

Министерство образования Российской Федерации

ЛИПЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра автомобилей и тракторов

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовой работе по теории автомобиля и трактора
для очной и очно-заочной формы обучения
специальности «Автомобиле- и тракторостроение»

Составитель С.П. Баженов

Липецк 2001

Министерство образования Российской Федерации

ЛИПЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра автомобилей и тракторов

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовой работе по теории автомобиля и трактора
для очной и очно-заочной формы обучения
специальности «Автомобиле- и тракторостроение»

Составитель С.П. Баженов

Липецк 2001

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ к курсовой работе по теории автомобилей и тракторов для студентов очной и очно - заочной формы обучения специальности «Автомобиле – и тракторостроение» / Липецкий государственный технический университет. Сост. С. П. Баженов. Липецк, 2001. 35 с.

Предназначены для студентов 3, 4 и 5-го курсов.

В методических указаниях даны рекомендации и порядок расчетов теоретической тяговой характеристики тракторов, динамической и экономической характеристик автомобилей.

Табл. 14. Ил. 8. Библиогр.: 8 назв.

Рецензент С.А. Харламов

© Липецкий государственный технический университет, 2001

Курсовая работа состоит из двух частей - тягового расчёта трактора и динамического и экономического расчётов автомобиля.

Курсовая работа должна содержать: расчётно-пояснительную записку, написанную чётко и грамотно, схемы и графики, выполненные карандашом на листах чертёжной или миллиметровой бумаги.

Размеры физических величин должны соответствовать Международной системе единиц (СИ) ГОСТ 9867-61. Графики должны иметь равномерную масштабную шкалу.

Курсовая работа выполняется по индивидуальному заданию, которое студент получает на занятии по теории автомобиля и трактора.

Примерные затраты времени на выполнение курсовой работы - 25 часов.

ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ

Студенту _____ шифр _____

ПО ПЕРВОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1. Прототип трактора _____.
2. Номинальная сила тяги, кН, $P_H =$ _____.
3. Фон поля _____.
4. Число основных передач _____.
5. Расчётная скорость движения на низшей рабочей передаче при номинальной силе тяги $V_{H1} =$ _____ м/с.
6. Максимальная транспортная скорость $V_{тр. max} =$ _____ м/с.
7. Частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальной мощности $n_H =$ _____ мин⁻¹.
8. Удельный расход топлива при номинальной мощности двигателя $g_e =$ _____ г / кВт ч

ПО ВТОРОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1. Прототип автомобиля _____.
2. Грузоподъёмность, кН _____.
3. Число передач (вперёд) _____.
4. Максимальная скорость движения на прямой передаче $V_{max} =$ _____ м/с.
5. Приведённый коэффициент дорожного сопротивления $\psi =$ _____.

Дата выдачи задания _____

Подпись преподавателя _____

1 часть КУРСОВОЙ РАБОТЫ – ТРАКТОРЫ

1. Тяговый расчет трактора

1.1. Тяговый диапазон трактора

Тяговый диапазон трактора определяется по формуле

$$\delta_T = \varepsilon \frac{P_H}{P'_H},$$

где ε - коэффициент расширения тяговой зоны трактора, рекомендуемый в среднем 1,3;

P_H и P'_H - соответственно номинальная сила тяги (по заданию) и сила тяги трактора предыдущего по типуажу класса.

Для тракторов класса тяги 0,2...0,6 тяговый диапазон можно принять $\delta_T=2$.

Зная тяговый диапазон и номинальную силу тяги трактора, можно определить его минимальную силу тяги из соотношения

$$\delta_T = \frac{P_H}{P_{кр\ min}}, \text{ откуда } P_{кр\ min} = \frac{P_H}{\delta_T}.$$

1.2. Масса трактора

Эксплуатационную массу колесного трактора можно определить из следующих условий:

$$P_{к\max} \leq \varphi_{доп} \cdot \lambda_k \cdot m_{\text{Э}} \cdot g,$$

$$P_{к\max} \geq (P_H + f \cdot m_{\text{Э}} \cdot g),$$

$$\text{откуда } \varphi_{доп} \cdot \lambda_k \cdot m_{\text{Э}} \cdot g \geq (P_H + f \cdot m_{\text{Э}} \cdot g).$$

При условии равенства будем иметь

$$m_{\text{Э}} = \frac{P_H}{(\varphi_{доп} \cdot \lambda_k - f) \cdot g},$$

где P_H - номинальная сила тяги трактора по заданию, Н;

$\varphi_{доп}$ - допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора; для колёсных тракторов принимается 0,5-0,65; для гусеничных - 0,55-0,65;

λ_k - коэффициент нагрузки на ведущие колёса трактора; принимается для тракторов: с колёсной схемой 4К2 $\lambda_k = (0,75 - 0,8)$; для колёсных 4К4 и гусеничных $\lambda_k=1$;

f - коэффициент сопротивления качению;

g - ускорение свободного падения, м/с².

Применительно к колёсным схемы 4К4 и гусеничным тракторам эксплуатационная масса $m_{\text{Э}}$ может быть определена по формуле

$$m_{\text{Э}} = \frac{P_H}{(\varphi_{доп} - f) \cdot g},$$

а конструктивная масса:

$$m_k = m_{\text{Э}} - (m_{\text{ж}} + m_{\text{ГСМ}} + m_{\text{ч}} + m_{\text{б}} + m_{\text{ТР}}),$$

где $m_{\text{ж}}$ - масса охлаждающей жидкости;

$m_{\text{ГСМ}}$ - масса топливо - смазочных материалов;

$m_{\text{ч}}$ - масса инструмента и запасных частей;

$m_{\text{б}}$ - масса балласта;

$m_{\text{ТР}}$ - масса тракториста.

Для большинства сельскохозяйственных тракторов соотношение между эксплуатационной $m_{\text{Э}}$ и конструктивной m_k массами можно принять следующим:

$$m_{\text{Э}} = (1,07-1,1) m_k.$$

1.3. Расчёт номинальной мощности двигателя

Расчёт номинальной мощности двигателя производится с учётом номинального тягового усилия трактора, силы сопротивления качению, массы трактора, потерь на трение в трансмиссии и необходимого запаса мощности двигателя.

Учитывая вышеизложенное, номинальную мощность двигателя можно определить по формуле

$$N_{\text{еном}} = \frac{(P_H + f \cdot g \cdot m_{\text{Э}}) \cdot V_{H1}}{\eta_{\text{ТР}} \cdot \chi_{\text{Э}}}, \text{ кВт.}$$

где P_H и V_{H1} - соответственно номинальное тяговое усилие Н и расчётная скорость движения на низшей рабочей передаче при номинальной силе тяги, м/с (по заданию);

$m_{\text{Э}}$ - эксплуатационная масса трактора, кг;

$\eta_{\text{ТР}}$ - коэффициент полезного действия (кпд), учитывающий потери мощности в трансмиссии и определяемый по формуле

$$\eta_{\text{ТР}} = \eta_{\text{Ц}}^n \cdot \eta_{\text{К}}^{n_1} \cdot \eta_{\text{Х}},$$

где $\eta_{\text{Ц}}$ и $\eta_{\text{К}}$ - соответственно кпд цилиндрической и конической пары шестерен, принимаются равными $\eta_{\text{Ц}}=0,985$ и $\eta_{\text{К}}=0,975$.

$\eta_{\text{Х}}$ - кпд, учитывающий потери мощности на холостом ходу,

принимается $\eta_{\text{Х}}=0,96$.

n и n_1 - степенные показатели числа пар шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

$\chi_{Э}$ - коэффициент эксплуатационной нагрузки тракторного двигателя -
 $\chi_{Э} = 0,85 \dots 0,95$.

1.4. Расчёт основных рабочих скоростей трактора

Для расчёта основных рабочих скоростей трактора определяется диапазон скоростей, который характеризуется отношением высшей рабочей скорости к скорости на первой передаче

$$\delta_{V_{осн}} = \frac{V_z}{V_{H1}}$$

где V_z - высшая рабочая скорость, которую необходимо определить;
 V_{H1} - расчётная скорость на первой передаче (по заданию), м/с;
 Величина скоростного диапазона подсчитывается по формуле

$$\delta_{V_{осн}} = \delta_T \gamma_{доп. мин}$$

где $\gamma_{доп. мин}$ - коэффициент допустимой минимальной загрузки двигателя.
 Рекомендуется принимать равным 0,85.

