

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ

ФГБОУ ВО «БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра технических систем в агробизнесе,
природообустройстве и дорожном строительстве

Потапов С.В., Дьяченко А.В.

Теория трактора и автомобиля

методические указания
для студентов обучающихся, по направлениям подготовки
бакалавриат:

35.03.06 – «Агроинженерия»

23.03.02 – «Наземные транспортно-технологические
комплексы»

Брянская область 2018

УДК 621.43 (07)
ББК 31.365
П 64

Потапов, С. В. Теория трактора и автомобиля: методические указания для студентов, обучающихся по направлениям подготовки бакалавриат 35.03.06 – «Агроинженерия» 23.03.02 – «Наземные транспортно-технологические комплексы» / С. В. Потапов, А.В. Дьяченко. - Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2018. - 64 с.

Методические указания предназначены для практических занятий и самостоятельной работы по дисциплине «Тракторы и автомобили» для студентов, обучающихся по направлениям 35.03.06 – «Агроинженерия» и 23.03.02 - «Наземные транспортно-технологические комплексы» инженерно-технологического института. Целью методических указаний является овладение методиками расчета тракторов, автомобилей и автотракторных ДВС.

Рецензент д.т.н., профессор Михальченков А.М.

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического института Брянского государственного аграрного университета, протокол № 7 от 21 февраля 2018 г.

© Потапов С.В., 2018
© Дьяченко А.В., 2018
© Брянский ГАУ, 2018

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Тяговый расчет трактора	5
2. Тяговый расчет автомобиля	12
3. Тепловой расчет тракторного и автомобильного двигателей	19
3.1 Определение основных параметров рабочего цикла..	20
3.2 Расчет индикаторных и эффективных показателей и основных размеров двигателей	27
4. Расчет и построение регуляторной характеристики тракторного дизеля	32
5. Расчет и построение тяговой характеристики трактора	36
5.1 Расчет тяговой характеристики трактора	36
5.2 Построение тяговой характеристики трактора	38
6. Расчет и построение скоростной характеристики автомобильного двигателя	39
7. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля	41
8. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля	42
Литература	45
Приложения	47

ВВЕДЕНИЕ

Целью выполнения практических работ является закрепление и углубление теоретических знаний по дисциплине в целом и, прежде всего по вопросам влияния основных конструктивных параметров тракторов и автомобилей на их тягово-эксплуатационные показатели в различных условиях эксплуатации.

Данные методические указания предназначены также для выполнения расчетно-графической работы по теме «Расчет автотракторных двигателей» по индивидуальному заданию в рамках самостоятельной работы студентов.

В методических указаниях приведены следующие основные расчеты:

1. Тяговый расчет трактора.
2. Тяговый расчет автомобиля.
3. Тепловой расчет тракторного и автомобильного двигателей и определение их индикаторных и эффективных показателей и основных размеров.
4. Расчет и построение регуляторной характеристики тракторного дизеля.
5. Расчет и построение тяговой характеристики трактора.
6. Расчет и построение скоростной характеристики автомобильного двигателя.
7. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля.
8. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля.

При многократных вычислениях по одним и те же выражениям, следует привести пример одного такого расчета, а все полученные данные сводить в таблицы.

Такого рода расчеты и построение графиков удобно производить с использованием компьютера в программе «Excel».

Методики расчета в методических указаниях приведены вместе с численными примерами.

1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

Тяговый расчет проводится для определения основных параметров трактора: эксплуатационной массы, расчетных скоростей движения, передаточных чисел трансмиссии и мощности двигателя. Исходными данными для тягового расчета являются: назначение, тип и тяговый класс трактора, его конструктивный прототип.

Результаты тягового расчета используются для определения основных размеров двигателя в разделе "Тепловой расчет двигателя", а также для подготовки исходных данных при расчете регуляторной характеристики двигателя и тяговой характеристики трактора. Тяговая характеристика трактора рассчитывается для агрофона, соответствующего заданному в индивидуальном задании.

Типаж тракторов допускает отклонение силы тяги от номинальной в пределах 25...30% для гусеничных и 20...25% для колесных тракторов. Увеличение силы тяги учитывается введением коэффициента расширения тяговой зоны трактора ε_T .

Расчетный тяговый диапазон рассчитывается:

$$\delta_T = \varepsilon_T \frac{P_H}{P'_H} \quad (1)$$

где P_H - номинальная сила тяги на крюке трактора заданного тягового класса, кН;

P'_H - номинальная сила тяги трактора предыдущего тягового класса, кН;

ε_T - коэффициент расширения тяговой зоны трактора, $\varepsilon_T=1,25..1,3$.

Для колесного трактора 2 класса тяговый диапазон равен

$$\delta_T = \varepsilon_T \frac{P_H}{P'_H} = 1,25 \cdot \frac{20}{14} = 1,79$$

Сила тяги $P_{кр.н z}$ (кН), развиваемая трактором на высшей передаче основного ряда передач при номинальной загрузке двигателя, определяется по формуле:

$$P_{кр.н z} = P_{кр.н 1} / \delta_T, \quad (2)$$

где δ_T - диапазон тяги;

$P_{кр.н 1}$ - номинальное крюковое усилие трактора на первой передаче основного ряда, кН.

$$P_{кр.н z} = P_{кр.н 1} / \delta_T = 22,5/1,79 = 12,6 \text{ кН}$$

У трактора эксплуатационная масса должна обеспечивать сцепление движителя с почвой, необходимое для реализации максимальной касательной силы $P_{к.маx}$ (кН).

