cdot \varphi_x; \quad (2.13)$$

$$D_{\varphi_o} = \frac{G_{овщ}}{G_o} \varphi_x, \quad (2.14)$$

где  $D_\varphi$  – динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой;  $D_{\varphi_o}$  – динамический фактор по сцеплению для порожнего автомобиля;  $G_{вщ}$ ,  $G_{овщ}$  – соответственно масса автомобиля, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля в полностью груженом и порожнем состоянии,  $H$ . ( $G_{овщ}$  – берется из справочника).

При расчете  $D_\varphi$  и  $D_{\varphi_o}$  значения  $\varphi$  принимаются от 0,1 до 0,8. Значения  $D_\varphi$  откладываются на шкале  $D$ , а значения  $D_{\varphi_o}$  на шкале  $D_o$ . Точки с одинаковыми значениями коэффициентов сцепления соединяются штриховыми линиями.

Масштаб "b" номограммы по оси  $D$  при полной нагрузке автомобиля (длина отрезка в мм, соответствующая  $\varphi=0,1$ ) определяется из выражения

$$b = a \frac{G_{вщ}}{G_a}, \text{ мм} \quad (2.15)$$

где  $a$  – масштаб динамического фактора  $D$  при полной нагрузке автомобиля.

Аналогично определяется масштаб "b<sub>o</sub>", для порожнего автомобиля

$$b_o = a_o \frac{G_o \text{ вц}}{G_o}, \text{мм} \quad (2.15)$$

где a<sub>o</sub> – масштаб динамического фактора D<sub>o</sub> порожнего автомобиля.

Отрезки в масштабе "b<sub>o</sub>" и "b" соединяются штриховыми линиями, и каждая из них обозначается соответствующим значением коэффициента сцепления φ.

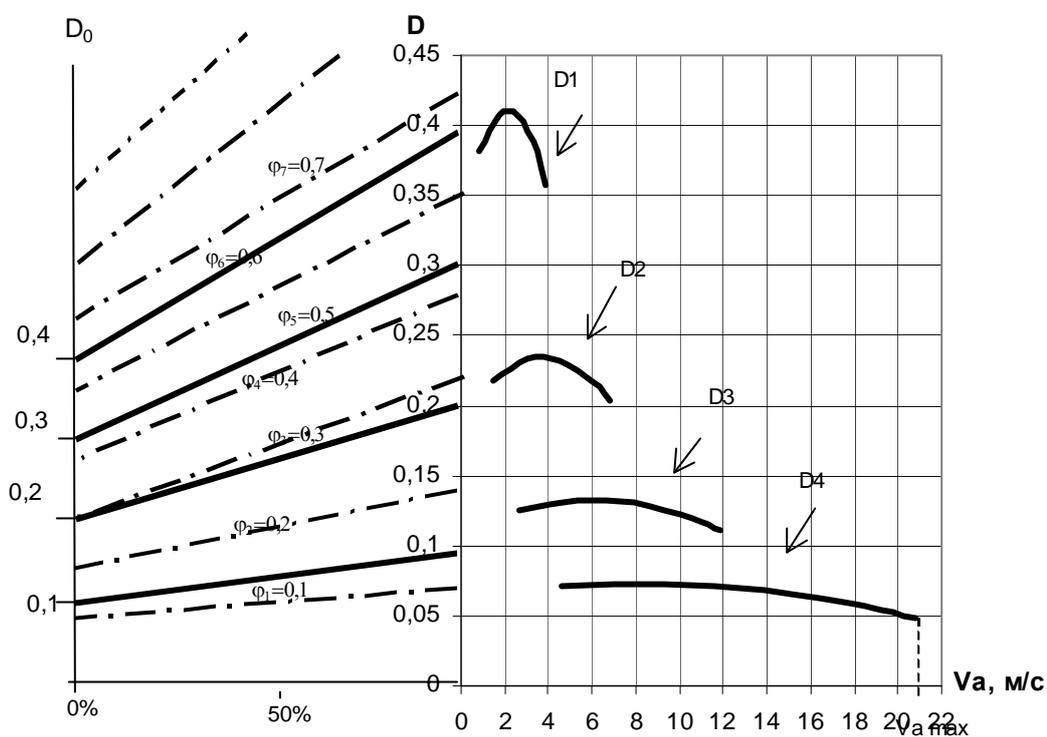


Рис. 2.3. динамический паспорт грузового автомобиля

#### 2.4. Ускорение автомобиля

График ускорений автомобиля при разгоне  $j_a=f(V)$  строится для полностью груженого автомобиля, движущегося по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием в хорошем состоянии.