Для расчета высшей и промежуточных скоростей необходимо определить знаменатель геометрической прогрессии q .

Зная, что $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \dots = \frac{V_z}{V_{z-1}} = q$, можно получить

$$V_2 = V_1 q; V_3 = V_2 q = V_1 q^2; V_4 = V_1 q^3; \dots V_z = V_1 q^{z-1}$$

Отсюда
$$q = z \sqrt[z]{\frac{V_z}{V_1}} = z \sqrt[z]{\delta_{V_{осн}}}$$

Определив знаменатель геометрической прогрессии, подсчитывают скорости $V_2, V_3, V_4, \dots, V_z$.

Высшая транспортная скорость в геометрическую прогрессию не входит. Промежуточную транспортную скорость определяют как среднюю геометрическую или арифметическую величину между высшей транспортной и высшей скоростью основного ряда по формуле

$$V_{тр2} = \sqrt{V_{трmax} \cdot V_z} \quad \text{или} \quad V_{тр2} = 0,5(V_{трmax} + V_z)$$

Если предусматривается использование трактора для посадочных работ, то скорость его движения определяют по формуле

$$V = l \cdot x / 6, \text{ м/с,}$$

где l - расстояние между посадочными гнездами, м; x - число растений, которые рабочий успевает подавать в машину за 1 минуту.

Для получения особо низких скоростей в трансмиссию трактора устанавливается специальный ходоуменьшитель. Величина этих скоростей принимается согласно технологическому процессу.

Окончательный ряд скоростей корректируется в соответствии с практическими возможностями подбора чисел зубьев шестерен коробки передач проектируемого трактора.

1.5. Расчет передаточных чисел трансмиссии и коробки передач

Передаточное число трансмиссии колесного трактора на первой передаче определяется по формуле

$$i_{тр1} = 0,105 n_H r_k / V_{H1}$$

где n_H - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя согласно заданию, мин^{-1} ;

r_k - радиус качения ведущего колеса трактора, м;

V_{H1} - скорость движения трактора на 1-й расчетной передаче согласно заданию, м/с.

Радиус качения (м) ведущего колеса подсчитывается по формуле

$$r_k = 25,4 \cdot 10^{-3} [0,5d + (0,8 \dots 0,85)b]$$

где d - наружный диаметр обода колеса, на который монтируется шина, в дюймах;

$(0,8 \dots 0,85)$ - коэффициент деформации шины ведущего колеса;

b - ширина профиля шины, в дюймах.

Размеры шин подбираются по таблице П5 в зависимости от нагрузки на одно ведущее колесо трактора.

Для гусеничного трактора передаточное число на первой передаче определяется по формуле $i_{тр1} = 0,105 n_H r_{HO} / V_{H1}$,

где r_{HO} - радиус начальной окружности ведущей звездочки, который подсчитывается по формуле $r_{HO} = \frac{z \cdot \ell_{зв}}{2\pi}$,

где z - число активно действующих зубьев звездочки за один оборот;

$\ell_{зв}$ - фактическая длина одного звена гусеницы, м.

Остальные передаточные числа трансмиссии подсчитываются по формулам

$$i_{тр2} = \frac{i_{тр1}}{q}; \quad i_{тр3} = \frac{i_{тр2}}{q} \quad \text{и т.д.}$$

где q - знаменатель геометрической прогрессии.

Зная расчетные общие передаточные числа трансмиссии на каждой передаче $i_{тр}$ и передаточные числа шестерен с постоянным зацеплением трактора-прототипа i_0 , определяют передаточные числа коробки передач по формулам

$$i_{к1} = \frac{i_{тр1}}{i_0}; \quad i_{к2} = \frac{i_{тр2}}{i_0}; \quad i_{к3} = \frac{i_{тр3}}{i_0} \quad \text{и т.д.}$$

$$i_0 = i_{цп} \cdot i_{кп},$$

где $i_{цп}$ — передаточное число центральной передачи;

$i_{кп}$ — передаточное число конечной передачи.

Далее приводится схема коробки передач, на которой указываются шестерни, находящиеся в зацеплении на каждой передаче. Для них подбираются числа зубьев в соответствии с требуемыми передаточными числами. При необходимости округления дробных значений чисел зубьев шестерен действительные передаточные числа коробки передач могут отличаться от расчетных. В этом случае вносятся изменения в общие передаточные числа трансмиссии и в расчетные скорости движения трактора.

Подсчитанные числа зубьев шестерен трансмиссии и уточненные значения передаточных чисел $i_{тр}$ и скорости V движения для всех основных и транспортных расчетных передач вносятся в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

Основные показатели трансмиссии трактора

Номер шестерни	1					2		3 и т. д.	
Число зубьев									
Передачи	Основные					Транспортные		Центральная передача	Конечная передача
	I	II	III	IV	V	I	II		
Шестерни в зацеплении									
Передаточные числа трансмиссии									
Теоретические скорости движения, м/с									

1.6. Показатели энергонасыщенности и металлоемкости трактора

Энергонасыщенность трактора характеризуется отношением номинальной мощности тракторного двигателя к эксплуатационной массе трактора.

Величину энергонасыщенности определяют по формуле

$$N_3 = \frac{N_{e \text{ ном}}}{m_3}, \text{ кВт/т.}$$

Металлоемкость трактора характеризуется отношением m_k конструктивной массы к номинальной мощности $N_{e \text{ ном}}$ двигателя. Этот показатель по мере

совершенствования конструкций тракторов и повышения их энергонасыщенности непрерывно снижается. Снижение металлоемкости не должно ухудшать сцепные качества трактора и понижать его надежность в работе. Величину металлоемкости определяют по формуле $q_m = \frac{m_k}{N_{e \text{ ном}}}$, кг/кВт.

2. Расчет и построение регуляторной характеристики дизеля

2.1. Скоростная регуляторная характеристика дизеля в функции от частоты вращения коленчатого вала

Регуляторная характеристика тракторного двигателя показывает изменение эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, крутящего момента, удельного и часового расходов топлива в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Расчет и построение регуляторной характеристики двигателя в функции от скоростного режима рекомендуется вести в следующем порядке.

1. Задаваясь различными значениями частот вращения вала двигателя в процентах (100, 80, 60, 40, 20) от номинальной величины (по заданию), определяют текущие значения N_{ei} мощности двигателя на безрегуляторной ветви характеристики по эмпирической формуле

$$N_{ei} = N_{e \text{ max}} \left[C_1 \frac{n_i}{n_n} + C_2 \left(\frac{n_i}{n_n} \right)^2 - \left(\frac{n_i}{n_n} \right)^3 \right], \text{ кВт,}$$

где n_i и n_n — текущее и номинальное значение частот вращения коленчатого вала двигателя;

$C_1=0,5$; $C_2=1,5$; — для дизелей с непосредственным впрыском топлива;

$C_1=0,7$; $C_2=1,3$ — для дизелей с вихрекамерным смесеобразованием.

На регуляторной ветви характеристики принимают изменения мощности N_e по закону прямой линии от $N_e=0$ до $N_{e \text{ max}}$.

2. Для вычисления $N_e=0$ определяют частоту вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу по формуле $n_x = (1 + \delta_p) \cdot n_n, \text{ мин}^{-1}$, где δ_p — коэффициент неравномерности регулятора; для современных тракторных двигателей принимают $\delta_p = 0,07 \dots 0,08$.

3. Зная мощность и частоту вращения коленчатого вала двигателя, определяют крутящий момент по формуле

$$M_{кр} = 10^3 \frac{N_{el}}{\omega}, \text{ Нм,}$$

$$\text{где } \omega = \frac{\pi n_i}{30}, \text{ с}^{-1},$$

n_i — частота вращения коленчатого вала при соответствующей мощности двигателя N_{ei} , мин^{-1} .

4. По удельному расходу g_e топлива при номинальной мощности двигателя определяют максимальный часовой расход топлива по формуле

$$G_{T \max} = \frac{g_e \cdot N_{e \text{ ном}}}{10^3}, \text{ кг / ч.}$$

5. Для холостого хода двигателя принимают

$$G_{T \text{ х}} = (0,25 \dots 0,3) G_{T \max}, \text{ кг / ч.}$$

Промежуточные точки часового расхода топлива на регуляторной ветви принимают по закону прямой линии.

