

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

Кафедра автомобильного транспорта

# ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания к курсовому проектированию  
по дисциплине «Конструкция и потребительские  
свойства автомобилей»

Составитель  
Р. В. Нуждин



Владимир 2018

УДК 629.33  
ББК 39.33-01  
Т99

Рецензент  
Кандидат технических наук  
профессор кафедры автотранспортной и техносферной безопасности  
Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых  
*Ф. П. Касаткин*

Печатается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

**Тяговый** расчет автомобиля : метод. указания к курсовому  
Т99 проектированию по дисциплине «Конструкция и потребит. свойства автомобилей» / Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых ;  
сост. Р. В. Нуждин. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2018. – 36 с.

Изложены краткие теоретические положения и указания по выбору исходных данных, построению теоретической скоростной характеристики двигателя, расчету тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобилей при выполнении проектировочных и проверочных расчетов.

Предназначены для студентов по направлению подготовки 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов (бакалавр).

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Табл. 10. Ил. 10. Библиогр.: 7 назв.

УДК 629.33  
ББК 39.33-01

## ВВЕДЕНИЕ

Тяговый расчет проводится либо на этапе проектирования нового автомобиля, либо для проверки и исследования заявленных тягово-скоростных и топливно-экономических качеств существующего.

Задача тягового расчета при проектировании нового автомобиля – определение основных параметров двигателя и трансмиссии, которые обеспечат заданные тягово-скоростные качества.

Проектировочный тяговый расчет включает следующие основные этапы:

1. Выбор и обоснование исходных данных.
2. Определение полной массы автомобиля.
3. Выбор шин для автомобиля и определение радиуса колеса.
4. Расчет параметров двигателя.
5. Построение скоростной характеристики двигателя.
6. Определение передаточного числа главной передачи.
7. Определение передаточных чисел коробки передач.
8. Построение тягово-скоростной характеристики автомобиля.
9. Построение динамической характеристики автомобиля.
10. Определение параметров разгона автомобиля.
11. Построение топливно-экономической характеристики автомобиля.
12. *Заключение.* Сравнение полученных характеристик автомобиля с существующими аналогами.

Этапы проверочного тягового расчета определяются исходя из поставленных задач. Исходные данные при этом принимаются в соответствии с параметрами исследуемого автомобиля.

## 1. Выбор и обоснование исходных данных

Исходные данные для тягового расчета выбираются с учетом поставленных задач. В случае проектирования нового автомобиля выполняется анализ технических характеристик и конструкций выпускаемых автомобилей того же класса, что и проектируемый. При этом исследуются тенденции в изменении таких параметров, как снаряженная масса, полезная нагрузка (грузоподъемность и пассажироместность), габаритные размеры, тип и основные характеристики двигателя, тип трансмиссии, количество передач (в случае ступенчатой трансмиссии). В качестве исходных данных принимаются оптимальные значения параметров. Если в задании на проектирование указаны определенные значения отдельных параметров, то они принимаются в неизменном виде.

При выполнении проверочного расчета определенного автомобиля исходные данные (снаряженная и полная масса, размер шин, геометрические размеры автомобиля, максимальная мощность двигателя и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала, передаточные числа трансмиссии) принимаются в строгом соответствии с техническими характеристиками, заявленными производителем. На источник информации о технических характеристиках автомобиля должна быть ссылка в тексте.

## 2. Определение полной массы автомобиля

Полная масса  $M_a$  автомобиля определяется по формуле

$$M_a = M_0 + M_{\text{п}} \cdot n + M_{\text{Г}}, \quad (1)$$

где  $M_0$  – собственная масса автомобиля, кг;  $M_{\text{п}}$  – масса пассажира (принимается равной 75 кг);  $M_{\text{Г}}$  – для грузовых автомобилей – грузоподъемность, для пассажирских – масса багажа, кг,  $n$  – количество мест в транспортном средстве.

## 3. Подбор шин для автомобиля и определение радиуса колеса

Размер шин устанавливается исходя из наибольшей нагрузки, приходящейся на одно колесо, и максимальной скорости движения по ГОСТ Р 52900-2007 – для легковых автомобилей и по ГОСТ Р

52899-2007 – для грузовых. Кроме указанных параметров при выборе типа и модели шин следует учитывать условия эксплуатации.

Нагрузка  $q$ , приходящаяся на одно колесо, рассчитывается по формуле

$$q = \frac{M_a g k}{n}, \quad (2)$$

где  $g$  – ускорение свободно падающего тела,  $\text{м/с}^2$ ;  $k$  – доля нагрузки, приходящейся на ось;  $n$  – число колес на оси.

При выборе шин для грузового автомобиля и автобуса следует учитывать, что несущая способность сдвоенных шин ниже, чем одинарных.

По выбранной шине определяют статический радиус колеса  $r_{ст}$ , который условно считают равным радиусу качения

$$r_{ст} = 0,5d_o + H(1 - \lambda^*), \quad (3)$$

где  $d_o$  – диаметр обода колеса,  $\text{м}$ ;  $H$  – высота профиля шины,  $\text{м}$ ;  $\lambda^*$  – коэффициент деформации шины.

При полной массе автомобиля и твердой опорной поверхности коэффициент деформации стандартных и широкопрофильных шин находится в пределах от 0,1 до 0,16, а пневмокатков и арочных шин – от 0,2 до 0,3. В дальнейшем принимаем, что статический радиус равен динамическому.

## 4. Расчет параметров двигателя

### 4.1. Определение мощности двигателя при максимальной скорости автомобиля

Мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля с максимальной скоростью, определяется из уравнения мощностного баланса для случая равномерного движения по горизонтальной поверхности с максимальной скоростью

$$N_{V_{\max}} \eta_{тр} = N_W + N_f,$$

где  $N_{V_{\max}}$  – мощность на валу двигателя, необходимая для движения с максимальной скоростью;  $\eta_{тр}$  – коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии на передаче, при которой достигается максимальная скорость;  $N_W$  – мощность, затрачиваемая на преодоление силы со-

противления воздуха;  $N_f$  – мощность, затрачиваемая на преодоление силы сопротивления качению.

Представив уравнение (4) в развернутом виде и разделив обе части на КПД трансмиссии, получим

$$N_{V_{\max}} = \left( \frac{C_x \rho}{2000} F_a v_{\max}^3 + \frac{M_a g f_v v_{\max}}{1000} \right) \frac{1}{\eta_{\text{тр}}}, \quad (4)$$

где  $C_x$  – коэффициент лобового сопротивления;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $F_a$  – площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную к его продольной оси, м<sup>2</sup>;  $v_{\max}$  – максимальная скорость автомобиля, м/с;  $M_a$  – полная масса автомобиля, кг;  $f_v$  – коэффициент сопротивления качению

$$f_v = f_0 \left( 1 + \frac{v_{\max}^2}{1500} \right), \quad (5)$$

$f_0$  – коэффициент сопротивления качению при малых скоростях (до 22 м/с).

Коэффициент лобового сопротивления принимают в следующих пределах:

- легковые автомобили – 0,26 ... 0,38;
- автобусы: капотной компоновки – 0,75 ... 0,9; вагонной компоновки городские – 0,7 ... 0,8; вагонной компоновки междугородные – 0,5 ... 0,6;
- грузовые автомобили: бортовые – 0,7 ... 0,95; с кузовом фургон – 0,45 ... 0,65;
- автопоезда – 1,4 ... 1,55 [4].

Площадь проекции автомобиля

$$F_A = H_{\Gamma} B_{\Gamma} q, \quad (6)$$

где  $H_{\Gamma}$  – габаритная высота автомобиля, м;  $B_{\Gamma}$  – габаритная ширина автомобиля, м;  $q$  – коэффициент заполнения формы сечения (для легковых автомобилей – 0,75 – 0,8; для грузовых с бортовой платформой – 0,7 – 0,8; для грузовых с кузовом фургон и автобусов – 0,8 – 0,95).

Плотность воздуха и ускорение свободного падения по ГОСТ 4401-81 [3] на уровне моря и температуре окружающего воздуха 15 °С составляют:  $\rho = 1,225$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Коэффициент сопротивления качению может изменяться в широких пределах, что обусловлено степенью деформации шин, состоянием опорной поверхности, реализуемым на колесе моментом и другими факторами. На практике осредненный коэффициент сопротив-

ления качению определяют экспериментально для конкретных дорожных условий и шин.

Для целей предварительного расчета параметров автомобиля коэффициент сопротивления качению при малых скоростях  $f_0$  можно принять по табл. 1.

КПД трансмиссии обусловлен механическими потерями на трение (в зубчатых зацеплениях, карданных шарнирах, подшипниках и т. п.) и гидравлическими потерями, связанными с перемешиванием и разбрызгиванием масла в механизмах трансмиссии. Значения КПД трансмиссии различных типов автомобилей приведены в табл. 2.

Таблица 1. Значение коэффициента сопротивления качению [5, 6]

Тип дороги	Коэффициент $f_0$
Асфальтобетонное покрытие:	
в хорошем состоянии	0,010 ... 0,015
удовлетворительном состоянии	0,018 ... 0,020
Гравийное покрытие в хорошем состоянии	0,020 ... 0,025
Грунтовая дорога сухая, укатанная	0,025 ... 0,030
Песок:	
влажный	0,08 ... 0,15
сухой (сыпучий)	0,15 ... 0,30

Таблица 2. КПД трансмиссии на различных передачах

Автомобиль	Передача	КПД трансмиссии
Легковой	Прямая	0,92
	Промежуточные и ускоряющая	0,91
	Первая	0,90
Автобус	На всех передачах	0,85 ... 0,89
Грузовой	Высшая	0,87
	Промежуточные	0,86
	Первая	0,85
Повышенной проходимости	Высшая	0,85
	Пониженная	0,80

При выборе и обосновании КПД трансмиссии следует учитывать номенклатуру механизмов, входящих в состав трансмиссии. До-

полнительные ведущие мосты, карданные передачи и раздаточные коробки снижают значение КПД трансмиссии на всех передачах.

