

**ФГБОУ ВО НОВОСИБИРСКИЙ ГАУ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ**



ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

**Методические указания
по выполнению расчетно-графической работы**

Новосибирск 2020

УДК 629.113/ 115 (38)

ББК 39.33-08

Составители: ст. преподаватель ***С.П. Матяш***,

к.т.н., доцент ***А.П. Сырбаков***

Рецензент: к.т.н., доцент ***М.Л. Вертей***

Тракторы и автомобили: Методические указания по выполнению расчетно-графической работы / Новосиб. Гос. Аграр. Ун-т. Инж. Ин-т; Сост: С.П. Матяш, А.П. Сырбаков, 2020. -40 с.

Методические указания по выполнению расчетно-графической работы предназначены для студентов Инженерного института ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ заочной формы обучения, изучающих дисциплину «Тракторы и автомобили», по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия».

Утверждены и рекомендованы к изданию методической комиссией Инженерного института (протокол № 6 от 15 декабря 2020 г.).

І ЧАСТЬ РГР – ТРАКТОРЫ

1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ ТРАКТОРА

Расчёт тяговых показателей трактора производится с учётом назначения и места, занимаемого трактором в типаже сельскохозяйственных тракторов, принятом постоянной комиссией СЭВ.

При этом должны учитываться выполнение всех основных видов работ данной зоны, соответствующих его тяговому классу и некоторой части работ, относящихся к тяговой зоне соседнего с ним предыдущего класса.

Для более полного и эффективного использования тяговых показателей трактора необходимо учитывать взаимосвязь и размеры основных параметров трактора – тяговые усилия, массу, мощность тракторного двигателя и основную рабочую скорость движения.

1.1. Тяговый диапазон трактора

Тяговый диапазон трактора определяется по формуле:

$$\delta_T = \varepsilon \cdot \frac{P_H}{P_H^1}$$

где P_H , P_H^1 – соответственно номинальная сила тяги (по заданию) и сила тяги трактора предыдущего класса;

ε – коэффициент расширения тяговой зоны трактора, рекомендуемый в среднем 1,3.

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

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

$$\delta_T = \frac{P_H}{P_{кр\min}}$$

откуда

$$P_{кр\min} = \frac{P_H}{\delta_T}$$

1.2. Масса трактора

Масса трактора оценивается его состоянием. Если трактор не имеет заправочных материалов, балласта и тракториста, то такая масса называется конструктивной (m_k). полностью заправленный трактор с трактористом и балластом будет иметь массу эксплуатационную ($m_э$).

Эксплуатационную массу колесного трактора можно определить из следующих условий:

$$P_{kmax} \leq \varphi_{доп} \cdot \lambda_k \cdot m_э \cdot g \text{ (условия по сцеплению),}$$

$$P_{kmax} \geq P_H + f \cdot m_э \cdot g \text{ (условия по типуажу)}$$

откуда $\varphi_{доп} \cdot \lambda_k \cdot m_э \cdot g \geq P_H + f \cdot m_э \cdot g$. При условии равенства будем иметь:

$$m_э = \frac{P_H}{(\varphi_{доп} \cdot \lambda_k - f) \cdot g}$$

где P_H – номинальная сила тяги трактора по типуажу, 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 4x2 -0,75-0,8; для колёсных 4x4 и гусеничных $\lambda_k=1$;
 f – коэффициент сопротивления качению ; для колёсных тракторов можно принять 0,12; для гусеничных -0,08.

Применительно к гусеничным тракторам и колёсным со схемой 4x4 эксплуатационная масса ($m_э$) может быть определена по формуле:

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

а конструктивная масса: $m_k = m_э - (m_B + m_{ссм} + m_ч + m_б + m_{тр})$,

где m_B – масса воды;

$m_{ссм}$ – масса горюче-смазочных материалов;

$m_ч$ – масса инструментов и запасных частей ;

$m_б$ – масса балласта;

$m_{тр}$ – масса тракториста.

Для большинства сельскохозяйственных тракторов эксплуатационную массу можно определить по следующему выражению:

$$m_э = (1,07 - 1,1) \cdot m_k.$$

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, номинальная мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_H = \frac{(P_H + f \cdot m_э \cdot g) \cdot V_{H1}}{3600 \cdot \eta_{тр} \cdot \chi_э}, \text{ кВт,}$$

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

m_3 – эксплуатационная масса трактора (кг);

g – ускорение свободного падения (m/c^2);

– к.п.д., учитывающий потери мощности в трансмиссии и определяемый по формуле:

$$\eta_{TP} = \eta_{ц}^n \cdot \eta_K^{n_1} \cdot \eta_x,$$

где $\eta_{ц}$ и η_K – соответственно к.п.д. цилиндрической и конической пары шестерён. Принимаются равными $\eta_{ц} = 0,985$ и $\eta_K = 0,975$;

η_x – к.п.д., учитывающий потерю мощности на холостом ходу; принимается равным $\eta_x = 0,96$;

n и n_1 – степенные показатели числа пар шестерён, работающих в трансмиссии на данной передаче;

X_3 – коэффициент эксплуатационной нагрузки тракторного двигателя – 0,85 – 0,95.

1.4. Расчёт основных рабочих скоростей трактора

Для расчёта ряда 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_{H1} – расчётная скорость на первой передаче (по заданию) принимается в км/ч;

V_Z – высшая рабочая скорость, которую необходимо определить.

Величина скоростного диапазона подсчитывается по формуле:

$$\delta_{V_{осн}} = \delta_T \cdot \gamma_{донmin}$$

где $\gamma_{донmin}$ – коэффициент, допустимой минимальной загрузки двигателя.

Рекомендуется принимать равным 0,85.

Для расчёта высшей и промежуточной 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

$$V_2 = V_1 \cdot q, V_3 = V_2 \cdot q = V_1 \cdot q^2; V_4 = V_1 \cdot q^3; \dots V_Z = V_1 \cdot q^{Z-1};$$

$$\text{Отсюда } q = z - 1 \sqrt{\frac{V_Z}{V_1}} = z - 1 \sqrt{\delta_{V_{осн}}}$$

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 величину между высшей транспортной и высшей скоростью основного ряда по формуле:

$$V_{mp2} = \sqrt{V_{mpmax} \cdot V_Z} \text{ или } V_{mp2} = 0,2(V_{mpmax} + V_Z).$$

Если предусматривается использование трактора для посадочных работ, тогда скорость его движения может быть определена по формуле:

$$V_{noc} = \frac{60 \cdot l_{ГИ} \cdot x}{10^3}, \text{ км/ч,}$$

где $l_{ГИ}$ – 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. Расчёт передаточных чисел трансмиссии и коробки передач

Передаточное число трансмиссии колёсного трактора на первой передаче определяется по формуле:

$$i_{mp1} = 0,377 \cdot \frac{n_n \cdot r_k}{V_{H1}}$$

где n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ;

r_k – радиус качения ведущего колеса трактора, м;

V_{H1} – скорость движения трактора на 1-й расчётной передаче, согласно заданию км/ч.

Радиус качения ведущего колеса подсчитывается по формуле

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

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

b – ширина профиля шины, в дюймах;

$(0,8 \dots 0,85)$ – коэффициент деформации шины ведущего колеса.

размеры шин подбираются по таблице 5 в зависимости от нагрузки на одно ведущее колесо трактора.