Минимальное значение эксплуатационной массы трактора (кг) выбрано таким образом, чтобы при работе трактора в соответствующих условиях с силой тяги, развиваемой трактором на первой передаче при номинальной загрузке двигателя величина коэффициента $\Phi_{доп}$ колес не превышало допустимых в этом случае пределов:

$$m_{Э min} = \frac{P_{кр.н 1} \cdot 10^3}{(\Phi_{доп} \lambda_{сц} - f)g} \quad (3)$$

где $\Phi_{доп}$ - допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора, соответствующая допустимому буксованию его движителя.

$\lambda_{сц}$ - коэффициент перераспределения сцепной массы, показывающий долю эксплуатационной массы трактора, нагружающую ведущие колеса: 0,75...0,80 для тракторов с колесной формулой

4К2; $\lambda_{\text{сн}} = 1$ для гусеничных и колесных тракторов с формулой 4К4;
 g - ускорение свободного падения, м/с^2 .

$$m_{\text{Э min}} = \frac{P_{\text{кр.н1}} \cdot 10^3}{(\varphi_{\text{доп}} \lambda_{\text{сн}} - f)g} = \frac{22,5 \cdot 1000}{(0,45 \cdot 1 - 0,17) \cdot 9,81} = 8191 \text{ кг}$$

При расчете ряда основных рабочих скоростей трактора определяется диапазон скоростей:

$$\delta_{v_{\text{осн}}} = \frac{v_z}{v_{\text{т1}}} = \delta_{\text{т}}, \quad (4)$$

где $v_{\text{т1}}$ - теоретическая скорость на первой передаче (по индивидуальному заданию), м/с ;

v_z - высшая рабочая скорость, м/с .

$$\delta_v = \delta_{\text{т}} = 1,79$$

Для ступенчатой коробки передач для более выгодного использования мощности двигателя на всех рабочих передачах основные рабочие скорости движения трактора должны образовывать геометрическую прогрессию. Знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{v_z}{v_{\text{т1}}}} = z^{-1} \sqrt{\delta_{\text{т}}}, \quad (5)$$

где z - количество передач.

$$q = z^{-1} \sqrt{\delta_v} = 6^{-1} \sqrt{1,79} = 1,123$$

Теоретические скорости v_{TK} , движения м/с на любой передаче определяются отношением:

$$v_{TK} = v_{T1}q^{k-1}, \quad (6)$$

где k - номер передачи.

Теоретическая скорость движения на второй передаче:

$$v_{T2} = v_{T1}q = 2,52 \cdot 1,123 = 2,83$$

Размеры ведущих колес трактора определяются в соответствии с расчетной вертикальной нагрузкой G_k (кН) на шину одного колеса, которая рассчитывается по соотношению

$$G_k = \frac{\lambda_k g m_3}{n_k}, \quad (7)$$

где λ_k - коэффициент нагрузки задних колес: $\lambda_k = 0,75 \dots 0,80$ для пропашных тракторов с колесной формулой 4К2 и 4К4а; $\lambda_k = 0,5 \dots 0,6$ для тракторов общего назначения с колесной формулой 4К4б;
 n_k - количество задних ведущих колес.

$$G_k = \frac{0,5 \cdot 9,81 \cdot 8191}{2} = 20089 \text{ Н}$$

Принимаем колеса по прототипу 16,9R30.

Динамический радиус r_k ведущих колес колесного трактора (в м) при обычных шинах определяется по следующей формуле:

$$r_{\kappa} = 25,4 \cdot 10^{-3} [0,5d + (0,8...0,85)B], \quad (8)$$

где **d** и **B** - соответственно диаметр посадочного обода и ширина профиля колеса в дюймах;

$$r_{\kappa} = 25,4 \cdot 10^{-3} [0,5 \cdot 30 + (0,8...0,85) \cdot 16,9] = 0,746 \text{ м}$$

Динамический радиус ведущей звездочки гусеничного трактора определяется по формуле:

$$r_{\kappa} = \frac{l_{\text{зв}} z_{\kappa}}{2\pi}, \quad (9)$$

где $l_{\text{зв}}$ - шаг звена гусеничной цепи, м;

z_{κ} - число активно действующих зубьев звездочки за один оборот.

Передаточное число трансмиссии на первой передаче

$$i_{\text{тр1}} = \frac{2\pi n_{\text{ен}} r_{\kappa}}{V_{\text{тн1}}}, \quad (10)$$

где $n_{\text{ен}}$ - номинальная частота вращения коленчатого вала

$V_{\text{тн1}}$ - теоретическая скорость на первой передаче на номинальной режиме, м/с.

$$i_{\text{тр1}} = \frac{2\pi n_{\text{ен}} r_{\kappa}}{V_{\text{тн1}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 32,4 \cdot 0,746}{2,52} = 60,25$$

Остальные числа трансмиссии рассчитываются по формуле

$$i_{\text{тр.к}} = \frac{i_{\text{тр1}}}{q^{k-1}} \quad (11)$$

Передаточное число трансмиссии второй передачи:

$$i_{\text{тр.2}} = i_{\text{тр1}} / q = 60,25 / 1,123 = 53,66$$

Вычисленные значения передаточных чисел и теоретических скоростей трактора приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Уточненные значения передаточных чисел трансмиссии и теоретических скоростей

$i_{\text{тр}}$	60,25	53,66	47,78	42,55	37,89	33,74
$v_{\text{тн}}, \text{м/с}$	2,52	2,83	3,18	3,57	4,01	4,5

Механический КПД трансмиссии учитывает потери на трение, взбалтывание масла и т.п.

