МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Московский государственный агроинженерный университет
имени В.П. Горячкина

В.А. Чернышев

ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

*Методические рекомендации
по выполнению курсовой работы*

Москва 2002

УДК 629.113/115+631.372

Рецензент
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Московского государственного агроинженерного университета
имени В.П. Горячкина
В.Л. Пильщиков

Чернышев В.А.

Тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля: Методические рекомендации по выполнению курсовой работы. – М.: МГАУ, 2002. – 39 с.

Изложены общие и конкретные рекомендации по выполнению второй части курсовой работы. Для студентов, изучающих предмет «Тракторы и автомобили». Дана методика определения и графического построения основных параметров автомобиля при его тягово-динамическом и топливно-экономическом расчете. Изложены теоретические пояснения к выбору и расчету параметров автомобиля. Проведен краткий анализ влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на тяговую динамику и топливную экономичность автомобиля.

© Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина, 2002

ВВЕДЕНИЕ

Общей задачей работы является определение основных динамических и экономических параметров автомобиля и двигателя при изменении нагрузочных и скоростных режимов его работы, динамических показателей при разгоне; расчет топливной экономичности автомобиля.

Алгоритм расчета

1. Определяют мощность двигателя N_e и характер ее изменения на внешней скоростной характеристике бензинового двигателя или регуляторной характеристике дизеля; передаточное число главной передачи i_0 и передаточные числа коробки передач $i_{кп}$.
2. В динамическом расчете определяют динамический фактор D, строят динамическую характеристику $D = f(V)$, подсчитывают и строят характеристики времени $t_p = f(V)$ и пути разгона $S_p = f(V)$.
3. Рассчитывают топливную экономичность и строят экономическую характеристику автомобиля $Q_s = f(V)$.

Работу выполняют в соответствии с **заданием**: выбирают **автомобиль-прототип** (параметры должны быть максимально близки заданным) Из технической характеристики автомобиля-прототипа выбирают параметры, недостающие для расчета.

При выполнении работы ориентируются на содержание раздела 1, в котором кратко форме изложены вопросы теории автомобиля и даны рекомендации по выбору ряда коэффициентов.

В *приложении* представлены различные технические данные современных автомобилей, которые помогут при выполнении работы.

Работа включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть (лист формата А1). На листе должны быть приведены графики: внешней скоростной характеристики двигателя, динамической характеристики, универсальной динамической характеристики автомобиля (по дополнительному заданию преподавателя). Обязательны также графики: ускорения при разгоне, пути разгона, топливной экономичности автомобиля (график топливной экономичности при работе на промежуточных передачах выполняется по дополнительному заданию преподавателя).

Вариант задания определяется по двум последним цифрам шифра (табл. 1).

Координата последней и предпоследней цифр указывает номер варианта на курсовую работу.

Таблица 1

Варианты заданий

Предпоследняя цифра шифра	*Последняя цифра шифра*									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
2	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
3	31	32	1	2	3	4	5	6	7	8
4	9	9	10	11	12	13	14	15	16	17
5	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
6	28	29	30	31	32	1	1	2	3	4
7	5	б	7	8	9	10	11	12	13.	14
8	75	16	17	18	19	20	21	22	23	24
9	25	26	27	28	29	30	31	32	1	2

В соответствии с вариантом следует выписать заданные параметры на выполнение курсовой работы (табл. 2).

Таблица 2

Заданные параметры на проектирование

Вариант	*Тип автомобиля*	*Грузоподъем-ность, кг*	*Колесная формула*	*Число передач*	*Максимальная скорость, м/с*
1	Л	340	4х2	4	33,3
2	Л	330	4х2	5	42,0
3	Л	425	4х2	5	41,7
4	Л	455	4х2	5	38,0
5	Л	425	2х4	5	41,0
6	Л	425	2х4	5	41,7
7	Г	450	4х2,1	4	34,7
8	Л	425	2х4	5	43,0
9	Л	420	4х4	4	36,7
10	ГП	750	4х4	4	32,0
11	П	750	4х4	4	30,6
12	П	1725	4х2	4	22,2
13	П	2700	4х4,2	4	22,2
14	П	2100	4х4,2	4	22,2
15	ГС	5700	4х2,2	5	25,0
16	Г	500	2х4,1	4	23,8
17	ГБ	800	4х4,1	4	30,5
18	ГБ	4500	4х2,2	5	25,0
19	ГБ	6000	4х2,2	5	25,0
20	ГБ	10000	4х2,2	5	25,0
21	ГБ	8700	4х2,2	5	25,0
22	ГБ	8000	4х2,2	5	22,2
23	ГБ	8220	4х2,2	5	25,0
24	ГБ	2000	4х4,1	4	25,0
25	ГС	4250	4х2,2	4	22,2
26	ГБ	850	4х4,1	4	30,5
27	ГБ	900	4х4,1	4	30,0
28	ГБ	4000	4х2,2	5	25,0
29	ГБ	5500	4х2,2	5	25,0
30	ГБ	6000	4х2,2	5	25,0
31	ГБ	2000	4х4,1	5	25,0
32	ГС	4250	4х2,2	4	22,2

Примечание. *Л* – легковой; *Г* – грузовой; *ГБ* – грузовой бортовой; *ГС* – грузовой самосвал; *П* – пассажирский

1. Вопросы теории автомобиля

1.1. Потери энергии в трансмиссии

Затраты энергии на трение в деталях трансмиссии и перебалтывание масла зависят от числа пар в зацеплении зубчатых колес, типа зубчатых колес, типа и состояния масла. Затраты энергии в трансмиссии оценивают коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta_m = \eta_ц^{n_ц} \eta_{кон}^{n_{кон}} (1-\xi), \qquad (1)$$

где $\eta_ц$, $\eta_{кок}$ – КПД соответственно цилиндрической и конической пар зубчатых колес, $n_ц$, $n_{кон}$ – соответственно число пар цилиндрических и конических зубчатых колес, находящихся в данном случае в зацеплении; ξ – коэффициент, учитывающий потери энергии холостого хода, при холостом прокручивании трансмиссии, прогретой до температуры 40-60 °С. Для автомобилей с колесной формулой 4х4 с двухступенчатой главной передачей или с одноступенчатой главной передачей и планетарным колесным редуктором коэффициент ξ = 0,03-0,04, для автомобилей с одноступенчатым редуктором главной передачи коэффициент ξ = 0,02-0,03.

1.2. Сопротивление самопередвижению (сопротивление качению)

Силу сопротивления качению определяют как произведение силы тяжести (веса) автомобиля на коэффициент качения:

$$P_f = fG_a, \qquad (2)$$

где f – коэффициент качения. Значение коэффициента качения зависит от типа и состояния дорожного покрытия, от типа и состояния шины, конструкции шины, расположения слоев корда, рисунка протектора, жесткости материала шины и давления воздуха в ней.

Тяговый расчет проводят из условия движения автомобиля по дороге с твердым покрытием при использовании стандартных шин в нормальном техническом состоянии при рекомендованном заводом-изготовителем давлении воздуха в шинах и под нагрузкой, равной G_a. По данным НАМИ, значение коэффициента качения для шины 370/80508 при движении по асфальту составляет f = 0,008. По другим данным, коэффициент качения изменяется в пределах f = 0,01-0,03.

При уменьшении давления воздуха в шинах большегрузных автомобилей на 0,1 МПа (например, зимой) сопротивление качению увеличивается на 10 %. Грубый зимний рисунок протектора увеличивает сопротивление качению еще на 5 %.

Для расчета пользуются данными, приведенными в таблице 1 приложения.

При движении на подъем возникает составляющая силы тяжести, направленная навстречу движению автомобиля:

$$P_i = \pm G_a \sin\alpha . \quad (3)$$

Для небольших углов подъема (до 8-9°) принимают *sin a = tg a = i*. Коэффициент подъема *i* оценивают в относительных единицах, но если его умножить на 100, то подъем оценивают в процентах, например, при *tg a* = 0,5 подъем равен 5 %, или 5-ти метрам подъема на длине подошвы (заложения), равной 100 м.

Для удобства расчетов вводят суммарный коэффициент дорожного сопротивления ψ, который оценивает суммарные потери энергии, зависящие от типа и состояния шин, от типа и состояния дороги, ее профиля. Суммарный коэффициент дорожного сопротивления: $\psi = f \pm i$.

Тогда сила суммарного дорожного сопротивления

$$P_\psi = \psi G_a . \quad (4)$$

В тягово-динамическом и экономическом расчетах необходимо будет выбрать коэффициенты суммарного дорожного сопротивления:

коэффициент сопротивления качению при движении по горизонтальной дороге с твердым покрытием; коэффициент суммарного дорожного сопротивления равен $\psi_v = f_V = 0{,}01\text{-}0{,}03$;

коэффициент подъема $i_{\max}$, соответствующий наибольшему подъему, который должен преодолеть автомобиль, двигаясь на высшей передаче по хорошей дороге; коэффициент суммарного дорожного сопротивления $\psi_{max} = f_v + i_{\max}$;

коэффициент подъема $i_{1\max}$, соответствующий максимальному подъему, который должен преодолеть автомобиль, двигаясь на первой передаче по хорошей дороге; коэффициент суммарного дорожного сопротивления $\psi_{1max} = f_v + i_{1\max}$ (приложение).

1.3. Шины

Шины оказывают большое влияние на динамические и экономические показатели, тяговые и тормозные свойства, устойчивость, управляемость, плавность хода автомобиля.

Шины делятся по назначению, форме профиля, форме рисунка протектора, принципу герметизации, конструкции (радиальные, диагональные, широкопрофильные, низкопрофильные и т.д.).

В маркировке шины указывают ее размеры, конструкцию, грузоподъемность, дату изготовления.

Пример маркировки шины: 155-13/6,15-13, И 15175Р ГОСТ 4754-80 172Вл007451, где 155 и 6,15 – обозначение ширины профиля шины в миллиметрах и дюймах соответственно; И-151 – модель шины; 75 – индекс грузоподъемности; ГОСТ 4754-80 – стандарт, по которому производится шина; 172Вл007451 – порядковый номер, в котором 172 – дата выпуска (17-я неделя 1982 г.), Вл (Волжский) – обозначение завода-изготовителя, 007451 – порядковый номер шины.