Для гусеничного трактора передаточное число на первой передаче

соответственно определяется по формуле:

$$i_{mp1} = 0,377 \cdot \frac{n_n \cdot r_{но}}{V_{P1}}$$

где $r_{но}$ – радиус начальной окружности ведущей звёздочки, который подсчитывается по формуле:

$$r_{но} = \frac{z \cdot l_{зв}}{2 \cdot \pi},$$

где $l_{зв}$ – фактическая длина одного звена гусеницы, м;

z – число активно действующих зубьев звёздочки за один оборот.

Остальные передаточные числа трансмиссии подсчитываются по формуле:

$$i_{mp2} = \frac{i_{mp1}}{q}; i_{mp3} = \frac{i_{mp2}}{q} \text{ и т.д.},$$

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_o определяют передаточные числа коробки перемены передач по формуле:

$$i_{k1} = \frac{i_{mp1}}{i_o}; i_{k2} = \frac{i_{mp2}}{i_o}; i_{k3} = \frac{i_{mp3}}{i_o} \text{ и т.д.},$$

где i_o – передаточное число шестерен с постоянным зацеплением прототипа.

$$i_o = i_{nc} \cdot i_{kn},$$

где i_{nc} – передаточное число центральной передачи;

i_{kn} – передаточное число конечной передачи.

Далее приводится схема коробки передач, на которой указывается какие шестерни находятся в зацеплении на каждой передаче и подбираются для них числа зубьев в соответствии с требуемыми передаточными числами. При необходимости округления дробных значений чисел зубьев шестерен действительные передаточные числа коробки передачи могут отличаться от расчётных. В этом случае соответственно вносятся изменения в общие передаточные числа трансмиссии и в расчётные скорости движения трактора. Номера шестерен и их количество зубьев для кинематической схемы трансмиссии трактора корректируется для основных передач и транспортной относительно прототипа. Особо низкие передачи прототипа нецелесообразно использовать в расчетах т. к. это усложняет конструкцию проектируемого трактора.

Подсчитанные числа зубьев шестерен трансмиссии и уточнённые значения

передаточных чисел i_{mp} и скоростей движения V для всех основных и транспортных расчётных передач вносятся в таблицу 1.

Таблица 1 – Подсчитанные числа зубьев шестерен трансмиссии и уточнённые значения передаточных чисел и скоростей движения

Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число зубьев																		
Номер шестерни	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Число зубьев																		
	основные									транспортная	Центральная передача и конечная передача							
	I	II	III	IV	V													
Передаточные числа трансмиссии																		
Теоретические скорости движения, км/ч																		

1.6. показатели энергонасыщенности и металлоёмкости трактора

Энергонасыщенность и металлоёмкость являются важными параметрами, характеризующими уровень технического совершенства в области тракторостроения. Рациональное использование металла является проблемой народно-хозяйственного значения. С повышением энергонасыщенности трактора увеличивается возможность повышения производительности труда без существенного увеличения дорогостоящего металла. Энергонасыщенность трактора характеризуется отношением номинальной мощности тракторного двигателя к эксплуатационной массе трактора. Величину энергонасыщенности определяют по формуле:

$$N_{\mathcal{E}} = \frac{N_{en}}{m_{\mathcal{E}}}$$

Металлоёмкость трактора характеризуется отношением (m_k) конструктивной массы к номинальной мощности (N_{en}) двигателя. Этот показатель по мере совершенствования конструкции тракторов и повышения их энергонасыщенности непрерывно снижается.

Снижение металлоёмкости не должно ухудшать сцепных свойств трактора и понижать его надёжность в работе. Величину металлоёмкости определяют по формуле:

$$q_m = \frac{m_k}{N_{eH}}$$

2. Расчёт и построение регуляторной характеристики дизельного двигателя

2.1. Регуляторная скоростная характеристика двигателя 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.

Расчёт 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_e мощности двигателя на безрегуляторной ветви характеристики по эмпирической формуле:

$$N_e = N_n \cdot \left[C_1 \cdot \frac{n_e}{n_n} + C_2 \cdot \left(\frac{n_e}{n_n} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_n} \right)^3 \right], \text{ кВт}$$

где n_e 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.

Для 20 – 80% частоты вращения вала от номинальной частоты мощность равна:

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

2. Для определения $N_e=0$ определяют частоту вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу по формуле:

$$n_k = (1 + \delta_p) \cdot n_n$$

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:

$$M_{кр} = 10^3 \cdot \frac{N_e}{\omega} \text{ Нм, где } \omega = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \text{ с}^{-1}$$

n_1 – частота вращения коленчатого вала соответственно мощности двигателя N_{ei} .

4. по удельному расходу g_{en} топлива при номинальной мощности двигателя определяют максимальный часовой расход по формуле:

$$G_{T \max} = \frac{g_{en} \cdot N_e}{10^3}$$

5. Для холостого хода двигателя принимают:

$$G_{Tx} = (0,2 \dots 0,3) \cdot G_{T \max}$$

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 по формуле:

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

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

7. удельный расход топлива на безрегуляторной ветви при максимальном крутящем моменте двигателя на 10-20% 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 расчётов показателей работы двигателя заносим в сводную таблицу 2 для построения регуляторной характеристики.

Таблица 2 – Результаты расчётов показателей работы двигателя

$n, \text{ мин}^{-1}$	$\omega, \text{ с}^{-1}$	$N_e, \text{ кВт}$	$M_{кр}, \text{ Нм}$	$G_T, \text{ кг/ч}$	$g_{ei}, \text{ г/(кВт ч)}$

Пользуясь полученными расчётными данными, строят график регуляторной скоростной характеристики дизельного тракторного двигателя в функции от частоты вращения коленчатого вала.

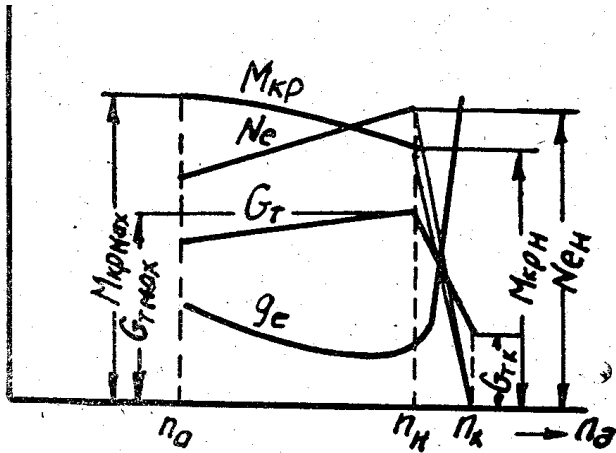


Рис.1. Общий вид скоростной регуляторной характеристики, показывающей характер изменения $M_{кр}, N_e, G_T, g_e = f(n)$.

2.2. Нагрузочная характеристика двигателя в функции от эффективной мощности

Исходными данными для построения нагрузочной характеристики являются расчетные данные таблицы 2.

Нагрузочная характеристика показателей $M_{кр}, N_e, G_T, g_e = f(n)$ представлена на рис. 2, которая даёт 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.