Величина ускорения автомобиля определяется по формуле

$$j_a = \frac{D - \psi}{\delta_{\text{вп}}} \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (2.17)$$

где  $D$  – динамический фактор автомобиля (табл. 2.3);

$\psi$  – суммарный коэффициент сопротивления движению автомобиля. В данном случае принимается равным коэффициенту сопротивления качению, т.е.  $\psi = f_v$ ;

$g$  – ускорение свободного падения тела,  $g=9081 \text{ м/с}^2$ ;

$\delta_{вр}$  – коэффициент учета вращающихся масс.

Коэффициент учета вращающихся масс определяется для каждой передачи по формуле

$$\delta_{вр} = 1,04 + 0,05 \cdot u_k^2, \quad (2.18)$$

где  $U_k$  – передаточное число коробки передач.

Подсчет ускорений удобно вести табличным методом, используя данные динамического паспорта автомобиля.

Таблица 2.4

Данные для расчета ускорений автомобиля

$\Omega$	$V_1$	$V_2$	$V_3$	$V_4$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_3$	$J_1$	$J_2$	$J_3$	$J_4$
$\Omega_{\min}$	$V_{\min}$											
$\Omega_2$												
$\Omega_3$												
.....												
$\Omega_v$				$V_{\max}$								

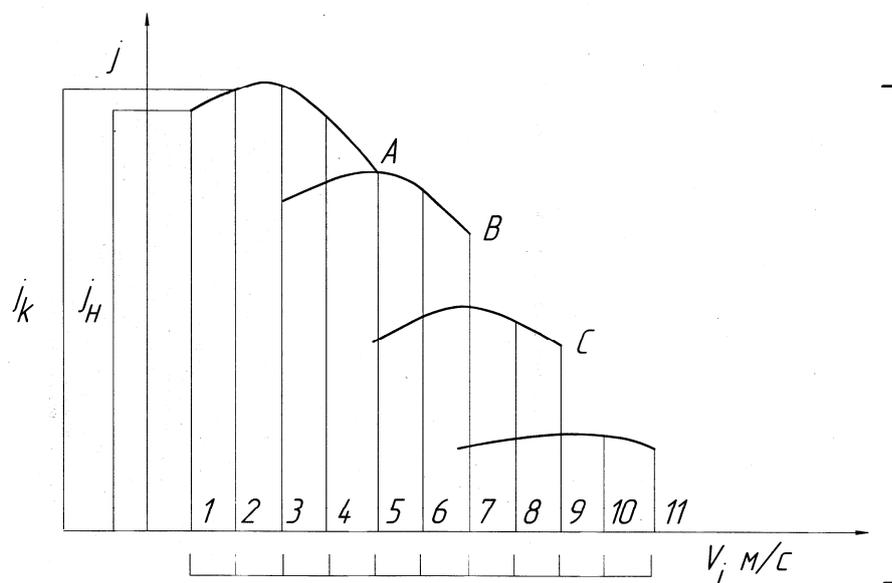


Рис. 2.4. График ускорений грузового автомобиля

## 2.5. Время и путь разгона автомобиля

Время разгона автомобиля определяется с использованием графика ускорений (рис. 2.4). С этой целью кривые ускорений разбиваются на ряд участков  $\Delta V$ . При этом предполагается, что на каждом участке от  $V_1$  до  $V_2$ , от  $V_2$  до  $V_3$  и так далее, автомобиль разгоняется с постоянным средним ускорением

$$j_{cp} = \frac{j_n + j_k}{2}, \text{ м/с}^2, \quad (2.19)$$

где  $j_n, j_k$  – соответственно, ускорение в начале и конце участка,  $\text{м/с}^2$ .

При изменении скорости на участке от  $V_n$  (скорость в начале участка) до  $V_k$  (скорость в конце участка) среднее ускорение равно приращению скорости  $\Delta V$ , деленному на время  $t_i$  движения на участке

$$j_{cp} = \frac{V_k - V_n}{t_i} = \frac{\Delta V}{t_i}, \text{ м/с}^2, \quad (2.20)$$

где  $\Delta V = V_k - V_n$ ,  $\text{м/с}^2$ .