Для автомобилей с гидромеханической трансмиссией КПД трансмиссии определяется как произведение механического  $\eta_m$  и гидравлического  $\eta_{гид}$  КПД [5]

$$\eta_{тр} = \eta_m \eta_{гид}.$$

Гидравлический КПД зависит от параметров гидротрансформатора и режима его работы.

#### 4.2. Определение максимальной мощности двигателя

Максимальная мощность двигателя определяется по формуле

$$N_{max} = \frac{N_{vmax}}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \quad (7)$$

где  $\lambda = \frac{\omega_{max}}{\omega^*}$  – отношение угловой скорости вращения коленчатого вала при максимальной скорости к угловой скорости при максимальной мощности;  $a, b, c$  – коэффициенты.

Для легковых автомобилей с бензиновым двигателем без ограничителя угловой скорости вращения коленчатого вала  $\lambda = 1,05 \dots 1,1$ . На двигателях грузовых автомобилей и автобусов обычно устанавливается ограничитель, тогда  $\lambda = 0,8 \dots 0,9$ . Для автомобилей с дизельным двигателем  $\lambda = 1,0$ . Коэффициенты  $a, b, c$  для бензиновых двигателей без регулирования фаз газораспределения равны единице; для четырехтактных дизельных двигателей  $a = 0,53$ ;  $b = 1,56$ ;  $c = 1,09$ .

#### 4.3. Построение скоростной характеристики двигателя

Если известны максимальная мощность двигателя  $N_{max}$ , угловая скорость вращения коленчатого вала при максимальной мощности  $\omega^*$ , то теоретическая скоростная характеристика двигателя при полной подаче топлива может быть построена по формуле

$$N_e = N_{max} \left[ a \frac{\omega_e}{\omega^*} + b \left( \frac{\omega_e}{\omega^*} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_e}{\omega^*} \right)^3 \right], \quad (8)$$

где  $N_e, \omega_e$  – текущие значения мощности и угловой скорости вращения коленчатого вала.

Максимальная угловая скорость вращения коленчатого вала  $\omega_{\max}$  может варьироваться в широких пределах в зависимости от типа двигателя, его рабочего объема, требуемого ресурса и других факторов. Для бензиновых двигателей легковых автомобилей  $\omega_{\max}$  обычно находится в пределах  $600 \dots 680 \text{ с}^{-1}$ , для дизелей грузовых автомобилей и автобусов –  $150 \dots 260 \text{ с}^{-1}$ . Тогда угловая скорость вращения при максимальной мощности

$$\omega^* = \frac{\omega_{\max}}{\lambda}.$$

Для построения скоростной характеристики по уравнению (8) можно ограничиться 6 – 7 точками в диапазоне угловых скоростей от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$ . На скоростной характеристике обязательно должна присутствовать точка  $\omega^*$ , соответствующая максимальной мощности двигателя.

Минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала  $\omega_{\min}$  принимается в пределах  $50 \dots 100 \text{ с}^{-1}$  (верхний предел берется для быстроходных двигателей, нижний – для дизелей).

Крутящий момент рассчитывается по формуле

$$M_e = N_e / \omega_e, \quad (9)$$

где  $N_e$  – текущее значение мощности, Вт;  $\omega_e$  – текущее значение угловой скорости вращения коленчатого вала,  $\text{с}^{-1}$ .

По полученным значениям  $N_e$ ,  $M_e$  и  $\omega_e$  строят скоростную характеристику двигателя (рис. 1).

Скоростная характеристика двигателя используется для расчета показателей динамичности и топливной экономичности автомобиля.

#### 4.4. Определение рабочего объема и выбор двигателя

Рабочий объем двигателя определяем по известным значениям максимальной мощности  $N_{\max}$  и соответствующим ей оборотам двигателя  $\omega^*$ :

$$V_h = \frac{12N_{\max}}{P_e \omega^*}, \quad (10)$$

где  $P_e$  – среднее эффективное давление при максимальной мощности, МПа (табл. 3);  $N_{\max}$  – максимальная мощность двигателя, кВт.

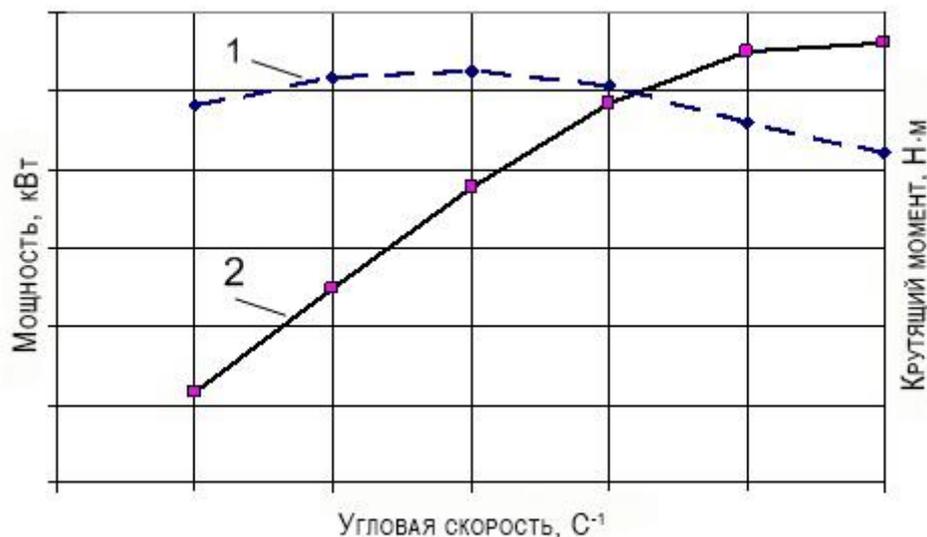


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя:  
1 – крутящий момент; 2 – мощность

Таблица 3. Среднее эффективное давление при максимальной мощности

Четырёхтактный двигатель	$P_e$ , МПа
Бензиновый	0,95 – 1,1
Дизель	0,6 – 2,0

Полученные в результате ориентировочного расчета величины  $N_{max}$ ,  $\omega^*$  и  $V_h$  позволяют выбрать двигатель из числа выпускаемых, если это предусмотрено в задании на проектирование. В этом случае на графике, где построена ориентировочная скоростная характеристика, строится характеристика выбранного двигателя, которая и является основой для дальнейшего расчета.

## 5. Определение параметров механической трансмиссии

### 5.1. Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи  $i_0$  находят из условия достижения автомобилем максимальной скорости на горизонтальной дороге с твердым покрытием на высшей передаче (без учета ускоряющей). Максимальная скорость автомобиля определяется по формуле

$$v_{\max} = \frac{r_{\text{ст}} \omega_{\max}}{i_0 i_k^*},$$

тогда передаточное число главной передачи

$$i_0 = \frac{r_{\text{ст}} \omega_{\max}}{v_{\max} i_k^*}, \quad (11)$$

где  $i_k^*$  – передаточное число расчетной передачи, при которой достигается максимальная скорость автомобиля.

Для автомобилей, имеющих в приводе раздаточную коробку, фактическое значение передаточного числа  $i_0^*$  главной передачи корректируется с учетом передаточного числа  $i_{\text{рк.в}}$  высшей передачи раздаточной коробки

$$i_0^* = i_0 / i_{\text{рк.в}}.$$

Передаточное число  $i_{\text{рк.в}}$  принимается с учетом конструктивных особенностей раздаточной коробки и назначения автомобиля. Передаточное число  $i_{\text{рк.в}}$  можно принимать равным единице для раздаточных коробок с соосным и несоосным расположением выходных валов. Если  $i_{\text{рк.в}}$  принимается больше единицы (обычно 1,15 ... 1,3), то это позволяет уменьшить вертикальный размер главной передачи и увеличить просвет между редуктором ведущего моста и дорогой за счет уменьшения передаточного числа главной передачи. Однако при этом увеличиваются нагрузки в карданной передаче.

## 5.2. Определение передаточных чисел коробки передач

Передаточное число первой передачи выбирают из трех условий:

а) преодоление автомобилем заданного максимального дорожного сопротивления  $\psi_{\max}^1$  на первой передаче при равномерном движении;

б) возможность реализации максимального тягового усилия при отсутствии буксования ведущих колес;

в) возможность движения автомобиля с минимальной устойчивой скоростью для удобства маневрирования (4 ... 7 км/ч).

Первое условие можно представить в виде:

- для автомобилей с приводом на одну ось

$$\frac{M_{\max} i_0 i_1 \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} > M_a g \psi_{\max}^1; \quad (12)$$

- для автомобилей с полным приводом

$$\frac{M_{\max} i_0 i_1 i_{\text{рк.в}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} > M_a g \psi_{\max}^1. \quad (13)$$

Преобразовав выражения (12 и 13), получим

$$i_{1a} > \frac{M_a g r_{\text{ст}} \psi_{\max}^1}{M_{\max} i_0 \eta_{\text{тр}}}, \quad (14)$$

$$i_{1a} > \frac{M_a g r_{\text{ст}} \psi_{\max}^1}{M_{\max} i_0 i_{\text{рк.в}} \eta_{\text{тр}}}. \quad (15)$$

Коэффициент общего дорожного сопротивления для легковых автомобилей принимают 0,35 ... 0,4, для грузовых – 0,4... 0,45, для автопоездов не менее 0,18.