Пример маркировки шины с радиальным расположением нитей корда: 9.00R20 (260R508) И - Н142Б НС-12 ГОСТ 5513-86 128Нк085743, где 9,00 и 260 – ширина профиля шины в дюймах и миллиметрах; 20 и 508 – посадочный диаметр в дюймах и миллиметрах; R – радиальное расположение нитей корда; ПС-12 – норма слойности; ГОСТ 5513 – стандарт выпуска; 128 – 12-я неделя 1988 г. выпуска; 085743 – порядковый номер шины. Индекс скорости, например Р, допускает скорость движения 150 км/ч.

Под действием вертикальной нагрузки, в результате деформации эластичного обода шины уменьшается расстояние от оси колеса до опорной поверхности. Это расстояние называют статическим радиусом $r_{ст}$ колеса. Если колесо находится также под действием вращающего момента, это расстояние становится еще меньше ввиду действия тангенциальной деформации шины, его называют динамическим радиусом $r_к$. Вследствие небольшой разницы в размерах между статическим и динамическим радиусами, приведенный в ГОСТ статический радиус при движении машины без буксования и скольжения в практических расчетах принимают равным динамическому. Статический радиус определяют по формуле

$$r_{ст} = r_0 \lambda_ш$$

где $\lambda_ш$ – коэффициент деформации шины, изменяется в пределах $\lambda_ш = 0{,}94\text{-}0{,}96$; r_0 – свободный, без нагрузки, радиус колеса

$$r_0 = 0{,}5\ d + H_ш$$

где d – посадочный диаметр обода; $H_ш$ – высота профиля шины.

Шины подбирают в соответствии с ГОСТ 4754-80, ГОСТ 5513-86, ГОСТ 8430-85.

1.4. Сопротивление воздуха

Так как автомобиль движется в воздушной среде, обладающей определенной плотностью, то возникают силы сопротивления воздуха движению автомобиля. Для определения силы сопротивления воздуха используют выражение из аэродинамики

$$P_w = \rho c_x F_a V_a , \quad (5)$$

где ρ – плотность воздуха, порядка 1,24-1,26 кг/м^3; c_x – коэффициент обтекаемости, зависит от формы тела и определяется опытным путем в

аэродинамической трубе (табл. 4 приложения); F_a – площадь наибольшего поперечного (ми-делевого) сечения автомобиля, м^2 .

Учитывая, что плотность воздуха на расстоянии 1,5-2,0 м от поверхности земли меняется незначительно, то в расчетах используют коэффициент сопротивления воздуха, который равен $k_w = 0{,}5\rho c_x$, Н·с^2/м^4.

Площадь поперечного сечения автомобиля подсчитывают по формуле

$$F_a = \beta B_a H_a,$$

где β – коэффициент заполнения площади, для легковых автомобилей равен 0,78-0,8 и для грузовых – 0,75-0,9; B_a – габаритная ширина; H_a – габаритная высота автомобиля.

Мощность на преодоление сопротивления воздуха увеличивается пропорционально кубу скорости:

$$N_w = k_w F_a V_a^3, \qquad (6)$$

Вектор силы сопротивления воздуха прикладывают в центре миделевого сечения перпендикулярно поперечной плоскости машины. С небольшой ошибкой обычно его прикладывают в центре масс автомобиля. Для скоростей движения 40-50 км/ч (11-14 м/с) значение силы сопротивления воздуха невелико, и его в расчетах не учитывают. При скоростях свыше 100 км/ч (28 м/с) сопротивление воздуха составляет основную долю сопротивлений движению автомобиля.

1.5. Приведенная сила инерции

При изменении скорости движения машины (при переходных процессах) возникают силы инерции, значение которых зависит от величины действующих масс и ускорений. Действуют как поступательно движущиеся массы, так и вращающиеся. При разгоне машины силы инерции оказывают сопротивление движению, при замедленном движении силы инерции препятствуют замедлению движения. Приведенная сила инерции:

$$P_j = \pm m_a \delta_{вр} dv/dt \qquad (7)$$

где m_a – поступательно движущаяся масса; $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс, показывающий, во сколько раз условная поступательно движущаяся масса машины больше действительной.

Коэффициент учета вращающихся масс

$$\delta_{вр} = 1{,}04 + 0{,}05 i_{кп}^2 \qquad (8)$$

зависит от квадрата передаточного числа коробки передач, и для каждой

передачи он имеет свое значение.

1.6. Масса автомобиля

Полная масса грузового автомобиля:

$$m_a = m_c + m_г + m_п \qquad (9)$$

где m_c – снаряженная масса грузового автомобиля, складывающаяся из конструктивной массы, массы заправочных жидкостей, запасного колеса, инструментов и обязательных принадлежностей; $m_г$ – масса перевозимого груза; $m_п$ – суммарная масса пассажиров, из расчета 75 кг – масса одного пассажира.

1.7. Тяговый и мощностей балансы. Дифференциальное уравнение движения автомобиля

Внешние силы, действующие на автомобиль при его движении без прицепа, представлены в аналитическом виде в уравнении тягового баланса

$$P_к = P_f \pm P_i \pm P_j - P_w = fG_a \pm iG_a \pm \left(\frac{G_a}{g}\right)\delta_{вр}\frac{dv}{dt} - k_w F_a V_a^2,$$

где $P_к$ – активная сила, возникающая в контакте колес с дорогой и вызывающая движение автомобиля (касательная сила тяги).

Силы сопротивления при движении машины: P_f – сопротивление качению колес трактора; P_i – сопротивление при движении на подъем (+), при движении на спуске (-); P_j – силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс; P_w – сила сопротивления воздуха.

Мощностной баланс в аналитической форме выражают уравнением

$$N_e = N_м \pm N_f \pm N_i \pm N_j \pm N_w, \qquad (10)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя; $N_м$ – мощность потерь в трансмиссии; N_f – мощность на самопередвижение; N_i – мощность на преодоление подъема; N_j – мощность на разгон; N_w – мощность на преодоление сопротивления воздуха.

Мощность, затраченная на преодоление трения в трансмиссии:

$$N_м = (1 - \eta_м) N_e.$$

Мощности, затраченные на преодоление сопротивления подъема и самопередвижения, оценивают суммарной мощностью, затраченной на преодоление суммарных дорожных сопротивлений:

$$N_\psi = N_f \pm N_i = P_\psi V_a.$$

Мощность, затраченная на преодоление сопротивления воздуха:

$$N_w = P_w V_a = 0{,}5 k_w F_a V_a^3.$$

Решая уравнение тягового баланса относительно ускорения, выводят дифференциальное уравнение движения автомобиля

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_к \pm fG \pm iG - P_w - V_a}{m_a \delta_{вр}} = \frac{\left(P_к \pm P_\psi - P_w\right)g}{G\delta_{вр}}. \qquad (11)$$

2. Тягово-динамический расчет

2.1. Расчет мощности двигателя легкового автомобиля и построение его характеристики

Мощность карбюраторного двигателя N, определяют из условия возможности движения автомобиля по дороге с заданной максимальной скоростью V_{max}, без прицепа на прямой передаче ($i_{кп}$ = 1) по горизонтальной дороге ($i_{кп}$ = 0) с твердым покрытием (ψ_v).

Эту мощность определяют исходя из уравнения мощностного баланса

$$N_v = \frac{\psi_v G_a V_{\max} + k_w F_a V_{\max}^3}{\eta_м}. \qquad (12)$$

После того как будет определена мощность N_v, строят график внешней скоростной характеристики двигателя, представляющий зависимости

$$N_e, M_к, g_e = f\left(n_{дв}, V_a\right),$$

где $M_к$, g_e, $n_{дв}$ – соответственно вращающий момент, удельный расход топлива, частота вращения вала двигателя.

Внешнюю скоростную характеристику (рис. 1а) строят в такой последовательности:

а) в соответствующем масштабе на оси абсцисс наносят шкалу частот вращения вала двигателя и на ней отмечают точку значения частоты вращения вала двигателя на режиме максимальной мощности n_N (принимают по прототипу);

б) выбирают соотношение между частотой вращения вала двигателя при максимальной скорости автомобиля на прямой передаче n_v и частотой вращения вала двигателя при максимальной мощности двигателя $\lambda = n_v/n_N$. Для карбюраторных двигателей без ограничителя частоты вращения λ = 1,10-1,15;

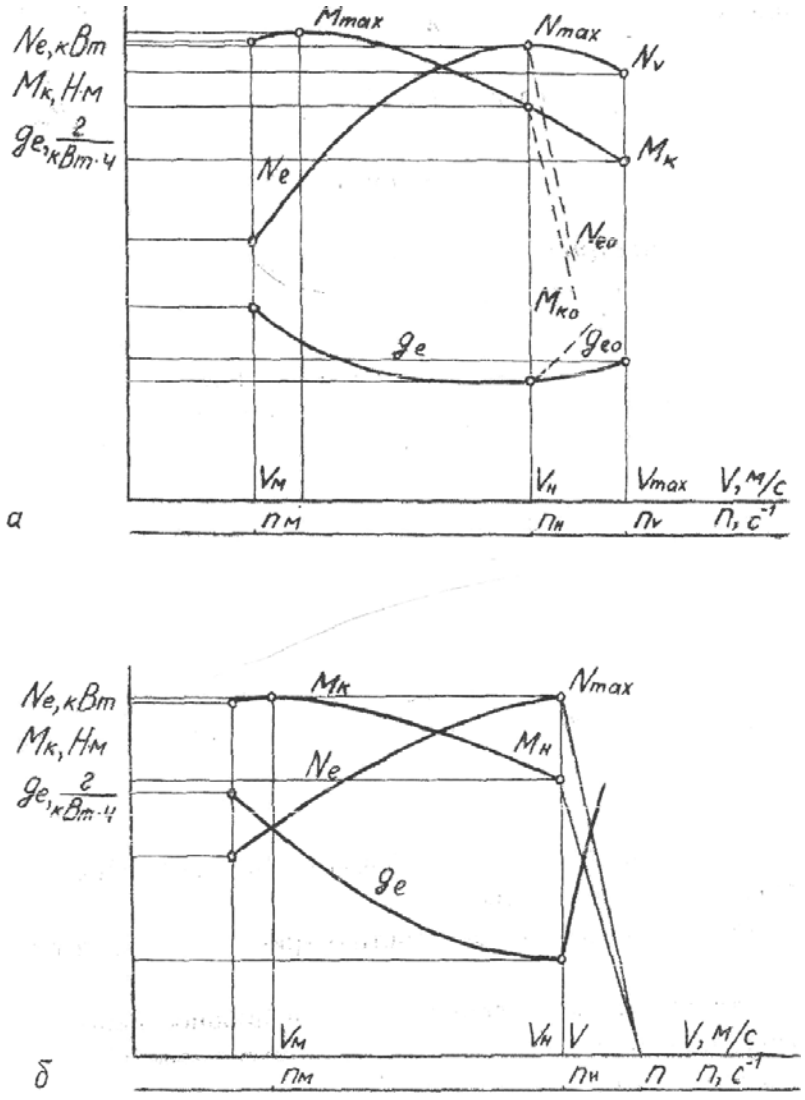


Рис. 1. Характеристики двигателя: а – внешняя скоростная карбюраторного двигателя; б – регуляторная характеристика дизеля