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{хол}} \eta_{\text{н}} = (1 - \xi) \eta_{\text{ц}}^n \eta_{\text{к}}^m \eta_{\text{пл}} \quad (12)$$

где $\eta_{\text{хол}}$ и $\eta_{\text{н}}$ - КПД, учитывающие потери соответственно холостого хода и при работе под нагрузкой;

$\eta_{\text{ц}}$, $\eta_{\text{к}}$ и $\eta_{\text{пл}}$ - КПД, соответственно цилиндрической, конической пар шестерен и КПД планетарного механизма ($\eta_{\text{ц}} = 0,985 \dots 0,99$; $\eta_{\text{к}} = 0,975 \dots 0,98$ и $\eta_{\text{пл}} = 0,96 \dots 0,97$);

m и n - соответственно число пар цилиндрических и конических шестерен, находящихся в зацеплении на данной передаче (выбираются по кинематической схеме трансмиссии трактора прототипа);

ξ - коэффициент, учитывающий потери холостого хода в трансмиссии ($\xi = 0,03 \dots 0,05$).

Для гусеничных тракторов учитываются дополнитель-

но потери на ведущем участке гусеницы. КПД ведущего участка гусеницы лежит в пределах $\eta_{гус} = 0,97...0,98$.

Для тракторов с колесной формулой 4к4 сначала определяют отдельно КПД передней и задней ветвей трансмиссии, а затем с учетом коэффициента передачи мощности к передним ведущим колесам K_N вычисляют среднее расчетное КПД трансмиссии.

$$\eta_{mp\ пер} = (1 - \xi)\eta_{\psi}^n \eta_{\kappa}^m \eta_{nl} = (1 - 0,04) \cdot 0,985^3 \cdot 0,975 = 0,859$$

$$\eta_{mp\ зад} = (1 - \xi)\eta_{\psi}^n \eta_{\kappa}^m \eta_{nl} = (1 - 0,04) \cdot 0,985^2 \cdot 0,975 = 0,872$$

$$\eta_{mp} = \eta_{mp\ пер} K_N + \eta_{mp\ зад} (1 - K_N) = 0,859 \cdot 0,45 + 0,872 \cdot (1 - 0,45) = 0,869$$

Эксплуатационная мощность двигателя $N_{\epsilon н}$, кВт подсчитывается по формуле:

$$N_{\epsilon н} = \frac{P_{к.н1} v_{тн1}}{\eta_{тр}} + \frac{N_{вОМ}}{\eta_{вОМ}}, \quad (13)$$

где $P_{к.н1}$ - номинальная касательная сила тяги на 1 основной передаче, кН;

$N_{вОМ}$ - мощность, необходимая для привода рабочих машин от вала отбора мощности на расчетном тяговом режиме, кВт.

Номинальная касательная сила тяги на 1-ой передаче определяется по формуле:

$$P_{к.н1} = P_{кр.н1} + P_f, \quad (14)$$

где P_f - сила сопротивления качению, кН.

Она определяется по формуле:

$$P_f = fG, \quad (15)$$

здесь G - вес трактора, кН.

$$P_f = m_g g = 8191 \cdot 9,81 \cdot 0,17 \cdot 10^{-3} = 13,66 \text{ кН}$$

$$P_{к.п1} = P_{кр.п1} + P_f = 22,5 + 13,66 = 36,16 \text{ кН}$$

$$N_{е.п} = \frac{P_{к.п1} v_{тп1}}{\eta_{тр}} + \frac{N_{ВОМ}}{\eta_{ВОМ}} = \frac{(22,5 + 8191 \cdot 9,81 \cdot 0,17 \cdot 10^{-3}) \cdot 2,52}{0,869} + \frac{0}{\eta_{ВОМ}} = 104,84 \text{ кВт}$$

2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Исходных данных, содержащихся в задании на курсовую работу недостаточно для построения динамической характеристики. Часть недостающих параметров принимаем в соответствии с прототипом или определяем в результате расчетов. В первую очередь нужно установить массу автомобиля, размер шин, мощность двигателя.

Собственную массу автомобиля можно определить по формуле:

$$m_o = Q / \eta_r \quad (16)$$

где m_o - масса порожнего автомобиля, кг;

Q - грузоподъемность, кг;

η_r - коэффициент грузоподъемности, который для большинства грузовых автомобилей составляет $\eta_r = 0,9 \dots 1,15$.

$$m_o = 7000 / 0,815 = 8589 \text{ кг}$$

Динамическую характеристику необходимо рассчитать для полностью загруженного автомобиля, масса которого

$$m = m_o + Q + 75K, \quad (17)$$

где K - количество мест в кабине.

$$m = 8589 + 7000 + 75 \cdot 3 = 15814 \text{ кг}$$

Размер шин также можно принять в соответствии с прототипом, либо выбрать по расчетной нагрузке на колесо, которую определяют с учетом колесной формулы автомобиля и распределением веса полностью груженого автомобиля по осям. Справочные данные по шинам грузовых автомобилей приведены в приложении. Установив размер шин, можно определить расчетный радиус колеса

$$r_k = 0,001(0,5d + \delta H) \quad (18)$$

$$r_k = 0,0254(0,5d + \delta H) , \quad (19)$$

где r_k - расчетный радиус колес, м;

d - диаметр обода колеса;

H - высота профиля шины;

δ - коэффициент, учитывающий радиальную деформацию шины, который зависит от типа шины и давления воздуха в ней, $\delta = 0,93...0,94$.