Второе условие имеет вид:

- для автомобилей с задними ведущими колесами

$$\frac{M_{\max} i_0 i_1 \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} < m_2 M_2 g \varphi; \quad (16)$$

- для автомобилей с передними ведущими колесами

$$\frac{M_{\max} i_0 i_1 \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} < m_1 M_1 g \varphi; \quad (17)$$

- для полноприводных автомобилей

$$\frac{M_{\max} i_0 i_1 \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} < M_a g \varphi, \quad (18)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления шины с дорогой (для сухого асфальтобетонного покрытия коэффициент сцепления принимается 0,75... 0,85);  $M_2$  ( $M_1$ ) – масса, приходящаяся на заднюю (переднюю) ось автомобиля в статическом состоянии, кг;  $m_2$  ( $m_1$ ) – коэффициент изменения вертикальной реакции на задних (передних) колесах.

Преобразовав выражения (16, 17, 18), получим значение передаточного числа первой передачи, исключающего пробуксовку ведущих колес при разгоне автомобиля:

- с задними ведущими колесами

$$i_{16} < \frac{M_2 m_2 g \varphi r_{\text{ст}}}{M_{\max} i_0 \eta_{\text{тр}} r_{\text{ст}}}; \quad (19)$$

- передними ведущими колесами

$$i_{16} < \frac{M_1 m_1 g \varphi r_{\text{ст}}}{M_{\text{max}} i_0 \eta_{\text{тр}} r_{\text{ст}}}; \quad (20)$$

- полным приводом

$$i_{16} < \frac{M_a g \varphi r_{\text{ст}}}{M_{\text{max}} i_0 \eta_{\text{тр}} r_{\text{ст}}}; \quad (21)$$

Коэффициент изменения вертикальной реакции на колесах определяется по выражениям:

- для передней оси

$$m_1 = \frac{1}{1 + \frac{h\varphi}{L}}; \quad (22)$$

- для задней оси

$$m_2 = \frac{1}{1 - \frac{h\varphi}{L}}, \quad (23)$$

где  $h$  – высота центра масс, м;  $L$  – база автомобиля, м.

Если условие  $i_{1a} < i_1 \leq i_{16}$  не обеспечивается, то передаточное число первой передачи выбирается по условию

$$i_1 = i_{1в} \geq i_{1a},$$

где  $i_{1в}$  – передаточное число первой передачи, обеспечивающее движение с минимальной заданной скоростью  $v_{\text{min}}$ ,

$$i_{1в} = \frac{r_{\text{ст}} \Omega_{\text{min}}}{v_{\text{min}} i_0}. \quad (24)$$

Определив передаточное число первой передачи, рассчитывают передаточные числа промежуточных передач

$$i_K = \sqrt[n-1]{i_1^{(n-k)} i_k^{*(k-1)}}, \quad (25)$$

где  $n$  – число передач в коробке, не считая ускоряющей и передачи заднего хода;  $k$  – порядковый номер рассчитываемой передачи.

При решении вопроса о выборе количества передач необходимо учитывать обеспечение оптимальных тягово-скоростных показателей и топливной экономичности автомобиля, а также опыт автомобилестроения и тенденции его развития.

Оптимальные тягово-скоростные показатели и топливная экономичность в заданных условиях эксплуатации достигаются путем правильного выбора числа передач, диапазона передаточных чисел и плотности ряда передаточных чисел.

Число передач в коробках составляет 4 – 6 для легковых автомобилей, автобусов малой вместимости и грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности. У грузовых автомобилей большой грузоподъемности количество передач 6 – 16. У автомобилей-тягачей – до 24. На автомобили с дизельными двигателями рекомендуется устанавливать коробки с большим числом передач, что обусловлено более узким диапазоном оборотов и низкой приспособляемостью дизельного двигателя.

Диапазон передаточных чисел представляет собой отношение передаточного числа  $u_{к.н}$  низшей передачи коробки передач к передаточному числу  $u_{к.в}$  высшей передачи

$$D = \frac{u_{к.н}}{u_{к.в}}.$$

Диапазон передаточных чисел для легковых автомобилей составляет 3 ... 4,5, для грузовых автомобилей в зависимости от их грузоподъемности и назначения – 5 ... 13.

Плотность ряда передаточных чисел коробки передач определяется соотношением передаточных чисел промежуточных передач. С увеличением количества передач плотность ряда повышается, что улучшает тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобилей. У коробок передач современных автомобилей плотность ряда передаточных чисел находится в пределах 1,1 ... 1,5. При этом должно выполняться условие

$$\frac{u_1}{u_2} > \frac{u_2}{u_3} > \dots > \frac{u_{n-1}}{u_n}. \quad (26)$$

Использование ускоряющей передачи в хороших дорожных условиях позволяет уменьшить расход топлива и снизить износ двигателя. Передаточное число ускоряющей передачи выбирают с учетом условия (26). Обычно передаточное число ускоряющей передачи принимается в пределах 0,7 – 0,85.

## 6. Расчет показателей динамичности автомобиля

Показателями динамичности автомобиля при равномерном движении являются: максимальная скорость движения автомобиля в данных дорожных условиях; значения коэффициентов сопротивления дороги, преодолеваемые автомобилем на различных передачах; значения величин динамического фактора на различных передачах при заданной скорости движения, максимальное ускорение, время и путь разгона до контрольной скорости.

### 6.1. Построение тягово-скоростной характеристики автомобиля

Производительность автомобиля, характеризуемая средней скоростью, зависит от тягово-скоростных качеств. Эти качества определяются всеми действующими на автомобиль продольными силами, равновесие которых можно вычислить с помощью уравнения силового баланса

$$P_T = P_w + P_\psi \pm F_{ин}, \quad (27)$$

где  $P_T$  – сила тяги на ведущих колесах;  $P_w$  – сила сопротивления воздуха;  $P_\psi$  – сила общего дорожного сопротивления;  $F_{ин}$  – сила инерции.

Схема сил, действующих на автомобиль, для общего случая движения показана на рис. 2.

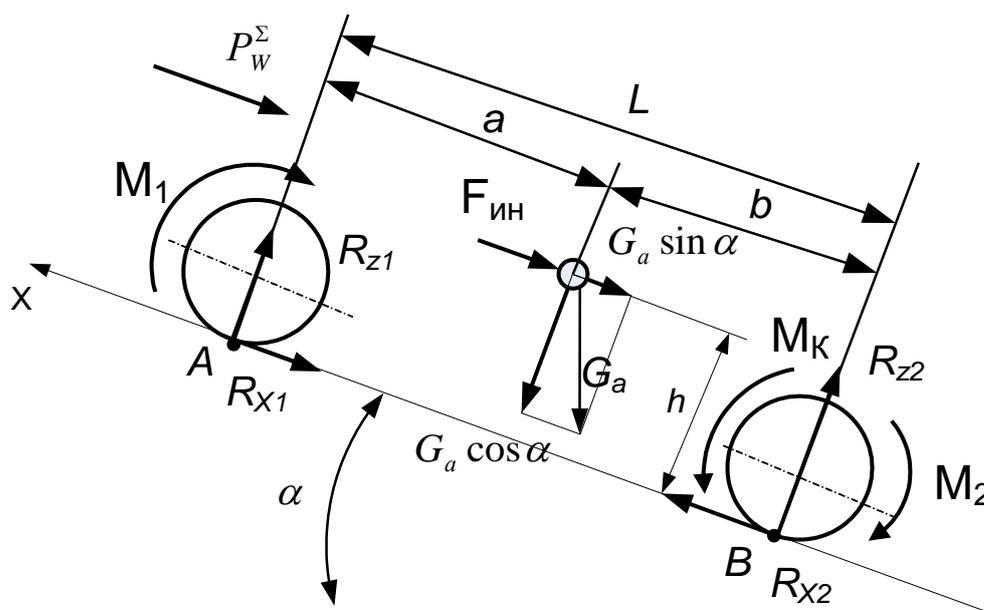


Рис. 2. Силы, действующие на автомобиль в общем случае движения

В развернутой форме уравнение (27) запишется в виде

$$\frac{M_e i_{\text{кп}} i_0 \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} = \left[ \frac{C_x \rho}{2} F_a v_a^2 \right] + [M_a g (f \cos \alpha + \sin \alpha)] \pm \quad (28)$$

$$\pm M_a \frac{dv_a}{dt} \left( 1 + \frac{\sum J_{K1,2}}{M_a r_{\text{ст}}^2} + \frac{J_e i_{\text{кп}}^2 i_0^2 \eta_{\text{тр}}}{M_a r_{\text{ст}}^2} \right),$$

где  $i_{\text{кп}}$  – передаточное число коробки передач;  $\alpha$  – продольный уклон дороги;  $\frac{dv_a}{dt}$  – продольное ускорение (замедление) автомобиля;  $\sum J_{K1,2}$  – сумма моментов инерции колес автомобиля;  $J_e$  – момент инерции вращающихся частей двигателя.

Данное уравнение, называемое тяговым балансом, используется для оценки тягово-скоростных качеств автомобилей.

Для условий тягового расчета принимается, что автомобиль движется по горизонтальной поверхности ( $\alpha = 0$ ) с постоянной скоростью ( $\frac{dv_a}{dt} = 0$ ). В этом случае уравнение тягового баланса может быть представлено в виде

$$P_T = P_f + P_w, \quad (29)$$

где  $P_f$  – сила сопротивления качению.

Тягово-скоростную характеристику строят по данным внешней скоростной характеристики двигателя, передаточным числам трансмиссии и другим параметрам автомобиля. Тяговый баланс автомобиля представляют в виде графика, на котором в системе координат  $P = f(v_a)$  наносят силы тяги на колесах  $P_T$  на различных передачах и силы сопротивления движению  $P_f$  и  $P_w$ .