в) коэффициент оборотности определяют как соотношение между

частотой вращения вала двигателя при максимальной скорости автомобиля на прямой передаче n_v и максимальной скоростью автомобиля V_{max}:$\eta_0 = n_v/V_{max}$;

г) используя значения коэффициента оборотности, определяют скорости движения автомобиля при соответствующих частотах вращения вала двигателя ($V_a = n/\eta_0$) и наносят их значения на ось абсцисс; точки N_v, V_{max} и n_v на графике совпадают по вертикали;

д) на оси ординат в соответствующем масштабе наносят шкалу эффективной мощности N_e;

е) на поле характеристики в принятом масштабе отмечают точку, соответствующую N_v;

ж) значение максимальной мощности подсчитывают по формуле

$$N_{\max} = \frac{N_v}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \qquad (13)$$

где статистические коэффициенты *a, b, c* зависят от приспособляемости двигателя по вращающему моменту и оборотам, а также от литража и типа двигателя. Для карбюраторного двигателя $a = b = c = 1$, для дизелей $a = 0{,}53$, $b = 1{,}56$, $c = 1{,}09$; $\lambda = n_v/n_N$. Полученное значение N_{max} отмечают на графике (рис. 1а);

з) текущие значения мощности двигателя определяют по формуле

$$N_e = N_{\max}\left[a\frac{n_x}{n_v} + b\left(\frac{n_x}{n_v}\right)^2 - c\left(\frac{n_x}{n_v}\right)^3\right]. \qquad (14)$$

где n_x – произвольное, в пределах рабочей зоны, значение частоты вращения вала двигателя. Рабочую зону выбирают от n_v до (0,3-0,5) n_v.

На графике откладывают значения мощностей, соответствующих выбранным значениям частот вращения вала двигателя. Расчетные точки соединяют плавной огибающей линией, получают зависимость $N_e = f(n, V_a)$;

и) вращающий момент двигателя для соответствующих значений частот вращения подсчитывают по формуле

$$M_к = \frac{N_e 30}{\pi n}$$

и по полученным значениям расчетных точек проводят кривую $M_к = f(n, V_a)$;

к) кривую удельного эффективного расхода топлива $g_e = f(n)$ строят, используя данные внешней скоростной характеристики двигателя-прототипа. Если ее не удалось найти, то для построения $g_e = f(n)$ используют статистическую зависимость

$$g_x = g_N\left[1{,}2 - 1{,}2\left(\frac{n_x}{n_N}\right) + \left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right],$$

где g_x, g_N, n_x – соответственно удельный эффективный расход топлива в расчетной точке характеристики, удельный расход при максимальной мощности двигателя и произвольная, в пределах рабочей зоны, частота вращения вала двигателя.

Значение удельного эффективного расхода топлива карбюраторного двигателя при максимальной мощности можно принять равным g_N = 300-320 г/(кВт·ч).

Таким образом, получают график N_e, $M_к$, $g_e = f(n, V_a)$ (рис. 1).

2.2. Расчет мощности бензинового двигателя или дизеля грузовых автомобилей. Построение их характеристик

Грузовой автомобиль может быть оснащен бензиновым двигателем или дизелем. Их расчеты несколько отличаются друг от друга, о чем будет сказано ниже.

В последние годы существенно изменился технический уровень автомобилей, возросла их грузоподъемность, увеличилась мощность двигателей. В то же время скорости движения возросли незначительно в связи с возросшими транспортными потоками, узкой проезжей частью дорог, особенно районного и областного значения, условиями безопасности движения. Если в расчетах мощности двигателя ориентироваться на максимальные скорости, рекомендованные заводами-изготовителями, то расчет по формуле (12) показывает заниженную мощность двигателя. Учитывая это, предлагается номинальную мощность двигателя $N_н$ рассчитывать по удельной мощности $N_{уд}$, кВт/т, которая представляет собой отношение номинальной мощности двигателя к полной массе полностью груженого автомобиля:

$$N_{уд} = \frac{N_н}{m_a}. \qquad (15)$$

Удельная мощность может служить одним из показателей динамичности автомобиля. Чем выше удельная мощность, тем интенсивнее разгоняется автомобиль, тем большую среднюю техническую скорость развивает машина при прочих равных условиях, тем выше пропускная способность дорог и выше производительность машины. Зависимость времени разгона грузовых автомобилей до скорости 60 км/ч от удельной мощности автомобиля можно проследить по графику на рисунке 2.

У большегрузных иностранных грузовых автомобилей удельная мощность находится в пределах $N_{уд}$ = 12-14 кВт/т, что обеспечивает не

только высокие разгонные свойства, но и высокие скорости движения на трассах.

Данные по удельной мощности отечественных автомобилей приведены в таблице 8 приложения.

Ряд отечественных автомобилей малой и средней грузоподъемности оснащаются карбюраторными двигателями.

Номинальную мощность двигателя грузового автомобиля определяют в соответствии с формулой (15), исходя из значения удельной мощности, обеспечивающей высокую динамичность автомобиля.

Строят внешнюю характеристику карбюраторного двигателя в такой последовательности:

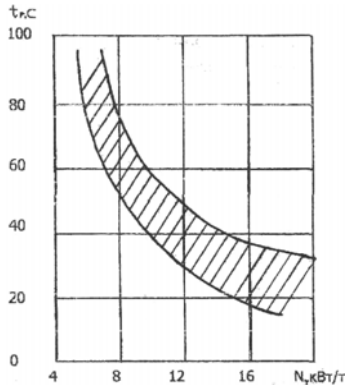


Рис. 2. Зависимость времени разгона грузовых автомобилей от удельной мощности

а) сначала для заданного автомобиля подсчитывают его полную массу, которую определяют в соответствии с п. 1.6: $m_a = m_c + m_г + m_п$. Снаряженную массу берут из технической характеристики автомобиля-прототипа. Грузоподъемность указана в задании. Массу каждого пассажира, включая водителя, принимают равной 75 кг;

б) выбирают, какой удельной мощностью $N_{уд}$ должен обладать проектируемый автомобиль, ориентируясь на данные таблицы 6 приложения для автомобиля-прототипа с учетом возможности увеличения мощности его двигателя;

в) подсчитывают значение номинальной мощности двигателя $N_н$, кВт,

$$N_н = N_{уд} m_a; \qquad (16)$$

г) частоту вращения вала двигателя $n_н$ при номинальной мощности принимают, как у двигателя-прототипа;

д) номинальный вращающий момент определяют $M_н = N_н \cdot 30/(\pi \cdot n_н)$,

кН·м;

е) значение удельного расхода топлива при номинальном режиме двигателя g_N берут из технической характеристики автомобиля-прототипа или строят по данным таблицы 1.

Строят внешнюю скоростную характеристику N_e, $M_к$, $g_e = f(n, V_a)$, используя процентные соотношения между мощностью, удельным расходом топлива и частотой вращения вала двигателя, пользуясь данными таблицы 1.

ж) номинальную мощность дизеля рассчитывают так же, как и для карбюраторного двигателя. Параметры корректорной ветви регуляторной характеристики дизеля (рис. 1б) определяют по процентным соотношениям таблицы 2.

Таблица 1

Процентные соотношения между параметрами относительной внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя

Частота вращения коленчатого вала двигателя, %	20	40	60	80	100	120
Эффективная мощность, %	20	50	73	92	100	92
Удельный расход топлива, %	115	100	97	95	100	115

Таблица 2

Процентные соотношения между параметрами относительной скоростной характеристики дизеля

Частота вращения коленчатого вала двигателя, %	20	40	60	80	100
Эффективная мощность, %	17	41	67	87	100

Текущие значения удельного расхода топлива дизеля ge подсчитывают по формуле

$$g_x = g_N \left[1{,}55 - 1{,}55 \left(\frac{n_x}{n_N} \right) + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right],$$

где g_N, n_x – соответственно удельный расход при номинальной мощности двигателя и произвольная, в пределах рабочей зоны, расчетная точка частоты вращения вала двигателя.

Для дизеля и карбюраторного двигателя грузового автомобиля максимальная мощность равна номинальной $N_н = N_{max}$.

Вращающий момент двигателя для соответствующих частот

вращения:

$$M_к = \frac{N_e 30}{\pi n}.$$

При наличии на дизеле всережимного регулятора регуляторную ветвь строят по известной методике: находят максимальные обороты холостого хода двигателя $n_{xx} = n_н(1{,}06\text{-}1{,}08)$ и соединяют на характеристике расчетную точку n_{xx} с номинальными значениями мощности и вращающего момента. Пример построения характеристики карбюраторного двигателя грузового автомобиля с ограничителем частоты вращения и дизеля приведены на рисунке 1б.

2.3. Расчет передаточного числа главной передачи

В главной передаче происходит повышение передаваемого вращающего момента и соответствующее уменьшение частоты вращения вала двигателя, а также разделение передаваемой энергии на два потока.

Передаточное число главной передачи i_0 оказывает существенное влияние на тягово-скоростные и топливно-экономические показатели автомобиля. Для автомобилей различных типов и назначений существует своя методика определения передаточного числа главной передачи.

Передаточное число большей части легковых автомобилей с классической компоновкой и базовых моделей грузовых автомобилей с прямой передачей рассчитывают исходя из обеспечения заданной максимальной скорости на прямой передаче при частоте вращения вала двигателя, равной n_v, по формуле

$$i_0 = \frac{\pi r_к \eta_0}{V_{\max} 30}, \qquad (17)$$

где $r_к$ – радиус качения колес автомобиля (принимают равным статическому радиусу, найденному из ГОСТ 4754-80 или ГОСТ 5513-86; η_0 – коэффициент оборотности (п. 2.1 и таблица 3 приложения).

