

Министерство образования Российской Федерации
Владимирский государственный университет
Кафедра автомобильного транспорта

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания к курсовому проекту
по дисциплине «Автомобили»

Составители:
Д.А. СОЦКОВ
С.И. ТИМОФЕЕВА

Владимир 2002

УДК 629.113.001(076)

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент
кафедры двигателей внутреннего сгорания
Владимирского государственного университета

А.Н. Гоц

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Тяговый расчет автомобиля: Метод. указания к курсовому проекту по дисциплине «Автомобили» / Сост.: Д.А. Соцков, С.И. Тимофеева; Владим. гос. ун-т. Владимир, 2002. 24 с.

Изложена методика выбора основных параметров двигателя и трансмиссии, которые обеспечивают заданные тягово-скоростные качества автомобиля.

Предназначены для студентов специальности 150200 - автомобили и автомобильное хозяйство и 230100 - эксплуатация и обслуживание транспортных и технологических машин и оборудования заочной формы обучения.

Табл. 9 . Ил. 3 . Библиогр.: 4 назв.

УДК 629.113.001(076)

Задача тягового расчета – определение основных параметров двигателя и трансмиссии, которые обеспечивают заданные тягово-скоростные качества автомобиля. Тяговый расчет автомобиля может быть выполнен в виде проверочного расчета существующего автомобиля при исследовании его тягово-скоростных и топливно-экономических качеств, а также при проектировании нового автомобиля.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА

1. Определение полной массы автомобиля.
2. Подбор шин для автомобиля.
3. Определение максимальной мощности двигателя.
4. Построение скоростной характеристики двигателя.
5. Определение передаточного числа главной передачи.
6. Определение передаточных чисел коробки передач.
7. Построение тягово-скоростной характеристики автомобиля.
8. Построение динамической характеристики автомобиля.
9. Определение параметров разгона автомобиля: ускорений автомобиля на различных передачах; времени разгона автомобиля; пути разгона автомобиля.
10. Построение топливно-экономической характеристики автомобиля.

Определение полной массы автомобиля

Полная масса автомобиля M_a определяется по следующим формулам:

Для легковых

$$M_a = M_0 + M_{\Pi} \cdot n + M_6,$$

где M_0 – собственная масса автомобиля, кг;

M_{Π} – масса пассажира (принимается равной 75 кг);

n – количество пассажиров, включая водителя;

M_6 – масса багажа (25 – 50 кг).

Для грузовых

$$M_a = M_o + M_{\Pi} \cdot n + M_{Г},$$

где n – число мест в кабине (разрешенное), включая место водителя;

$M_{Г}$ – грузоподъемность, кг.

Подбор шин для автомобиля

Размер шин устанавливается по ГОСТу по нагрузке, приходящейся на одно колесо. Необходимо отметить, что, кроме нагрузки, при выборе размера и типа шин следует учитывать скорость движения и условия эксплуатации автомобиля. По максимальной нагрузке согласно данным табл. 1 подбирают размер шин и определяют статический радиус колеса, который условно считают равным радиусу качения.

Таблица 1

| Легковые автомобили | | Грузовые автомобили | |
|----------------------|------------------------|---------------------|------------------------|
| Обозначение шины | Допустимая нагрузка, Н | Обозначение шины | Допустимая нагрузка, Н |
| 155 – 13 / 5,60-13 | 3700 | 220R508 | 12500 |
| 165 – 13 / 6,45-13 | 4100 | 220 – 508 | 12500 |
| 175 – 13 / 6,95-13 | 4450 | 240R508 | 15000 |
| 185 – 14 / 7,35-14 | 5450 | 260R508 | 20500 |
| 175 – 16 / 6,95 - 16 | 4900 | 260 – 508 | 20500 |
| 175 / 70R13 | 4050 | 280R508 | 27000 |
| 205 / 70R14 | 5800 | 280 – 508 | 20800 |
| 155 / 80R13 | 3900 | 300R508 | 27250 |
| 165 / 80R13 | 4100 | 300 – 508 | 23500 |
| 155 / 82R13 | 3800 | 320R508 | 27300 |
| 185 / 80R15 | 4100 | 320 – 508 | 30000 |

Первые цифры в обозначении указывают ширину профиля шины, вторые – диаметр обода. Тогда радиус колеса статический

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

где d_o – диаметр обода колеса, м;

H – высота профиля, м;

λ^* – коэффициент деформации шины.