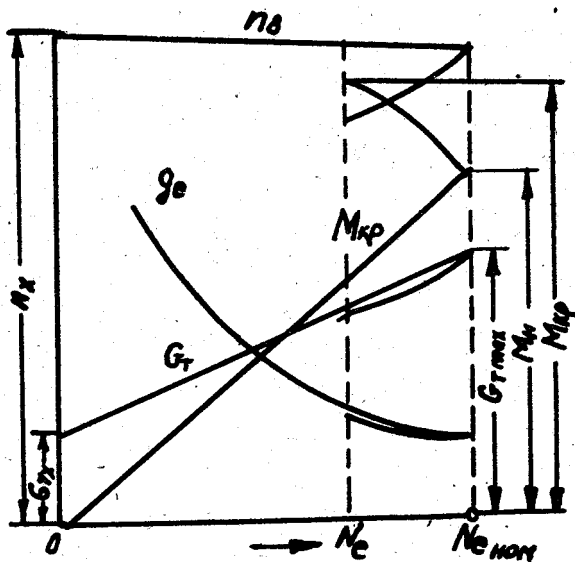


Рис 2. Нагрузочная характеристика дизеля в функции от эффективной мощности

Нерегуляторная зона в пределах от $M_{кр}$ и до $M_{кр max}$ 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 загрузка двигателя была по возможности выше в пределах регуляторной зоны, но не более 95% от максимальной мощности двигателя.

3. Расчёт и построение теоретической тяговой характеристики трактора

Определив основные конструктивные и экономические параметры тракторного двигателя и трактора в целом, приступают к построению теоретической тяговой характеристики, которая позволяет получить наглядное представление о тяговых и топливо-экономических показателях на различных режимах его работы.

Теоретическая тяговая характеристика трактора (рис. 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 к.п.д. трактора.

Аналитический расчёт и графическое построение теоретической тяговой характеристики трактора производится в следующей последовательности: на листе чертёжной или миллиметровой бумаги размером 594x420 мм наносят на нижней части листа (рис.3) оси координат с повернутой ординат вниз. Затем по оси абсцисс от начала координат O' в принятом масштабе откладывается для каждой передачи максимальная касательная сила тяги, подсчитанная по формуле:

$$P_{K \max} = \frac{M_{kp \max} \cdot i_{mpi} \cdot \eta_{mpi}}{r_k} = A \cdot M_{kp \max}$$

и номинальная

$$P_{K.n} = \frac{M_{kp.n} \cdot i_{mpi} \cdot \eta_{mpi}}{r_k} = A \cdot M_{kp.n},$$

где $M_{kp \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя;

$M_{kp.n}$ – крутящий момент двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала;

i_{mpi} – передаточное число трансмиссии;

η_{mpi} – к.п.д., учитывающий потери мощности в трансмиссии.

Учитывая, что касательная сила тяги трактора прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя, поэтому по оси абсцисс от точки O' для каждой заданной передачи в принятом масштабе наносятся крутящие моменты двигателя $M_{kp \max}$ и $M_{kp.n}$ соответственно касательным силам тяги $P_{kp \max}$ и $P_{kp.n}$.

Затем по оси ординат вниз наносятся масштабные шкалы эффективной мощности, часового расхода топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя с таким расчётом, чтобы графики в регуляторной зоне не пересекались.

Далее с учётом количества передач и соответствующих крутящих момент строится график показателей работы двигателя $N_e, G_T, n = (M_{kp})$.

При этом образуются пучки кривых N_e с общим центром в точке O' , кривые G_T с общим центром в точке G_{Tx} и пучок кривых n с общим центром в точке n_x – соответствующие холостому ходу двигателя. Точки перегиба, (вершины) кривых всех показателей регуляторной характеристики двигателя находятся на горизонтальной прямой и по вертикали соответствовать номинальным моментам двигателя.

Кривые, расположенные в нерегуляторной зоне в пределах от $M_{kp.n}$ до $M_{kp \max}$ для каждой передачи, строятся по расчётным точкам регуляторной характеристики (см. таблицу.2.). Нанесённые кривые на график регуляторной характеристики для каждой передачи заканчиваются при максимальных значениях крутящих моментов, $M_{kp \max}$.

Нижняя часть теоретической тяговой характеристики трактора (рис.3) по сути дела является примером построения нагрузочной характеристики двигателя в функции от крутящего момента. При этом, следует учесть, что в зоне

перегрузок от $M_{крн}$ до $M_{крмакс}$ 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 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 движителей, скорости движения, тяговые мощности на крюке, удельный расход топлива по передачам и тяговый к.п.д.

Величина коэффициента буксования может быть подсчитана по эмпирической формуле:

$$\delta = ap + bp^c,$$

где p – относительная сила тяги трактора, определяемая по формуле

$$p = \frac{P_{\hat{e}\delta}}{\varphi \cdot \lambda_{\hat{e}} \cdot G}$$

Для гусеничных тракторов и колёсных со всеми ведущими колёсами $\lambda_{кр} = 1$, поэтому величина относительной силы 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 колёсных тракторов принимают: $a=0,13$, $b=0,013$, $c=8$. Для гусеничных тракторов: $a=0,04$, $b=4,0$, $c=8$. Для ориентировочных расчётов величина буксования в пределах до максимальной мощности двигателя имеет линейную величину прямо-пропорциональную тяговой нагрузке трактора.

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

$$V_T = 0,377 \cdot \frac{n_D \cdot r_K}{i_{TP}}$$

где r_K – радиус качения ведущего колеса (звёздочки);

n_D – частота вращения коленчатого вала двигателя в минуту.

Зная величину буксования δ и теоретическую скорость движения,

подсчитывают для каждой передачи рабочие скорости по формуле:

$$V_P = V_T \cdot (1 - \delta) = 0,377 \cdot \frac{n_D \cdot r_K}{i_{TP}} \cdot (1 - \delta).$$

Для каждой передачи определяют мощность на крюке трактора:

$$N_{KP} = \frac{P_{KP} \cdot V_P}{3600}, \text{ кВт}$$

Для оценки топливной экономичности трактора определяется удельный расход топлива по формуле

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

где G_{Ti} – соответствующий расход топлива по нижней части графика регуляторной характеристики двигателя, кг/ч.

Условный тяговый к.п.д. трактора подсчитывается по формуле:

$$\eta_{TY} = \frac{N_{KP}}{N_e},$$

где N_{KP} и N_e – определяются по графику рис.3.

Проверку η_{TY} производят по формуле:

$$\eta_T = \eta_{TP} \cdot \eta_f \cdot \eta_b = \eta_{mp} \cdot \left(1 - \frac{P_f}{P_{kp} + P_f} \right) \cdot (1 - \delta).$$

Если расчёт по двум формулам произведён правильно, то результаты расчётов должны совпадать или быть близкими.