Передаточные числа главной передачи легковых и грузовых автомобилей специального назначения и повышенной проходимости принимают на 10-15 % больше, чем для базовых моделей.

Передаточное число главной передачи легковых автомобилей с передним приводом можно рассчитывать по формуле

$$i_0 = \frac{\pi r_к \eta_0}{V_{\max} i_4},$$

где i_4 – передаточное число четвертой передачи (принимают по прототипу).

2.4. Расчет передаточных чисел коробки передач

Передаточные числа в коробке передач определяют из условия интенсивности разгона, безударного переключения зубчатых колес, движения с небольшой скоростью в тяжелых дорожных условиях и при маневрировании, преодоления заданных наибольших подъемов. Первые два условия выполняются, когда передаточные числа в коробке передач составляют ряд геометрической прогрессии со знаменателем прогрессии.

Основными параметрами коробки передач, в значительной степени определяющими тяговые, разгонные и топливно-экономические показатели автомобилей, являются диапазон и плотность ряда передаточных чисел. Диапазон определяют по формуле

$$d = \frac{i_1}{i_m}.$$

Диапазон характеризует предельные тяговые и скоростные качества автомобиля. Плотность ряда передаточных чисел (значение интервала скоростей) характеризует средние скорости движения, а также динамические качества автомобиля во всем диапазоне скоростей движения. Плотность ряда равна отношению передаточного числа предыдущей передачи к передаточному числу последующей: $n_p = i_{x\text{-}1}/i_x$. Плотность ряда обычно уменьшают между наиболее часто используемыми передачами, например 4 и 3 у грузовых автомобилей. Передаточные числа автомобилей, имеющих трехвальные с прямой передачей коробки передач, составляют ряд геометрической прогрессии со знаменателем прогрессии, определяемым по формуле

$$Q = \sqrt[m-1]{i_1} \qquad (18)$$

где m – число передач, исключая ускоряющую; i_1 – передаточное число на первой передаче.

Знаменатель прогрессии равен плотности ряда: $q = n_p$.

Для автомобилей, имеющих пять передач с ускоряющей, по геометрической прогрессии рассчитывают первые четыре. Снижение скорости автомобиля при переключении передач с низшей передачи на высшую компенсируют уменьшением знаменателя геометрической прогрессии на 3-5 % от низших передач к высшим, т.е. $q_2 = 0{,}95q_1$, $q_3 = 0{,}97q_2$ и т.д. Передаточное число на высшей передаче, при отсутствии ускоряющей, равно единице $i_m = 1$. Передаточное число на ускоряющей передаче легковых автомобилей (для большинства машин – 5 передача) находится в пределах $i_y = 0{,}85\text{-}0{,}90$.

Передаточное число на первой передаче определяют из условия преодоления заданного наибольшего подъема при установившемся движении по асфальтированной дороге по формуле

$$i_1 = \frac{\psi_{1\max} r_к G_a}{M_{\max} i_0 \eta_м},$$

где M_{max} – максимальный вращающий момент двигателя; $\eta_м$ – механический КПД трансмиссии (п. 1.1); G_a – вес груженого автомобиля (полный вес); $\psi_{1max} = f_v + i_1$ – суммарный коэффициент дорожного сопротивления, характеризующий наибольший подъем, который может преодолеть автомобиль на первой передаче. Коэффициент подъема должен находится в пределах i_1 = 0,35-0,45, большее значение для машин высокой проходимости.

Проверяют передаточное число первой передачи по условию движения на максимальном подъеме без буксования:

$$i_1 \le \frac{\lambda_k G_a \varphi r_k}{M_{\max} i_0 \eta_м}, \qquad (19)$$

где φ – коэффициент сцепления колес с дорогой (0,6-0,9); λ_k – коэффициент нагрузки ведущих колес (приложение).

При невыполнении этого условия, т.е. если движение без буксования невозможно, нужно изменить ряд параметров, входящих в неравенство. Например, можно увеличить коэффициент сцепления, варьировать коэффициент нагрузки колес, изменить передаточное число главной передачи.

Скорости движения на различных передачах:

$$V_{\max-1} = \frac{V_{\max}}{q_{m-1}}; \quad V_{\max-2} = \frac{V_{m-1}}{q_{m-2}} \text{ и т.д.}$$

3. Динамический расчет автомобиля

Динамический фактор есть отношение избыточной тяги к весу автомобиля:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}. \qquad (20)$$

Так как касательная сила тяги $P_к$ и сила сопротивления воздуха P_w изменяются в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы автомобиля, то и динамический фактор в условиях эксплуатации не остается постоянным.

3.1. Построение динамической характеристики

За изменением динамического фактора при изменении скоростных и нагрузочных режимов автомобиля можно проследить по динамической характеристике D = $f(V_a)$.

Динамическая характеристика позволяет решать ряд задач движения

автомобиля с учетом конструктивных и эксплуатационных параметров, позволяющих оценить эффективность использования автомобиля.

Исходными для построения динамической характеристики являются внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя или регуляторная характеристика дизеля, а также данные тягового расчета.

При построении динамической характеристики намечают не менее *пяти точек скоростных режимов на каждой передаче*. Скорости автомобиля при движении на каждой передаче при различных частотах вращения вала двигателя определяют по формуле

$$V_a = \frac{\pi n r_k}{30 i_0 i_{кп}}$$

и заносят в таблицу.

Для каждого из этих скоростных режимов находят значения касательныхсил тяги

$$P_k = \frac{M_k i_0 i_{кп} \eta_м}{r_k}$$

и также заносят в таблицу.

Для определения силы сопротивления воздуха используют зависимость

$$P_w = k_w F_a V^2.$$

Значения коэффициента сопротивления воздуха k_w и площади поперечного сечения F_a приведены в таблице 4 приложения. Используя данные этой таблицы, подсчитывают динамический фактор для каждого скоростного режима и нагрузки по формуле

$$D = \frac{\frac{M_k i_0 i_{кп} \eta_м}{r_k} - k_w F_a V_a^2}{G_a} \qquad (21)$$

и строят характеристику $D = f(V_a)$ (рис. 3).

Значение динамического фактора численно равно значению суммарного дорожного сопротивления, т.е. $D = \psi$, поэтому на шкале ординат откладывают в одном масштабе значения и динамического фактора, и суммарного дорожного сопротивления (вправо от точки O на рисунке 3).

3.2. Универсальная динамическая характеристика

(строится по дополнительному указанию преподавателя)

Универсальная динамическая характеристика позволяет решать ряд задач движения автомобиля, в том числе при изменении его веса и дорожных условий.

Для решения задач динамики с изменением веса (нагрузки) автомобиля влево от точки O (рис. 3) динамической характеристики строят номограмму нагрузок. Динамический фактор с уменьшением веса увеличивается. Новое значение динамического фактора D_x автомобиля, вес которого изменен, можно определить по формуле

$$D_x = \frac{D_a G_a}{G_x}$$

где D_a, G_a – динамический фактор и вес полностью груженого автомобиля; G_x – измененный вес автомобиля.

Универсальная динамическая характеристика, рассчитанная и построенная для автомобиля ГАЗ-53А, показана на рисунке 3. В правой стороне графика (вправо от точки O) построена динамическая характеристика полностью груженого автомобиля и при полном открытии дроссельной заслонки. Влево от точки O проводят ось и на ней наносят шкалу различных значений нагрузки в процентах от полной $H = G_x \cdot 100/G_a$. Из точки O_1, соответствующей негруженому автомобилю, проводят линию, параллельную шкале динамического фактора D_a, и на ней откладывают значения динамического фактора D_0 для негруженого автомобиля. Масштаб шкалы динамического фактора негруженого автомобиля определяют по формуле

$$\mu_x = \frac{\mu_a G_0}{G_a},$$

где μ_a – масштаб шкалы динамического фактора полностью груженого автомобиля; G_0 – вес снаряженного автомобиля, Н.

Одинаковые значения шкал динамических факторов D_0 и D_a соединяют наклонными прямыми линиями.

В таком виде график универсальной динамической характеристики позволяет решить ряд задач динамики автомобиля.

1. *Определить наибольшее значение дорожного сопротивления ψ_1, которое преодолеет автомобиль с данной нагрузкой H_1 в процентах от полного веса при установившемся движении с заданной скоростью V_1 на высшей передаче.*

Для этого из точки скорости V_1 проводят вертикальную линию до пересечения с кривой динамического фактора D_5. Из точки пересечения проводят горизонтальную линию до пересечения с вертикальной линией, проведенной из точки заданного значения нагрузки H_1. Точка пересечения этих линий будет соответствовать искомому значению дорожного сопротивления ψ_1 (в данном случае $\psi_1 = 0{,}04$). Если точка пересечения расположится между наклонными линиями, то искомое значение суммарного дорожного сопротивления определяют интерполированием между соседними наклонными линиями.