Для получения допустимой точности расчетов интервал скоростей должен находиться в пределах от 0,5...0,8 м/с на 1-й передаче до 2,8...4,2 м/с – на высшей передаче; 1,4...2,8 м/с – на промежуточных передачах.

Время движения автомобиля на каждом участке определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta V_i}{j_{cpi}}, \text{ с.} \quad (2.21)$$

Точки  $A, B$ , и  $C$  пересечения или окончания кривых ускорений на различных передачах определяют скорости, при которых следует производить переключение передач, чтобы интенсивность разгона была максимальной.

При переключении передачи в процессе разгона происходит разрыв потока мощности от двигателя к ведущим колесам, в результате происходит снижение скорости.

Снижение скорости за время переключения передач определяется формулой

$$\Delta V_{nep} = 9,3 t_{nep} \cdot \psi, \text{ м/с} \quad (2.22)$$

Время переключения передач  $t_{nep}$  в среднем составит:

- для передач без синхронизатора –  $t_{nep} = 2 \dots 4$  с;
- для передач с синхронизаторами –  $t_{nep} = 1 \dots 2$  с;
- для полуавтоматической трансмиссии –  $t_{nep} = 0,5$  с.

Скорость начала разгона на каждой последующей передаче определяется как

$$V_1 = V_n - V_{nep}, \text{ м/с} \quad (2.23)$$

где  $V_n$  – конечная скорость, достигнутая автомобилем при его разгоне на предыдущей передаче, м/с;

$V_{пер}$  – снижение (потеря) скорости в процессе переключения передачи, м/с.

Общее время разгона получается путем суммирования промежутков времени разгона на отдельных участках

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_i, \text{с} \quad (2.24)$$

Путь разгона на участке  $S_i$  определяется при помощи графика (рис. 2.5) времени разгона по формуле

$$\Delta S_i = \Delta V_{cp} \cdot \Delta t_{cp}, \text{м}, \quad (2.25)$$

где  $\Delta V_{cp}$  – средняя скорость на участке в м/с.

Средняя скорость на участке принимается равномерной и определяется по формуле

$$\Delta V_{cp} = \frac{V_n - V_k}{2}, \text{м/с}. \quad (2.26)$$

Расчет пути разгона производится по тем же участкам по скорости, что и при расчете времени разгона.



Рис. 2.5, а. График времени разгона автомобиля

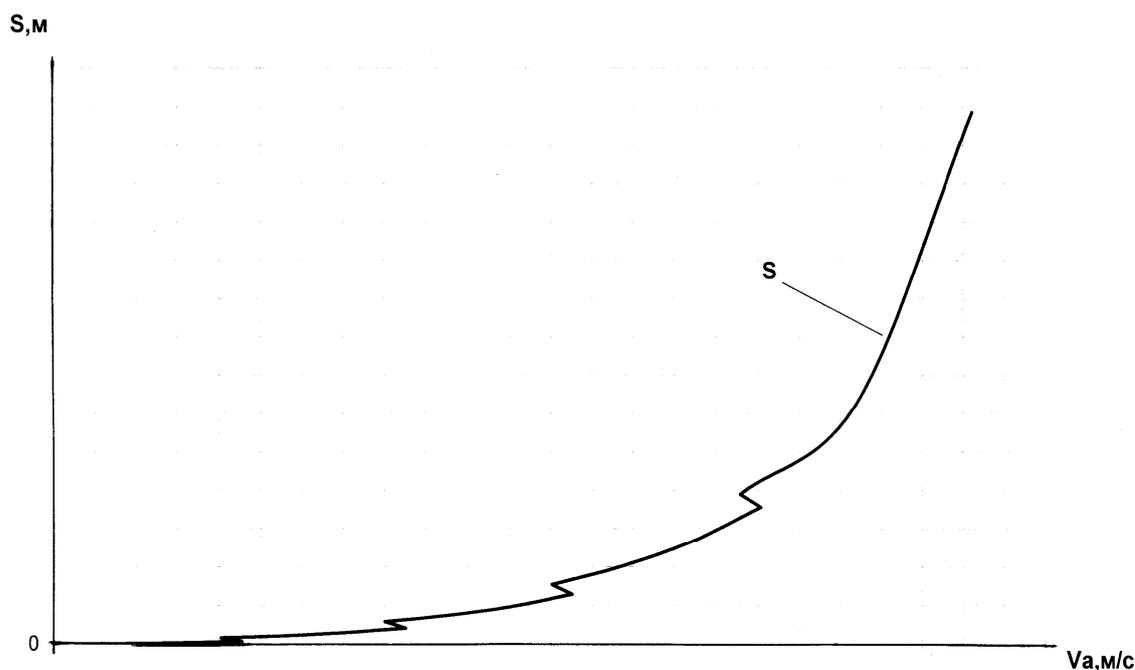


Рис. 2.5, б. График пути разгона автомобиля

Для построения графика времени и пути разгона автомобиля удобно использовать табл. 2.5.