Для построения теоретической тяговой характеристики трактора полученные расчётные тяговые показатели для каждой передачи заносятся в таблицу по следующей форме

Таблица 3 – Результаты расчета для построения теоретической тяговой характеристики

Передача	№ расчётной точки	N_e , кВт	G_T , кг/ч	n_D , мин ⁻¹	$M_{Дв}$, кНм	$P_{кв}$, кН	$P_{кр}$, кН	V , км/ч	δ , %	V , км/ч	$N_{кр}$, кВт	$G_{кр}$, г/кВт*ч	$\eta_T = N_{кр}/N_e$	$\eta_T = \eta_{пр} \cdot \eta_T \cdot \eta_6$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
I	1													
	2													
	3													
	4													
	5													
II	1													
	2													
	3													
	4													
	5													
III	1													
	2													
	3													
	4													
	5													
IV	1													
	2													
	3													
	4													
	5													
V	1													
	2													
	3													
	4													
	5													

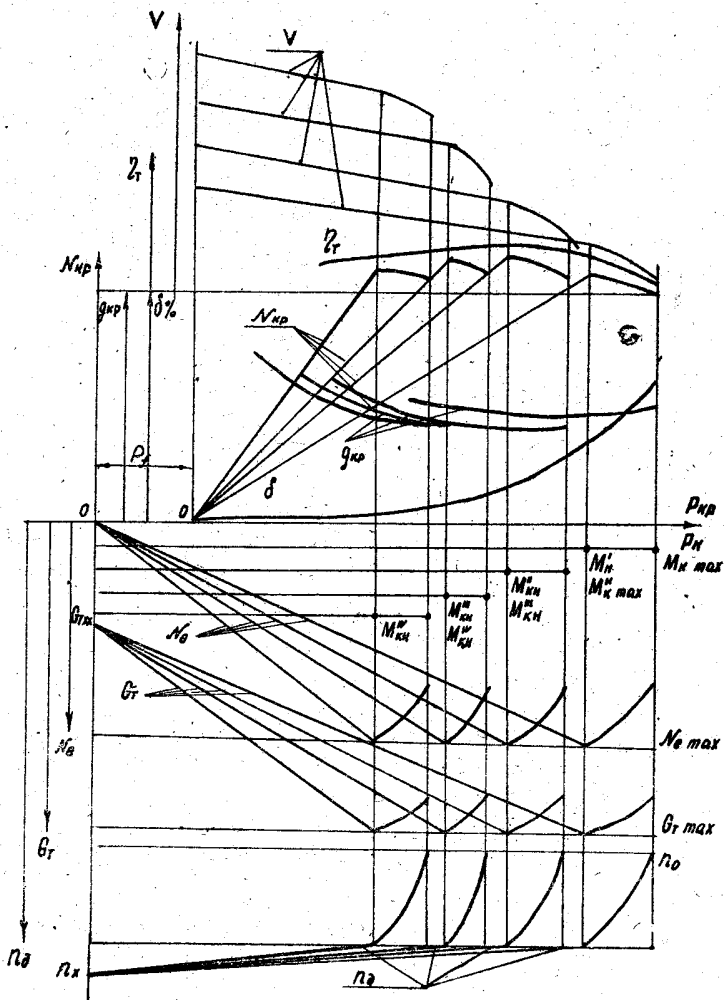


Рис. 3. Теоретическая тяговая характеристика

II часть РГР – ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

1. Расчёт мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя автомобиля

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

$$N_e = \frac{V_{\max}}{3600 \cdot \eta_{TP}} \cdot \left(G \cdot \psi + \frac{K \cdot F \cdot V_{\max}^2}{13} \right),$$

где G – сила тяжести автомобиля с грузом, Н;

V_{\max} – максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче в заданных условиях, км/ч;

ψ – приведённый коэффициент дорожного сопротивления;

K – коэффициент обтекаемости автомобиля. Для грузовых машин принимают $0,6 \dots 0,75$, кг/м^3 ;

F – площадь лобового сопротивления автомобиля, которая подсчитывается по формуле:

$$F = H \cdot B, \text{ м}^2$$

H – габаритная высота автомобиля, м;

B – колея, м;

η_{TP} – механический к.п.д. трансмиссии принимают для режима максимальной скорости равным $0,85 \dots 0,90$.

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

$$N_{e \max} = (1,05 - 1,10) \cdot N_e$$

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

$$\eta_n = \frac{n_{\max}}{V_{\max}}, \text{ отсюда } n_{\max} = \eta_n \cdot V_{\max}.$$

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

2. Расчёт и построение внешней скоростной характеристики двигателя

С некоторой долей погрешности внешняя скоростная характеристика может быть определена и построена для бензиновых четырёхтактных двигателей на основании следующих данных, которые отражены в таблице 4.

Таблица 4 – Данные для построения внешней скоростной характеристики бензиновых четырёхтактных двигателей

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

Для дизельных автомобильных четырёхтактных двигателей с ограничителем зависимость эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала в процентах принимают, которые отражены в таблице 5.

Таблица 5 – Данные для построения внешней скоростной характеристики дизельных четырёхтактных двигателей

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

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

На график внешней скоростной характеристики также наносится кривая крутящего момента двигателя, каждая точка которой определяется по формуле:

$$M_{кр} = \frac{N_e}{\omega}, \text{ Нм.}$$

Данные для построения кривой крутящего момента двигателя отражены в таблице 6.

Таблица 6 – Данные для построения внешней скоростной характеристики

η, %	ω, с ⁻¹	N _е , кВт	M _{кр} , Нм
20		22,82	
40		57,05	
60		83,30	
80		104,98	
100		114,11	
110		104,98	

Кривая удельного расхода топлива для двигателя строится на основании

следующих данных, таблица 7.

Таблица 7 – Данные для построения внешней скоростной характеристики

n, %	n, мин ⁻¹	g _e %	g _e , г/(кВт*ч)
20		11	
40		100	
60		95	
80		95	
100		100	
110		115	

За 100% удельного расхода топлива при 100 % n следует принять для карбюраторного двигателя со степенью сжатия 6,5...7 и 305...325 г/кВт*ч, для дизельных двигателей 240..250 г/кВт*ч.

Часовой расход топлива для каждого значения частоты вращения коленчатого вала двигателя подсчитывается по формуле:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч}$$

и также наносится на график скоростной характеристики (рис.4).

Данные для построения часового расхода топлива двигателя отражены в таблице 8.

Таблица 8 – Данные для построения внешней скоростной характеристики

N _e , кВт	g _e , г/(кВт*ч)	G _T , кг/ч

3. Определение передаточного числа главной передачи

Пользуясь выражением для определения теоретической скорости движения автомобиля, где можно найти передаточное число главной передачи автомобиля:

$$V = 0,377 \cdot \frac{n_V \cdot r_K}{i_K \cdot i_O}$$

При движении автомобиля на прямой передаче передаточное число коробки передач $i_K=1$, а скорость движения V будет максимальной, тогда:

$$i_O = \frac{0,377 \cdot n_V \cdot r_K}{V_{\max}}$$

Где n_V – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости движения автомобиля на прямой передаче;

r_k – расчетный радиус ведущих колёс автомобиля в м;
 при выполнении расчётов можно принять среднюю величину динамического радиуса постоянной и выразить её в зависимости от радиуса шины в свободном состоянии $r_k = \lambda \cdot r_0$,

где λ – коэффициент деформации шины, для шин грузовых автомобилей принимают равным 0,93...0,935. Для большинства автомобилей