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

Определение максимальной мощности двигателя

Определение мощности при максимальной скорости

Сначала определяют мощность двигателя, которая необходима для движения автомобиля с заданной максимальной скоростью по горизонтальной дороге:

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

где C_x – коэффициент лобового сопротивления (табл. 2);

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

F_a – площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную к его продольной оси, м²;

v_{\max} – максимальная скорость автомобиля, м/с;

M_a – полная масса автомобиля, кг;

g – ускорение свободного падения;

f_v – коэффициент сопротивления качению:

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

f_0 – коэффициент сопротивления качению при малых скоростях (табл. 4);

$\eta_{\text{тр}}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии на высшей передаче (табл. 3).

Таблица 2

| Автомобиль | C_x | F_a , м ² |
|-------------------------------------|-------------|------------------------|
| Легковой | 0,25 – 0,45 | 1,5 – 3,0 |
| Автобус | 0,60 – 0,90 | 4 – 6 |
| Грузовой | 0,80 – 1,00 | 3 – 5 |
| Грузовой (большой грузоподъемности) | 0,90 – 1,10 | 6 – 8 |

Таблица 3

| Автомобиль | Передача | $\eta_{тр}$ |
|---------------------|--------------------|-------------|
| Легковой | Прямая | 0,92 |
| | Третья | 0,91 |
| | Вторая | 0,90 |
| Автобус Грузовой | Первая | 0,89 |
| | На всех передачах | 0,89 |
| | Третья и четвертая | 0,86 |
| | Вторая | 0,87 |
| | Первая | 0,85 |

Таблица 4

| Покрытие | f_0 | Коэффициент сцепления шины с дорогой ϕ | |
|--------------|-------|---------------------------------------------|--------------------|
| | | Сухая поверхность | Мокрая поверхность |
| Бетонное | 0,015 | 0,8 | 0,4 |
| Асфальтовое | 0,02 | 0,7 | 0,3 |
| Грунтовое | 0,03 | 0,6 | 0,3 |
| Глина, песок | 0,4 | 0,5 | 0,3 |

На основании исследований установлено, что при скорости не выше 22 м/с сопротивление качению на твердой дороге может считаться постоянным. При движении автомобиля со скоростью более 22 м/с коэффициент сопротивления качению определяется по эмпирической формуле

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

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении со скоростью меньше 22 м/с; v_a – скорость движения автомобиля, м/с.

Определение максимальной мощности двигателя

Максимальная мощность определяется по формуле

$$N_{\max} = \frac{N_{v_{\max}}}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3},$$

где $N_{v_{\max}}$ – мощность двигателя при максимальной скорости движения, определяется по формуле (1), кВт;

$\lambda = \frac{\omega_{\max}}{\omega^*}$ – отношение угловой скорости вращения коленчатого вала при максимальной скорости к угловой скорости вращения при максимальной мощности.

Для легковых автомобилей с бензиновым двигателем без ограничителя оборотов $\lambda = 1,1 - 1,2$. На двигатели грузовых автомобилей обычно устанавливается ограничитель оборотов, тогда $\lambda = 0,8 - 0,9$. Для автомобилей с дизельным двигателем $\lambda = 1,0$. Коэффициенты a , b и c для карбюраторных двигателей равны единице; для двухтактных дизелей $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$; для четырехтактных дизелей $a = 0,53$; $b = 1,56$; $c = 1,09$.

Построение скоростной характеристики двигателя

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

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

где N_e , ω_e – текущие значения мощности и угловой скорости вращения коленчатого вала.

Для двигателей легковых автомобилей максимальная угловая скорость вращения коленчатого вала ω_{\max} находится в пределах $600 - 650 \text{ с}^{-1}$, для грузовых автомобилей и автобусов с карбюраторным двигателем – $200 - 260 \text{ с}^{-1}$. Тогда угловая скорость вращения при максимальной мощности

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

Для построения скоростной характеристики по уравнению (2) можно ограничиться 6 – 7 точками, соответствующими угловой скорости вращения коленчатого вала ω_e : ω_{\min} ; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; ω^* .

Минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала ω_{\min} принимается в пределах $60 - 100 \text{ с}^{-1}$ (верхний предел берется для быстроходных двигателей, нижний – для дизелей).