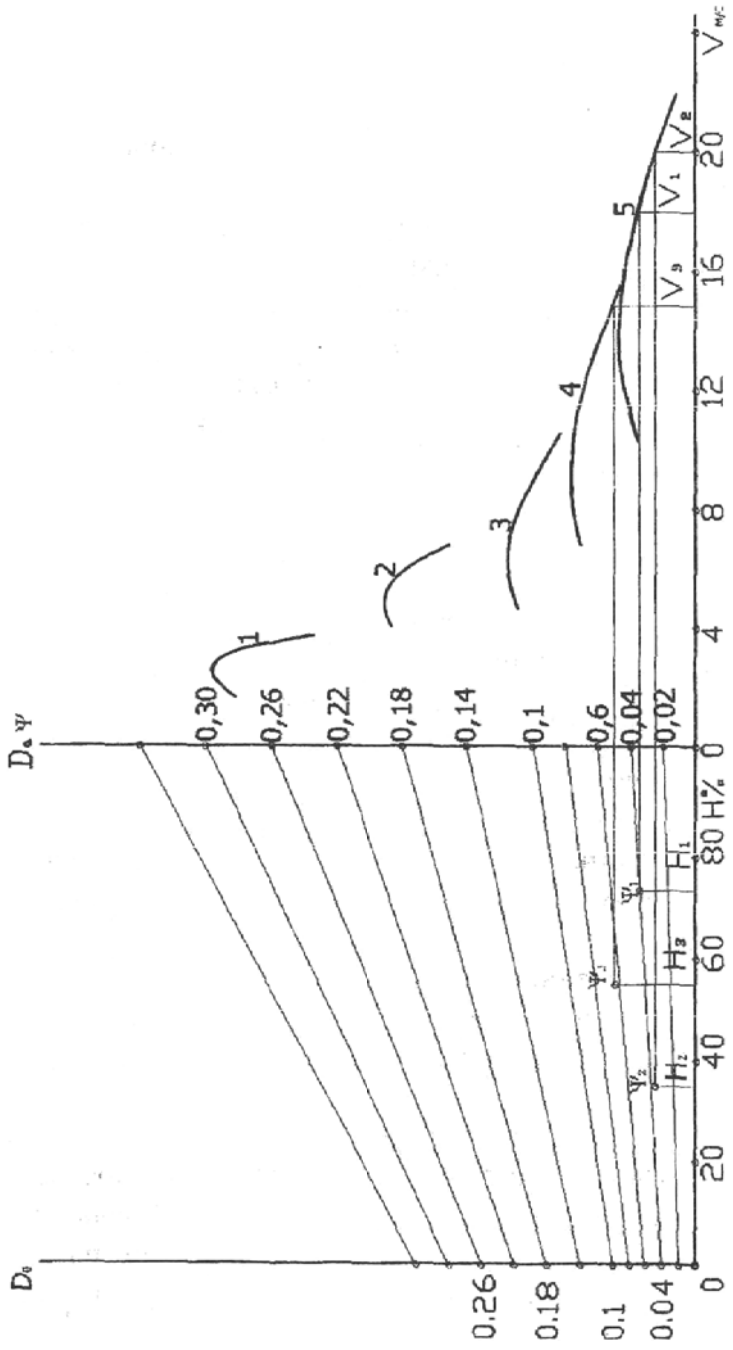


Рис. 3. Универсальная динамическая характеристика автомобиля

2. *Определить, какую скорость может развить автомобиль, если известна нагрузка H_2 и суммарное дорожное сопротивление ψ_2.*

Для этого проводят вертикальную линию из точки H_2 до пересечения с линией заданного дорожного сопротивления ψ_2. Из этой точки пересечения вправо проводят горизонтальную линию до кривой динамического фактора D_5 и из точки их пересечения опускают перпендикуляр на абсциссу, что покажет возможную скорость движения V_2 в заданных условиях.

3. *Определить нагрузку, которую может нести автомобиль при движении с заданной скоростью V_3 по дороге с известным дорожным сопротивлением ψ_3.*

Для этого проводят вертикаль через скорость V_3 до пересечения с кривой динамического фактора D_4, а затем из точки пересечения проводят влево горизонтальную линию до пересечения с наклонной линией заданного дорожного сопротивления ψ_3. Вертикаль через точку их пересечения на шкале нагрузок покажет возможную нагрузку H_3, которую может иметь автомобиль при движении со скоростью V_3 по дороге с сопротивлением ψ_3. Горизонтальная линия может пересечь несколько линий дорожного сопротивления. Это говорит о том, что автомобиль со скоростью V_3 может двигаться в разных дорожных условиях и с разной нагрузкой в кузове.

Примечание. Задание для решения задач с использованием универсальной динамической характеристики включают в общее задание на выполнение курсовой работы.

3.3. Разгон автомобиля. Время и путь разгона

Динамичность автомобиля определяет его производительность, т.е. способность перевозить грузы (пассажиров) с оптимальной средней технической скоростью, которая, в свою очередь, зависит от интенсивности разгона – трогания с места и увеличения скорости до заданной. В качестве оценочных показателей интенсивности разгона приняты: j_p – *ускорение при разгоне*; t_p – *время разгона*, т.е. время увеличения скорости автомобиля от начальной V_0 до заданной конечной V_m; s_p – *путь разгона*, т.е. путь, который пройдет автомобиль при увеличении скорости от V_0 до V_m.

В приближенных расчетах принимают, что разгон происходит на горизонтальной дороге с твердым покрытием ψ_v, сцепление включено и не пробуксовывает, дроссельная заслонка открыта полностью (рейка топливного насоса в положении полной подачи) обеспечено сцепление колес с дорогой без буксования.

Разгон начинают с минимальной устойчивой скорости на низшей передаче порядка V_0 = 1,5-2,0 м/с, до конечной V_m = 27,8 м/с (100 км/ч) – для легковых автомобилей и V_m = 16,7 м/с (60 км/ч) – для грузовых автомобилей.

Определение ускорения и времени разгона

Ускорение определяют с использованием динамической характеристики (рис. 3) по формуле

$$j_p = \frac{(D - \psi_v)g}{\delta_{вр}}, \qquad (22)$$

где D – значение динамического фактора на соответствующей передаче; g – ускорение свободного падения; $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс (п. 1.5).

Построения графика ускорений при разгоне

Последовательно, начиная с первой передачи, определяют запас динамического фактора $D - \psi_v$ при разгоне на различных передачах и принятых скоростных режимах. Подсчитывают для каждой передачи коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{вр}$. Используя уравнение (22), подсчитывают ускорение автомобиля и по полученным данным строят график ускорений $j_p = f(V_a)$. На рисунке 4 показан расчетный график ускорений автомобиля ГАЗ-53А.

Кривые ускорений по передачам с уменьшением номера передачи несколько сближены по сравнению с кривыми динамического фактора, так как с увеличением передаточного числа возрастает коэффициент $\delta_{вр}$. По этой же причине кривая ускорений на первой передаче грузовых автомобилей располагается ниже кривой ускорений на второй передаче. На рисунке 4 в скобках даны номера пяти передач грузового автомобиля. Без скобок показано примерное расположение кривых ускорений для четырех передач, характерное для легковых автомобилей. При правильном расчете и построении кривая ускорений на высшей передаче пересечет абсциссу в точке, соответствующей максимальной скорости. Достижение максимальной скорости происходит при полном использовании запаса динамического фактора $D - \psi_v = 0$.

Время разгона. График времени разгона $t_p = f(V_a)$

Время движения автомобиля при увеличении скорости от V_0 до V_m может быть выражено интегралом

$$t_p = \int_{v_0}^{v_m} \frac{dv}{j}. \qquad (23)$$

Для решения интеграла используют метод графического интегрирования. Шкалу скоростей (рис. 4) разбивают на элементарные участки длиной dv (например, dv =1 м/с). Для каждого участка находят среднее на участке значение ускорения

$$j_{ср} = \frac{j_x + j_{x+1}}{2},$$

где j_x и j_{x+1} – ускорения в начале и конце участка, м/с^2. Из начала каждого

участка проводят вертикальную линию до пересечения с кривой ускорений. С небольшим допущением можно считать, что на каждом участке разгон происходит с постоянным ускорением.

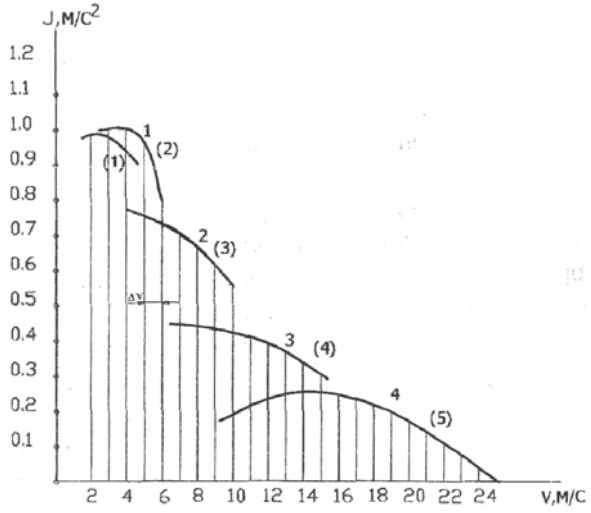


Рис. 4. Расчетный график ускорений автомобиля ГАЗ-53А

Время разгона t_x с, на каждом участке приращения скорости dv:

$$t_x = \frac{dv}{j_x}.$$

Если принять для нашего расчета dv =1, то $t_1 = 1/j_1$, $t_2 = 1/j_2$, $t_3 = 1/j_3$ и т.д.

Полное время разгона от t_0 до конечного времени разгона t_m определяют как сумму времени разгона нарастающим итогом по всем участкам: для скорости V_1 откладывают время t_1; для скорости Уг откладывают на графике (рис. 5) время ($t_1 + t_2$); для скорости V_3 – время ($t_1 + t_2 + t_3$) и т.д. Общее время разгона $t = t_1 + t_2 + t_3 + \ldots + t_m$.

Максимальную интенсивность разгона автомобиль осуществляет на первой передаче, когда развивается максимальное ускорение. Переключение передач следует производить при скоростях, соответствующих точкам *a, b, c*. Точка *d* есть точка пересечения кривой ускорения на пятой передаче с абсциссой, что соответствует V_{max}. При построении графика времени разгона удобно пользоваться таблицей 3.

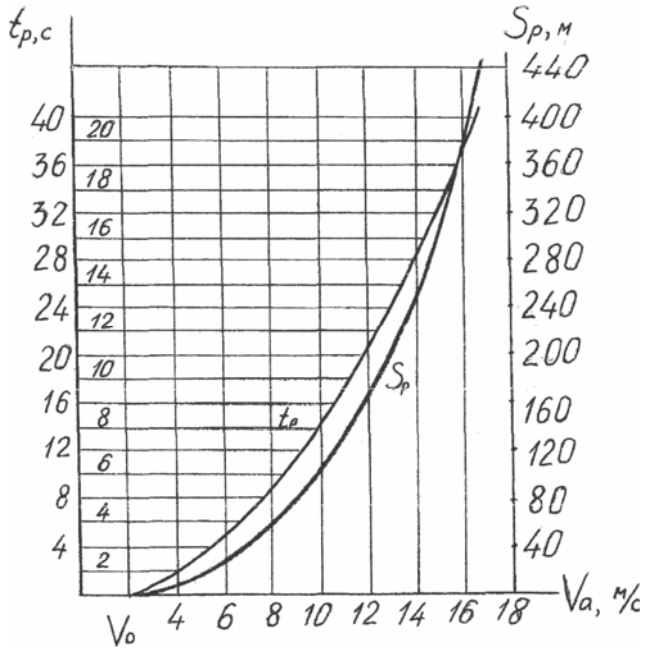


Рис. 5. Время и путь разгона автомобиля ГАЗ-53А

Таблица 3

Участки скорости V_x, м/с

№ участка	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ускорение при движении на каждом участке, j_x, м/с^2										
Время разгона на каждом участке t_x, с										
Время разгона нарастающим итогом, с										

Теоретический график разгона отличается от действительного: не при всяком разгоне дроссельная заслонка открыта полностью (не используется полная мощность двигателя), на пробуксовку сцепления затрачиваются определенная энергия и время, не учтено время на переключение передач (1,5-2,0 с). Мощность двигателя во время разгона изменяется по динамической характеристике, что на 6-8 % меньше, чем по внешней скоростной.