Тяговые усилия на колесах при различных включенных передачах находят по выражению

$$P_{T[k,n]} = \frac{M_e [n] i_0 i_{[k]} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}}, \quad (30)$$

где  $P_{T[k, n]}$  – тяговые усилия на ведущих колесах при различных передачах;  $M_e [n]$  – текущее значение крутящего момента;  $i[k]$  – передаточные числа коробки передач;  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии, соответствующий включенной передаче.

Скорость автомобиля при отсутствии буксования ведущих колес находят по выражению

$$v[k, n] = \frac{r_{ст}\omega_e[n]}{i_0 i[k]}, \quad (31)$$

где  $v[k, n]$  – скорость автомобиля при различных передачах, м/с;  $\omega_e[n]$  – текущее значение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя,  $c^{-1}$ .

Тяговое усилие, подводимое к ведущим колесам автомобиля, расходуется на преодоление сопротивления качению и воздуха (в случае равномерного движения автомобиля по горизонтальной дороге). Сопротивление качению находится по выражению

$$P_f = M_a g f_0 \left( 1 + \frac{v_a^2}{1500} \right), \quad (32)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при скорости менее 22 м/с (см. табл. 1).

Сопротивление воздуха определяется по формуле

$$P_w = \frac{C_x \rho}{2} F_a v_a^2, \quad (33)$$

где  $C_x$  – коэффициент лобового сопротивления;  $\rho$  – плотность воздуха  $кг/м^3$ ;  $F_a$  – площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную к его продольной оси,  $м^2$ ;  $v_a$  – скорость движения автомобиля, м/с.

Рассчитанные значения скорости, сил тяги, сопротивления качению и сопротивления воздуха сводятся в табл. 4, по значениям строят тягово-скоростную характеристику на всех передачах (рис. 3).

На графике тягового баланса могут быть нанесены границы силы тяги на ведущих колесах по условиям сцепления для груженого автомобиля. Сила тяги по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью рассчитывается по формуле

$$P_\phi = R_{zi} \phi, \quad (34)$$

где  $R_{zi}$  – вертикальная реакция на ведущих колесах;  $\phi$  – коэффициент сцепления шин с дорогой.

Вертикальная реакция на ведущих колесах в случае равномерного движения по горизонтальной ровной поверхности и без учета опрокидывающего действия силы сопротивления воздуха может быть заменена весом автомобиля, приходящимся на ведущие колеса, тогда формула (34) запишется в виде

$$P_{\varphi} = M_a^* g \varphi,$$

где  $M_a^*$  – масса автомобиля, приходящаяся на ведущие колеса.

Таблица 4. Тягово-скоростная характеристика автомобиля

$\omega_i,$ $c^{-1}$	$M_e,$ Н·м	1-я передача					2-я передача					...
		$v_a,$ м/с	$P_T,$ Н	$P_f,$ Н	$P_w,$ Н	$P_f + P_w,$ Н	$v_a,$ м/с	$P_T,$ Н	$P_f,$ Н	$P_w,$ Н	$P_f + P_w,$ Н	
$\omega_1$	$M_1$											
$\omega_2$	$M_2$											
...	...											
$\omega_n$	$M_n$											

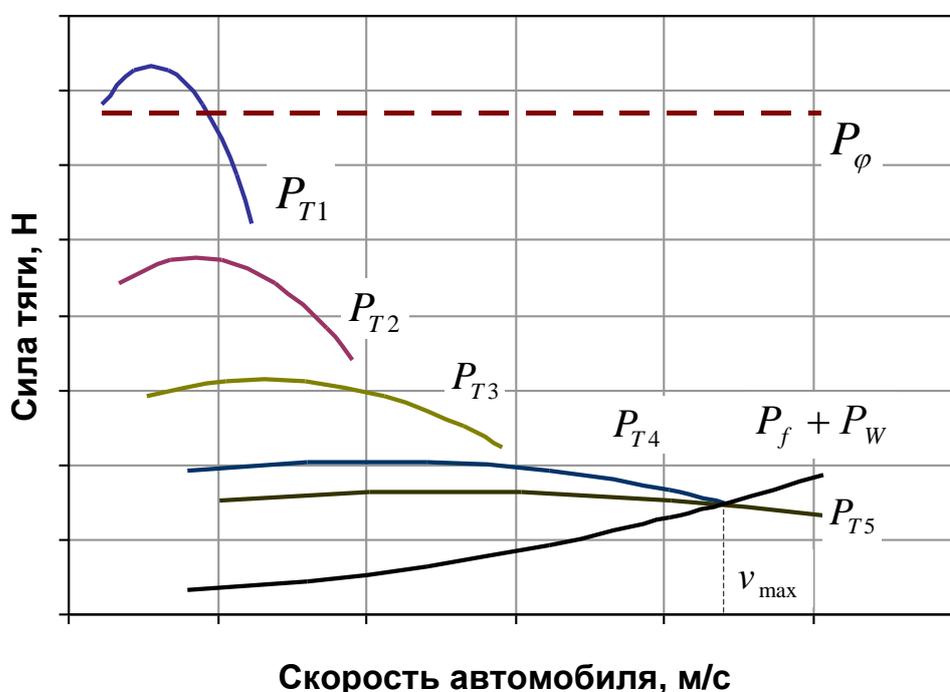


Рис. 3. График тягового баланса автомобиля

Значения коэффициентов сцепления для характерных условий эксплуатации приведены в табл. 5.

### 6.2. Построение мощностной характеристики автомобиля

Мощностная характеристика автомобиля (рис. 4) представляет собой совокупность зависимостей эффективной мощности  $N_e$  и тяговой мощности  $N_T$  от скорости на различных передачах. Мощностная

характеристика строится путем сопоставления мощности на валу двигателя и скорости, соответствующей текущим оборотам двигателя и выбранной передаче (сплошные линии на рис. 4). Мощность на ведущих колесах (пунктирные линии на рис. 4) определяется путем умножения силы тяги на ведущих колесах на текущее значение скорости, что эквивалентно произведению текущей мощности на валу двигателя на КПД трансмиссии. Мощности, необходимые на преодоление сил сопротивления качению и сопротивления воздуха определяются путем умножения соответствующих значений сил на текущую скорость.

Таблица 5. Коэффициенты сцепления шин с дорогой

Покрытие	Коэффициент сцепления	
	сухая поверхность	мокрая поверхность
Асфальтобетонное	0,7 ... 0,8	0,4 ... 0,5
Щебеночное	0,6 ... 0,7	0,3 ... 0,4
Грунтовое	0,5 ... 0,6	0,2 ... 0,4
Снег	0,2 ... 0,3	0,3
Лед	0,1... 0,2	0,1

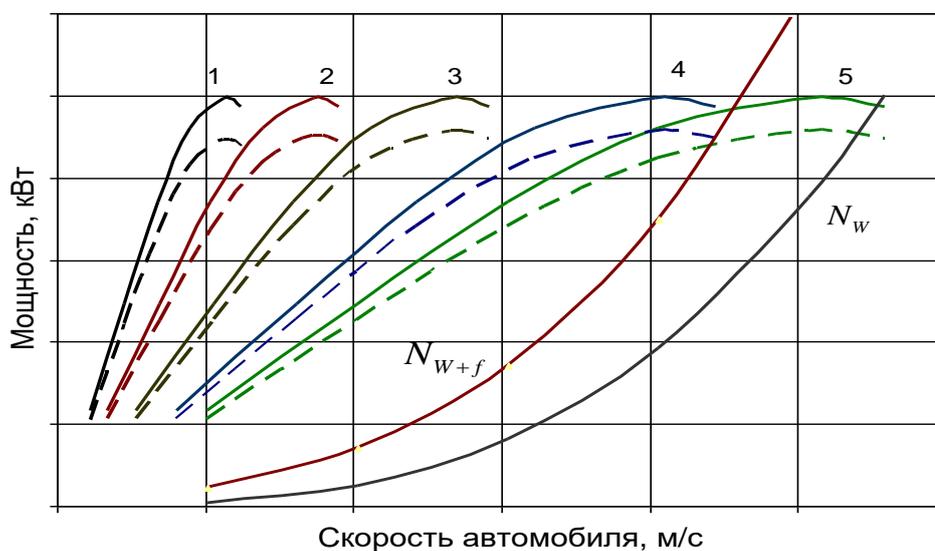


Рис. 4. График мощностного баланса автомобиля: 1, 2, ... 5 – мощностная характеристика на 1-й, 2-й, ... 5-й передачах (сплошные линии – мощность на коленчатом валу двигателя, пунктирные линии – мощность на ведущих колесах);  $N_w$  – мощность, необходимая для преодоления силы сопротивления воздуха;  $N_{w+f}$  – суммарная мощность, необходимая для преодоления сил сопротивления воздуха и дорожного сопротивления

Эффективная мощность принимается по внешней скоростной характеристике двигателя (см. рис. 1). Тяговая мощность определяется с учетом КПД трансмиссии на соответствующих передачах

$$N_T = N_e \eta_{тр}.$$

Результаты расчета заносятся в табл. 6. На основании полученных данных строится график (см. рис. 4).

Таблица 6. Мощностная характеристика автомобиля

$\omega_e, \text{с}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	1-я передача		...	Высшая передача		
		$v_a, \text{м/с}$	$N_T, \text{кВт}$		$v_a, \text{м/с}$	$N_T, \text{кВт}$	$N_f + N_w, \text{кВт}$
$\omega_1$							
$\omega_2$							
...							
$\omega_{\max}$							

### 6.3. Построение динамической характеристики автомобиля

Динамическая характеристика автомобиля – зависимость динамического фактора на различных передачах от скорости автомобиля. Динамический фактор – это отношение разности тягового усилия на колесах и силы сопротивления воздуха к весу автомобиля

$$D_{[k,n]} = \frac{P_{T[k,n]} - P_{W[n]}}{G_a}, \quad (35)$$

где  $G_a$  – вес автомобиля, Н;  $G_a = M_a g$ .