Ниже приводятся графики ускорений автомобиля с поэтапным определением времени и пути разгона.

## 2.6. Тормозная динамика автомобиля

Для построения графиков необходимо рассчитать время торможения  $t_m$  путь торможения  $S_m$  и полный остановочный путь  $S_o$  по формулам:

$$t_m = \frac{k_э \cdot V_o}{g(\varphi_x + \psi)}, \text{ с}; \quad (2.29) \quad S_m = \frac{k_э \cdot V_o^2}{2g(\varphi_x + \psi)}, \text{ м}; \quad (2.30)$$

$$S_o = V_o \left( t_p + t_1 + \frac{t_2}{2} \right) + \frac{k_э \cdot V_o^2}{2g(\varphi_x + \psi)}, \text{ м}, \quad (2.31)$$

где  $V_o$  — скорость автомобиля в начале торможения, м/с;

$t_p$  — время реакции водителя, равное 0,5 ... 1,3 с;

$t_1$  — время срабатывания тормозов:

— для гидравлического привода — 0,1 ... 0,2 с;

— для пневматического привода — 0,4 ... 0,8 с;

$t_2$  — время нарастания замедления — 0,5 ... 0,6 с;

$k_э = 1,2 \dots 1,4$  — коэффициент эффективности действия тормозов.

Коэффициент  $\varphi_x$  и  $\psi$  выбираются по таблице в зависимости от дорожных условий.

Основными расчетными вариантами для данного раздела являются:

- а) сухая горизонтальная асфальтобетонная дорога  $\varphi_x = 0,7 \dots 0,8$ ;
- б) обледенелая дорога  $\varphi_x = 0,1$ .

Расчет ведется для 5 ... 6 значений скорости в интервале от  $V = 0$  до  $V = V_{amax}$ . Результаты расчета сводятся в таблицу.

Таблица 2.6

Результаты расчета

Параметры		$V_1$	$V_2$	$V_3$	$V_4$	$V_5$	$V_{amax}$
$t_m$							
$S_m$							
$S_j$							

По данным расчета строится график. Результаты расчета анализируются.

### 3 Топливная экономичность автомобиля

Расчет топливной экономичности сводится к построению топливно-экономической характеристики. Топливо-экономическая характеристика строится для высшей передачи в коробке передач и полностью груженого автомобиля. На графике наносятся три кривые зависимости  $g_n = f(V)$  л/100 км, соответствующие трем различным коэффициентам сопротивления дороги  $\psi$ .

Путевой расход топлива определяется по методу Шлиппе И.С.:

$$g_n = \frac{g_N \cdot k_u \cdot k_\omega \cdot (P_d + P_e)}{36000 \cdot \rho_m \cdot \eta_{TP}}, \text{ л/100 км,} \quad (3.1)$$

где  $g_n$  – минимальный удельный расход топлива при  $N_{e \max}$ ;

$$g_N = (1,05 \dots 1,15) g_{e \min};$$

$g_{e \min}$  – минимальный удельный расход топлива двигателем;

$$g_{e \min} = 210 \dots \text{ и } 240 \text{ г/кВт ч – дизельные двигатели;}$$

$$g_{e \min} = 280 \dots 320 \text{ г/кВт ч – карбюраторные двигатели;}$$

$\rho_m$  – плотность топлива:

$$S_m = 0,74 \text{ кг/л – бензин;}$$

$$S_m = 0,83 \text{ кг/л – дизельное топливо.}$$

$k_\omega$  – коэффициент, характеризующий скоростной режим работы двигателя;

$$k_\omega = 1,23 - 0,792 \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right) + 0,58 \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \quad (3.2)$$

$k_u$  – коэффициент, характеризующий нагрузочный режим двигателя:

– дизельные двигатели:  $k_u = 1,7 - 2,63 \cdot u + 1,92 \cdot u^2$  (3.2, а)

– карбюраторные двигатели:  $k_u = 2,75 - 4,61 \cdot u + 2,86 \cdot u^2$  (3.2, б)

$u$  – степень использования мощности двигателя

$$u = \frac{N_o + N_e}{N_e + \eta_{mp}}, \quad (3.4)$$

Путевой расход топлива рассчитывается для разных дорожных условий. Принято расчет вести для следующих коэффициентов дорожного сопротивления:

$$\psi_1 = fv; \quad \psi_3 = 0,8D_{\max}; \quad \psi_2 = \frac{\psi_1 + \psi_3}{2},$$

где  $D_{\max}$  – максимальное значение динамического фактора на высшей передаче.