Крутящий момент рассчитывается по формуле

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e},$$

где N_e – текущее значение мощности, Вт;

ω_e – текущее значение угловой скорости вращения коленчатого вала, с^{-1} .

По полученным значениям N_e и ω_e строят скоростную характеристику двигателя.

Определение рабочего объема и выбор двигателя

Рабочий объем двигателя определяется по известным значениям N_{\max} и ω^* :

$$V_h = \frac{12 N_{\max}}{P_e \cdot \omega^*},$$

где P_e – среднее эффективное давление при максимальной мощности (табл. 5);

N_{\max} – максимальная мощность двигателя, кВт;

ω^* – угловая скорость вращения коленчатого вала при максимальной мощности, с^{-1} .

Полученные в результате ориентировочного расчета величины N_{\max} , ω^* и V_h дают основание для выбора двигателя из числа выпускаемых отечественной промышленностью.

Таблица 5

| Четырехтактный двигатель | P_e , МПа |
|--------------------------|-------------|
| Бензиновый | 0,9 – 1,0 |
| Дизель | 0,45 – 0,65 |

На том же графике, где построена скоростная ориентировочная характеристика, строится характеристика выбранного двигателя, которая и является основой для дальнейшего расчета.

Определение параметров трансмиссии

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 расчетной передаче. Максимальная скорость автомобиля определяется по формуле

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

тогда передаточное число главной передачи

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

где $r_{\text{ст}}$ – радиус колеса статический;

ω_{\max} – угловая скорость вращения коленчатого вала при максимальной скорости;

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

Полученное значение передаточного числа необходимо сравнить с аналогичными величинами однотипных автомобилей.

Определение передаточных чисел коробки передач

Передаточное число первой передачи i_1 выбирается из двух условий:

а) преодоления автомобилем максимального дорожного сопротивления ψ_{\max}^I на первой передаче при равномерном движении;

б) отсутствия буксования ведущих колес по условию сцепления шин с дорогой.

Для автомобиля с осевой формулой 2×1 с задними ведущими колесами эти условия запишутся в виде:

$$\frac{M_{\max} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} > M_a \cdot g \cdot \psi_{\max}^I; \quad (3)$$

$$\frac{M_{\max} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} < m_2 \cdot M_2 \cdot g \cdot \varphi; \quad (4)$$

где M_a – полная масса автомобиля, кг;

$\eta_{\text{тр}}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии;
 φ – коэффициент сцепления шины с дорогой (см. табл. 4);
 ψ_{max}^I – коэффициент общего дорожного сопротивления на первой передаче (для легковых – 0,35; для грузовых – 0,45);

M_{max} – максимальное значение крутящего момента двигателя, взятого по скоростной характеристике, Н · м;

M_2 – масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля в статическом состоянии, кг;

m_2 – коэффициент изменения вертикальной реакции на ведущих (в данном случае задних) колесах:

$$m_2 = \frac{1}{1 - \frac{h}{L} \cdot \varphi},$$

где h – расстояние от опорной поверхности до центра тяжести автомобиля, м;
 L – база автомобиля.

Из формул (3) и (4) находим:

$$i_{1a} > \frac{M_a \cdot g \cdot r_{\text{ст}} \cdot \psi_{\text{max}}^I}{M_{\text{max}} \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{тр}}};$$

$$i_{1b} < \frac{m_2 \cdot M_2 \cdot g \cdot r_{\text{ст}} \cdot \varphi}{M_{\text{max}} \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}. \quad (5)$$

Таким образом, расчетное значение передаточного числа первой передачи должно находиться в интервале $i_{1a} < i_1 < i_{1b}$.

Для автомобиля с осевой формулой 2×1 с передними ведущими колесами условие (4) запишется в виде

$$\frac{M_{\text{max}} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} < m_1 \cdot M_1 \cdot g \cdot \varphi,$$

где M_1 – масса, приходящаяся на переднюю ось автомобиля в статическом состоянии, кг;

m_1 – коэффициент изменения вертикальной реакции на ведущих (передних) колесах:

$$m_1 = \frac{1}{1 + \frac{h}{L} \varphi},$$

где $\frac{h}{L}$ – отношение высоты центра тяжести автомобиля к базе.