На рисунке 6 показан действительный график времени разгона. Моменты переключения передач в автомобиле со ступенчатой трансмиссией (кривая 3) характеризуются потерей времени и скорости при

переключении передач. У автомобиля с коробкой передач с синхронизаторами (кривая 2) интенсивность разгона выше. Наибольшая интенсивность разгона у автомобиля с автоматической бесступенчатой трансмиссией (кривая 1).

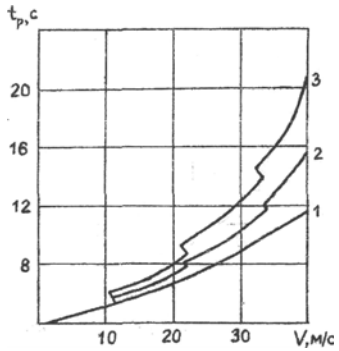


Рис. 6. Действительный график времени разгона

Максимальное ускорение при разгоне для легковых автомобилей находится в пределах 2,0–3,5 м/с^2 на первой передаче и 0,8–2,0 м/с^2 на прямой передаче; для грузовых автомобилей – 1,8–2,8 м/с^2 на второй передаче и 0,4–0,8 м/с^2 на прямой передаче. Время разгона отечественных легковых автомобилей с места до 100 км/ч (27,8 м/с) порядка 13–17 с. Время разгона грузовых автомобилей до скорости 60 км/ч (17 м/с) порядка 35–45 с, что говорит о недостаточной динамичности машин. На интенсивность разгона существенно влияет удельная мощность машины, а также рациональный подбор передаточных чисел коробки передач.

Путь разгона

Путь разгона s_p – это путь, который проходит автомобиль при изменении скорости от начальной V_0 до заданной конечной V_m. Для построения графика пути разгона используют график времени разгона (рис. 5).

Чтобы найти путь, пройденный автомобилем при изменении времени разгона от t_a до t_m, надо решить интеграл

$$s_p = \int_{t_0}^{t_m} V dt, \qquad (24)$$

Решают его путем графического интегрирования. Для этого вправо от ординаты времени (рис. 4) до пересечения с кривой $t_p = f(V_a)$ проводят параллельные линии на расстоянии dt одна от другой до t_m. Образованные при таком построении элементарные трапеции номеруют. Площадь элементарной трапеции в принятых масштабах времени и скорости равна пути, пройденному автомобилем за время, равное dt:

$$s_x = \Delta_x = (V_{x+1} + V_x) \cdot 0{,}5dt$$

где $(V_{x+1} + V_x) \cdot 0{,}5$ – среднее значение скорости на элементарном участке.

Конечный путь разгона находят последовательно, нарастающим итогом складывая ординаты пути разгона на каждом участке начиная от V_0 до V_m:

$$S_1 = (V_0 + V_1) \cdot 0{,}5dt; \;\; S_2 = S_1 + (V_1 + V_2) \cdot 0{,}5dt; \;\; S_3 = S_2 + (V_2 + V_3) \cdot 0{,}5dt \;\text{ и т.д.}$$

Против точек, равных средним значениям скоростей на каждом участке, отмечают точки соответствующих значений пути S_1, S_2, S_3 ... S_m. Через эти точки проводят огибающую кривую, которая и представляет собой зависимость $s_p = f(V_a)$. В расчетном случае dt = 2 с. При построении графика пути разгона (рис. 5) удобно пользоваться таблицей по аналогии с таблицей времени разгона.

4. Топливная экономичность автомобиля

В качестве моторного топлива на тракторах и автомобилях применяют в основном горючее нефтяного происхождения – бензин и дизельное топливо. В связи с ограниченными запасами нефти, трудностями ее добычи и переработки, все возрастающим значением нефти как ценного сырья для химической промышленности и высокой ее стоимости экономия топлива приобрела особое значение. Если раньше стоимость топлива в общих эксплуатационных затратах составляла порядка 15 %, то в настоящее время – более 30 %.Так как на заправочных колонках топливо отпускают в литрах, то в качестве основного измерителя топливной экономичности автомобиля принят показатель расхода топлива в литрах на 100 километров пробега. Расход топлива Q_s, л/100 км, определяют по формуле

$$Q_s = \frac{g_e N_e 100}{10^3 \rho V_a}, \qquad (25)$$

где ρ, g_e, N_e – соответственно плотность топлива, кг/л, удельный расход топлива, г/(кВт·ч), эффективная мощность двигателя, кВт, $100/V_a$ – время прохождения 100 км пути при скорости V_a, км/ч.

Как видно из формулы (20), топливная экономичность автомобиля зависит от конструктивных и эксплуатационных факторов. Удельный расход топлива зависит от совершенства конструкции двигателя, от скоростного и нагрузочного режимов его работы. Эффективная мощность, развиваемая двигателем в установившемся режиме на данной скорости на прямой передаче (i_m = 1), равна сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление всех сопротивлений. Поэтому формулу (25) можно

представить в виде:

$$Q_s = \frac{g_e(N_{mp} + N_\psi + N_w)}{10\rho V_a}, \qquad (26)$$

Из выражения (26) следует, что расход топлива возрастает с увеличением мощности на преодоление сопротивлений в трансмиссии N_{mp}, мощности на преодоление суммарного сопротивления дороги N_ψ, мощности на преодоление сопротивления воздуха N_w. Плотность топлива ρ введена для перевода единиц массы в литры.

Мощность, которую развивает двигатель при движении автомобиля по заданной дороге на прямой передаче со скоростью V_a, определяют по формуле

$$N_e = \frac{\psi_v G_a V_a + k_w F_a V_a^3}{\eta_m}, \qquad (27)$$

где ψ_v – коэффициент суммарного дорожного сопротивления; G_a – полный вес автомобиля; k_w – коэффициент сопротивления воздуха; F_a – наибольшая площадь поперечного сечения автомобиля (приложение). Использование уравнения (25) затруднено из-за того, что удельный расход топлива не постоянен и меняется в зависимости от скорости вращения вала и нагрузки двигателя. Приближённо удельный текущий расход топлива определяют по эмпирическим зависимостям

$$g_e = g_N \cdot k_{об} \cdot k_N, \qquad (28)$$

где g_N – удельный расход топлива при максимальной мощности; $k_{об}$ – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода от частоты вращения вала двигателя; k_N – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода от нагрузки двигателя. Коэффициенты $k_{об}$ и k_N определяют по графикам соответственно рис.7а и б.

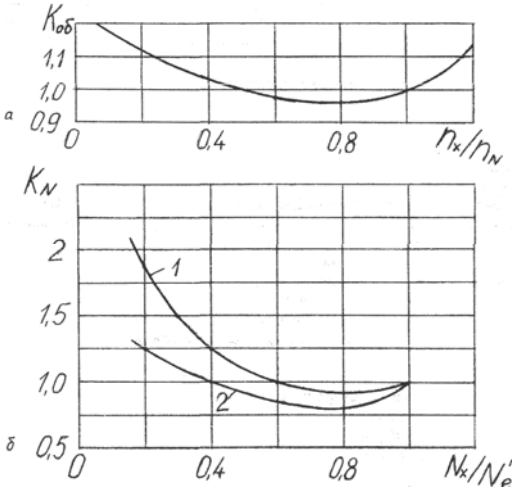


Рис. 7. Коэффициенты для расчета удельного расхода топлива: а – $k_{об}$ учитывает изменение удельного расхода от частоты вращения вала двигателя; б – k_N учитывает изменение удельного расхода от нагрузки двигателя

4.1. Расчет топливной экономичности и построение экономической характеристики

Расчет проводят для двух-трех типов дорог в такой последовательности.

а) по формуле (27) определяют мощность, которую развивает двигатель автомобиля, движущегося равномерно со скоростью V_a по хорошей дороге ψ_v на прямой передаче, и подставляют в формулу (25) (скорости назначают последовательно от наибольшей V_{max} до $V_a = 0{,}4V_{max}$ на прямой передаче; для автомобилей с передним приводом назначают скорость от наибольшей V_{max} до $V_a = 0{,}4V_{max}$ на передаче, предшествующей ускоренной);

б) определяют значение коэффициента $k_{об} = n/n_N$, при этом частоту вращения вала двигателя при движении с заданной скоростью подсчитывают по формуле $n = \eta_o/V_a$ (п. 2.1), где η_o – коэффициент оборотности; частоту вращения вала двигателя при максимальной мощности двигателя n_N берут из тягового расчета; значение $k_{об}$ определяют по графику (рис. 7) и подставляют в формулу (28);

в) определяют значение коэффициента

$$k_N = N_e / N_e^1,$$

где N_e – значение мощности двигателя, определяемое для данной скорости и дороги, подсчитанное по формуле (27); N_e^1 – значение мощности двигателя, которую он развивает при данном скоростном режиме по внешней скоростной характеристике или регуляторной характеристике дизеля (рис. 1); коэффициент k_N определяют по графику (рис. 7б) (кривая 1 – для карбюраторных двигателей, кривая 2 – для дизелей) и подставляют в формулу (28);

г) определяют значение удельного расхода топлива при максимальной мощности двигателя: $g_N = (1{,}05\text{-}1{,}08)g_{min}$ (первое значение – для карбюраторного двигателя, второе – для дизеля) или берут из внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя или характеристики дизеля;

д) расчетные значения $k_{об}$, k_N и g_N подставляют в формулу (28), подсчитывают значение g_e;

е) в формулу (25) вводят расчетные значения N_e и g_e и для скоростного режима V_a определяют расход топлива Q_s;

ж) используя полученные данные, строят экономическую характеристику автомобиля $Q_s = f(V_a)$ (рис. 8) для двух типов дорог ψ_v и ψ_2.