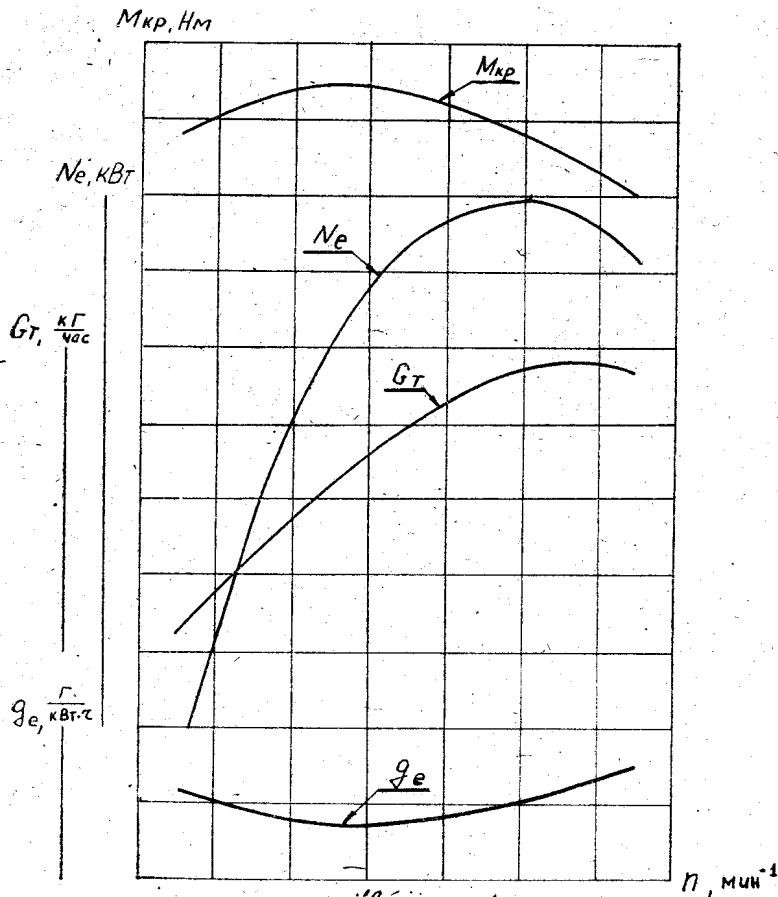


Рис 4. Скоростная характеристика двигателя

Радиус шины в свободном состоянии:

$$r_o = 0,0254 \cdot (0,5d + b) = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot 20 + 10) = 0,508 \text{ м,}$$

где d – диаметр обода колеса в дюймах;

b – высота профиля покрышки в дюймах.

При выборе шин следует учитывать грузоподъемность шины при определенном давлении.

4. Подбор передаточных чисел коробки передач

Для определения передаточных чисел коробки передач, вначале определяют передаточное число на первой, самой низкой передаче.

Передаточное число первой передачи должно удовлетворять условию обеспечения преодоления наибольшего дорожного сопротивления движению автомобиля. Максимальное значение касательной силы тяги $P_{K \max}$ будет равно максимальному сопротивлению движения

$$P_{K \max} = \frac{M_{KP \max} \cdot i_{K1} \cdot i_o \cdot \eta_{TP}}{r_K} \geq G_a \cdot \psi_{\max}$$

Отсюда передаточное число коробки передач на первой передаче:

$$i_{K1} \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_K}{M_{KP \max} \cdot \eta_{TP} \cdot i_o}$$

где G_a – сила тяжести автомобиля, Н

ψ_{\max} – приведённый максимальный коэффициент дорожного сопротивления;

r_K – расчетный радиус качения ведущих колёс, м;

$M_{KP \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя по внешней скоростной характеристике, Нм;

η_{TP} – к.п.д. трансмиссии на первой передаче;

i_o – 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, т.е. :

$$\frac{M_{KP \max} \cdot \eta_{TP} \cdot i_o}{r_K} \leq \lambda \cdot G_a \cdot \phi$$

откуда

$$i_{K1} = \frac{\lambda \cdot G_a \cdot \phi \cdot r_K}{M_{KP \max} \cdot \eta_{TP} \cdot i_o}$$

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 автомобиля максимального дорожного сопротивления и отсутствия 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:

$$\frac{i_{K1}}{i_{K2}} = \frac{i_{K2}}{i_{K3}} = \frac{i_{K3}}{i_{K4}} = \dots = \frac{i_{K(z-1)}}{i_{Kz}}$$

откуда

$$i_{K2} = \frac{i_{K1}}{q}; i_{K3} = \frac{i_{K2}}{q},$$

Отсюда знаменатель геометрической прогрессии

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{K1}}{i_{Kz}}}$$

В частном случае, когда высшая передача является прямой

($i_z=1$), тогда $q = \sqrt[z-1]{i_{K1}}$

где z – заданное число передач коробки.

Зная передаточное число первой передачи, находим остальные передаточные числа коробки передач (таблица 9).

Таблица 9 – Данные для определения передаточных чисел коробки передач

Передача	Коробка передач			
	4-х ступенчатая	5-и ступенчатая	i_k	$i_{TP} = i_k i_o$
Первая	i_1	i_1		
Вторая	$\sqrt[3]{i_1^2}$	$\sqrt[4]{i_1^3}$		
Третья	$\sqrt[4]{i_1}$	$\sqrt[4]{i_1^2}$		
Четвёртая	1	$\sqrt[4]{i_1}$		
Пятая	---	1		

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

5. Расчёт 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 к силе тяжести автомобиля:

$$D = \frac{P_K - P_B}{G_a} = \frac{M_{kp} \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_{mp}}{r_k} - \frac{k \cdot F \cdot V^2}{G_a},$$

где P_K – касательная сила тяги автомобиля;

P_B – сила сопротивления воздуха;

G_a – сила тяжести автомобиля с грузом.

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 расчётов в следующей 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:

$$V=0,377 \cdot \frac{n_i \cdot r_k}{i_k \cdot i_o}, \text{ км/ч}$$

3. Определяют величину касательной силы тяги по передачам:

$$P_K = \frac{M_{kp} \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \text{ Н}$$

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

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

$$P_B = \frac{k \cdot F \cdot V^2}{13}, \text{ Н.}$$

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

$$D = \frac{P_K - P_{13}}{G_a}.$$

6. Полученные данные заносят в таблицу 10:

Таблица 10 – Расчетные данные для построения динамической характеристики

Передача	$n_v, \text{ мин}^{-1}$	$V, \text{ км/ч}$	$M_{kp}, \text{ Н*м}$	$P_K, \text{ Н}$	$P_B, \text{ Н}$	D
I						
II						
III						
IV						
V						

7. По расчётным данным строят кривые динамического фактора для каждой передачи, рис.5.

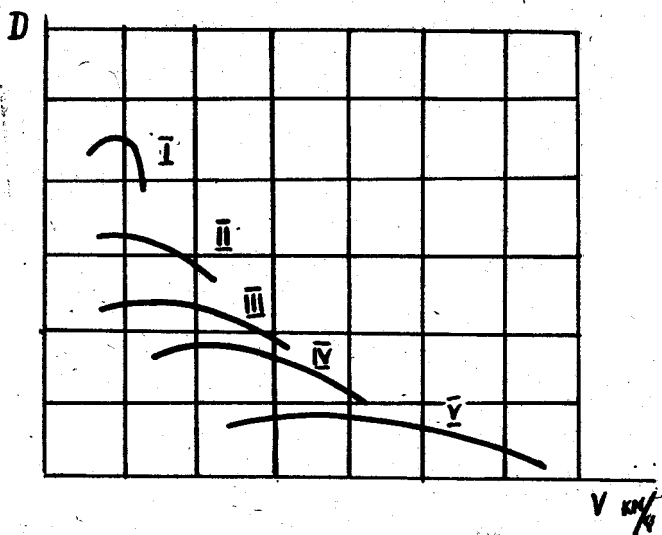


Рис.5 Динамическая характеристика автомобиля.