Тогда формула (5) для автомобиля с передними ведущими колесами принимает вид

$$i_{1б} < \frac{m_1 \cdot M_1 \cdot g \cdot r_{ст} \cdot \varphi}{M_{\max} \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}}.$$

Для автомобиля с осевой формулой 2×2 (оба моста ведущие) условия запишутся в виде

$$\frac{M_{\max} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_{р.к} \cdot \eta_{тр}}{r_{ст}} > M_a \cdot g \cdot \psi_{\max}^I;$$

$$\frac{M_{\max} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_{р.к} \cdot \eta_{тр}}{r_{ст}} < M_a \cdot g \cdot \varphi.$$

Тогда

$$i_{1а} > \frac{M_a \cdot g \cdot r_{ст} \cdot \psi_{\max}^I}{M_{\max} \cdot i_0 \cdot i_{р.к} \cdot \eta_{тр}};$$

$$i_{1б} < \frac{M_a \cdot g \cdot r_{ст} \cdot \varphi}{M_{\max} \cdot i_0 \cdot i_{р.к} \cdot \eta_{тр}},$$

где $i_{р.к}$ – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче, принимается равным 1,0.

Передаточное число понижающей передачи раздаточной коробки рассчитывается из условия отсутствия буксования ведущих колес, тогда

$$v_{\min} = \frac{r_{ст} \cdot \omega_{\min}}{i_0 \cdot i_1 \cdot i_{р.к}},$$

где ω_{\min} – минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала.

Зная передаточное число коробки передач на первой передаче, переходят к определению передаточных чисел на промежуточных передачах:

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

где k – порядковый номер рассчитываемой передачи;

n – число передач (не считая ускоряющей передачи и передачи заднего хода);

i_k^* – передаточное число расчетной передачи.

При решении вопроса о выборе количества ступеней необходимо учитывать опыт автомобилестроения и тенденции его развития.

В современном автомобилестроении получили распространение коробки передач с ускоряющей, или так называемой обратной, передачей, передаточное число которой меньше 1. Включением ускоряющей передачи в хороших дорожных условиях несколько повышается максимальная скорость движения, уменьшается расход топлива и износ двигателя. Обычно передаточное число для ускоряющей передачи принимается в пределах 0,7 – 0,85.

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 при заданной скорости движения.

Построение тягово-скоростной характеристики автомобиля

Производительность автомобиля, характеризуемая средней скоростью, зависит от его тягово-скоростных качеств. Эти качества определяются всеми действующими на автомобиль продольными силами, равновесие которых в случае равномерного движения по горизонтальной дороге может быть представлено в виде:

$$P_T = P_f + P_w, \quad (6)$$

где P_T – сила тяги на колесах; P_f – сила сопротивления качению;

P_w – сила сопротивления воздуха.

В развернутом виде уравнение (6) запишется в виде

$$\frac{M_a \cdot i_0 \cdot i_k \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}} = M_a \cdot g \cdot f + \frac{C_x \cdot \rho}{2} \cdot F_a \cdot v_a^2,$$

где M_a – масса автомобиля, кг;

C_x – коэффициент лобового сопротивления;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

F_a – лобовая площадь автомобиля, м²;

v_a – скорость движения автомобиля, м/с.

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

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 $P = F(V)$ 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

$$P_T[k, n] = \frac{M_e[n] \cdot i_0 \cdot i[k] \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{ст}}}, \quad (7)$$

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 перемены передач (КПП).

Скорость автомобиля при отсутствии буксования сцепления и ведущих колес находят по выражению

$$v[k, n] = \frac{r_{\text{ст}} \cdot \omega_e[n]}{i_0 \cdot i[k]}, \quad (8)$$

где $v[k, n]$ – скорость автомобиля при различных передачах, м/с;

$\omega_e[n]$ – текущее значение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя, с⁻¹.

Тяговое усилие, подводимое к ведущим колесам автомобиля, расходуется на преодоление сопротивления качению и сопротивления воздуха (в

случае равномерного движения по горизонтальной дороге). Сопротивление качению находится из выражения

$$P_f = M_a \cdot g \cdot f_0 \left(1 + \frac{v_a^2}{1500} \right), \quad (9)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при скорости менее 22 м/с (см. табл. 4).

Сопротивление воздуха определяется по формуле

$$P_w = \frac{C_x \cdot \rho}{2} F_a \cdot v_a^2. \quad (10)$$

Данные расчета сводятся в табл. 6, по значениям которых строят тягово-скоростную характеристику автомобиля на всех передачах.