6. По часовому расходу топлива и соответствующей мощности двигателя на регуляторном участке определяют удельный расход топлива:

$$g_{ei} = \frac{10^3 \cdot G_{Ti}}{N_{ei}}, \text{ г / кВт} \cdot \text{ч.}$$

Кривая удельного расхода топлива поднимается вверх по мере снижения нагрузки двигателя.

7. Удельный расход топлива на безрегуляторной ветви при максимальном крутящем моменте двигателя принимают на 15-20% больше, чем при номинальной мощности. Промежуточные точки удельного расхода топлива можно принимать аналогично опытным данным соответствующих двигателей.

8. Зная удельный расход топлива на безрегуляторной ветви, определяют соответствующий часовой расход топлива G_{Ti} по формуле

$$G_{Ti} = \frac{g_{ei} \cdot N_{ei}}{10^3}, \text{ кг / ч.}$$

Результаты расчетов показателей работы двигателя заносят в сводную таблицу 1.2 для построения регуляторной характеристики.

Показатели двигателя трактора

Таблица 1.2

n , мин^{-1}	N_e , кВт	$M_{кр}$, Нм	G_T , кг/ч	g_e , г/кВт·ч

Пользуясь полученными расчетными данными, строят график скоростной регуляторной характеристики дизеля в функции от частоты вращения коленчатого вала (рис. 1.1).

2.2. Нагрузочная характеристика дизеля в функции от эффективной мощности

Исходными данными для построения нагрузочной характеристики являются также расчетные данные таблицы 1.2. Примерная нагрузочная характеристика показателей $M_{кр}$, n , G_T , $g_e = f(N_e)$ представлена на рис. 1.2, которая дает более

полное представление о показателях работы двигателя в регуляторной зоне — в пределах работы регулятора, что используется при оценке работы комплекса сельскохозяйственных машин с данным типом трактора.

Безрегуляторная зона в пределах от $M_{кр \text{ ном}}$ до $M_{кр \text{ max}}$ характеризует работу двигателя при воздействии на его показатели корректирующего устройства в период кратковременных перегрузок. Для повышения эффективности работы машинно-тракторного парка следует стремиться к тому, чтобы средняя эксплуатационная нагрузка двигателя была по возможности выше в пределах регуляторной зоны, но не более 95% от максимальной мощности двигателя.

На рис. 1.1 приведен общий вид скоростной регуляторной характеристики, показывающей характер изменения $M_{кр}$, N_e , G_T , $g_e = f(n)$.

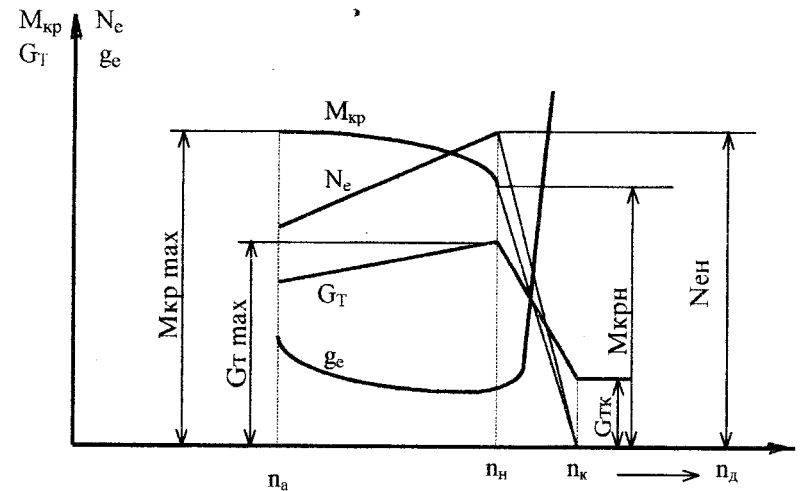


Рис. 1.1. Скоростная характеристика двигателя

3. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора

Теоретическая тяговая характеристика трактора (рис. 1.3) состоит из двух частей — нижней и верхней. Нижняя часть графика имеет вспомогательное значение и служит для нанесения основных исходных параметров тракторного двигателя. В верхней части графика наносится ряд кривых, показывающих, как в заданных почвенных условиях, при установившемся движении на горизонтальном участке, в зависимости от нагрузки на крюке трактора изменяются его основные эксплуатационные показатели — буксование ведущих органов, скорости движения, тяговая мощность, удельный расход топлива и тяговый КПД трактора.

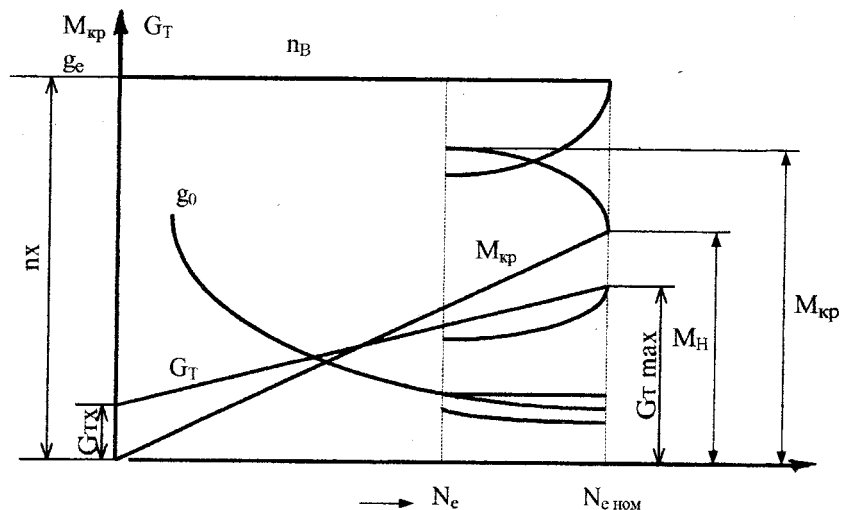


Рис. 1.2. Нагрузочная характеристика двигателя

Аналитический расчет и графическое построение теоретической тяговой характеристики трактора производится в такой последовательности: на нижней части листа чертежной или миллиметровой бумаги размером 594X420 мм наносится (рис. 1.3) оси координат с осью ординат повернутой вниз.

Затем по оси абсцисс от начала координат 0 в принятом масштабе откладывается для каждой передачи максимальная касательная сила тяги, подсчитанная по формуле

$$P_{к\max} = \frac{M_{кр\max} \cdot i_{тp i} \cdot \eta_{тp i}}{r_k} = A \cdot M_{кр\max},$$

и номинальная

$$P_{к\text{ном}} = \frac{M_{кр\text{ном}} \cdot i_{тp i} \cdot \eta_{тp i}}{r_k} = A \cdot M_{кр\text{ном}},$$

где $M_{кр\max}$ — максимальный крутящий момент двигателя (табл. 1.2);

$M_{кр\text{ном}}$ — крутящий момент двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала (табл. 1.2);

$i_{тp i}$ — передаточное число трансмиссии;

$\eta_{тp i}$ — кпд, учитывающий потери мощности в трансмиссии.

Касательная сила тяги трактора прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя. Поэтому по оси абсцисс от точки 0 для каждой заданной пе-

редачи в принятом масштабе наносятся крутящие моменты двигателя $M_{кр\max}$ и $M_{кр\text{ном}}$ соответственно касательным силам тяги $P_{к\max}$ и $P_{к\text{ном}}$.

Затем по оси ординат вниз наносятся масштабные шкалы эффективной мощности, часового расхода топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя с таким расчетом, чтобы графики в регуляторной зоне не пересекались. Далее с учетом количества передач и соответствующих крутящих моментов строится график показателей работы двигателя

$$N_e, G_t, n = f(M_{кр}).$$

При этом образуются пучки кривых N_e с общим центром в точке O' , кривые G_t с общим центром в точке $G_{тх}$ и пучок кривых n с общим центром в точке P_x соответствующие холостому ходу двигателя. Точки перегиба (вершины) кривых всех показателей регуляторной характеристики двигателя должны находиться на прямой горизонтальной линии и по вертикали соответствовать номинальным моментам двигателя.

Кривые, расположенные в безрегуляторной зоне в пределах от $M_{кр\text{ном}}$ до $M_{кр\max}$ для каждой передачи, строятся по расчетным точкам регуляторной характеристики (табл. 1.2). Нанесенные на график кривые регуляторной характеристики для каждой передачи должны заканчиваться при максимальных значениях крутящих моментов.