Результаты расчета динамического фактора заносят в табл. 7, по данным строится динамическая характеристика автомобиля (рис. 5). Дополнительно на графике динамической характеристики строится линия, характеризующая коэффициент общего дорожного сопротивления  $\psi$ . В случае движения автомобиля по горизонтальной дороге  $\psi = f_v$ . Коэффициент сопротивления качению от скорости автомобиля ( $f_v = f(v_a)$ ) рассчитывается по формуле (5). При этом в формулу вместо  $v_{\max}$  подставляют текущие значения скорости из табл. 4.

Для анализа тягово-скоростных свойств используют следующие параметры динамической характеристики [4]:

- 1) максимальную скорость  $v_{\max}$ ;

2) максимальный динамический фактор на высшей передаче  $D_{V_{\max}}$  и соответствующую ему скорость  $v_{\text{кр}}$  (критическую скорость по динамической характеристике);

3) максимальный динамический фактор  $D_{\max}$  на низшей передаче и соответствующую ему скорость  $v_D$ .

Таблица 7. Динамический фактор автомобиля

1-я передача				2-я передача				...
$v_a, \text{М/с}$	$P_T - P_w, \text{Н}$	$D$	$f$	$v_a, \text{М/с}$	$P_T - P_w, \text{Н}$	$D$	$f$	
$v_1$								
$v_2$								
...								
$v_n$								

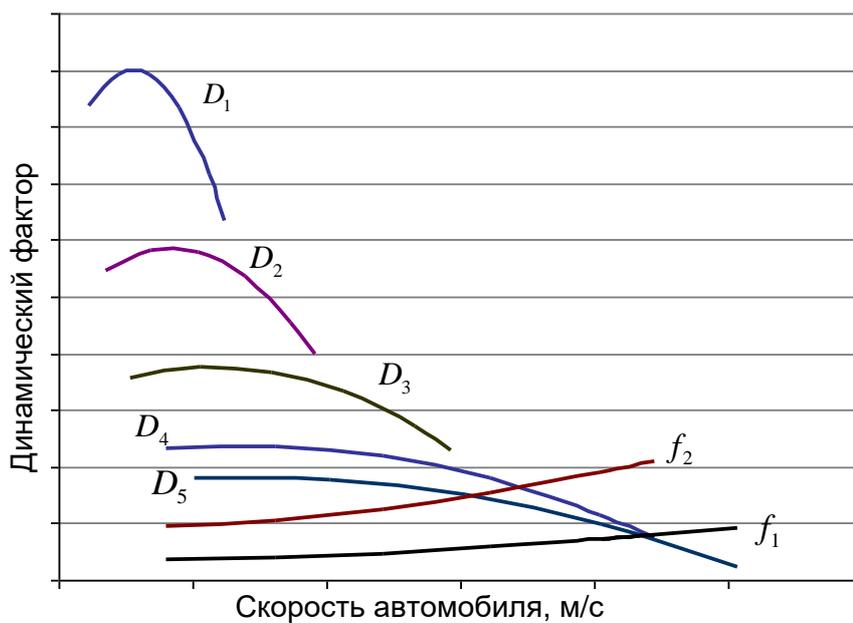


Рис. 5. Динамическая характеристика автомобиля

Максимальная скорость  $v_{\max}$  при движении в заданных дорожных условиях определяется как точка пересечения кривых  $D$  и  $f(v)$ . При проекторочном расчете значение скорости в точке пересечения должно соответствовать заданной максимальной скорости автомобиля.

Максимальный динамический фактор на высшей передаче  $D_{V_{\max}}$  определяет диапазон дорожных сопротивлений, преодолеваемых без

перехода на низшие передачи [4]. Скорость движения, соответствующая  $D_{V_{\max}}$ , делит диапазон скоростей на данной передаче на две зоны. В зоне, где  $v_a > v_{\text{кр}}$ , при повышении коэффициента сопротивления движению скорость автомобиля будет снижаться, а динамический фактор при этом увеличиваться, таким образом, будет обеспечиваться возможность движения без понижения передачи. В зоне  $v_a < v_{\text{кр}}$  увеличение дорожного сопротивления приведет к снижению скорости и снижению динамического фактора. Таким образом, для движения автомобиля потребуется переход на более низкую передачу.

Максимальный динамический фактор  $D_{\max}$  на низшей передаче определяет максимальное дорожное сопротивление  $\psi$ , которое может преодолеть автомобиль при движении с постоянной скоростью

$$D_{\max} = \psi = f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}, \quad (36)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению,  $\alpha_{\max}$  – максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем при движении с постоянной скоростью.

Из выражения (36) получим значение максимального подъема

$$\alpha_{\max} = \arcsin \left( \frac{D_{\max} - f \sqrt{1 - D_{\max}^2 + f^2}}{1 + f^2} \right). \quad (37)$$

На практике максимальный угол подъема может быть ограничен условиями сцепления ведущих колес с дорогой. При движении на подъем с постоянной скоростью на низшей передаче силы сопротивления воздуха и сопротивления качению малы по сравнению с силой сопротивления подъему. Уравнения, определяющие угол подъема при отсутствии буксования ведущих колес и учитывающие только силу сопротивления подъему, имеют вид:

$$\begin{array}{l} \text{- переднеприводный} \\ \text{автомобиль} \end{array} \quad \alpha_{B1} = \arctg \left( \frac{b\varphi}{L + h\varphi} \right); \quad (38)$$

$$\begin{array}{l} \text{- заднеприводный} \\ \text{автомобиль} \end{array} \quad \alpha_{B2} = \arctg \left( \frac{a\varphi}{L - h\varphi} \right); \quad (39)$$

$$\begin{array}{l} \text{- полноприводный} \\ \text{автомобиль} \end{array} \quad \alpha_{B12} = \arctg(\varphi), \quad (40)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления шин с дорогой.

## 7. Определение параметров разгона автомобиля

### 7.1. Определение ускорений при разгоне

Ускорения автомобиля при разгоне используют для оценки его приемистости – способности максимально быстро увеличивать скорость движения. Ускорения на различных передачах при движении по горизонтальному участку дороги и при полной подаче топлива рассчитываются по формуле

$$j_{[k,n]} = \left( D_{[k,n]} - f_{[N]} \right) \frac{g}{\delta_{[k]}}, \quad (41)$$

где  $D_{[k,n]}$  – динамический фактор автомобиля на различных передачах;  $\delta_{[k]}$  – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля при различных включенных передачах.

Коэффициент учета вращающихся масс должен учитывать моменты инерции вращающихся частей двигателя, трансмиссии и колес автомобиля. Если данные параметры известны, коэффициент рассчитывается по формуле

$$\delta = 1 + \frac{g \sum J_{K1,2}}{M_a g r_{ct}^2} + \frac{J_e i_{kn}^2 i_0^2 \eta_{тр} g}{M_a g r_{ct}^2}. \quad (42)$$

Обозначения параметров в формуле (42) соответствуют обозначениям в формуле (28).

Если моменты инерции вращающихся частей двигателя и колес не известны, например при проектировочном расчете, коэффициент учета вращающихся масс автомобиля на различных передачах рассчитывается по выражению

$$\delta_{[k]} = 1,04 + 0,04 i_{[k]}^2, \quad (43)$$

где  $i_{[k]}$  – передаточное число включенной передачи.

Для анализа динамических качеств автомобиля при разгоне (времени разгона, пути разгона) рассчитываются ускорения автомобиля на всех передачах. Результаты расчетов заносятся в табл. 8, также величины, обратные ускорениям ( $1/j_{[k,n]}$ ), которые являются вспомогательными и необходимы для расчета времени разгона. На основании данных табл. 8 строят график ускорений от скорости автомобиля (рис. 6).

Реализация ускорений, рассчитанных по формуле (41), возможна при соблюдении условия  $P_T \leq P_\phi$ . Таким образом, величина максимального ускорения при разгоне ограничивается силой сцепления ведущих колес с дорогой с учетом перераспределения нагрузок по осям автомобиля при разгоне.

Таблица 8. Результаты расчета ускорений автомобиля

1-я передача, $\delta_1 = \dots$					2-я передача, $\delta_2 = \dots$					...
$v_i$ , м/с	$D$	$f$	$j$ , м/с <sup>2</sup>	$1/j$ , с <sup>2</sup> /м	$v_i$ , м/с	$D$	$f$	$j$ , м/с <sup>2</sup>	$1/j$ , с <sup>2</sup> /м	
$v_1$										
$v_2$										
...										
$v_n$										

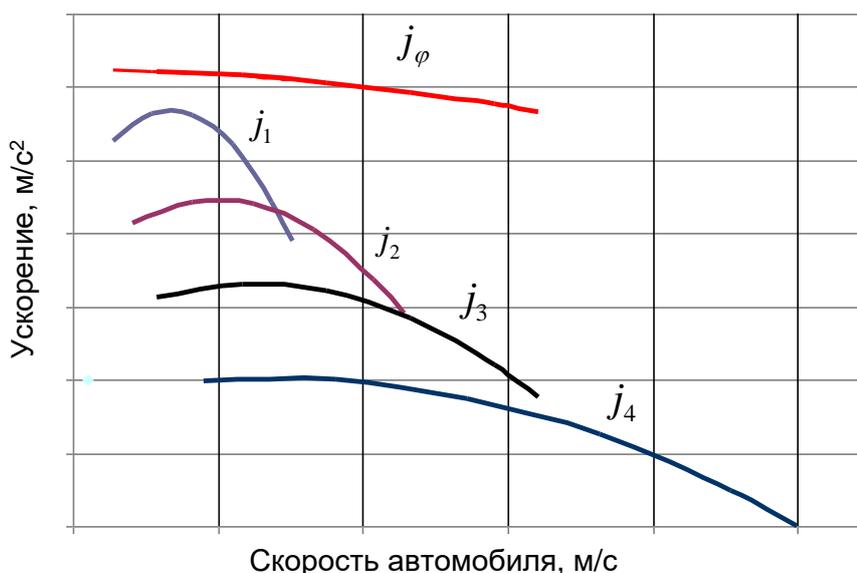


Рис. 6. График ускорений автомобиля при разгоне:  
 $j_\phi$  — ускорение, возможное по условиям сцепления;  
 $j_1 - j_4$  — ускорения автомобиля на различных передачах по тяговым свойствам

Определим максимальное ускорение автомобиля по условиям сцепления. Для условий тягового расчета принимаем, что разгон происходит на горизонтальной поверхности.