Результаты расчета заносятся в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 Показатели топливной экономичности автомобиля

$\omega_e$	$V$ , м/с	$g_n$ , л/100 км $\psi_1 = fv$	$g_n$ , л/100 км $\psi_2$	$g_n$ , л/100 км $\psi_3$
$\omega_{\min}$	$V_{\min}$			
$\omega_2$				
$\omega_3$				
.....				
$\omega_V$				

По результатам расчета строят график  $g_n = f(V, \psi)$ , определяя наименьшие расхода топлива (кривая «аб») и наибольшие расходы топлива (кривая «cd») для заданных дорожных условий.

Наибольшие возможные скорости движения в данном случае удобно находить, используя равенство  $D = \psi$ .

Рекомендуется следующая последовательность расчета.

Вначале проводим расчет для коэффициента дорожного сопротивления  $\psi_1 = f_v$ .

Принимаем исходные данные для подсчета формулы (3.1)  $g_{e \min}$ ;

Находим значение  $g_N = (1,05 \dots 1,15)g_{e \min}$ , значение  $\eta_{mp}$  – к.п.д. трансмиссии нам известно из предыдущих расчетов.

Находим первое значение коэффициента  $k_\omega$  по следующей формуле

$$k_\omega = 1.23 - 0.792 \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right) + 0.58 \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2,$$

где  $\omega_e = \omega_{\min}$ ;

$\omega_N$  – значение  $\omega$  при  $N_{e \max}$ .

Далее находим  $k_u$  по следующей формуле (3.3, а) или (3.3, б) в зависимости от варианта задания.

Для нахождения  $k_u$  в начале определим

$$u = \frac{N_D + N_B}{N_e \eta_{mp}} \text{ для своего значения скорости.}$$

Так как  $V_a = V_{\min}$  (при  $\omega_e = \omega_{\min}$ ) при движении автомобиля на высшей передаче, то для этого же значения скорости берем значение  $N_D$  и  $N_B$  из графика мощностного баланса.

Таким образом, для первого значения скорости автомобиля  $V_a = V_{\min}$  на высшей передаче мы определили значения  $k_\omega$  и  $k_u$ .

Значения  $(P_D + P_e)$  формулы (3.1) можно взять из тягового баланса при  $V_a = V_{a \min}$  при ( $\omega_e = \omega_{\min}$ ) при движении автомобиля на высшей передаче.

Определив необходимые составляющие формулы (3.1), мы можем подсчитать значение  $g_n$  для скорости  $V_a = V_{a \min}$  на высшей передаче при  $\psi_{1=v}$ .

Далее все то же проделываем для второго значения скорости  $V_a = V_{a_2}$  ( $\omega_e = \omega_2$ ) при движении автомобиля на высшей передаче. Так же для  $V_a = V_{a_3}$  ( $\omega_e = \omega_3$ ) и т.д. для всего диапазона скоростей движения автомобиля на высшей передаче.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

## Основная литература

1. Хусаинов А. Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля [Электронный ресурс]: учеб. пособие для студентов направления "Наземные транспортно-технологические комплексы по профилю 190100.62 - Автомобиле- и тракторостроение / А. Ш. Хусаинов. - Ульяновск: УлГТУ, 2011. - 109 с. - ЭБС "Единое окно".

## Дополнительная литература

1. Автомобили [Электронный ресурс]: рек. УМО вузов по образованию в области агроинженерии в качестве учебника / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский; Под ред. А.В. Богатырева. - 3-е изд., стер. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 655 с. - ЭБС "Знаниум".
2. Автомобильный транспорт [Текст] : ежемес. науч.-произв. журн. / М-во автомоб. транспорта РСФСР, ЦК профсоюза рабочих автомоб. транспорта и шоссейных дорог. - М. : Транспорт, 1923 -.
3. Автомобильная промышленность [Текст] : ежемес. науч.-техн. журн. / М-во автомоб. пром-сти. - М. : Машиностроение, 1930 -.