Примером построения нагрузочной характеристики двигателя в функции от крутящего момента может служить нижняя часть теоретической тяговой характеристики трактора (рис. 1.3). Следует учесть, что в зоне перегрузок от $M_{кр\text{ном}}$ до $M_{кр\max}$ кривые N_e, G_t, n строятся по точкам регуляторной характеристики, а в зоне действия регуляторов эти показатели изображаются прямыми линиями.

После построения нагрузочной характеристики определяют силу сопротивления качению по формуле

$$P_f = f \cdot G,$$

где f — коэффициент сопротивления качению;

G — сила тяжести трактора.

Величина силы сопротивления качению P_f откладывается по оси абсцисс вправо от точки O' до точки O . Полученная точка O будет являться началом координат непосредственно тяговой характеристики трактора. По оси абсцисс в масштабе касательной силы от точки O отсчитывается сила тяги на крюке трактора, определяемая по формуле $P_{кр} = P_k - P_f$, а по оси ординат вверх изображаются в своих масштабах тяговые показатели трактора — буксование двигателей, скорости движения, тяговые мощности на крюке, удельный расход топлива по передачам и тяговый кпд.

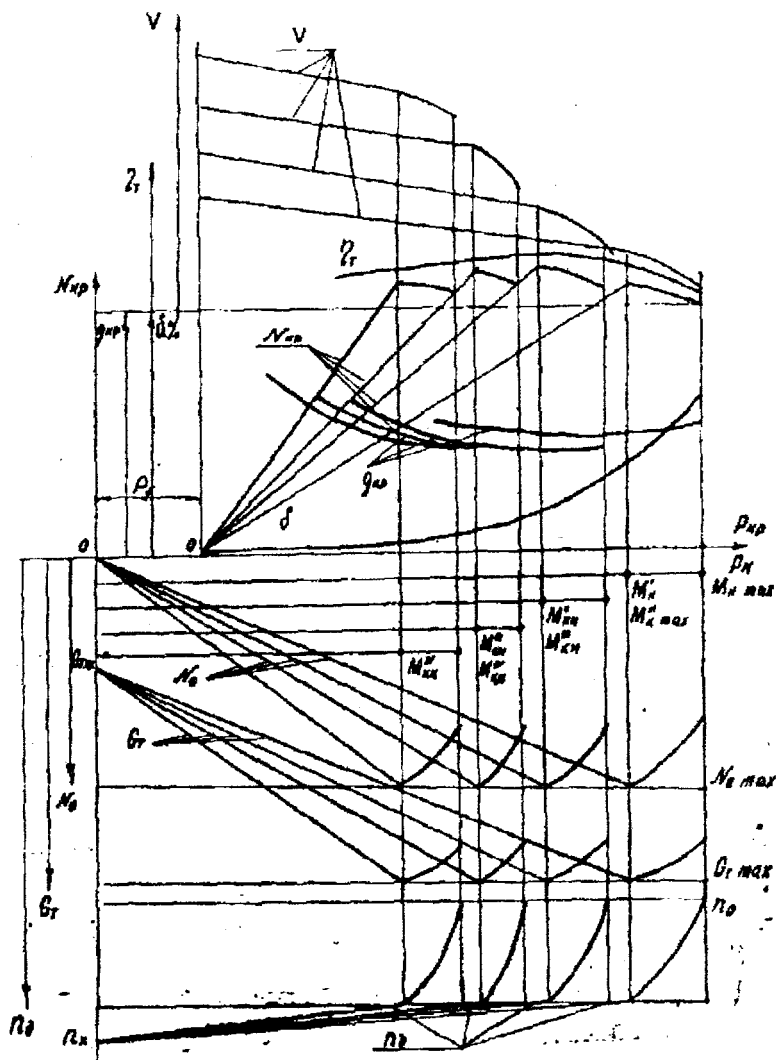


Рис. 1.3. Теоретическая тяговая характеристика трактора

Величина коэффициента буксования может быть подсчитана по эмпирической формуле

$$\delta = a \cdot p + b \cdot p^c,$$

где p — относительная сила тяги трактора, определяемая по формуле

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi \cdot \lambda_k \cdot G}.$$

Для колесных тракторов со всеми ведущими колесами и гусеничных, $\lambda_k = 1$, поэтому величина относительной тяги будет определяться по формуле

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi \cdot G}.$$

Безразмерные коэффициенты a , b , c зависят от типа трактора и почвенных условий. Для колесных тракторов принимают: $a=0,13$; $b=0,013$; $c=8$. Для гусеничных тракторов $a=0,04$; $b=4,0$; $c=8$.

Далее для каждой заданной передачи определяют теоретическую скорость на холостом ходу ($P_{кр}=0$) по формуле

$$V_T = 0,105 n_d r_k / i_{тр},$$

где n_d — частоты вращения коленчатого вала двигателя в минуту;

r_k — радиус качения ведущего колеса (звездочки);

Зная величину буксования δ и теоретическую скорость движения, подсчитывают для каждой передачи рабочие скорости по формуле

$$V_P = V_T (1 - \delta) = 0,105 n_d r_k (1 - \delta) / i_{тр}.$$

По формуле $N_{кр} = P_{кр} V_P$ для каждой передачи определяют мощность на крюке трактора (кВт).

Для оценки топливной экономичности трактора определяется удельный расход топлива по формуле

$$g_{крf} = \frac{10^3 \cdot G_{Ti}}{N_{кр i}}, \text{ г / кВт}\cdot\text{ч},$$

где соответствующие значения G_{Ti} и $N_{кр i}$ определяют по графику (рис. 1.3).

Условный тяговый кпд трактора подсчитывается по формуле

$$\eta_{ту} = \frac{N_{кр i}}{N_{ei}},$$

где $N_{кр i}$ и N_{ei} — определяется по графику (рис. 1.3).

Проверку $\eta_{ту}$ производят по формуле

$$\eta_{ту} = \eta_{тр} \eta_f \eta_b.$$

Если расчет по двум формулам произведен правильно, то результаты расчетов должны совпадать или быть близкими.

Для построения теоретической тяговой характеристики трактора полученные расчетные тяговые показатели для каждой передачи заносят в таблицу по следующей форме:

Таблица 1.3

Расчетные тяговые показатели трактора

Передача	Расчетная точка	N _е , кВт	n _д , м ⁻¹	G _т , кг/ч	P _к , кН	P _{кр} , кН	V, м/с	N _{кр} , кВт	g _{кр} , г/кВт*ч	δ, %		
											$\frac{N_{кр}}{N_e}$	η _{тр} ·η _г ·η _δ
I	I и т. д.											
II и т. д.	I и т. д.											

После построения графика тяговой характеристики составляется баланс мощности трактора для установившегося движения.

Мощность на крюке трактора и значения δ, V, G, P_к берутся из графика теоретической тяговой характеристики трактора (рис. 1.3).

В заключение 1-й части курсовой работы следует проанализировать расчетные показатели трактора в целом, сделать краткие выводы и сравнить с прототипом.

II часть КУРСОВОЙ РАБОТЫ—АВТОМОБИЛИ

1. Расчет мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя

Мощность N_е двигателя, необходимую для движения полностью нагруженного автомобиля с установившейся максимальной скоростью V_{а max} в заданных дорожных условиях, определяют по формуле

$$N_e = V_{a \max} \left(G_a \cdot \psi + k \cdot F \cdot V_{a \max}^2 \right) \cdot 10^{-3} / \eta_{тр}, \text{ кВт}$$

где V_{а max} — максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче в заданных дорожных условиях, м / с;

G_а — вес автомобиля с грузом, Н;

ψ — приведенный коэффициент дорожного сопротивления;

k — коэффициент обтекаемости автомобиля. Для грузовых машин принимают 0,6...0,75 кг / м³;

F — площадь лобового сопротивления автомобиля, которая подсчитывается по формуле

$$F = H \cdot B, \text{ м}^2$$

Здесь H — габаритная высота автомобиля, м; B — колея передних колес, м;

η_{тр} — механический КПД трансмиссии; принимается для режима максимальной скорости равным 0,85...0,90.