При разгоне автомобиля происходит перераспределение вертикальных реакций на колесах автомобиля, обусловленное действием силы инерции ( $M_a j$ ). Поэтому для определения максимальной силы тяги по условию сцепления необходимо определить вертикальную реакцию  $R_{zi}$  на ведущей оси автомобиля. Ввиду того что наибольшая сила тяги на ведущих колесах обеспечивается на низших передачах и при этом скорость движения относительно мала, в расчете вертикальных реакций силу сопротивления воздуха не учитываем.

Составим уравнение моментов относительно точки В (см. рис. 2)

$$R_{z1}L + M_a jh - M_a gb = 0,$$

где  $L$  – база автомобиля;  $h$  – высота центра масс;  $b$  – расстояние от центра масс до задней оси.

Выразим вертикальную реакцию на передних колесах

$$R_{z1} = \frac{M_a}{L}(gb - jh). \quad (44)$$

Вертикальная реакция на задней оси определяется аналогично

$$R_{z2} = \frac{M_a}{L}(ga + jh). \quad (45)$$

Подставляя выражения (44, 45) в формулу (28) с учетом выражения (43) получим:

$$\frac{M_a}{L}(gb - jh) \varphi = M_a gf + M_a j\delta - \text{для переднеприводного автомобиля;}$$

$$\frac{M_a}{L}(ga + jh) \varphi = M_a gf + M_a j\delta - \text{для заднеприводного автомобиля.}$$

Сократив  $M_a$  и преобразовав данные выражения, получим:

$$j\left(\frac{h}{L}\varphi + \delta\right) = g\left(\frac{b}{L}\varphi - f\right) - \text{для переднеприводного автомобиля;}$$

$$j\left(-\frac{h}{L}\varphi + \delta\right) = g\left(\frac{a}{L}\varphi - f\right) - \text{для заднеприводного автомобиля,}$$

откуда для переднеприводного автомобиля

$$j_{\varphi 1} = g \left[ \frac{\frac{b}{L}\varphi - f}{\frac{h}{L}\varphi + \delta} \right], \text{ или } j_{\varphi 1} = g \frac{b\varphi - fL}{\delta L + h\varphi}; \quad (46)$$

для заднеприводного автомобиля

$$j_{\varphi 2} = g \left[ \frac{\frac{a}{L}\varphi - f}{-\frac{h}{L}\varphi + \delta} \right], \text{ или } j_{\varphi 2} = g \frac{a\varphi - fL}{\delta L - h\varphi}. \quad (47)$$

Для полноприводного автомобиля при условии полной реализации сцепного веса  $R_z = M_a g$ , тогда

$$M_a g \varphi = M_a g f + M_a j \delta,$$

откуда

$$j_{\varphi} = g \frac{\varphi - f}{\delta}. \quad (48)$$

Результаты расчетов реализуемого ускорения по условиям сцепления отображаются на графике ускорений (см. рис. 6) и, если  $P_T > P_{\varphi}$ , указываются в табл. 8 (в графе параметра  $j$ ) в виде  $\dot{J}_{[k,n]} / \dot{J}_{\varphi}$ .

График ускорений автомобиля (см. рис. 6) позволяет определить максимальное ускорение автомобиля с учетом условий сцепления. Точка пересечения линии ускорения с осью абсцисс определяет максимальную скорость автомобиля. Если в результате расчетов имеются значения отрицательных ускорений, то движение автомобиля в данных условиях невозможно. Отрицательные значения ускорений на графике не показываются.

По табл. 8 строится график величин обратных ускорениям с учетом ускорения, возможного по условиям сцепления. График обратных ускорений необходим для дальнейшего расчета времени разгона автомобиля до контрольной скорости  $v_k$ , поэтому целесообразно строить данный график в диапазоне скоростей от нуля до  $(1,05 \dots 1,1)v_k$  (рис. 7). Контрольная скорость для легковых автомобилей составляет 100 км/ч (27,7 м/с), для грузовых – 60 км/ч (16,6 м/с).

## 7.2. Определение пути и времени разгона

Пользуясь дифференциальной зависимостью  $j = dv_a / dt$ , находим  $dt = \left( \frac{1}{j} \right) dv_a$ , следовательно время разгона автомобиля от скорости  $v_1$  до  $v_2$

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \left( \frac{1}{j_a} \right) dv_a, \quad (49)$$

где  $v_1$  – начальная скорость, м/с;  $v_2$  – конечная скорость, м/с;  $(1/j_a)$  – величина, обратная ускорению.

Этот интеграл решается графическим способом. Необходимо иметь вспомогательный график (рис. 7) величин, обратных ускорениям, тогда

$$t = \Delta v \sum_0^n \left( \frac{1}{j_i} \right), \quad (50)$$

где  $\Delta v$  – длина интервала изменения скорости;  $n$  – количество интервалов;  $1/j_i$  – величина обратная ускорению для соответствующего шага.

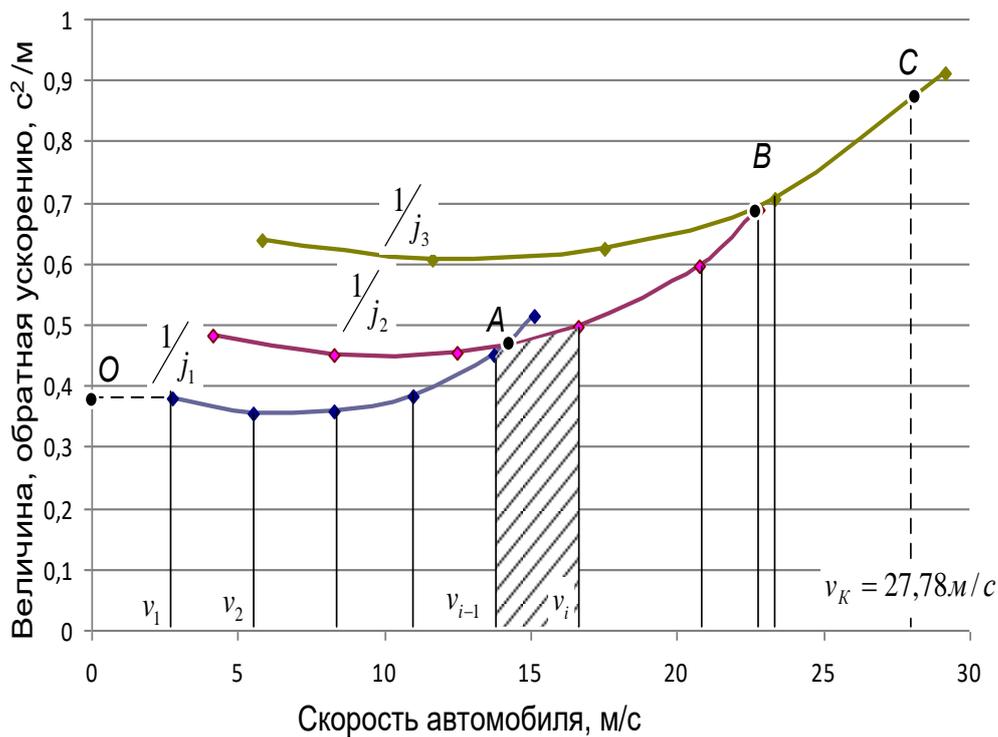


Рис. 7. График величин, обратных ускорениям

Разбивая кривые величин, обратных ускорениям, на  $n$  интервалов и допуская, что в пределах интервала ускорение изменяется линейно, найдем время разгона автомобиля на каждом интервале:

$$\begin{aligned}
t_{0-1} &= \left( \frac{1}{j_0} + \frac{1}{j_1} \right) \frac{1}{2} \Delta v; \\
t_{1-2} &= \left( \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} \right) \frac{1}{2} \Delta v; \\
t_{2-3} &= \left( \frac{1}{j_2} + \frac{1}{j_3} \right) \frac{1}{2} \Delta v; \\
&\dots \\
t_{(n-1)-n} &= \left( \frac{1}{j_{n-1}} + \frac{1}{j_n} \right) \frac{1}{2} \Delta v.
\end{aligned}$$

Тогда суммарное время разгона до контрольной скорости

$$t_p = \left( \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} + \dots + \left( \frac{1}{j_0} + \frac{1}{j_n} \right) 0,5 \right) \Delta v. \quad (51)$$

Для повышения точности расчета время разгона следует рассчитывать отдельно на каждой из передач. На примере рис. 7 интервал для расчета времени разгона на первой передаче от 0 до точки А, для второй передачи – от точки А до точки В, для третьей передачи – от точки В до  $v_k$ . Тогда общее время разгона до контрольной скорости можно рассчитать по формуле

$$t_p = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \Delta t_i + \sum_{j=1}^{m-1} t_{\Pi j}, \quad (52)$$

где  $m$  – число передач в коробке, используемых при разгоне до контрольной скорости,  $t_{\Pi j}$  – время переключения с одной передачи на другую.