## Краткая техническая характеристика легковых автомобилей

Параметры автомобиля	Марка автомобиля					
	ВАЗ 2105	ВАЗ 2106	ВАЗ 2107	ВАЗ 2109	М 2141	ГАЗ 3110
1	2	3	4	5	6	7
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
Марка двигателя	ВАЗ 2103	ВАЗ 2106	ВАЗ2103	ВАЗ 2111-74	УЗАМ 248	ЗМЗ
Собственная масса, кН	9.45	10.50	10.30	9.45	10.70	14.00
в т.ч. на переднюю ось, кН	5.12	5.67	5.56	5.12	5.5	1.00
на заднюю ось, кН	4.33	4.83	4.74	4.33	5.2	7.00
Полная масса, кН	13.45	14.50	15.10	13.70	14.70	17.90
в т.ч. на переднюю ось, кН	6.32	6.67	6.20	6.70	7.75	8.55
на заднюю ось, кН	7.13	7.83	8.90	7.00	6.95	9.35
Максимальная скорость, км/ч	145	152	152	148	155	140
Контрольный расход топлива, л/100	8	8.5	8	6	6.5	10
Размеры шин, мм (дюйм)	155-330	165-330	165-330	165-330	175/70	195/65
	6.15-13	R 13	R 13	R 13	R 14	R 15
Передаточные числа: главной передачи коробки передач	4.3	4.1	3.9	3.7	3.9	3.9
	3.75	3.24	3.67	3.67	3.55	3.78
	2.30	1.95	2.10	1.95	2.05	2.19
	1.49	1.29	1.36	1.36	1.37	1.30
	1.00	1.00	1.00	0.94	0.95	1.00
	з.х - 3.87	з.х.- 3.34	0.82	0.78	0.73	0.79
		з.х.- 3.53	з.х - 3.50	з.х.- 3.36	з.х.- 3.2	

Краткая техническая характеристика грузовых автомобилей

Параметры автомобиля	Марка автомобиля				
	ЗиЛ-130	Урал 377	Камаз 5320	Маз 5335	Краз 257
1	2	3	4	5	6
Колесная формула	4x2	6x4	6x4	4x2	6x4
Марка двигателя	ЗиЛ-130	ЗиЛ-375	Камаз -740	ЯМЗ- 236	ЯМЗ-238
Грузоподъемность, кН	60	75	80	80	120
Собственная масса, кН	43	72.75	70.8	67.25	102.85
в т.ч. на переднюю ось, кН	21.2	34.10	33.2	34.25	41.30
на тележку или заднюю ось, кН	21.28	38.65	37.6	33.0	61.55
Полная масса, кН	105.25	150	153	149.5	226.0
в т.ч. на переднюю ось, кН	26.25	40	43.75	49.5	46.0
на тележку или заднюю ось, кН	79.0	110	109.3	100	180.0
Максимальная скорость, км/ч	90	75	80	85	68
Контрольный расход топлива, л/100 км	28	46	30	22	36
Размеры шин, мм (дюйм)	260-508 (9-20)	320-508 (12-20)	260 (9-20)	300 (11-20)	320-508 (12-20)
Передаточные числа	6.32	8,05	7.22	7.73	8.21
	-	1.3 и 2.15			1.23 и 2.28
	7.44	6.17	7.82	5.26	5.26
	4.10	3.40	6.38	2.90	2.90
	2.29	1.79	4.03	1.52	1.52
1	1.47	1.0	3.29	1.0	1.0
	2	3	4	5	6
	1.0 з.х.-7.09	0.78 з.х.-6.60	2.5	0.66 з.х.-5.48	0.66 з.х.-5.48

## Приложение 3

## Габаритные размеры легковых автомобилей

Габаритные размеры	2105	2106	2107	2109	2141	3110
1	2	3	4	5	6	7
С (высота, мм)	1446	1446	1446	1400	1400	1422
В (ширина, мм)	1620	1611	1620	1750	1790	1800
К (длина, мм)	4145	4116	4145	4006	4350	4895
Д (база, мм)	2424	2424	2424	2460	2580	2800