При проектировании для обеспечения необходимого динамического фактора в области средних эксплуатационных скоростей движения определяют максимальную мощность двигателя по формуле

$$N_{e \max} = (1,05 \dots 1,10) N_e.$$

Частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной мощности, определяется коэффициентом оборотности двигателя η_п, равным отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к соответствующей скорости движения автомобиля:

$$\eta_n = n_{\max} / V_{a \max}, \text{ отсюда } n_{\max} = \eta_n V_{a \max}.$$

Для грузовых автомобилей коэффициент оборотности η_п принимают равным в пределах 30...40 в соответствии с прототипом автомобиля и расчетной максимальной мощностью двигателя.

2. Расчет и построение скоростной внешней характеристики двигателя

Текущее значение N_е можно рассчитать по следующей формуле:

$$N_e = N_{\max} \left[c_1 \frac{n_d}{n_N} + c_2 \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^2 - c_3 \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^3 \right],$$

где n_д — текущее значение частоты вращения, мин⁻¹,

n_N — частота вращения при максимальной мощности, мин⁻¹,

c₁, c₂, c₃ — статистические коэффициенты; для карбюраторного двигателя c₁ = c₂ = c₃ = 1; для дизеля c₁ = 0,53, c₂ = 1,56, c₃ = 1,09.

Подсчитав значения N_е для 6...8 точек, строят зависимость N_е = f(n_д).

С некоторой долей погрешности скоростная внешняя характеристика может быть определена и построена для четырехтактных двигателей с искровым зажиганием на основании следующих данных:

Таблица 2.1

Показатели скоростной характеристики карбюраторного двигателя

n, %	20	40	60	80	100	120
n, мин ⁻¹						
N _е , %	20	50	73	92	100	92
N _е , кВт						

Таким образом, получив в результате расчета N_{е max} и n_{max} и приняв их за 100%, можем рассчитать и графически построить скоростную внешнюю характеристику для двигателя проектируемого автомобиля.

На график также наносится кривая крутящего момента двигателя, каждая точка которой определяется по формуле M_д = N_е / ω, где ω = πп / 30, с⁻¹.

Для автомобильных четырехтактных дизелей зависимость эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала в процентах принимают по табл. 2.2.

Таблица 2.2

Показатели скоростной характеристики дизельного двигателя

n, %	20	40	60	80	100	110
n, мин ⁻¹						
N _e , %	17	41	67	87	100	0
N _e , кВт						

Кривая удельного расхода топлива для двигателя строится на основании следующих данных: за 100% удельного расхода топлива при 100% g_e следует принять для карбюраторного двигателя, имеющего степень сжатия 6.5...7 - 305...325 г/кВт·ч, для дизельного 240...250 г/кВт·ч.

Часовой расход топлива для каждого значения частоты вращения коленчатого вала двигателя рассчитывается по формуле $G_T = g_e N_e \cdot 10^{-3}$, кг/ч, и также наносится на график скоростной характеристики (рис. 2.1).

Таблица 2.3

Показатели характеристики расхода топлива двигателя

n, %	20	40	60	80	100	120
n, мин ⁻¹						
g _e , %	110	100	95	95	100	115
g _e , г/кВт·ч						

3. Определение передаточного числа главной передачи

Пользуясь выражением для определения теоретической скорости движения автомобиля $V_a = 0,105 n v_{max} r_k / i_k i_0$ можно найти передаточное число главной передачи автомобиля. При движении автомобиля на прямой передаче передаточное число коробки передач $i_k=1$, а скорость движения V_a будет максимальной, тогда

$$i_0 = 0,105 n v_{max} r_k / V_{a max}$$

где $n v_{max}$ — частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости движения автомобиля на прямой передаче;

r_k — расчетный радиус ведущих колес автомобиля в м; при выполнении расчетов можно принять среднюю величину динамического радиуса постоянной и выразить ее в зависимости от радиуса шины в свободном состоянии.

$r_k = \lambda r_0$, где λ — коэффициент деформации шины; для шин грузовых автомобилей принимают равным 0,93...0,935.

Радиус шины в свободном состоянии определяется как

$$r_0 = 0,0254 (0,5 d + b) \text{ м,}$$

где d — диаметр обода колеса в дюймах, b — высота профиля покрышки, мм.

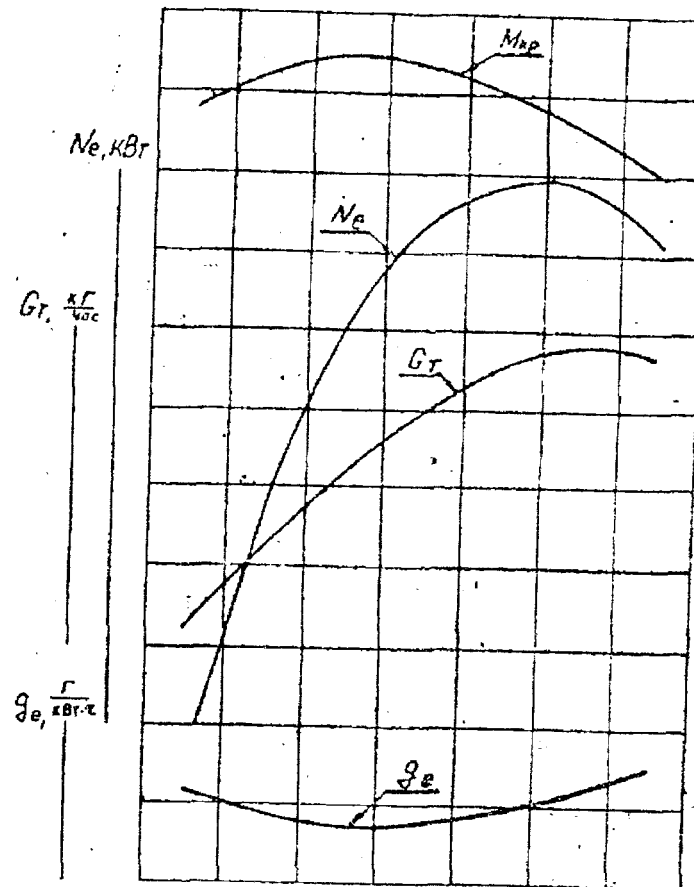


Рис. 2.1. Скоростная характеристика двигателя

Маркировка и размер шин для грузовых автомобилей приведены в табл. П 5 приложения.

4. Подбор передаточных чисел коробки передач

При определении передаточных чисел коробки передач вначале находят передаточное число на первой, самой низкой передаче.

Передаточное число первой передачи должно удовлетворять следующим требованиям: обеспечивать преодоление повышенных дорожных сопротивлений движению; не вызывать буксование ведущих колес автомобиля при передаче максимального крутящего момента двигателя.

Эти требования будут выполнены, если максимальная касательная сила тяги автомобиля

$$P_{k max} = M_{кр max} i_{k1} i_0 \eta_{тр1} / r_k \geq \psi_{max} G_a$$

отсюда передаточное число коробки передач на первой передаче

$$i_{k1} \geq \frac{\psi_{\max} G_a r_k}{M_{кр\max} \eta_{Тр1} i_0}$$

где ψ_{\max} — приведенный максимальный коэффициент дорожного сопротивления;

G_a — вес автомобиля, Н;

r_k — радиус качения ведущих колес, м;

$M_{кр\max}$ — максимальный крутящий момент двигателя по скоростной внешней характеристике;

$\eta_{Тр1}$ — КПД трансмиссии на первой передаче;

i_0 — передаточное число главной передачи.

Найденное передаточное число i_{k1} первой ступени коробки передач должно исключать полное буксование ведущих колес, которое может возникнуть при максимальной касательной силе тяги автомобиля.

Для этого необходимо, чтобы максимальная касательная сила тяги, подводимая к ведущим колесам, была бы меньше или равна максимальной силе сцепления ведущих колес с дорогой, то есть

$$\frac{M_{кр\max} \cdot \eta_{Тр1} \cdot i_0}{r_k} \leq \lambda G_a \varphi,$$

откуда

$$i_{k1} = \frac{\lambda G_a \varphi \cdot r_k}{M_{кр\max} \cdot \eta_{Тр1} \cdot i_0},$$

где λ — коэффициент нагрузки ведущих колес, который можно принять равным 0.75;

φ — коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой, принимается в пределах 0.5...0.6.

Таким образом, передаточное число первой ступени коробки передач должно лежать в пределах, обуславливающих преодоление автомобилем максимального дорожного сопротивления и отсутствие буксования ведущих колес.

Зная передаточное число 1-й ступени коробки передач, переходят к определению передаточных чисел на промежуточных передачах.