Формулой (18) пользуются в случае, когда размеры шины даны в мм, а формулой (19) - если размеры шины в дюймах.

$$r_k = 0,001(0,5 \cdot 508 + 0,935 \cdot 260) = 0,497 \text{ м}$$

Мощность двигателя, установленного на автомобиле, должна обеспечить движение полностью загруженного автомобиля с максимальной скоростью в заданных дорожных условиях. Исходя из этого условия, она может быть рассчитана по формуле

$$N_{ev} = 10^{-3} (\psi_v mg + P_{wmax}) \frac{V_{max}}{\eta_{тр}} , \quad (20)$$

где N_{ev} - мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля, кВт;

Ψ_v - приведенный коэффициент дорожных сопротивлений при максимальной скорости;

m - масса груженого автомобиля, кг;

g - ускорение свободного падения, m/c^2 ;

P_{wmax} - сила сопротивления воздушной среды при максимальной скорости, Н

V_{max} - максимальная скорость движения, м/с;

$\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии при движении на высшей передаче.

$$N_{ev} = (0,001 \cdot 0,039 \cdot 15814 \cdot 9,81 + 1,74) \cdot \frac{22,26}{0,922} = 188,1 \text{ кВт}$$

В свою очередь сопротивление воздушной среды

$$P_{wmax} = K_w F V_{max}^2, \quad (21)$$

где K_w - коэффициент сопротивления воздушной среды, $кг/м^3$;

F - площадь лобовой поверхности, $м^2$.

$$P_{wmax} = 0,59 \cdot 5,95 \cdot 22,26^2 \cdot 0,001 = 1,74 \text{ кН}$$

КПД механической трансмиссии при движении подсчитывается по выражению:

$$\eta_{тр} = \eta_{хол} \eta_n = (1 - \xi) \eta_n^n \eta_k^m \eta_{пл}, \quad (22)$$

КПД трансмиссии на высшей передаче:

$$\eta_{трz} = (1 - 0,04) \cdot 0,985 \cdot 0,975 = 0,922$$

КПД трансмиссии на пониженной передаче:

$$\eta_{\text{тр1}} = (1 - 0,04) \cdot 0,985^3 \cdot 0,975 = 0,895$$

Для автомобилей номинальная мощность двигателя находится по формуле:

$$N_{\text{ен}} = \frac{N_{\text{ев}}}{\lambda_n + \lambda_n^2 - \lambda_n^3}, \quad (23)$$

где $\lambda_n = n_v / n_{\text{ен}}$ - коэффициент максимальных оборотов (здесь n_v максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая движению с максимальной скоростью; $n_{\text{ен}}$ - номинальная частота вращения, соответствующая номинальной мощности).

Для карбюраторных двигателей без ограничителя оборотов номинальная частота вращения $n_n = n_v / \lambda_n$, в остальных случаях - $n_n = n_v$.

В данном случае $n_n = n_v = 60 \text{ с}^{-1}$; $N_{\text{ен}} = N_{\text{ев}} = 188,1 \text{ кВт}$

Передаточное число главной передачи определяется из условия обеспечения движения автомобиля с максимальной скоростью на высшей передаче при максимальных оборотах двигателя.

В случае, когда максимальная скорость достигается на прямой передаче, передаточное число главной передачи

$$i_o = \frac{2\pi r_k n_v}{v_{\text{max}}}, \quad (24)$$

где n_v - частота вращения коленчатого вала двигателя, при максимальной скорости, с^{-1} ;

r_k - расчетный радиус колеса, м;
 v_{\max} - максимальная скорость движения, м/с.

$$i_o = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,497 \cdot 60}{22,26} = 6,51$$

При определении передаточного числа коробки передач на первой передаче исходят из того, что на первой передаче автомобиль должен преодолевать максимальное дорожное сопротивление (по условию) при работе двигателя в режиме максимального крутящего момента $M_{e\max}$. При этом сопротивлением воздуха пренебрегают.

Значение $M_{e\max}$ принимают по внешней скоростной характеристике двигателя. Также максимальный крутящий момент может быть найден по формуле:

$$M_{e\max} = M_{ен} \left(a + \frac{b^2}{4 \cdot c} \right) = \frac{N_{ен} \cdot 10^3}{2\pi n_n} \left(a + \frac{b^2}{4 \cdot c} \right) \quad (25)$$

где $M_{ен}$ - номинальный крутящий момент, Нм;

$N_{ен}$ - номинальная мощность двигателя, кВт;

n_n - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, с⁻¹;

a, b, c - коэффициенты, принимаемые по таблице 3.