Таблица 6

| ω_{ai} | M_e | I передача | | | | II передача | | | | ... |
|---------------|-------|------------|-------|-------|-------|-------------|-------|-------|-------|-----|
| | | v_a | P_T | P_f | P_w | v_a | P_T | P_f | P_w | |
| ω_1 | M_1 | | | | | | | | | |
| ω_2 | M_2 | | | | | | | | | |
| ... | ... | | | | | | | | | |
| ω_n | M_n | | | | | | | | | |

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 полному весу автомобиля:

$$D[k, n] = \frac{P_T[k, n] - P_w[n]}{G_a},$$

где G_a – полный вес автомобиля, Н.

Значения тягового усилия на различных передачах и силы сопротивления воздуха берут из графика тягово-скоростной характеристики автомобиля или рассчитывают по формулам (7) – (10). Полученные данные расчета динамического фактора заносятся в табл. 7, на основании которых строится зависимость $D = F(v_a)$. Значение коэффициента f , построенного в

том же масштабе, что и D , указывает величину динамического фактора, необходимую для равномерного движения с заданной скоростью.

Таблица 7

| I передача | | | II передача | | | III передача | | | ... |
|------------|-------------|-----|-------------|-------------|-----|--------------|-------------|-----|-----|
| v_i | $P_T - P_w$ | D | v_i | $P_T - P_w$ | D | v_i | $P_T - P_w$ | D | |
| v_1 | | | | | | | | | |
| v_2 | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | |
| v_n | | | | | | | | | |

Пересечение кривых D и f определяет максимальную скорость движения автомобиля в заданных дорожных условиях. Наибольший динамический фактор на каждой передаче указывает максимальное значение коэффициента общего дорожного сопротивления ψ_{\max} , которое может быть преодолено при равномерном движении. Угол подъема, который может одолеть автомобиль при той или иной равномерной скорости и заданном коэффициенте сопротивления качению, находится по выражению

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

где D_{\max} – максимальное значение динамического фактора на первой передаче;

f – коэффициент сопротивления качению.

Максимальный угол подъема на первой передаче, который может преодолеть автомобиль при отсутствии буксования:

$$\alpha_{\max \delta} = \arctg \left(\frac{\frac{a}{L} \varphi}{1 - \frac{h}{L} \varphi} \right),$$

где φ – коэффициент сцепления шины с дорогой;

$\frac{h}{L}$ – отношение высоты центра тяжести автомобиля к базе;

$\frac{a}{L}$ – отношение координаты центра масс автомобиля к базе.

Определение параметров разгона автомобиля

Ускорение, время и путь разгона служат важнейшими показателями, характеризующими динамику автомобиля. Параметры разгона определяются для горизонтальной дороги хорошего покрытия при максимальном использовании мощности двигателя и отсутствии буксования колес.

Определение ускорений при разгоне. Ускорения на различных передачах рассчитываются по формуле

$$j[k, n] = (D[k, n] - f[n]) \frac{g}{\delta[k]},$$

где $D[k, n]$ – динамический фактор автомобиля на различных передачах;

g – ускорение свободного падения;

$\delta [k]$ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля на различных передачах, рассчитывается по выражению

$$\delta[k] = 1,04 + 0,04 i^2[k],$$

где $i [k]$ – передаточное число включенной передачи.

Ускорения и величины, обратные ускорениям, подсчитанные для различных передач, записываются в табл. 8.

Таблица 8

| I передача | | | | | | II передача | | | | | | ... |
|------------|-----|-----|------------|-------|---------|-------------|-----|-----|------------|-------|---------|-----|
| v_i | D | f | δ_1 | j_n | $1/j_n$ | v_i | D | f | δ_1 | j_n | $1/j_n$ | |
| v_1 | | | | | | | | | | | | |
| v_2 | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | |
| v_n | | | | | | | | | | | | |

По данным табл. 8 необходимо построить кривые зависимости уско-

рений и величин, обратных ускорениям, от скорости движения автомобиля: $j[k, n] = F(v_a)$ и $1/j[k, n] = F(v_a)$ (рис. 1).