8. По динамической характеристике автомобиля определяем:

- максимальную скорость движения на прямой передаче по горизонтальному асфальтированному шоссе: $V_{\max} = 108$ км/ч;
- максимальный динамический фактор на высшей и низшей передачах $D_{\max} = 0,078$ на высшей передаче и $D_{\max} = 0,4425$ на низшей;
- величину максимально – возможного подъёма автомобиля в градусах на высшей и низшей передачах при движении по асфальтированному шоссе и сухой грунтовой дороге: коэффициент сопротивления качению по асфальтированному шоссе $f = 0,0155$; сухой грунтовой дороге – $f = 0,054$

Асфальтированное шоссе		Сухая грунтовая дорога	
Низшая передача		Низшая передача	
D - f	Угол подъема	D - f	Угол подъема
Высшая передача		Высшая передача	

6. Расчёт 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_T кг/ч и скорость движения автомобиля V км/ч, то расход Q_S топлива в литрах на 100 км пробега выразится в следующей зависимости:

$$Q_S = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V \cdot \gamma_T}, \text{ л/100 км,}$$

где g_e – удельный расход топлива, г/кВт*ч;
 N_e – мощность двигателя, потребляемая для движения автомобиля в заданных условиях, кВт;
 γ_T – плотность топлива, кг/л; для бензина $\gamma_T=0,725$ кг/л; для дизельного топлива $\gamma_T=0,825$ кг/л.

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

$$N_e = \frac{P_k}{3600 \cdot \eta_{\delta\delta}} = \frac{V}{3600 \cdot \eta_{\delta\delta}} \cdot \left(G_a \cdot \psi + \frac{k \cdot F \cdot V^2}{13} \right),$$

где ψ – приведённый коэффициент дорожного сопротивления;
 G_a – сила тяжести автомобиля, Н;
 $\eta_{тр}$ – к.п.д. трансмиссии;
 V – скорость движения автомобиля, км/ч
 K и F – соответственно коэффициент обтекаемости и площадь лобовой поверхности автомобиля.

Подставляя значение мощности двигателя в уравнение расхода топлива, получим:

$$Q_S = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V \cdot \gamma_{\delta}} = \frac{g_e}{3600 \cdot \eta_{\delta\delta} \cdot \gamma_{\delta}} \cdot \left(G_a \cdot \psi + \frac{k \cdot F \cdot V^2}{13} \right), \text{ л/100 км.}$$

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:

$$g_e = K_n \cdot K_N \cdot g_{e(N_e \max)},$$

где $g_{e(N_e \max)}$ – удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя по внешней скоростной характеристике, г/кВт*ч;

K_n и K_N – коэффициенты, учитывающие соответственно влияние на удельный расход топлива скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Величина коэффициентов K_n и K_N может быть определена из графиков, 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; 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 карбюраторных автомобильных двигателей, для дизельных двигателей.

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

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

Для построения экономической характеристики автомобиля по оси абсцисс откладывают в масштабе скорости движения автомобиля со значениями $V = 10, 20, 30 \dots$ км/ч, аналогично можно использовать уже ранее подсчитанные скорости автомобиля для часто вращения коленчатого вала в процентном соотношении. Для курсовой работы принимается движение автомобиля на дороге, характеризующейся приведённым коэффициентом дорожного сопротивления движению ψ с полной нагрузкой на прямой передаче.

Расчёт экономической характеристики следует вести в такой последовательности:

1. С учётом данных внешней скоростной характеристики (рис. 4) определяют скорость движения автомобиля на прямой передаче по формуле:

$$V = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n}{i_{тр}}, \text{ км/ч.}$$

2. По формуле:

$$N_e = \frac{V}{3600 \eta_{од}} \cdot \left(G_a \cdot \psi + \frac{k \cdot F \cdot V^2}{13} \right)$$

определяют мощность двигателя, требуемую для движения автомобиля на разных скоростях на одной из заданных дорог до полной загрузки двигателя.

3. Зная частоту вращения коленчатого вала двигателя для разных скоростей движения автомобиля, определяют отношения n/n_v , $n/n_{v_{a\max}}$ коэффициентов K_n .

4. По графику внешней скоростной 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 устанавливают согласно типу двигателя значения коэффициента K_n .

5. По формуле $g_e = K_n \cdot K_N \cdot g_{eN_e(\max)}$ подсчитывают

удельный расход топлива для разных скоростей движения автомобиля.

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

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V \cdot \gamma_\delta}, \text{ л/100 км.}$$

7. На основании полученных расчётных данных составляется таблица 11 для коэффициента дорожного сопротивления ψ :

Таблица 11 – Данные для расчета экономической характеристики

V_a	Mkp	Pk	Pb	D	K_n	K	$N_{e_{эк}}$	$g_{e_{эк}}$	Q_s

8. Производят построение экономической характеристики автомобиля для заданных дорожных условий $Q_s = f(V)$ (рис.7). Аналогично производится расчёт расхода топлива на 100 км пробега автомобиля для других сопротивлений дорог с учётом коэффициентов сопротивлений.

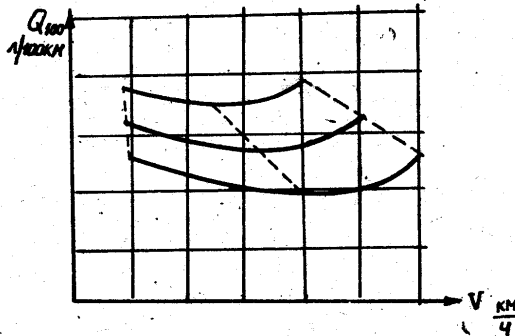


Рис.7. Экономическая характеристика автомобиля

3. ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ

В соответствии с программой курса «Тракторы и автомобили» каждым студентом-заочником по индивидуальному заданию выполняются расчетно-графическая работа.

Индивидуальное задание по РГР содержит необходимые исходные данные и сроки проектирования, в первой части РГР необходимо выполнить расчет параметров трактора, исходные данные представлены в таблице 1.

Во второй части РГР необходимо провести расчеты автомобиля, исходные данные представлены в таблице 2.

Студент выбирает свой вариант по фамилии и двум последним цифрам шифра.

Графическая часть первой части РГР включает построение на формате А4 следующих графиков:

1. Построение скоростной характеристики проектируемого двигателя;
2. Построение нагрузочной характеристики проектируемого двигателя;
3. Построение теоретической тяговой характеристики проектируемого трактора;

Графическая часть второй части РГР включает построение на формате А4 следующих графиков:

1. Построение скоростной характеристики автомобиля;
2. Построение динамической характеристики автомобиля;
3. Построение экономической характеристики автомобиля.