Передаточное число коробки передач на первой передаче

$$i_{k1} = \frac{mg\psi_{\max} r_k}{M_{e\max} i_o \eta_{тр1}} \quad , \quad (26)$$

где ψ_{\max} - максимальное приведенное дорожное сопротивление.

$$i_{k1} = \frac{15814 \cdot 9,81 \cdot 0,36 \cdot 0,497}{763,9 \cdot 6,51 \cdot 0,895} = 6,24$$

Передаточные числа промежуточных передач выбирают так, чтобы они составляли ряд геометрической прогрессии, знаменатель которой

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{k1}}{i_{kz}}}, \quad (27)$$

где z - количество передач (принять по прототипу);

i_{k1} – передаточное число коробки передач на первой передаче;

i_{kz} – передаточное число коробки на высшей передаче.

$$q = \sqrt[5-1]{\frac{6,24}{1}} = \sqrt[4]{6,24} = 1,58$$

Значение передаточного числа коробки на i -ой передаче

$$i_{ki} = \frac{i_{k1}}{q^{i-1}}. \quad (28)$$

$$i_{k2} = \frac{6,24}{1,58} = 3,95; \quad i_{k3} = \frac{3,95}{1,58} = 2,5; \quad i_{k4} = \frac{2,5}{1,58} = 1,58; \quad i_{k5} = 1$$

Окончательно ряд скоростей корректируется при кинематическом расчете коробки передач в соответствии с практическими возможностями подбора шестерен. В данном случае оставляем ряд неизменным.

Проверим, в каких условиях могут быть реализованы тяговые возможности автомобиля на первой передаче, то есть возможность движения автомобиля с максимальной по двигателю силой тяги без буксования.

Это условие имеет вид

$$P_{\varphi} = P_{k_{\max}}, \quad (29)$$

где P_{φ} - максимально возможная по условиям сцепления сила тяги автомобиля;

$P_{k_{\max}}$ - максимально возможная по крутящему моменту двигателя касательная сила тяги.

Величина ограничения по сцеплению зависит от коэффициента сцепления φ и сцепного веса $G_{\text{сц}}$

$$P_{\varphi} = \varphi G_{\text{сц}} = \varphi \lambda_k mg,$$

где λ_k - динамический коэффициент нагрузки ведущих колес, который связан со статическим $\lambda_{\text{ст}}$ соотношением $\lambda_k = (1,1 \dots 1,3) \lambda_{\text{ст}}$.

Значение $\lambda_{\text{ст}}$ примем равным 0,75. Для автомобилей со всеми ведущими осями $\lambda_k = 1$.

Учитывая зависимость касательной силы тяги от момента

$$P_{k_{\max}} = M_{\text{емax}} i_o i_{k1} \eta_{\text{тп}} / r_k,$$

а также то, что i_{k1} найдено из условия преодоления максимального дорожного сопротивления, условие (178) может быть записано так:

$$\begin{aligned} \varphi &= \psi_{\text{max}} / \lambda_k, \\ \varphi &= \psi_{\text{max}} / \lambda_k = 0,36 / (1,1 \cdot 0,75) = 0,436 \end{aligned} \quad (30)$$

Сопоставив полученное значение φ со справочными данными для разных дорожных условий, отмечаем, что максимальная (по двигателю) касательная сила тяги может быть реализована для рассчитываемого автомобиля на булыжной мостовой или грунтовой дороге после дождя.

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРНОГО И АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЕЙ

Для построения регуляторной характеристики тракторного дизеля и внешней скоростной характеристики автомобильного двигателя необходимо определить эффективный удельный расход топлива. Для этого необходимо произвести тепловой расчет двигателей и определить их индикаторные показатели, основные размеры и механические потери.

Кроме этого в процессе теплового расчета уточняется определенное ранее в тяговом расчете значение номинальной мощности двигателя.

Основными исходными данными для расчета являются: номинальная эффективная мощность и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала двигателя; степень сжатия; тип камеры сгорания; коэффициент избытка воздуха; вид топлива; расчетные параметры окружающей среды (давление и температура) и ряд других.

При расчётах задаёмся значениями коэффициентом избытка воздуха α , подогревом заряда на впуске ΔT , степенью повышения давления λ_p , числом цилиндров i , отношением хода поршня к диаметру цилиндра S/D , значением коэффициента полноты индикаторной диаграммы v .

Для тракторного дизеля с турбонаддувом $\alpha = 1,8$; $\Delta T = 5$ К; $\lambda_p = 2,0$; $i = 4$; $S/D = 140/130$ мм.

Для автомобильного дизеля без турбонаддува $\alpha = 1,7$; $\Delta T = 20$ К; $\lambda_p = 2,0$; $i = 8$; $S/D = 120/120$ мм.

Значение коэффициента полноты индикаторной диаграммы принимаем

$$v = 0,93.$$

3.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

3.1.1 Процесс впуска

При расчете определяются давление и температура рабочего тела в конце процесса впуска, а также коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения цилиндров. Давление в конце впуска определяется из выражения:

$$P_a = P_k - \Delta P_a \quad (31)$$

где P_a - давление в цилиндре в конце впуска, МПа

P_k - давление после компрессора (на впуске), МПа

ΔP_a - потеря давления на впуске, МПа

Для заданной марки двигателя ΔP_a можно произвести по эмпирической формуле:

-для карбюраторных ДВС

$$\Delta P_a = (0,04 + 1,5 \cdot 10^{-3} n_{ен}) P_0, \quad (32)$$

-для дизельных ДВС без наддува

$$\Delta P_a = (0,01 + 3 \cdot 10^{-3} n_{ен}) P_0, \quad (33)$$

-для дизельных ДВС с наддувом

$$\Delta P_a = (0,02 + 1,5 \cdot 10^{-3} n_{ен}) P_k. \quad (34)$$

Здесь $n_{ен}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, c^{-1} .

Температура заряда перед пуском в двигатель принимается:

-для ДВС без наддува

$$T_k = T_0 = 288\text{K}$$

-для двигателей с наддувом

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (35)$$

где n_k - показатель политропы сжатия в нагнетателе.