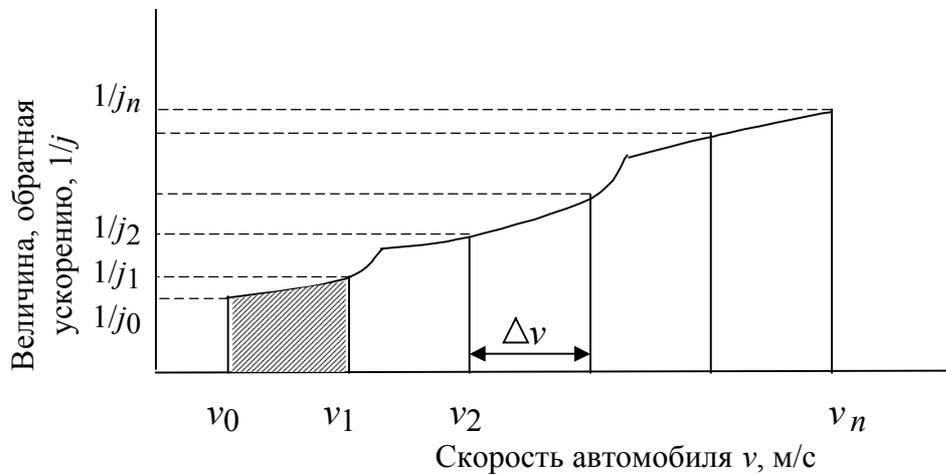


Рис. 1. График обратных ускорений автомобиля: заштрихованный участок графика в масштабе выражает время разгона от v_0 до v_1 , с

Определение времени разгона автомобиля. Пользуясь дифференциальной зависимостью $j = dv_a/dt$, находим $dt = (1/j)dv_a$, следовательно, время разгона автомобиля от скорости v_1 до v_2

$$t = \int_{v_1}^{v_2} (1/j_a) dv_a,$$

где v_1, v_2 – начальная и конечная скорости соответственно, м/с;

$1/j_a$ – величина, обратная ускорению, для соответствующего шага.

Этот интеграл решается графическим методом. Для решения интеграла необходимо иметь вспомогательный график (см. рис. 1) величин, обратных ускорениям, $1/j = F(v_a)$, тогда

$$t = \Delta v \sum_0^n (1/j_n),$$

где n – количество интервалов.

Разбивая кривые обратных ускорений на n интервалов и считая, что в каждом интервале изменения скорости Δv автомобиль разгоняется с по-

стоянным ускорением j , найдем время разгона автомобиля на каждом интервале:

$$t_{0-1} = \left(\frac{1}{j_0} + \frac{1}{j_1} \right) \frac{1}{2} \Delta v;$$

$$t_{1-2} = \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} \right) \frac{1}{2} \Delta v;$$

$$t_{2-3} = \left(\frac{1}{j_2} + \frac{1}{j_3} \right) \frac{1}{2} \Delta v;$$

$$\dots\dots\dots$$

$$t_{(n-1)-n} = \left(\frac{1}{j_{n-1}} + \frac{1}{j_n} \right) \frac{1}{2} \Delta v.$$

Тогда суммарное время разгона до контрольной скорости

$$t = \left[\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} + \dots + \frac{1}{j_{n-1}} + \left(\frac{1}{j_0} + \frac{1}{j_n} \right) \frac{1}{2} \right] \Delta v.$$

Контрольная скорость для легковых автомобилей составляет 100 км/ч (27,7 м/с), грузовых – 60 км/ч (16,6 м/с).

Определение пути разгона S . Зная дифференциальную зависимость $v_a = ds/dt$, находим:

$$ds = v_a dt \quad \text{или} \quad s = \int_{t_1}^{t_2} v_a dt.$$

Интеграл решается графическим методом. Для решения необходимо иметь график времени разгона $t = F(v_a)$ (рис. 2).