Если исходить из условия сохранения постоянного интервала изменения чисел оборотов коленчатого вала двигателя при разгоне на различных передачах, что обуславливает наибольшую производительность и экономичность автомобиля, то получим ряд передаточных чисел, подчиняющихся закону геометрической прогрессии:

$$\frac{i_{k1}}{i_{k2}} = \frac{i_{k2}}{i_{k3}} = \frac{i_{k3}}{i_{k4}} = \dots = \frac{i_k(z-1)}{i_{kz}} = q,$$

откуда $i_{k2} = \frac{i_{k1}}{q}$; $i_{k3} = \frac{i_{k2}}{q}$; отсюда знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = z \sqrt[z]{\frac{i_{k1}}{i_z}}$$

В частном случае, когда высшая передача является прямой ($i_z = 1$), $q = z \sqrt[z]{i_{k1}}$, где z — заданное число передач коробки.

Зная передаточное число первой передачи, остальные передаточные числа коробки передач могут быть найдены по формулам из таблицы 2.4.

Зная передаточные числа коробки передач и главной передачи, определяют передаточные числа трансмиссии, $i_{Тр} = i_{к1} i_0$, а затем и скорость движения автомобиля при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Таблица 2.4

Передаточные числа коробки передач

Передача	Коробка передач		
	трехступенчатая	четырёхступенчатая	пятиступенчатая
Первая	i_1	i_1	i_1
Вторая	$\sqrt{i_1}$	$\sqrt[3]{i_1}$	$\sqrt[4]{i_1^3}$
Третья	1	$\sqrt[3]{i_1}$	$\sqrt[4]{i_1}$
Четвертая	—	1	$\sqrt[4]{i_1}$
Пятая	—	—	1

5. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля

Динамической характеристикой автомобиля называют графически выраженную зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах.

Как известно, динамический фактор представляет собой отношение избыточной касательной силы тяги к силе тяжести автомобиля:

$$D = \frac{P_k - P_B}{G_a} = \frac{M_{кр} \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta_{Тр} - k \cdot F \cdot V_a^2}{r_k G_a},$$

где P_k — касательная сила тяги автомобиля, Н;

P_B — сила сопротивления воздуха, Н;

G_a — сила тяжести автомобиля с грузом, Н;

k — коэффициент обтекаемости, кг/м³.

Величина динамического фактора зависит от характера протекания кривой крутящего момента двигателя, передаточного числа трансмиссии, скорости движения автомобиля и его массы.

С целью получения данных для построения динамической характеристики автомобиля проводят ряд расчетов в такой последовательности:

1. Задаются рядом значений частот вращения коленчатого вала — 20, 40, 60, 80, и 100, 120 % от $n_{N_e \max}$.

2. Для выбранных частот вращения коленчатого вала двигателя подсчитывают величины скоростей автомобиля на каждой передаче по формуле

$$V_a = 0,105 \frac{n_i \cdot r_k}{i_k \cdot i_0}, \text{ м/с.}$$

3. Определяют величину касательной силы тяги по передачам:

$$P_k = \frac{M_{kp} \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta_{Tp}}{r_k}, \text{ Н.}$$

Величину M_{kp} при каждом значении частоты вращения коленчатого вала определяют по ранее построенной внешней скорости характеристики двигателя.

4. Подсчитывают значения силы сопротивления воздуха для скоростей автомобиля, соответствующих исходным значениям частоты вращения коленчатого вала двигателя по формуле

$$P_g = kFV^2, \text{ Н.}$$

5. Определяют величину динамического фактора для каждой скорости на всех передачах по формуле

$$D = \frac{P_k - P_g}{G_a}$$

6. Полученные данные заносят в таблицу 2.5.

Таблица 2.5

Динамические показатели автомобиля

Передача	V_a , м/с	n , мин ⁻¹	M_{kp} , Нм	P_k , Н	P_g , Н	D

7. По динамической характеристике автомобиля следует определить:

— максимальную скорость движения на прямой передаче по горизонтальному асфальтированному шоссе;

— максимальный динамический фактор на высшей и низшей передачах;

— величину максимально-возможного подъема автомобиля в градусах на высшей и низшей передачах при движении по асфальтированному шоссе и сухой грунтовой дороге.

8. По расчетным данным строят кривые динамического фактора для каждой передачи, рис. 2.2.

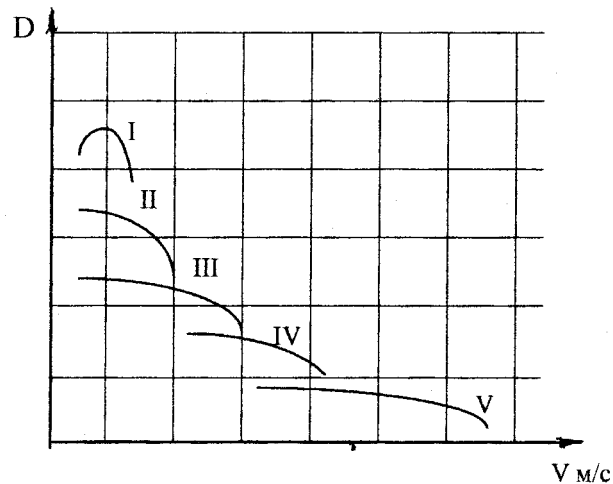


Рис. 2.2. Динамическая характеристика автомобиля

6. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля

Топливную экономичность автомобиля принято оценивать расходом топлива в литрах на 100 км пройденного пути. Если известен часовой расход топлива двигателя G кг/ч и скорость движения автомобиля V_a м/с, то расход Q_s топлива в литрах на 100 км пробега выразится в виде следующей зависимости:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot V_a \cdot \gamma_T}, \text{ л/100 км,}$$

где g_e — удельный расход топлива, г/кВт·ч;

N_e — мощность двигателя, потребная для движения автомобиля в заданных условиях, кВт;

γ_T — плотность топлива, кг/л; для бензина $\gamma_T = 0,725$; для дизельного топлива $\gamma_T = 0,825$.

Эффективная мощность двигателя N_e , потребная для движения автомобиля в заданных дорожных условиях, определяется по формуле

$$N_e = \frac{P_k \cdot V_a}{\eta_{Tp}} = \frac{V_a}{\eta_{Tp}} \left(\psi G_a + k \cdot F \cdot V_a^2 \right), \text{ кВт,}$$

где ψ — приведенный коэффициент дорожного сопротивления;

G_a — сила тяжести автомобиля, Н;

η_{Tp} — КПД трансмиссии;

V_a —скорость движения автомобиля, м/с;

k и F —соответственно коэффициент обтекаемости и площадь лобовой поверхности автомобиля.

Подставляя значение мощности двигателя в уравнение расхода топлива, получим

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot V_a \cdot \gamma_T} = \frac{g_e}{36 \cdot \eta_{Tp} \cdot \gamma_T} (\psi \cdot G_a + k \cdot F \cdot V_a^2), \text{ л / 100 км.}$$

При выполнении работы следует учесть, что удельный расход топлива g_e является величиной переменной, зависящей от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя. Чтобы учесть это влияние, удельный расход топлива g_e определяют по формуле

$$g_e = K_n K_N g_e(N_e \text{ max}),$$

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

$g_e(N_e \text{ max})$ — удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя по скоростной внешней характеристике, г / кВт ч.

Величина коэффициентов K_N и K_n может быть определена из графиков (рис. 2.3, 2.4), где значение коэффициента K_n дано в функции от отношения текущей частоты вращения коленчатого вала двигателя при данной скорости движения к частоте вращения вала при максимальной скорости автомобиля.

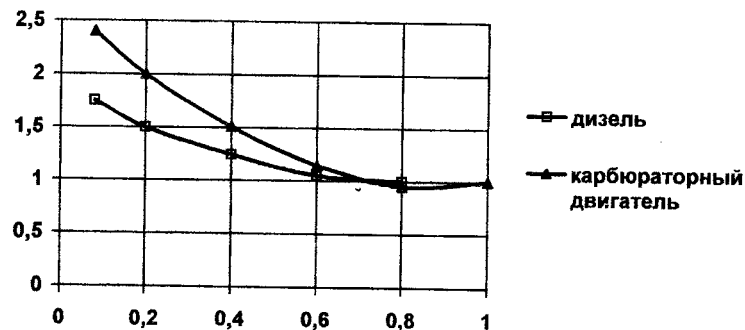


Рис. 2.3. Значения коэффициента K_N

Значение коэффициента K_N дано в функции от отношения мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивлений с данной скоростью, к мощности двигателя при той же частоте вращения вала по внешней скоростной характеристике. Эта зависимость приведена в виде двух кривых: для двигателей с искровым зажиганием и дизелей.