Приведенный расчет был выполнен для равномерного движения на прямой передаче. При работе автомобиля в поле или движении по пересеченной местности могут возникнуть условия длительной работы машины на промежуточных передачах. В этом случае расчет топливной экономичности автомобиля Q_s, л/100 км, следует проводить по формуле

$$Q_s = \frac{g_e N_e i_x 100}{10^3 \rho i_m V_a}, \qquad (29)$$

где i_x – принятое для расчета передаточное число промежуточной передачи, i_m – прямая передача, $i_m = 1$.

На графике экономической характеристики (рис. 8) показаны примерные кривые расхода топлива в разных условиях эксплуатации: а – на прямой передаче по хорошей дороге; б – на пониженной передаче в тяжелых дорожных условиях.

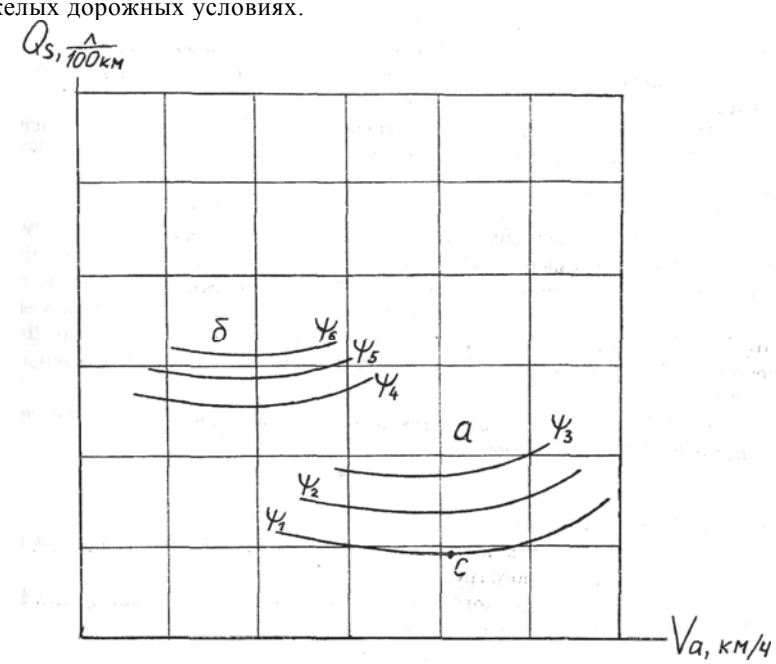


Рис. 8. Экономическая характеристика автомобиля

При анализе экономической характеристики выделяют точку минимального расхода топлива *C* и соответствующую ей скорость, которую называют экономичной. При движении машины от экономичной к минимальной устойчивой скорости на прямой передаче расход топлива несколько увеличивается в связи с переходом работы двигателя на менее экономичные режимы, что соответствует характеру протекания кривой удельного расхода топлива на внешней скоростной характеристике.

С увеличением скорости от экономичной расход топлива увеличивается из-за повышения сопротивления воздуха и перехода работы двигателя на менее экономичные режимы, в том числе на режим обогащенной смеси.

В современных автомобилях введены усовершенствования в конструкцию системы питания, что позволило иметь минимальный расход Q_s при движении с минимальной устойчивой скоростью. Па пониженных передачах расход топлива возрастает, так как увеличивается часовой расход топлива.

В технических характеристиках указывают контрольный расход топлива, полученный при равномерном движении автомобиля с полной нагрузкой на прямой передаче по сухому асфальтированному шоссе с уклоном не больше 1,5 % и со скоростью, близкой к экономичной.

Данные расчета топливной экономичности сравнивают с расходом топлива автомобиля-прототипа и делают заключение о топливной экономичности расчетного автомобиля.

Средние дифференциальные нормы расхода топлива, рекомендуемые для автохозяйств, учитывают большое число факторов, встречающихся в эксплуатации: величину полезной нагрузки в кузове, маневрирование в пунктах погрузки-разгрузки, вынужденные простои с работающим двигателем, движение по плохим дорогам, сезонность эксплуатации, климатический пояс, специфику автомобиля (бортовой или самосвал), вид перевозки, плечи перевозки и др. Для легковых автомобилей нормы расхода топлива обычно назначают на единицу пробега.

В качестве удельного показателя *расхода топлива принят расход топлива в литрах на тонно-километр*:

$$q = \frac{Q_s}{100 m_г},$$

где $m_г$ – масса перевозимого груза, т.

Чем больше полезная нагрузка машины, тем меньше расход топлива на единицу массы перевозимого груза.

Запас хода, $S_{зап}$, км, – количество километров, которое может пройти автомобиль на одном полном баке:

$$S_{зап} = \frac{100 V_б}{Q_s},$$

где $V_б$ – емкость топливного бака автомобиля-прототипа.

4.2. Влияние эксплуатационных факторов на топливную экономичность

В процессе действительной эксплуатации, особенно в городе, значительную часть времени автомобиль находится в условиях переходных режимов – разгон-торможение. При ускоренном движении расход топлива увеличивается вследствие нарастания сопротивления сил инерции. Движение накатом, по инерции, не всегда компенсирует перерасход топлива при разгоне.

Работа на пониженных передачах связана со значительным увеличением расхода топлива. Выбор наиболее экономичного режима

движения зависит от состояния дороги, выбора рациональной скорости и квалификации водителя. Большое влияние на расход топлива оказывает техническое состояние машины. Так, отклонение уровня топлива в поплавковой камере карбюратора приводит к изменению расхода: с понижением уровня улучшается экономичность при движении на длинных участках пути, но ухудшается динамика машины, увеличивается расход топлива на разгон; с повышением уровня топлива может улучшиться динамика, но будет происходить перерасход топлива при установившемся движении.

Неправильная установка угла опережения зажигания у карбюраторных двигателей или впрыскивания топлива у дизелей приводит к ухудшению экономичности двигателя до 60-90 %. Неправильная регулировка зазора в прерывателе системы зажигания вызывает ухудшение работы двигателя и, следовательно, увеличение расхода топлива и т.д.

Влияет на экономичность и тепловой режим двигателя. Снижение температуры охлаждающей жидкости с 95 до 75 °С приводит к увеличению расхода на 3-5 %, а при 65 °С расход горючего увеличивается до 15 %.

Причиной ухудшения экономичности может быть применение не рекомендованных заводом-изготовителем топлива и масел. Так, использование бензина с меньшим октановым числом приводит к увеличению расхода топлива на 15-20%.

Рекомендуемая литература

1. *Чернышев В.А. Тракторы и автомобили. Ч. 3. Теория автомобиля: Учебное пособие. – М.: МГАУ им. В.П. Горячкина, 1999. – 36 с.*
2. *Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1972. – 384 с.*
3. *Гришкевич А.И. Автомобили. – Минск: Вышейшая школа, 1986. – 207 с.*
4. *Артамонов М.Д. и др. Основы теории и конструкции автомобиля. – М.: Машиностроение, 1974. – 287 с.*

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Характерные точки динамических характеристик автомобилей

Автомобили	ψ_v	ψ_{max}	ψ_{1max}	V_{max}, м/с
Легковые				
ЗАЗ-966	*0,024*	*0,08*	*0,37*	*33*
ВАЗ-2101	*0,025*	*0,065*	*0,3*	*39*
М-412	*0,037*	*0,07*	*0,35*	*39*
М-24 «Волга»	*0,025*	*0,010*	*0,4*	*40*
Грузовые				
УАЗ-451Д	*0,032*	*0,067*	*0,26*	*26*
ГАЗ-53А	*0,022*	*0,045*	*0,34*	*24*
ЗИЛ-130	*0,018*	*0,043*	*0,36*	*25*
*ЗИЛ-131**	*0,013*	*0,018*	*0,57*	*22*
КамАЗ-5320	*0,015*	*0,037*	*0,35*	*24*
КрАЗ-257	*0,02*	*0,036*	*0,3*	*19*
Автопоезда				
КАЗ-608				
«Колхида»	*0,01*	*0,025*	*0,21*	*21*
Урал-375С	*0,013*	*0,022*	*0,23*	*21*
КамАЗ-5410	*0,01*	*0,017*	*0,18*	*24*

** высшая ступень в раздаточной коробке*

Таблица 2

Время разгона легковых автомобилей до скорости 100 км/ч (28м/с)

Автомобиль	***Время разгона, t_p, с***	***Автомобиль***	***Время разгона, t_p, с***
ЗАЗ-968	*38*	*Москвич-412-ИЭ*	*19*
ВАЗ-2103	*19*	*ГАЗ-24*	*22*
ВАЗ-2106	*17,5*	*ГАЗ-13*	*20*
ВАЗ-2121	*25*	*ГАЗ-14*	*15*
Москвич-2138	*33*	*ЗИЛ 117*	*13*
Москвич-2137	*24*		

Таблица 3

Параметры автомобильных шин
(из ГОСТ 4754–80 и ГОСТ 5513–86)