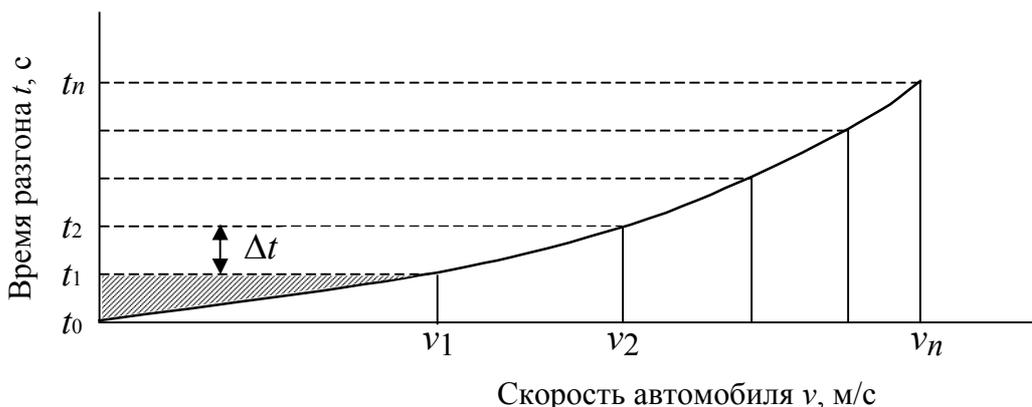


Рис. 2. График времени разгона автомобиля до контрольной скорости: заштрихованный участок графика в масштабе представляет путь разгона автомобиля в указанном диапазоне от t_0 до t_1 , м

Путь разгона автомобиля в указанном диапазоне времени от t_0 до t_n , м:

$$s = \Delta t \int_0^n \bar{v}_n,$$

где t_0, t_n – время начала и конца разгона соответственно, с;

Δt – шаг интегрирования.

Путь разгона на каждом интервале времени:

$$s_{0-1} = (v_0 + v_1) \frac{1}{2} \Delta t;$$

$$s_{1-2} = (v_1 + v_2) \frac{1}{2} \Delta t;$$

.....

$$s_{(n-1)-n} = (v_{n-1} + v_n) \frac{1}{2} \Delta t.$$

Тогда суммарный путь разгона автомобиля до контрольной скорости

$$s = \left[v_1 + v_2 + \dots + v_{n-1} + (v_0 + v_n) \frac{1}{2} \right] \cdot \Delta t.$$

По полученным данным строят график зависимости пути разгона от скорости автомобиля.

Построение топливно-экономической характеристики автомобиля

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

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

Экономическая характеристика автомобиля – это зависимость путевого расхода топлива Q от скорости движения автомобиля при различных значениях коэффициента сопротивления дороги. График характеризует то-

пливную экономичность автомобиля при равномерном движении и позволяет определить расход топлива по известным величинам v_a и f . Для построения топливно-экономической характеристики автомобиля необходимо иметь нагрузочную характеристику двигателя и мощностной баланс автомобиля на прямой передаче.

В случае отсутствия экспериментальных данных топливно-экономическую характеристику автомобиля строят аналитически.

Удельный расход топлива двигателем определяется по выражению

$$g_e^* = g_e \cdot k_u,$$

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 (η_u).

Числовые значения этого коэффициента можно определить согласно выражениям:

$$k_u = 0,91 + 2,81(\eta_u - 0,8)^2 \text{ – для бензиновых двигателей;}$$

$$k_u = 0,85 + 1,67(\eta_u - 0,7)^2 \text{ – для дизелей.}$$

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

$$g_e = g_{\min} \left[0,97 + 0,48 \left(\frac{\omega_e}{\omega^*} - 0,65 \right)^2 \right], \quad (11)$$

где g_{\min} – минимальный расход топлива, г / (кВт · ч);

ω_e – текущее значение угловой скорости вращения коленчатого вала, с⁻¹;

ω^* – угловая скорость вращения коленчатого вала (по скоростной характеристике двигателя) при максимальном крутящем моменте, с⁻¹.

Минимальные расходы топлива:

– для бензинового двигателя $g_{\min} = 200 - 250$ г / (кВт · ч);

– для дизельного двигателя $g_{\min} = 180 - 210$ г / (кВт · ч).

Расход топлива в литрах на 100 км пути подсчитывается по уравнению

$$Q = \frac{g_e^* (P_w + P_f)}{36 \eta_{\text{тр}} \cdot \gamma}, \quad (12)$$

где g_e^* – текущее значение удельного расхода топлива, г / (кВт · ч);

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

γ – плотность топлива, кг/м³ (плотность бензина – 740 кг/м³, дизтоплива – 830 кг/м³).