Значения показателя политропы сжатия $n_k = 1,4 \dots 2,0$ (для центробежных нагнетателей с неохлаждаемым корпусом).

Температура заряда на впуске с учетом подогрева

$$T'_k = T_k + \Delta T, \quad (36)$$

где ΔT – подогрев заряда на впуске, К.

Температура заряда в конце впуска определяется:

$$T_a = \frac{T'_k}{1 - \frac{P_r}{\varepsilon P_a} (1 - T'_k / T_r)}, \quad (37)$$

где P_r и T_r - соответственно давление (МПа) и температура (К) остаточных газов в конце выпуска (или начало впуска);

ε - степень сжатия.

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_k (\varepsilon P_a - P_r)}{T'_k P_k (\varepsilon - 1)} \quad (38)$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{P_r T_k}{P_k T_r \eta_v (\varepsilon - 1)} \quad (39)$$

Значениями P_r и T_k входящими в формулы предварительно задаются:

$P_r = (1,05 \dots 1,25) P_0$ - для двигателей без турбонаддува;

$P_r = (0,75 \dots 1,0) P_k$ - для двигателей с турбонаддувом;

$T_r = (900 \dots 1100) \text{ К}$ - для карбюраторных ДВС;

$T_r = (700 \dots 950) \text{ К}$ - для дизельных ДВС.

3.1.2 Процесс сжатия

При расчете процесса сжатия определяют давление P_c и температуру T_c в конце процесса сжатия. При этом принимают, что сжатие представляет собой политропный процесс с показателем политропы n_1 .

Для определения n_1 используется эмпирическая формула:

-для карбюраторных двигателей:

$$n_1 = 1,368 - [1,5 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-6} (\varepsilon - 1)] \times \\ \times (T_a - 400) - 1,5 \cdot 10^{-3} (\varepsilon - 10) - 1/n_{en} \quad (40)$$

-для дизельных двигателей

$$n_1 = 1,368 - [1,5 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-6} (\varepsilon - 1)] \times \\ \times (T_a - 400) - 1,5 \cdot 10^{-3} (\varepsilon - 10) + 0,002 \cdot (n_{en} - 30) \quad (40a)$$

Расчет P_c и T_c ведется по выражениям:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (41)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (42)$$

3.1.3 Процесс сгорания

В процессе сгорания достигаются максимальные значения давления P_z и температуры T_z рабочего тела в цикле, определение которых и составляет основную задачу расчета процесса сгорания.

Количество воздуха m_o (кг/кг) и M_o (кмоль/кг), необходимого для полного сгорания 1 кг топлива:

$$m_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8C}{3} + 8H - O \right) \quad (43)$$

$$M_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (44)$$

где 0,23 и 0,21- доля кислорода в воздухе соответственно по массе и по объёму;

C, H, O – элементарная доля соответственно углерода, водорода и кислорода в топливе (по массе).

Количество свежего заряда M_1 (кмоль/кг):
-для карбюраторных ДВС

$$M_1 = \alpha M_o + \frac{1}{m_T} = \alpha M_o + \frac{1}{115}, \quad (45)$$

где α -коэффициент избытка воздуха;

m_T – молекулярная масса паров топлива (для автомобильных бензинов $m_T = 110 \dots 120$ кг/кмоль).

-для дизельных ДВС

$$M_1 = \alpha M_o \quad (46)$$

Количество продуктов сгорания M_2 (кмоль/кг):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha M_0, \text{ при } \alpha < 1 \quad (47)$$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)M_0, \text{ при } \alpha \geq 1 \quad (48)$$

Химический коэффициент изменения горючей смеси:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (49)$$

Действительный коэффициент изменения горючей смеси:

$$\mu = (\mu_o + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (50)$$

Низшая теплота сгорания топлива H_n , (кДж/кг):

Бензин $H_n = 43800$ кДж/кг

Дизельное топливо $H_n = 43000$ кДж/кг

Теплота сгорания рабочей смеси $H_{p.c}$, (кДж/кмоль):

$$H_{p.c} = \frac{[H_n - 119950(1 - \alpha)M_0]}{[M_1(1 + \gamma_r)]} \text{ -для карбюраторных ДВС} \quad (51)$$

$$H_{p.c} = \frac{H_n}{[M_1(1 + \gamma_r)]} \text{ -для дизелей} \quad (52)$$

и карбюраторных ДВС при $\alpha > 1$

Температуру в конце видимого процесса сгорания T_z определяют из квадратного уравнения сгорания, которое имеет вид:

$$AT_z^2 + BT_z + F = 0 \quad (53)$$

где, коэффициенты (кДж/кмоль) определяются выражениями:

- для карбюраторных ДВС:

-

$$\begin{aligned} A &= (1,549 + 1,382\alpha) \cdot 10^{-3} \mu; \\ B &= (18,4 + 2,6\alpha)\mu; \\ F &= -(\xi_z H_{pc} + 20,16T_c + 1,728T_c^2 \cdot 10^{-3}). \end{aligned} \quad (54)$$

- для дизельных ДВС:

-

$$\begin{aligned} A &= (1,549 + 1,382/\alpha)10^{-3}; \\ B &= (28,414 + 0,92/\alpha)\mu \\ F &= -(\xi_z H_{pc} + 20,16T_c + 8,314T_c \lambda_p + 1,728T_c^2 \cdot 10^{-3}) \end{aligned} \quad (55)$$