Таблица 1 -Индивидуальное задание по I части РГР

Последняя цифра шифра		0			1		
			А-К	Л-Я		А-К	Л-Я
Первая буква фамилии			Беларусь	Беларусь		Т-40АМ	Т-40АМ
Прототип трактора			320	320			
Ном.сила тяги			5 кН	6 кН		9 кН	10 кН
Число передач			4	5		4	5
	Предпоследняя цифра шифра	Максимальная транспортная скорость Vтр.м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения Vн1, км/ч	Максимальная транспортная скорость Vтр.м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения Vн1, км/ч
	0	27,5	Целина	7,1	35,0	Целина	8,9
	1	27,0	Залежь	6,4	34,0	Стерня	8,5
	2	26,0	Стерня	6,2	33,0	Залежь	8,3
	3	25,0	Луг	6,0	32,0	Луг	7,7
	4	24,0	Всп.поле	5,8	31,0	Пол.п.пос.	7,5
	5	23,0	Пар	5,6	30,0	Пар	7,0
	6	22,0	Пол.п.пос.	5,5	29,0	Всп.поле	7,4
	7	28,0	Целина	7,0	28,0	Луг	7,8
	8	26,0	Залежь	6,9	27,0	Стерня	7,9
	9	25,5	Луг	6,7	26,0	Залежь	8,1
	Последняя цифра шифра	Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива ге, г/кВтч		Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива ге, г/кВтч	
	0	1600	239		1880	260	
	1	1650	247		1900	264	
	2	1700	241		1870	249	
	3	1800	248		1850	246	
	4	1750	258		1830	244	
	5	1730	254		1820	242	
	6	1780	256		1800	240	
	7	1820	250		1770	236	
	8	1850	252		1740	238	
	9	1900	260		1700	256	

Продолжение таблицы 1

Последняя цифра шифра		2			3		
			А-К	Л-Я		А-К	Л-Я
Первая буква фамилии			Беларусь	Беларусь		Беларусь	Беларусь
Прототип трактора			550	550		622	622
Ном. сила тяги			14 кН	15 кН		9 кН	10 кН
Число передач			4	5		4	5
	Предпоследняя цифра шифра	Максимальная транспортная скорость Втр.м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения $V_{н1}$, км/ч	Максимальная транспортная скорость Втр.м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения $V_{н1}$, км/ч
	0	27,0	Пол.п.пос.	6,9	38,0	Целина	10,0
	1	27,5	Луг	7,0	37,0	Залежь	9,5
	2	28,0	Всп.поле	7,1	36,0	Стерня	9,0
	3	28,5	Стерня	7,8	35,0	Луг	8,8
	4	29,0	Залежь	8,4	34,0	Всп.поле	8,2
	5	29,5	Целина	8,8	33,0	Луг	8,6
	6	30,0	Пар	6,7	32,0	Пол.п.пос.	8,0
	7	30,5	Всп.поле	6,8	31,0	Целина	9,8
	8	31,0	Пол.п.пос.	6,3	30,0	Залежь	9,6
	9	32,0	Луг	6,6	29,0	Стерня	9,2
	Последняя цифра шифра	Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива гс, г/кВтч		Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива гс, г/кВтч	
	0	1650	225		2250	246	
	1	1670	240		2230	248	
	2	1700	242		2200	243	
	3	1720	247		2190	251	
	4	1740	265		2160	249	
	5	1760	260		2120	257	
	6	1780	258		2040	255	
	7	1800	240		2120	250	
	8	1820	249		2100	260	
	9	1850	256		2000	240	

Продолжение таблицы 1

Последняя цифра шифра		3			4		
			А-К	Л-Я		А-К	Л-Я
Первая буква фамилии			Беларусь	Беларусь		ХТЗ-172 21	ХТЗ-172 21
Прототип трактора			1221	1221			
Ном. сила тяги			14 кН	20 кН		9 кН	10 кН
Число передач			4	5		4	5
	Предпоследняя цифра шифра	Максимальная транспортная скорость Втр.м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения V _{н1} , км/ч	Максимальная транспортная скорость Втр.м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения V _{н1} , км/ч
	0	38	Целина	10	26	Целина	7,8
	1	37	Залежь	9,5	27	Залежь	7,6
	2	36	Стерня	9	28	Стерня	9,7
	3	35	Луг	8,8	29	Луг	9,1
	4	34	Всп.поле	8,2	30	Всп.поле	9,5
	5	33	Луг	8,6	31	Луг	9,8
	6	32	Пол.п.пос.	8	32	Пол.п.пос.	9,3
	7	31	Целина	9,8	33	Целина	9,5
	8	30	Залежь	9,6	34	Залежь	8,9
	9	29	Стерня	9,2	25	Стерня	7,7
	Последняя цифра шифра	Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива гс, г/кВтч		Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива гс, г/кВтч	
	0	2250	246		2000	238	
	1	2230	248		2020	240	
	2	2200	243		2040	242	
	3	2190	251		2060	244	
	4	2160	249		2080	246	
	5	2120	257		2100	248	
	6	2040	255		2150	252	
	7	2120	250		2180	256	
	8	2100	260		2250	258	
	9	2000	240		2300	262	

Продолжение таблицы 1

Последняя цифра шифра		5			6		
			А-К	Л-Я		А-К	Л-Я
Первая буква фамилии			ДТ-75	ДТ-75		ДТ-75	ДТ-75
Прототип трактора			30 кН	30 кН		9 кН	10 кН
Ном.сила тяги			4	5		4	5
Число передач							
	Предпоследняя цифра шифра	Максимальная транспортная скорость Втр,м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения $V_{н1}$, км/ч	Максимальная транспортная скорость Втр,м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения $V_{н1}$, км/ч
	0	13	Целина	5,4	11,8	Сл.пах	5,9
	1	12,5	Залежь	5,2	11,4	Луг	5,2
	2	11	Стерня	5	11	Всп.поле	5,1
	3	10,9	Луг	4,7	12,5	Стерня	5,8
	4	10,5	Всп.поле	4,5	13	Залежь	6,1
	5	10,8	Пар	4,6	13,5	Целина	6,2
	6	12,5	Целина	5,3	12	Пахота	5,5
	7	11,7	Залежь	4,9	12,2	Луг	5,7
	8	12,5	Стерня	4,8	12,8	Залежь	6
	9	11,5	Пол.п.пос.	4,4	12,6	Целина	5,9
	Последняя цифра шифра	Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива g_e , г/кВтч		Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива g_e , г/кВтч	
	0	1850	266		1780	239	
	1	1830	268		1740	243	
	2	1810	260		1700	246	
	3	1800	249		1830	255	
	4	1790	247		1850	257	
	5	1780	245		1900	252	
	6	1700	239		1720	260	
	7	1720	252		1800	266	
	8	1740	254		1880	250	
	9	1760	258		1860	258	

Продолжение таблицы 1

Последняя цифра шифра		7			8		
			А-К	Л-Я		А-К	Л-Я
Первая буква фамилии							
Прототип трактора			Т-4-04	Т-4-04		К-744РЗ	К-744Р1
Ном.сила тяги			40 кН	40 кН		50 кН	55 кН
Число передач			4	5		4	5
	Предпоследняя цифра шифра	Максимальная транспортная скорость Vтр, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения Vн1, км/ч	Максимальная транспортная скорость Vтр, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения Vн1, км/ч
	0	11	Целина	6,1	36	Целина	10,3
	1	11	Залежь	6,2	34,5	Залежь	10
	2	11	Луг	5,8	34	Луг	9,8
	3	9,9	Стерня	5,7	33,5	Стерня	9,6
	4	9,8	Пахота	5,6	33	Слеж.пах	9,4
	5	9,7	Всп.поле	5,3	32,5	Всп.поле	9
	6	9,3	Под посев	5,1	32	Под посев	8,8
	7	11	Залежь	6	35	Целина	10,1
	8	9,5	Всп.поле	5,2	31,5	Пар	8,9
	9	10	Луг	5,9	35,5	Луг	9,5
	Последняя цифра шифра	Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива ге, г/кВтч		Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива ге, г/кВтч	
	0	1750	260		1950	245	
	1	1720	258		1930	242	
	2	1700	256		1910	246	
	3	1690	253		1900	239	
	4	1680	248		1890	248	
	5	1670	241		1880	243	
	6	1650	239		1860	246	
	7	1730	259		1940	253	
	8	1710	261		1850	255	
	9	1740	263		1920	261	