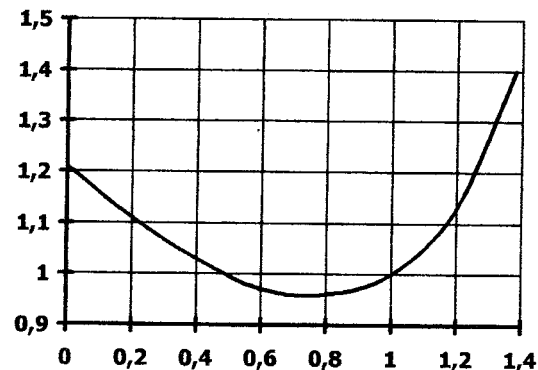


Рис. 2.4. Значение коэффициента K_n

Для лучшего представления об экономичности автомобиля строится график, показывающий зависимость расхода топлива автомобиля на 100 км пробега от скорости движения V_a . Эта характеристика носит название экономической характеристики автомобиля.

Обычно теоретическая экономическая характеристика строится для условий равномерного прямолинейного движения автомобиля на разных скоростях.

Для построения экономической характеристики автомобиля по оси абсцисс откладывают в масштабе скорости движения автомобиля со значениями $V_a = 2,5; 5; 7,5$ м/с. Для курсовой работы следует принять движение автомобиля на дороге, характеризующейся приведенным коэффициентом дорожного сопротивления движению автомобиля с полной нагрузкой на прямой передаче.

Расчет экономической характеристики следует вести в такой последовательности:

1. С учетом данных скоростной внешней характеристики двигателя (рис. 2.1) определяют скорость движения автомобиля на прямой передаче по формуле

$$V_a = 0,105 \cdot r_k \cdot n / i_{Tp}, \text{ м / с.}$$

2. По формуле
$$N_e = \frac{V_a}{\eta_{Tp}} (G_a \psi + k \cdot F \cdot V_a^2), \text{ кВт,}$$

определяют мощность двигателя, требуемую для движения автомобиля на разных скоростях.

3. Зная частоту вращения коленчатого вала двигателя для разных скоростей движения автомобиля, определяют отношения $P_i / P_{V_{max}}$, согласно кото-

рым по графику (рис. 2.4) находят значения коэффициентов k_n .

4. По графику скоростной внешней характеристики двигателя для принятых частот вращения коленчатого вала находят значения эффективной мощности $N_{e(вн)}$ и согласно отношению $N_e / N_{e(вн)}$ по графику (рис.2.6) устанавливают согласно типу двигателя значения коэффициента K_N .

5. По формуле $g_e = k_n k_N g_e(N_{e \max})$ рассчитывают удельный и часовой расход топлива для различных скоростей движения автомобиля.

6. Согласно полученным значениям g_e и N_e для различных скоростей движения на прямой передаче автомобиля определяют расход топлива на 100 км пути по формуле

$$Q = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot V_a \cdot \gamma_T} \cdot \text{л} / 100 \text{ км.}$$

9. На основании полученных расчетных данных составляется таблица по форме табл. 2.6.

Таблица 2.6

Показатели экономической характеристики двигателя

Ψ	$V_a, \text{ м/с}$	$n, \text{ мин}^{-1}$	N / n	k_n	N_e	$N_e / N_{e(вн)}$	K_N	$g_e, \text{ г/(кВт·ч)}$	$Q_s, \text{ л/100 км}$

8. Производят построение экономической характеристики автомобиля для заданных дорожных условий $Q_s = f(V_a)$ (рис.2.5).

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

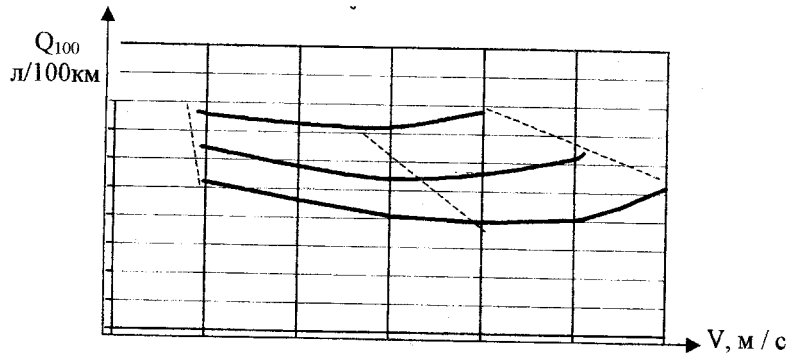


Рис. 2.5. Экономическая характеристика автомобиля

1. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория/А.И. Гришкевич. - Минск. Высшая школа, 1986. - 208 с.: ил.
2. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств/Дж. Вонг. - М.: Машиностроение, 1982. - 284 с.: ил.
3. Кутьков Г.М. Теория трактора и автомобиля/Г.М. Кутьков. - М.: Колос, 1996. - 287 с.:
4. Литвинов А.С. Автомобиль/А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989. - 237 с.: ил.
5. Скотников В. А. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля/ В.А. Скотников, А. А. Машенский, А. С. Солонский - М.: Агропромиздат, 1986. - 383 с.: ил.
6. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин/ Г.А. Смирнов. - М.: Машиностроение, 1990. - 351 с.: ил.
7. Тракторы: Теория: /В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.А. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. - М.: Машиностроение, 1988. - 376 с.: ил.
8. Чудаков Д. А. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля/ Д. А. Чудаков. - М.: Колос, 1972. - 311 с.: ил.

Технические характеристики отечественных колесных тракторов

Параметры	Марки тракторов												
	Т-16М	Т-25А	Т-40М	Т-40АМ	Т-40АМ	Т-80	МТЗ-80	МТЗ-82	ЮМЗ-6М	МТЗ-100	МТЗ-102	К-701	Т-150К
Номинальная сила тяги, кН	6	6	9	9	40АМ	14	14	14	14	100	102	701	Т-150К
Колесная схема	4X2	4X2	4X2	4X2	4X4	4X2	4X2	4X4	4X2	4X2	4X4	4X4	30
Конструктивная масса трактора, кг	1400	1600	2380	2380	2580	2900	3360	3360	2900	3750	3950	12000	7400
Продольная база трактора, мм	2500	1700	2120... ...2145	2145	2145	2370	2360	2360	2450	2450		3200	2860
Колея, мм	1254.. ..1750	1100.. ..1500	1200.. ..1800	1200.. ..1800	1200.. ..1800	1200.. ..1800	1210.. ..1800	1210.. ..1800	1260.. ..1860	1350.. ..2100	1350.. ..2100	2115	1680.. ..1860
Расстояние по горизонтали от центра тяжести трактора до оси ведущих колес, мм	454			698	698	875						1925	
Радиус ведущих колес, мм	590	590	717	717	717	725	725	725	717	780	780	780	640
Размер шин в дюймах:													
передних колес	6-16	6-16	6,5-16	8,3-20	8,3-20	7,5-20	9,5-20	9,5-20	8,3-20	10-20	12,4-20	24,5-32	21,3-24
задних колес	9-32	9-32	13-38	13-38	13-38	15,5-38	15,5-38	15,5-38	13-38	16,9-38	16,9-38	24,5-32	21,3-24
Координата центра тяжести по вертикали, мм	795					900							
Наибольшая высота точки прицепа, мм	-	-	750	-	-	550			520	500	500		
Дорожный просвет, мм	560	587	500/650	540	540	650	650	650	650	650	650	540	400