Отсюда:
$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AF}}{2A} \quad (56)$$

Давление в конце сгорания P_z (МПа):

$$P_z = \mu P_c T_z / T_c \text{ - для карбюраторных ДВС,} \quad (57)$$

$$P_z = \lambda_p P_c \text{ - для дизелей,} \quad (58)$$

Для карбюраторных двигателей уточняется значение максимального давления действительного цикла в отличие от теоретического:

$$P_{zd} = (0,8...0,9)P_z \quad (59)$$

Степень предварительного расширения ρ

$$\rho = \mu T_z / \lambda_p T_c \quad (60)$$

3.1.4 Процесс расширения

При расчете считается, что расширение является политропным процессом с постоянным показателем полит-

ропы n_2 . Давление P_b (МПа) и температуры T_b (К) в конце расширения определяются:

$$P_b = P_z / \delta^{n_2} \quad (61)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}, \quad (62)$$

где δ - степень последующего расширения;
 n_2 - показателя политропы расширения.

Для карбюраторных двигателей $\delta = \varepsilon$, для дизелей $\delta = \varepsilon / \rho$

Показатель политропы расширения находится по эмпирической формуле:

- для карбюраторных двигателей

$$n_2 = 1,252 - 2 \cdot 10^{-5} (T_z - 2400) + 5 \cdot 10^{-4} \varepsilon + |1 - \alpha| 0,045 \quad (63)$$

- для дизельных двигателей

$$n_2 = 1,263 - 2,6 \cdot 10^{-5} (T_z - 2000) + 4 \cdot 10^{-4} \delta + 0,028(\alpha - 1) \quad (64)$$

3.1.5 Процесс выпуска

Значениями давления P_r и температуры T_r в конце процесса задаются на начальной стадии теплового расчета.

Проверку ранее принятой температуры остаточных газов производят по формуле:

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}}, \quad (65)$$

где P_b и T_b – расчетные параметры рабочего тела в конце расширения;

P_r – принятое значение давления остаточных газов.

Полученные по этой формуле значение T_r не должны отличаться от принятых ранее меньше чем на 10%.

3.2 РАСЧЁТ ИНДИКАТОРНЫХ И ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

3.2.1. Расчет индикаторных показателей

Индикаторными показателями оценивают энергетические возможности, качество и эффективность рабочего цикла. Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$P_i^1 = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_p \rho}{(n_2 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda_p (\rho - 1) \right] \quad (66)$$

для карбюраторных двигателей $\rho = 1$, $\delta = \varepsilon$.

Действительное среднее индикаторное давление

$$P_i = v P_i^1 \quad (67)$$

Значение коэффициента полноты индикаторной диаграммы принимается:

$v = 0,93 \dots 0,97$ – для карбюраторных двигателей;

$v = 0,92 \dots 0,95$ – для дизельных двигателей.

Индикаторный к.п.д. цикла

$$\eta_i = \frac{P_i m_o \alpha}{H_{и\rho_k} \eta_v} \cdot 10^3 \quad (68)$$

Плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{P_k}{R_{возд} T_k} \cdot 10^6 \quad (69)$$

здесь $R_{возд}$ – удельная газовая постоянная для воздуха,
 $R_{возд} = 287$ Дж/(кг·К).

Для двигателей без наддува $P_k = P_o$ и $T_k = T_o$.
Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_n \eta_i} \quad (70)$$

3.2.2. Расчет эффективных показателей и определение основных размеров двигателя

Определяем среднее условное давление механических потерь двигателя, включающие внутренние потери и привод компрессора или продувочного насоса. Для двигателей без наддува среднее условное давление механических потерь $P_{мп}$, МПа:

$$P_{мп} = a + bW_{н.с.}, \quad (71)$$

для дизельных ДВС с наддувом:

$$P_{мп} = 10(a + bW_{н.с.})P_k \quad (72)$$

где a и b - коэффициенты, зависящие от типа, конструкции, размеров, числа цилиндров и теплового состояния двигателей (приведены в таблице 1);

$W_{н.с.}$ - средняя скорость поршня, м/с.

Среднее эффективное давление (МПа) определяется по формуле :

$$P_e = P_i - P_{мп} \quad (73)$$

Литраж двигателя (л) определяется по формуле:

$$V_{л} = V_h i = \frac{0,5\tau N_{ен}}{P_e n_e} \quad (74)$$

где V_h - рабочий объем цилиндра, л;
 i - число цилиндров;
 n_e - частота вращения коленвала, c^{-1} ;
 τ - коэффициент тактности ($\tau = 4$ - для 4-х тактных,
 $\tau = 2$ - для 2-х тактных двигателей);
 $N_{ен}$ - номинальная мощность двигателя, кВт.

Рабочий объем одного цилиндра (л):

$$V_h = V_l / i \quad (75)$$

Для определения диаметра цилиндра D и хода поршня S задаёмся величиной S/D принятыми выше.

Диаметр цилиндра (мм) рассчитывается по формуле:

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}} \quad (76)$$

Ход поршня (мм) находится по формуле: $S = (S/D) \cdot D$.

Значения D и S округляются до величин кратных 2 или 5 мм.