Окончание таблицы 1

Последняя цифра шифра		9			9		
		А-К			Л-Я		
Первая буква фамилии			Т-10М	Т-10М		Т-250	Т-250
Прототип трактора			60 кН	60 кН		60 кН	60 кН
Ном. сила тяги			4	4		5	5
Число передач			4	4		5	5
	Предпоследняя цифра шифра	Максимальная транспортная скорость Vтр.м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения Vн1, км/ч	Максимальная транспортная скорость Vтр.м, км/ч	Фон поля	Расчетная скорость движения Vн1, км/ч
	0	9,3	Всп.поле	3,5	10,5	Всп.поле	4,8
	1	9,5	Залежь	3,9	10,7	Залежь	5,4
	2	10	Луг	4	11,4	Луг	5,5
	3	10,2	Стерня	4,2	11,6	Стерня	5,1
	4	10,5	Целина	4,5	11,9	Целина	5,7
	5	9,4	Всп.поле	3,6	10,6	Всп.поле	4,9
	6	9,6	Пар	3,7	10,8	Пар	4,7
	7	9,8	Луг	4	11,2	Луг	5,3
	8	10,2	Залежь	3,9	12	Залежь	4,9
	9	10,4	Стерня	4,4	12,2	Стерня	5,2
	Последняя цифра шифра	Частота вращения пн, об/мин.	Удельный расход топлива ге, г/кВтч		Частота вращения пн, об/мин	Удельный расход топлива ге, г/кВтч	
	0	1050	246		1260	246	
	1	1070	249		1220	249	
	2	1110	251		1240	251	
	3	1120	254		1260	254	
	4	1060	258		1230	258	
	5	1080	248		1210	248	
	6	1090	250		1200	250	
	7	1100	222		1230	222	
	8	1130	244		1270	244	
	9	1120	255		1260	255	

Таблица 2 -Индивидуальное задание по II части РГР

После дня цифра шифра	Прототип автомобил я	Перв ая буква фами лии	Грузо подъе мнос ть	Числ о перед ач	Максимальная скорость автом. V _{max} ,км/ч									
					Предпоследняя цифра шифра									
					0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	УАЗ-31512	А-К	1,2	5	86	88	90	89	91	93	95	97	98	100
		Л-Я	1	4										
1	ГАЗ-3221	А-К	3	5	82	80	78	76	73	70	68	71	72	75
		Л-Я	2,5	4										
2	ГАЗ-33104	А-К	2,5	5	75	78	80	82	84	86	88	90	92	94
		Л-Я	2	4										
3	ГАЗ-3307	А-К	3,5	5	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90
		Л-Я	3	4										
4	Маз-43704 1	А-К	4,5	5	96	95	93	91	89	87	85	83	81	79
		Л-Я	4	4										
5	Зил-43141 0	А-К	4,5	5	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95
		Л-Я	4	4										
6	Зил-4331	А-К	5,5	5	85	87	89	88	89	88	90	92	94	96
		Л-Я	5	4										
7	Урал-4310	А-К	7,5	5	70	71	72	73	75	76	77	79	81	83
		Л-Я	7	4										
8	МАЗ-622	А-К	8,5	5	86	84	82	80	77	78	76	75	74	72
		Л-Я	8	4										
9	КамАЗ-532 0	А-К	9	5	75	76	77	79	80	81	82	84	85	87
		Л-Я	8	4										

Последняя цифра шифра	Прототип автомобиля	Приведенный коэффициент дорожного сопротивления									
		Предпоследняя цифра шифра									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	УАЗ-31512	0,044	0,042	0,041	0,04	0,039	0,037	0,036	0,034	0,033	0,031
1	ГАЗ-3221	0,029	0,03	0,032	0,034	0,036	0,04	0,041	0,038	0,037	0,035
2	ГАЗ-33104	0,043	0,042	0,04	0,038	0,036	0,035	0,033	0,031	0,029	0,027
3	ГАЗ-3307	0,044	0,043	0,039	0,038	0,036	0,034	0,033	0,032	0,031	0,029
4	Маз-437041	0,024	0,035	0,026	0,027	0,028	0,029	0,03	0,031	0,032	0,033
5	Зил-431410	0,034	0,032	0,031	0,029	0,027	0,028	0,026	0,025	0,024	0,023
6	Зил-4331	0,036	0,034	0,032	0,031	0,03	0,03	0,029	0,028	0,025	0,023
7	Урал-4310	0,034	0,033	0,033	0,03	0,031	0,03	0,028	0,029	0,027	0,025
8	МАЗ-622	0,022	0,023	0,024	0,025	0,026	0,027	0,028	0,029	0,031	0,031
9	КамАЗ-5320	0,039	0,038	0,036	0,034	0,033	0,032	0,031	0,03	0,029	0,028

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Список основной литературы

1. Суркин В. И. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей : учебное пособие / В. И. Суркин. — 2-е изд., перераб. и доп. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 304 с. — ISBN 978-5-8114-1486-4. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/>.

2. Поливаев О. И. Теория трактора и автомобиля : учебник / О. И. Поливаев, В. П. Гребнев, А. В. Ворохобин. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 232 с. — ISBN 978-5-8114-2033-9. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/212306>.

Список дополнительной литературы

1. Огороднов С.М. Конструкция автомобилей и тракторов: учебник / С.М. Огороднов, Л.Н. Орлов, В.Н. Кравец. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. - 284 с. - ISBN 978-5-9729-0364-1. - Текст: электронный. - URL: <https://new.znaniium.com/catalog/product/1048737>

2. Бобровник А. И. Автомобили и тракторы: учебное пособие / А. И. Бобровник, Т. А. Варфоломеева. — Минск : БНТУ, 2020. — 408 с. — ISBN 978-985-583-568-5. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/247760>

ИНТЕРНЕТ-РЕСУРСЫ

Образовательные порталы, сайты и библиотеки:

1	Министерство образования и науки РФ	http://минобрнауки.рф/
2	Национальная электронная библиотека (НЭБ)	www.rusneb.ru
3	Научная электронная библиотека eLIBRARY.RU	https://elibrary.ru/defaultx.asp ?
4	ЭБС издательства «ИНФРА-М»	znaniium.com
5	ЭБС издательства «Лань»	e.lanbook.com
6	Государственная публичная научно-техническая библиотека (ГПНТБ)	http://www.gpntb.ru/
7	Федеральный портал Российское образование	http://www.edu.ru

Составители: *Матяш Сергей Петрович*
Сырбаков Андрей Павлович

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

Методические указания
по выполнению
по выполнению расчетно-графической работы

Печатается в авторской редакции
Компьютерная верстка С.П. Матяш

Подписано к печати 25 июня 2019 г. Формат 60×84^{1/16}
Объем 1,9 уч.изд. л. Заказ №11 Тираж 30 экз.

Отпечатано в минитипографии Инженерного института НГАУ
630039, г. Новосибирск, ул. Никитина, 147, ауд. 209