Время переключения передач зависит от конструкции коробки передач, типа двигателя и квалификации водителя. Среднее время переключения передач у легковых автомобилей 0,5 ... 1,0 с, у грузовых автомобилей и автобусов 1,0 ... 3,0 с [4].

У автомобилей с механической трансмиссией при переключении передач, как правило, прерывается передача мощности от двигателя к ведущим колесам, и автомобиль движется накатом под действием силы инерции  $F_{ин}$ .

Определим потерю скорости  $\Delta v_{п}$  за время переключения передач. Уравнение силового баланса при движении накатом имеет вид

$$F_{\text{ИН}} = P_w + P_{\psi} + P_{\text{ТР}}, \quad (53)$$

где  $P_w$ ,  $P_{\psi}$ ,  $P_{\text{ТР}}$  – соответственно силы сопротивления воздуха, общего дорожного сопротивления и сила сопротивления вращению в трансмиссии.

Подставляя в уравнение (53) выражения для расчета входящих в него сил, получим

$$M_a j \delta = \frac{C_x \rho}{2} F_a v_a^2 + M_a g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + P_{\text{ТР}}. \quad (54)$$

Замедление при движении накатом

$$j = \Delta v_{\text{П}} / t_{\text{П}}, \quad (55)$$

следовательно

$$\Delta v_{\text{П}} = \frac{t_{\text{П}}}{M_a \delta} \left[ \frac{C_x \rho}{2} F_a v_a^2 + M_a g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + P_{\text{ТР}} \right]. \quad (56)$$

При разгоне с места до контрольной скорости действием силы сопротивления воздуха и силой сопротивления вращению трансмиссии можно пренебречь. Коэффициент учета вращающихся масс  $\delta = 1,04$  (по формуле (43) при  $i_{[k]} = 0$ ). С учетом принятых допущений из формулы (56) получим

$$\Delta v_{\text{П}} = \frac{t_{\text{П}}}{\delta} [g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha)] = 0,96 t_{\text{П}} g f. \quad (57)$$

Путь разгона рассчитывается по интервалам аналогично расчету времени разгона

$$S_i = (v_{i-1} + v_i) 0,5 \Delta t_i. \quad (58)$$

Таким образом, рассчитать время и путь разгона до контрольной скорости и построить графики времени и пути разгона от скорости можно следующим образом:

- разбиваем участок от точки  $O$  до точки  $A$  (см. рис. 7) на  $n$  интервалов и рассчитываем время разгона и путь разгона на каждом интервале по формулам (50, 58). Результаты расчета заносят в табл. 9. Так как в интервале скоростей от 0 до  $v_1$  движение автомобиля обеспечивается за счет пробуксовки сцепления, принимаем, что величина, обратная ускорению, на данном интервале постоянна и равна  $1/j_1$ ;

- задаемся временем переключения передач в зависимости от типа транспортного средства и вычисляем величину падения скорости  $\Delta v_{\text{ПА}}$  при переключении передач в точке  $A$  по формуле (56 или 57);

- рассчитываем время и путь разгона на следующей передаче в диапазоне скоростей от  $(v_A - \Delta v_{\text{ПА}})$  до  $v_B$  и т. д.;
- по результатам расчетов строят графики (рис. 8, 9).

Таблица 9. Результаты расчета времени и пути разгона

Первая передача*						
Скорость, м/с	0	$v_1$	$v_2$	...	$v_n$	$\Delta v_{\text{П}}$
$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	$1/j_0$	$1/j_1$	$1/j_2$	...	$1/j_n$	
$\Delta t, \text{с}$	0	$\Delta t_1$	$\Delta t_2$	...	$\Delta t_n$	$t_{\text{П}}$
$\Sigma \Delta t_i, \text{с}$	0					
$S_i, \text{м}$	0					
$\Sigma S_i, \text{м}$	0					
Вторая передача						
Скорость, м/с	$v_n - \Delta v_{\text{П}}$	...				
...						
и т. д.						

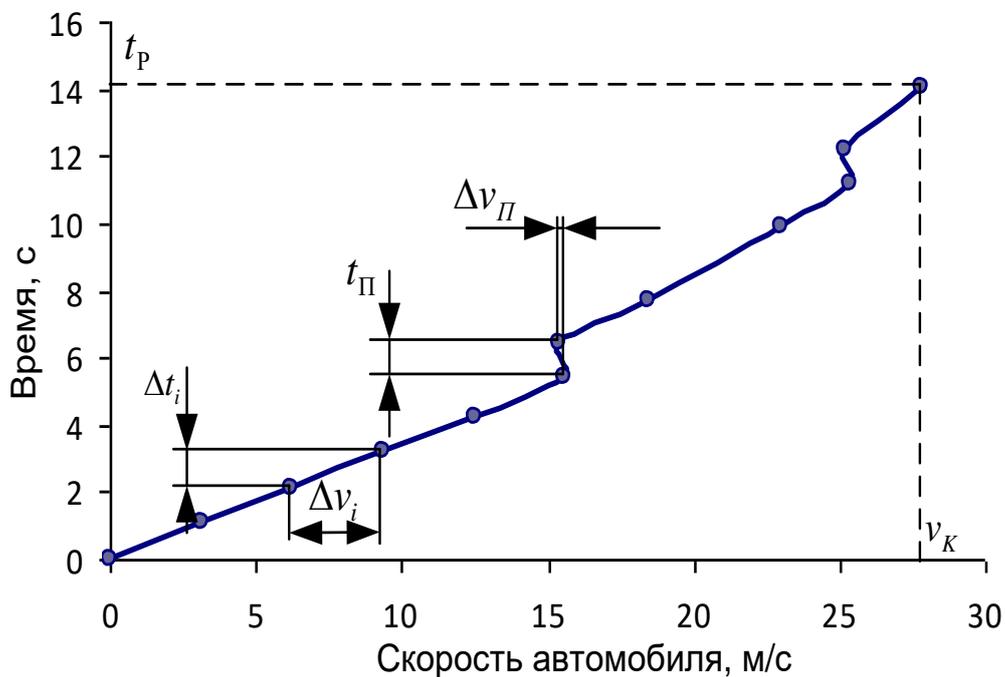


Рис. 8. График времени разгона до контрольной скорости с учетом переключения передач

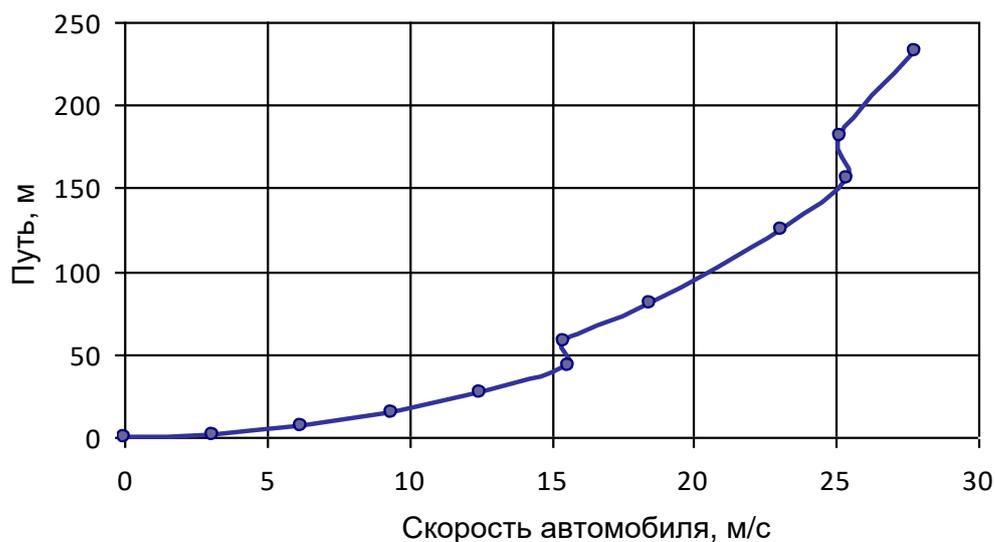


Рис. 9. График пути разгона (пример)

У грузовых автомобилей с дизельными двигателями ускорение при разгоне на второй передаче может быть выше, чем на первой по причине больших инерционных моментов вращающихся частей двигателя, трансмиссии и колес. В этом случае разгон целесообразно начинать со второй передачи.

## 8. Построение топливно-экономической характеристики автомобиля

Совершенство конструкции автомобиля с точки зрения топливной экономичности оценивают по общему расходу топлива, отнесенному к длине пройденного пути или величине транспортной работы.

Показателем топливной экономичности может служить минимальный расход топлива автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги с твердым ровным покрытием. Для оценки экономичности автомобиля при установившемся движении в различных дорожных условиях и для определения наиболее экономичных режимов движения служит экономическая характеристика автомобиля.

Топливо-экономическая характеристика автомобиля – это зависимость путевого расхода топлива  $Q$  от скорости движения автомобиля при различных значениях коэффициента сопротивления дороги.

График характеризует топливную экономичность автомобиля при равномерном движении и позволяет определить расход топлива по известным значениям  $v_a$  и  $f$ . Для построения топливно-экономической характеристики автомобиля необходимо иметь значения нагрузочной характеристики двигателя и график мощностного баланса автомобиля на высших передачах.

Топливо-экономическая характеристика автомобиля может быть определена экспериментально или построена аналитически.