Технические характеристики отечественных гусеничных тракторов

Параметры	Марки тракторов						
	Т-70С	ДТ-75	ДТ-75М	Т-4А	Т-100М	Т-130	Т-150
Тип гусеничного движения	полу-жесткий	эластичный		полужесткий		полу-жесткий	эластичный
Номинальная сила тяги, кН	20	30	30	40	60	60	30
Конструктивная масса трактора, кг	4400	5750	6250	7780	11400	14320	6600
Продольная база трактора, мм	1895	2547	2546	2462	2375	2478	1800
Расстояние по горизонтали от центра тяжести трактора до оси ведущих колес (звездочек), мм	1040	1215	1275	1163	1200		1455
Радиус начальной окружности ведущей звездочки, мм	320	355	355	385	424		379
Высота центра тяжести над уровнем земли, мм	940	700	712	713	900		
Наибольшая высота точки прицепа, мм	500	330	330	575	385		474
Длина опорной поверхности гусениц, мм	1216	1612	1612	2400	2375	2478	1800
Колея трактора по центру гусениц, мм	1350	1300	1435	1384	1880	1880	1435
Ширина звена гусениц, мм	200	390	390	420	500		415
Дорожный просвет, мм	460	326	326	333	391	415	300

Технические характеристики отечественных грузовых автомобилей

Параметры	Марки автомобилей									
	ГАЗ-66	УАЗ-451ДМ	ГАЗ-52А	ЗИЛ-130	КамАЗ-5320	МАЗ-500	Урал-5557	КРАЗ-257Б1		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Грузоподъемность в тоннах	2,0	1	2,5	4	5	8,0	7,5	7,0	12	
Масса автомобиля, кг	3440	1520	28,15	3250	4300	6800	6500	16300	10285	
Масса при наибольшей нагрузке, кг	5770	2660	5465	7400	9525	15025	14225	14925	22285	
База автомобиля, мм	3300	2300	3700	3700	3800	3850	3850	4925	5750	
Расстояние по горизонтали от задней оси до ц.т., мм	2030	1100	1740	1750	1800	2340	1850	-	-	
Высота центра тяжести над уровнем земли, мм	820	750	830	820	800	-	900	-	-	
Высота пола платформы над землей, мм	1550	1000	1260	1350	1430	1370	1450	-	-	
Ширина колеи передних колес, мм	1800	1442	1577	1630	1800	2010	1950	2020	1950	
Ширина колеи задних колес, мм	1750	142	1650	1690	1790	1850	1900	2020	1920	
Площадь лобового сопротивления, м ²	4,4	2,9	3,2	3,6	4,1	5,08	5,0	5,2	5,2	
Радиус качения колес, мм	470	360	436	470	480	480	530	-540	-	

Параметры	Марки автомобилей									
	ГАЗ-66	УАЗ-451ДМ	ГАЗ-52А	ЗИЛ-130	КамАЗ-5320	МАЗ-500	Урал-5557	КРАЗ-257Б1		
Момент инерции массы колес, кг·м ²	7,5	2,79	7,5	8,37	1,3		27	-	-	
Момент инерции массы вращающихся частей двигателя, кг·м ²	0,28	0,28	0,5	0,28	0,62		2,4	-	-	
Максимальная скорость, км/ч	95	95	70	80-86	90	80	75	75	68	
Общие передаточные числа трансмиссии:	Средуктором									
на 1-й передаче	44,3	21,1	42,7	44,3	48,0	46,5	37,8	47,6	49,6	
на 2-й передаче	21,05	13,6	20,06	21,05	26,4	24,0	19,5	26,1	27,4	
на 3-й передаче	11,7	8,7	11,3	11,69	14,8	14,8	12,1	13,8	14,4	
на 4-й передаче	6,83	5,125	6,67	6,83	9,5	9,1	7,43	7,73	8,05	
на 5-й передаче	-	-	-	-	6,45	5,9	4,85	5,46	6,3	

Таблица П 4

Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления φ тракторов и автомобилей

Вид почвы или дороги	Тракторы на пневматических шинах		Гусеничные тракторы	
	f	φ	f	φ
Тракторы				
Асфальтированное шоссе	0,01-0,02	0,8-0,9	-	-
Гравийное шоссе	0,020-0,03	0,6	-	-
Грунтовая сухая дорога	0,025-0,045	0,6-0,8	0,05-0,07	0,9-1,0
Целина, плотная залежь	0,05-0,07	0,7-0,9	0,06-0,07	1,0-1,1
Залежь 2-3-х лет	0,06-0,08	0,6-0,8	0,06-0,07	0,9-1,0
Стерня	0,08-0,10	0,6-0,8	0,06-0,08	0,8-1,0
Вспаханное поле	0,12-0,18	0,5-0,7	0,08-0,10	0,6-0,8
Поле, подготовленное под посев	0,16-0,18	0,4-0,6	0,10-0,12	0,6-0,7
Скошенный луг, влажный	0,08	0,6-0,8	0,07	0,7-0,9
Слежавшаяся пахота	0,08-0,12	0,5	0,08	0,6
Укатанная снежная дорога	0,03-0,04	0,3-0,4	0,06-0,07	0,5-0,7
Обледенелая дорога	0,02-0,025	0,1-0,3	0,03-0,04	0,2-0,4
Болотно-торфяная целина осушенная	-	-	0,11-0,14	0,4-0,6
Песок	0,16-0,18	0,3-0,4	0,10-0,15	0,4-0,5
Автомобили				
Асфальтированное шоссе	0,015-0,020	0,6-0,75		
Гравийно-щебеночная дорога	0,020-0,030	0,5-0,65		
Бульжная мостовая	0,025-0,035	0,4-0,5		
Сухая грунтовая дорога	0,03-0,05	0,5-0,7		
Грунтовая дорога после дождя	0,05-0,15	0,35-0,5		
Песок	0,17-0,30	0,65-0,75		
Снежная укатанная дорога	0,03-0,04	0,3-0,35		

Таблица П 5

Справочные данные по тракторным и автомобильным шинам

Размер шин в дюймах	Давление воздуха в шинах, МПа	Грузоподъемность шины в Н при указанном давлении воздуха
1. Для тракторов		
Направляющие колеса		
4,0-0,16	0,14-0,2	1850-2300
5,50-16	0,14-0,25	9000-4200
6,0-16	0,14-0,25	3900-5500
6,50-20	0,14-0,27	4500-6600
8,0-20	0,14-0,25	6800-9250
9,00-16	0,14-0,25	7800-11000
Ведущие колеса		
8-32	0,08-0,17	5350-6800
9-20	0,08-0,14	5000-6950
9-42	0,08-0,14	6950-11800
10-28	0,08-0,11	6900-8450
11-38	0,08-0,15	9750-14100
12-38	0,08-0,14	11300-15700
13-30	0,1-0,13	13600-15500
15-20	0,11-0,14	2100-2420
2. Для грузовых автомобилей и прицепов		
6,50-20	0,275-0,35	5000-7500
7,50-20	0,275-0,35	8500-10000
8,25-20	0,275-0,4	10000-13000
9-20	0,325-0,45	12500-15500
10,0-18	0,35-0,50	14000-17000
10,0-20	0,35-0,50	15000-18000
11,0-20	0,35-0,50	17000-20500
12,0-20	0,425-0,55	21000-24000

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>I часть курсовой работы - тракторы</i>	4
1. Тяговый расчет трактора	4
1.1. Тяговый диапазон трактора	4
1.2. Масса трактора	4
1.3. Расчет номинальной мощности двигателя	5
1.4. Расчет основных рабочих скоростей трактора	6
1.5. Расчет передаточных чисел трансмиссии и коробки передач	7
1.6. Показатели энергонасыщенности и металлоемкости трактора	8
2. Расчет и построение регуляторной характеристики дизеля	9
2.1. Скоростная регуляторная характеристика дизеля в функции от частоты вращения коленчатого вала	9
2.2. Нагрузочная характеристика дизеля в функции от эффективной мощности	10
3. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора	11
<i>II часть курсовой работы – автомобили</i>	16
1. Расчет мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя	16
2. Расчет и построение скоростной внешней характеристики двигателя	17
3. Определение передаточного числа главной передачи	18
4. Подбор передаточных чисел коробки передач	19
5. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля	21
6. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля	23
Библиографический список	27
Приложение	28

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ТЕОРИИ
АВТОМОБИЛЯ И ТРАКТОРА
ДЛЯ ОЧНО И ОЧНО-ЗАОЧНОЙ ФОРМЫ ОБУЧЕНИЯ
ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ «АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ»

Составитель Баженов Светослав Петрович

Редактор Т.М. Курьянова
Подписано в печать 11.03.2001. Формат 60x84 1/16. Бумага газетная.
Ротапринт. Печ. л. 2.1. Тираж 150 экз. Заказ № 211
Липецкий государственный технический университет.
398600 Липецк, ул. Московская, 30. Типография ЛГТУ.
398600 Липецк, ул. Московская, 30.