Марка автомобиля	Колесная формула	Обозначение шины	Рисунок протектора	d_0, мм	b, мм	$R_{ст}$, мм	p_w, МПа	$V_{доп}$, км/ч
ВАЗ-1111	2х4	135/8GR1	Др					
ЗАЗ-968М	4х2	2 115-13	Ун	600	158	278	0,15/0,18	150
ЗАЗ-11022	2*4	115/70R13	Ун	600	158	278	0,2/0,2	150
ВАЗ-2106	4х2	175/70R13	Ун	580	176	265	0,16/0,19	150
ВАЗ-2104	4х2	175/70R13	Др	580	176	265	0,17/0,2	150
ВАЗ-2108	2х4	175/70R13	др	580	176	265	0,2/0,2	150
М-2140	4х2	6,40-13	др	645	172	303	0,17/0,2	140
ГАЗ-3102	4х2	205/R14	Др	652	206	295	0,2/0,2	180
ВАЗ-2121	4х4	6,95-16	Ун	692	178	322	0,18/0,1	150
УАЗ-31512	4х4	185/80R15	Др	674	188	310	0,17/0,19	120
УАЗ-3303	4х4	8,40-15	Ун	791	218	370	0,23/0,37	100
ПАЗ-672М	4х2.2	8,25-20	Ун	970	235	457	0,43/0,43	100
ИЖ-2715	4х2.1	6,40-13	Др	645	172	303	0,7/0,25	100
ГАЗ-3307	4х2,2	240R508	Ун	976	235	465	0,45/0,63	100
ЗИЛ-43151	4х2.2	260R508	Ун	1028	260	488	0,4/0,63	100
ЗИЛ-43310	4х2.2	260R508	Ун	1028	260	488	0,6/0,65	100
ЗИЛ-133ГЯ	6х4.2	260R508	Ун	1028	260	488	0,73/0,53	100
МАЗ-5337	4х2.2	300R508	Др	1075	292	507	0,75/0,67	80
ШЗ-5336	4х2.2	300R5Q8	Др	1075	292	507	0,8/0,67	80
КамАЗ-5320	6х4.2	260R508	Ун	1028	260	488	0,73/0,43	100
ЗИЛ-131	6х6.1	320R508	ПП	1125	315	527	0,3/0,3	85
Урал-4320	6х6.1	370-508	ПП	1220	375	555	0,32/0,32	50

Примечания. Рисунки протектора: Ун – универсальный; Др – дорожный; ПП – повышенной проходимости; d_0 – наружный диаметр шины; b – ширина профиля; p_w – давление воздуха в шинах соответственно в передних и задних колесах; $V_{доп}$ – максимально допустимая скорость

Таблица 4

Коэффициенты обтекаемости и сопротивления воздуха

Автомобиль	C_x	K_w, Н·с^2/м^4	F_a, м
ЗАЗ-1102	0,46	0,39	1,21
ВАЗ-2101	0,57	0,36	1,74
ВАЗ-21092	0,56	0,34	1,76
ВАЗ-2108	0,40	0,25	1,87
М-2140	0.56	0.35	1.78
М-2141	0,38	0,24	1,89
ГАЗ-2410	0,47	0,30	2,28
ГАЗ-3105	0,35	0,22	2,10
ВАЗ-2121	0,56	0,35	1,8
Мерседес-260	0,32	0,20	2,06
ГАЗ-3302, бортовой	0,59	0,37	2,60
ГАЗ-3302, фургон	0,54	0,34	5,00
ГАЗ-33022, фургон	0,65	0,41	5,50
ЗИЛ-130, бортовой	0,87	0,54	5,05
ЗИЛ-4331, тентовый	0,66	0,41	7,50
КамАЗ-320, бортовой	1,02	0,64	6,00
КамАЗ-320, тентовый	0,68	0,43	7,60
МАЗ-500А, тентовый	0,72	0,45	8,50
МАЗ-5336, тентовый	0,79	0,52	8,30

Таблица 5

Динамические параметры автомобилей

	V_{max}, м/с	ψ_v	D_{Vmax}	V_h, м/с	D_{1max}	V_D, м/с
Легковые						
ЗАЗ-966	*33,3*	*0,024*	*0,080*	*13,9*	*0,37*	*4,70*
ВАЗ-2101	*38,9*	*0,025*	*0,065*	*16,7*	*0,30*	*6,10*
АЗЛК-4Г2	*38,9*	*0,037*	*0,070*	*16,7*	*0,35*	*6,40*
ГАЗ-24	*40,3*	*0,025*	*0,100*	*18,1*	*0,40*	*5,60*
Грузовые						
УАЗ-45Щ	*26,4*	*0,032*	*0,067*	*16,7*	*0,26*	*5,60*
ГАЗ-53А	*23,6*	*0,022*	*0,045*	*16,1*	*0,34*	*2,50*
ЗИЛ-130	*25,0*	*0,018*	*0,043*	*13,3*	*0,36*	*1,38*
*Урал-377**	*20,8*	*0,017*	*0,038*	*12,05*	*0,33*	*1,70*
КамАЗ-5320	*23,6*	*0,015*	*0,037*	*13,9*	*0,35*	*1,70*
КрАЗ-257	*19,4*	*0,020*	*0,036*	*11,9*	*0,30*	*1,70*
ЗИЛ-131	*22,2*	*0,013*	*0,018*	*11,1*	*0,57*	*1,38*
Автопоезда						
КАЗ-608	*20,8*	*0,010*	*0,025*	*12,2*	*0,21*	*1,38*
Урал-375С	*20,8*	*0,013*	*0,022*	*9,7*	*0,23*	*1,38*
КамАЗ-5410	*23,6*	*0,010*	*0,017*	*11,1*	*0,18*	*1,70*
Автобусы						
РАФ-977Д	*30,6*	*0,020*	*0,068*	*12,5*	*0,25*	*5,6*
ПАЗ-625Б	*22,2*	*0,018*	*0,045*	*11,1*	*0,32*	*1,9*
ПАЗ-672	*22,2*	*0,022*	*0,042*	*16,7*	*0,32*	*2,5*
ЛАЗ-695Е	*20,8*	*0,030*	*0,045*	*12,5*	*& 0,35*	*1,9*
ЛиАЗ-699А	*27,8*	*0,020*	*0,036*	*11,1*	*0,31*	*1,9*

Примечания: D_v – максимальный динамический фактор на высшей передаче при скорости V_k; D_{1max} – максимальный динамический фактор на первой передаче при скорости V_d

Таблица 6

Технические параметры автомобилей средней и большой грузоподъемности

Марка машины	m_1	m_a	$N_н$	N_{yo}	T_p	t_p	V_{max}		**Отклонение от расчета, %**
							км/ч	**м/с**	
ГАЗ-53А 4х2.2	*4,00*	*7,40*	*84,6*	*12*	*48,1*	*40*	*80*	*22,2*	*43*
*ГАЗ-3307 4*2.2*	*4,50*	*7,85*	*88,5*	*12*	*52,0*	*32*	*90*	*25,0*	*43*
*ЗИЛ-432900 4*2.2*	*6,00*	*11,00*	*77,0*	*8*	*61,2*	*65*	*80*	*22,2*	*20*
*ЗИЛ-433100 4*2.2*	*6,00*	*11,70*	*136,0*	*12*	*109,6*	*40*	*95*	*26,4*	*18*
*ЗИЛ-431510 4*2.2*	*6,00*	*10,80*	*110,0*	*11*	*69,0*	*37*	*90*	*25,0*	*37*
*КамАЗ-45 10 6*6.1**	*7,00*	*16,40*	*161,0*	*10*	*77,4*	*45*	*80*	*22,2*	*52*
*КамАЗ-34325 4*2.2*	*7,35*	*12,70*	*161,0*	*13*	*84,2*	*35*	*80*	*22,2*	*48*
КамАЗ-4325 с прицепом		*24,20*	*161,0*	*7*	*113,4*	*80*	*70*	*19,4*	*30*
*КамАЗ-5320 6*4.2*	*8,00*	*15,30*	*154,0*	*10*	*75,0*	*35*	*80*	*22,2*	*51*
*КамАЗ-55102 6*4.2*	*7,00*	*15,80*	*154,5*	*10*	*71,0*	*35*	*80*	*22,2*	*54*
*КАЗ-4 540 4*4.1*	*5,50*	*12,30*	*112,5*	*10*	*50,0*	*50*	*75*	*21,0*	*47*
КАЗ-4540 с прицепом	*11,00 j*	*24,30*	*112,5*	*5*	*89,0*	*120*	*70*	*19,4*	*21*
*LIAZ 4*2.2 ст*		*16,00*	*235,0*	*15*	*104,0*	*30*	*98*	*27,0*	*56*
*ШКО 4*2.2 ст*		*25,50*	*277,0*	*11*	*118,0*	*45*	*98*	*27,0*	*57*
Mersedes-Benz ст		*22,00*	*243,0*	*11*	*132,0*	*35*	*80*	*22,2*	*46*
*Volvo 4*2.2 ст*		*19,70*	*262,0*	*13*	*86,0*	*30*	*90*	*25,0*	*87*
*Tatra 6*2 ст*	*16,90*	*28,50*	*210,0*	*8*	*148,0*	*70*	*70*	*19.4*	*30*
*Magirus 6*4.2*	*11,50*	*19,00*	*248,0*	*8*	*94,0*	*70*	*77*	*21,4*	*62*

*Примечание: * – автомобиль сельскохозяйственного назначения; ст – седельный тягач*

СОДЕРЖАНИЕ

Введение…… 3
1. Вопросы теории автомобиля…….. 6
1.1 Потери энергии в трансмиссии…….. 6
1.2 Сопротивление самопередвижению (сопротивление качению)…. 6
1.3 Шины…….. 7
1.4 Сопротивление воздуха…….. 8
1.5 Приведенная сила инерции…… 9
1.6 Масса автомобиля…… 10
1.7 Тяговый и мощностной балансы. Дифференциальное уравнение движения автомобиля……... 10
2. Тягово-динамический расчет…….. 11
2.1 Расчет мощности двигателя легкового автомобили и построение его характеристики……... 11
2.2 Расчет мощности бензинового двигателя или дизеля грузовых автомобилей. Построение их характеристик…… 14
2.3 Расчет передаточного числа главной передачи…… 17
2.4 Расчет передаточных чисел коробки передач…….. 17
3. Динамический расчет автомобиля…… 19
3.1 Построение динамической характеристики…….. 19
3.2 Универсальная динамическая характеристика…… 20
3.3 Разгон автомобиля. Время и путь разгона…… 23
4. Топливная экономичность автомобиля…… 27
4.1 Расчет топливной экономичности и построение экономической характеристики…….. 29
4.2 Влияние эксплуатационных факторов на топливную экономичность…… 32
Рекомендуемая литература……... 33
Приложение…… 34

Методические рекомендации
по выполнению курсовой работы

ЧЕРНЫШЕВ Владимир Александрович

ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Редактор
Назарова Л.И.

План 2002 г., п. 122
Подписано к печати 17.02.03
Формат 60x84/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Уч.-изд. л. 2,5
Тираж 200 экз.
Заказ № 91.
Цена 25 р.
Московский государственный
агроинженерный университет
им. В.П. Горячкина
Отпечатано в лаборатории
оперативной полиграфии
Московского государственного
агроинженерного университета
им. В.П. Горячкина
127550, Москва, Тимирязевская, 58