Текущее значение удельного расхода топлива двигателем определяется по выражению

$$g_e^* = g_e \cdot k_U, \quad (59)$$

где  $g_e$  – удельный расход топлива при полной нагрузке на двигатель, г/(кВт·ч);  $k_U$  – коэффициент, учитывающий изменение расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя ( $\eta_U$ ).

Числовое значение этого коэффициента можно определить по выражениям:

$$\begin{aligned} k_U &= 0,91 + 2,81(\eta_U - 0,8)^2 \quad \text{– для бензиновых двигателей;} \\ k_U &= 0,85 + 1,67(\eta_U - 0,7)^2 \quad \text{– для дизельных двигателей.} \end{aligned} \quad (60)$$

Текущее значение удельного расхода топлива при полной нагрузке на двигатель определяется по формуле

$$g_e = g_{\min} \left[ 0,97 + 0,48 \left( \frac{\omega_e}{\omega^*} - 0,65 \right)^2 \right], \quad (61)$$

где  $g_{\min}$  – минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч);  $\omega_e$  – текущее значение угловой скорости вращения коленчатого вала, с<sup>-1</sup>;  $\omega^*$  – угловая скорость вращения коленчатого вала (по скоростной характеристике двигателя) при максимальном крутящем моменте, с<sup>-1</sup>.

Минимальные удельные расходы топлива:

- для бензиновых двигателей  $g_{\min} = 200 - 250$  г/(кВт·ч);
- для дизельных двигателей  $g_{\min} = 180 - 210$  г/(кВт·ч) [7].

Расход топлива в литрах на 100 км пути рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{g_e^* (P_W + P_f)}{36\eta_{TP}\gamma}, \quad (62)$$

где  $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;  $\gamma$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup> (плотность бензина – 740 кг/м<sup>3</sup>, дизельного топлива – 830 кг/м<sup>3</sup>).

Построение топливно-экономической характеристики автомобиля выполняют в определенной последовательности:

1. Задают несколько значений угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя  $\omega_n$  (принимают те же значения, что и при построении скоростной характеристики двигателя).
2. По формуле (61) находят значения удельного расхода топлива  $g_e$  при полной нагрузке на двигатель для принятых угловых скоростей вращения коленчатого вала ( $\omega_n$ ).
3. На основании формулы (31) для принятых значений  $\omega_n$  определяют скорость движения автомобиля.
4. По величине скорости определяют силу сопротивления воздуха по формуле (33).
5. Рассчитывают значение коэффициента сопротивления качению дороги в зависимости от скорости

$$f_v = f_0 \left( 1 + \frac{v_a^2}{1500} \right),$$

где  $v_a$  – скорость автомобиля, м/с.

Топливо-экономическую характеристику рекомендуется строить для нескольких коэффициентов сопротивления качению:

$$- f_{0\min} = 0,015 - 0,020;$$

$$- f_{0\text{ср}} = 0,030 - 0,035;$$

$$- f_{0\text{пов}} = 0,050 - 0,055.$$

6. Оценивается степень использования мощности двигателя

$$\eta_U = \frac{P_w + P_f}{P_T}, \quad (63)$$

где  $P_T$  – сила тяги на ведущих колесах (берется по тягово-скоростной характеристике автомобиля), Н.

7. По величине степени использования мощности двигателя ( $\eta_U$ ) определяется коэффициент  $k_U$ .
8. По формуле (62) определяется расход топлива  $Q$  (л/100 км) при движении автомобиля с заданной скоростью и в заданных дорожных условиях. Данные для построения топливно-экономической характеристики сводятся в табл. 10.

Таблица 10. Результаты расчета топливно-экономической характеристики

$\omega_i$ , с <sup>-1</sup>	$g_e$ , г/кВт·ч	$P_T$ , Н	$v$ , м/с	$P_w$ , Н	$f_0 = 0,015$					$f_0 = 0,035$	$f_0 = 0,055$
					$f_v$	$P_f + P_w$ , Н	$\eta_U$	$k_U$	$Q$ , л/100 км	...	...
$\omega_1$											
$\omega_2$											
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
$\omega_n$											

На основании данных табл. 10 строится топливно-экономическая характеристика автомобиля на «прямой» и ускоряющей передачах для принятых коэффициентов сопротивления качению дороги. Примерный вид топливно-экономической характеристики автомобиля представлен на рис. 10.

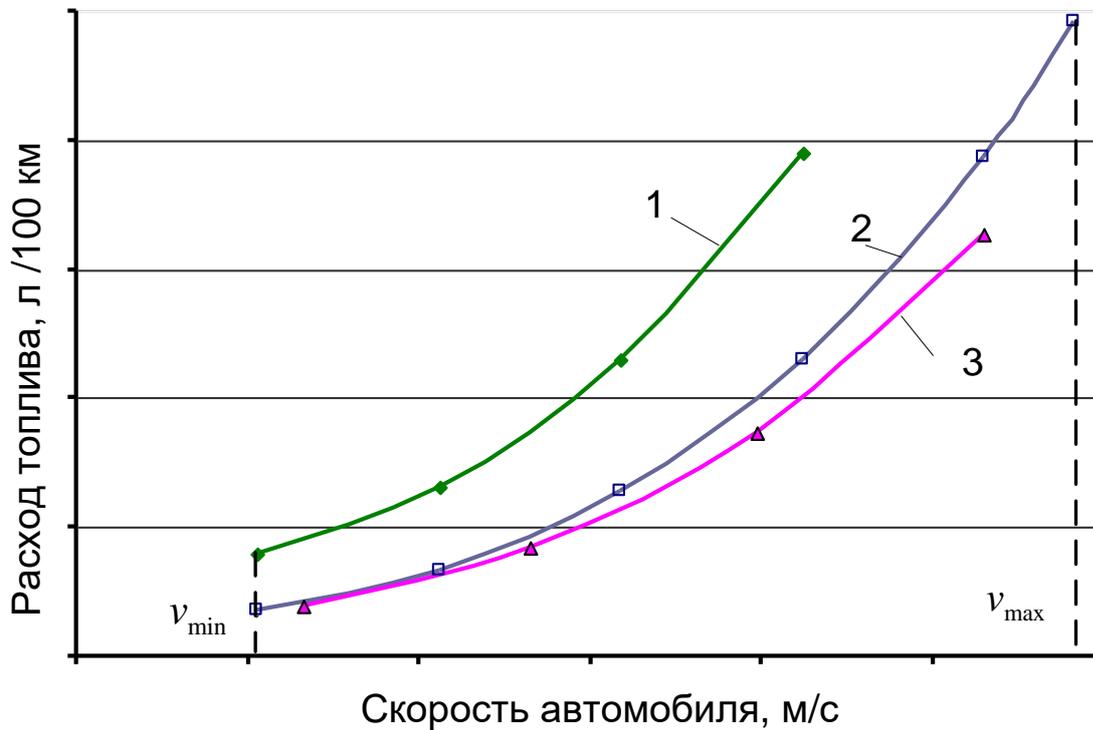


Рис. 10. Топливо-экономическая характеристика автомобиля на прямой (линии 1 и 2) и ускоряющей передаче (линия 3)

Верхняя крайняя точка на линии 2 выражает расход топлива при максимальной скорости движения автомобиля, когда полностью используется мощность двигателя (при расчетном значении коэффициента сопротивления качению дороги  $f_0$ ). Линия 2 характеризует расход топлива при повышенном сопротивлении качению. При этом полное использование мощности достигается при меньшем значении скорости автомобиля.

Расчет и построение топливно-экономической характеристики автомобиля ведется только до значения коэффициента использования мощности  $\eta_U$ , равного единице. При больших значениях указанного коэффициента равномерное движение автомобиля становится невозможным.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ Р 52899-2007. Шины пневматические для грузовых механических транспортных средств и прицепов к ним. Технические условия. – М. : Стандартинформ, 2008. – 26 с.
2. ГОСТ Р 52900-2007. Шины пневматические для легковых автомобилей и прицепов к ним. Технические условия. – М. : Стандартинформ, 2008. – 20 с.
3. ГОСТ 4401-81. Атмосфера стандартная. Параметры (с изменениями № 1). – М. : ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 180 с.
4. Кравец, В. Н. Теория автомобиля : учеб. пособие / В. Н. Кравец ; НГТУ. – Н. Новгород, 2007. – 368 с. – ISBN 978-5-93272-432-2.
5. Вахламов, В. К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. – М. : Академия, 2007. – 560 с. – ISBN 978-5-7695-3793-6.
6. Боровский, Б. Е. Безопасность движения автомобильного транспорта / Б. Е. Боровский. – Л. : Лениздат, 1984. – 304 с.
7. Тяговый расчет автомобиля : метод. указания к курсовому проекту по дисциплине «Автомобили» / Владим. гос. ун-т ; сост. : Д. А. Соцков, С. И. Тимофеева. – Владимир, 2002. – 24 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.....	4
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛНОЙ МАССЫ АВТОМОБИЛЯ .....	4
3. ПОДБОР ШИН ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИУСА КОЛЕСА.....	4
4. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ.....	5
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ.....	10
6. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ .....	15
7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ .....	23
8. ПОСТРОЕНИЕ ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ .....	31
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	35

## ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине  
«Конструкция и потребительские свойства автомобилей»

Составитель

НУЖДИН Роман Владимирович

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой доцент А. Г. Кириллов

Редактор А. А. Амирсейидова

Технический редактор А. В. Родина

Корректор В. С. Теверовский

Компьютерная верстка Е. А. Кузьминой

Выпускающий редактор Е. В. Невская

Подписано в печать 30.03.18.

Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 2,09. Тираж 50 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.  
600000, Владимир, ул. Горького, 87.