## Приложение 4

## Габаритные размеры грузовых автомобилей

Габаритные размеры	ЗИЛ 130	Урал 377	КамАЗ 5320	МАЗ 5335	КрАЗ 257
1	2	3	4	5	6
С (высота, мм)	2400	2560	2910	2750	2670
В (ширина, мм)	1800	2020	2010	1950	1950
К (длина, мм)	6675	7611	7395	8530	9640
Д (база, мм)	3800	3525+1400	3190+1320	5000	5050+1400

Таблица 2.5

Номера участ-ков	$V$ , м/с	$J_a$ , м/с <sup>2</sup>	$\Delta V$ , м/с	$J_{acc}$ , м/с <sup>2</sup>	$t_{cp}$ , с	$\Delta V_{cp}$ , м/с	$\Delta S$ , м	$T$ , с	$S$ , м
Первая передача									
1	$V'_1$	$j'_1$						О	Р
2	$V'_2$	$j'_2$	$V'_2 - V'_1$	$\frac{j'_1 + j'_2}{2}$	$t'_1$	$\frac{V'_1 + V'_2}{2}$	$\Delta S'_1$	$t'_1$	$\Delta S'_1$
3	$V'_3$	$j'_3$	$V'_3 - V'_2$	$\frac{j'_3 + j'_2}{2}$	$t'_2$	$\frac{V'_3 + V'_2}{2}$	$\Delta S'_2$	$t'_1 + t'_2$	$\Delta S'_1 + \Delta S'_2$
...									
$n-1$	$V'_n$	$j'_n$	$V'_n - V'_{n-1}$	$\frac{j'_{n-1} + j'_n}{2}$	$t'_{n-1}$	$\frac{V'_{n-1} + V'_n}{2}$	$\Delta S'_{n-1}$	$t'_1 + t'_2 + \dots + t'_{n-1} = \Sigma T'$	$\Delta S'_1 + \Delta S'_2 + \dots + \Delta S'_{n-1} = \Sigma S'$

Окончание табл. 2.5

Номера участ-ков	$V$ ,	$J_a$ ,	$\Delta V$ , м/с	$J_{acc}$ ,	$t_{cp}$ ,	$\Delta V_{cp}$ ,	$\Delta S$ , м	$T$ , с	$S$ , м
------------------	-------	---------	---------------------	-------------	------------	-------------------	-------------------	------------	------------

	м/с	м/с <sup>2</sup>		м/с <sup>2</sup>	с	м/с			
Вторая передача									
1	$V_1''$	$j_1''$						$\Sigma T' + t_{nep}$	$\Sigma S' + S'_{nep}$
			$V_2'' - V_1''$	$\frac{j_1'' + j_2''}{2}$	$t_1''$	$\frac{V_1'' + V_2''}{2}$	$\Delta S_1''$		
2	$V_2''$	$j_2''$						$\Sigma T' + t_{nep} + t_1''$	$\Sigma S' + S'_{nep} + \Delta S_1''$
			$V_3'' - V_2''$	$\frac{j_3'' + j_2''}{2}$	$t_2''$	$\frac{V_3'' + V_2''}{2}$	$\Delta S_2''$		
3	$V_3''$	$j_3''$						$\Sigma T' + t_{nep} + t_1'' + t_2''$	$\Sigma S' + S'_{nep} + \Delta S_1'' + \Delta S_2''$
...									
			$V_n'' - V_{n-1}''$	$\frac{j_{n-1}'' + j_n''}{2}$	$t_{n-1}''$	$\frac{V_{n-1}'' + V_n''}{2}$	$\Delta S_{n-1}''$		
$n-1$	$V_n''$	$j_n''$						$\Sigma T''$	$\Sigma S''$

Третья передача  
и т.д.

Владимир Ильич Прядкин  
Владимир Сергеевич Волков  
Федор Федорович Фатхулин

КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА  
ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И  
ОБОРУДОВАНИЯ

Методические указания к выполнению курсовой работы  
для студентов по направлению подготовки 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов  
Профили «Автомобили и автомобильное хозяйство»;  
«Автомобильный сервис»

Редактор А. С. Люлина

Подписано в печать 14.10.2015. Формат 60×90/16.  
Усл. печ. л. 2,94. Уч.-изд. л. 3.1. Тираж 32 экз. Заказ 375  
ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»  
РИО ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». 394087, г. Воронеж, ул. Тимирязева, 8  
Отпечатано в УОП ФГБОУ ВО «ВГЛТУ»  
394087, г. Воронеж, ул. Докучаева, 10