Построение топливно-экономической характеристики автомобиля производят в следующей последовательности:

1. Задаются несколькими значениями угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя ω_n (принимают те же значения, что и при построении скоростной характеристики двигателя).
2. По формуле (11) находят значения удельного расхода топлива (g_e) при полной нагрузке на двигатель для принятых угловых скоростей вращения коленчатого вала (ω_n).
3. На основании формулы (8) для тех же значений ω_n определяют скорость движения автомобиля.
4. По величине скорости определяется сила сопротивления воздуха по формуле (10).
5. Оценивается значение коэффициента сопротивления качению дороги f_v . Экономическая характеристика строится для значений коэффициента сопротивления качению $f_0 = 0,015; 0,020$. Величина коэффициента сопротивления качению зависит от скорости и корректируется по выражению

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

где v_a – скорость автомобиля, м/с.

6. Оценивается степень использования мощности двигателя

$$\eta_u = \frac{P_w + P_f}{P_T},$$

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

7. По величине степени использования мощности двигателя (η_u) определяется коэффициент k_u .
8. По уравнению (12) определяется расход топлива Q (л/100 км) при движении автомобиля с данной скоростью и в заданных дорожных условиях.

Для построения топливно-экономической характеристики данные сводятся в табл. 9.

Таблица 9

| ω_i | g_e | P_T | v | P_w | $f_0 = 0,015$ | | | | $f_0 = 0,035$ | $f_0 = 0,055$ |
|------------|-------|-------|-----|-------|---------------|-------------|----------|-----|---------------|---------------|
| | | | | | f | $P_f + P_w$ | η_u | Q | ... | ... |
| ω_1 | | | | | | | | | | |
| ω_2 | | | | | | | | | | |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| ω_n | | | | | | | | | | |

На основании данных табл. 9 строится топливно-экономическая ха-

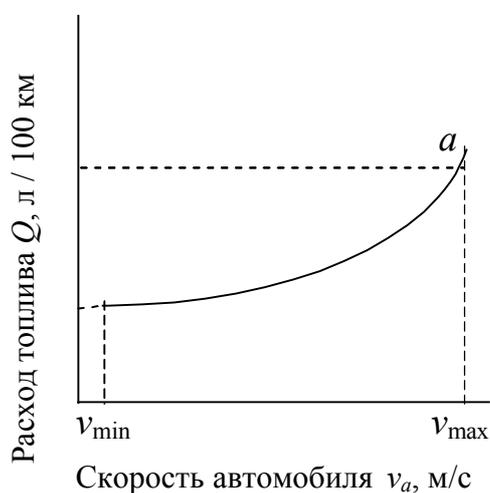


Рис. 3. Экономическая характеристика автомобиля на прямой передаче

рактеристика автомобиля на прямой передаче для указанных коэффициентов сопротивления качению. Примерный вид характеристики представлен на рис. 3. Крайняя точка кривой экономической характеристики a выражает расход топлива при максимальной скорости движения автомобиля, когда полностью используется мощность двигателя. Экономическая характеристика позволяет оценить топливную экономичность автомобиля при установившемся движении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Краткий автомобильный справочник. – М.: Транспорт, 1994. – 223 с.
2. *Илларионов В.А.* Теория и конструкция автомобиля. – М.: Машиностроение, 1979. – 302 с.
3. *Фалькевич Б.С.* Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
4. *Косолапов Г.М.* Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Автомобили». – Волгоград: Изд-во ВолгПИ, 1983. – 41 с.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---------------------------------------------------------------------|----|
| Последовательность тягового расчета..... | 3 |
| Определение полной массы автомобиля..... | 3 |
| Подбор шин для автомобиля..... | 4 |
| Определение максимальной мощности двигателя..... | 5 |
| Определение параметров трансмиссии..... | 8 |
| Расчет показателей динамичности автомобиля..... | 12 |
| Построение топливно-экономической характеристики автомобиля..... | 19 |
| Библиографический список..... | 23 |

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Методические указания к курсовому проекту по дисциплине “Автомобили”

Составители

СОЦКОВ Дмитрий Алексеевич
ТИМОФЕЕВА Светлана Игоревна

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой профессор Ю.В. Баженов

Редактор И.А. Арефьева
Корректор В.В. Гурова
Компьютерная верстка Е.Г. Радченко

ЛР № 020275. Подписано в печать 21.10.02
Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,39. Уч.-изд. л. 1,45. Тираж 200 экз.

Заказ

Редакционно-издательский комплекс
Владимирского государственного университета.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.

Владимирский государственный университет

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

**Методические указания к курсовому проекту
по дисциплине «Автомобили»**

Владимир 2002