По принятому значению S рассчитываем значение средней скорости поршня:

$$W_{п.с} = 2 \cdot 10^{-3} S n_{ен} \quad (77)$$

По принятым размерам D и S уточняем V_h :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (78)$$

Значение N_e уточняется по формуле:

$$N_e = \frac{P_e n_e V_{hi}}{0.5\tau}$$

Механический КПД двигателя:

$$\eta_{мп} = \frac{P_e}{P_i} \quad (79)$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{мп} \quad (80)$$

Эффективный удельный расходы топлива, г/кВт ч :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_{мп}} \quad (81)$$

Эффективный крутящий момент (Нм) для номинального режима:

$$M_e = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} N_e}{\pi n_e} \quad (82)$$

Здесь N_e подставляется в кВт, n_e - в c^{-1} .

В качестве одного из показателей, характеризующих степень форсирования двигателя, используется литровая мощность $N_{уд.л}$, кВт/л.

$$N_{уд.л} = \frac{N_e}{V_{hi}} \quad (83)$$

Полученные результаты сведены в таблицу 2.

Таблица 2 - Основные параметры двигателей и рабочего цикла

Наименование	Обозначение	Тракторный двигатель	Автомобильный двигатель
Эффективная номинальная мощность, кВт	$N_{ен}$	106,13	191,4
Частота вращения номинальная, с-1	$n_{ен}$	32,4	46,4
Номинальный крутящий момент, Н·м	$M_{ен}$	521,6	657,0
Эффективный удельный расход топлива, г/кВт ч	g_e	239,5	214,5
Эффективный КПД	η_e	0,35	0,39
Рабочий объем цилиндра, л	V_h	1,892	1,497
Литраж двигателя, л	$V_{л}$	7,57	11,8
Диаметр цилиндра, м	D	132	124
Ход поршня, м	S	140	124
Литровая мощность, кВт/л	$N_{уд.л}$	13,86	15,99
Механический КПД двигателя	$\eta_{мп}$	0,73	0,76
Давление в конце впуска, МПа	P_a	0,158	0,091
Температура в конце впуска, К	T_a	385	322
Давление в конце сжатия, МПа	P_c	6,61	4,65
Температура в конце сжатия, К	T_c	1031	940
Давление в конце сгорания, МПа	P_z	13,23	9,3
Температура в конце сгорания, К	T_z	2187	2145
Давление в конце расширения, МПа	P_b	0,492	0,346
Температура в конце расширения, К	T_b	1040	1168
Давление в конце выпуска, МПа	P_r	0,136	0,115

Температура в конце выпуска, К	T_r	743	809
Коэффициент наполнения	η_v	0,915	0,838
Коэффициент остаточных газов	γ_r	0,03	0,03
Показатель политропы сжатия	n_1	1,36	1,37
Показатель политропы расширения	n_2	1,25	1,23
Степень предварительного расширения	ρ	1,114	1,20
Степень последующего расширения	δ	14,01	14,61
Коэффициент избытка воздуха	α	1,8	1,7
Среднее индикаторное давление, МПа	P_i	1,18	0,904
Среднее эффективное давление, МПа	P_e	0,855	0,689
Плотность заряда на впуске, кг/м ³	ρ_k	1,625	1,21

4. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

По результатам тягового расчета трактора и теплового расчета двигателя готовятся исходные данные для расчета регуляторной характеристики двигателя и сводятся в таблицу 7.

Основой для расчета и построения тяговой характеристики трактора является регуляторная характеристика двигателя.

Регуляторная характеристика двигателя имеет две ветви:

регуляторную - при $n_e \geq n_{ен}$ и скоростную (корректорную) - при $n_e < n_{ен}$.

На корректорной ветви характеристики значения эффективной мощности N_e и удельного эффективного расхода топлива g_e рассчитывают в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя n_e по формулам:

$$N_e = N_{ен} (ax + bx^2 - cx^3) \quad (84)$$

$$g_e = g_{ен} (a_1 - b_1x + c_1x^2), \quad (85)$$

где a, b, c, a_1, b_1, c_1 - опытные коэффициенты, усредненные значения которых в зависимости от типа двигателя можно принять по таблице 6;

$x = n_e / n_{ен}$ - относительная частота вращения коленчатого вала двигателя.

Остальные параметры двигателя определяются из следующих соотношений:

- крутящий момент двигателя

$$M_e = \frac{10^3 N_e}{2\pi n_e}, \quad (86)$$

- часовой расход топлива

$$G_{\dot{o}} = 10^{-3} g_e N_e \quad (87)$$

На **регуляторной ветви** принимается, что момент M_e и часовой расход изменяются линейно от номинальных значений до $M_e = 0$ и $G_T = G_{тхх}$ при $n_e = n_{хх} = \delta_p n_{ен}$, где $\delta_p = 1.07 \dots 1.08$ - коэффициент оборотов холостого хода.

Таблица 3 - Значение опытных коэффициентов для расчёта скоростной характеристики двигателя

Тип двигателя	a	b	c	a ₁	b ₁	c ₁
Дизели с нераздельной камерой сгорания	0,87	1,12	1	1,55	1,55	1
Дизели с предкамерой	0,6	1,4	1	1,2	1,2	1
Дизели с вихрекамерой	0,7	1,3	1	1,35	1,35	1
Карбюраторные	1	1	1	1,2	1,0	0,8

Крутящий момент на валу двигателя на регуляторной ветви определится по соотношению:

$$M_e = M_{en} \left(\frac{\delta_p - x}{\delta_p - 1} \right), \quad (88)$$

Эффективная мощность на регуляторной ветви составляет:

$$N_e = 2\pi M_e n_e 10^{-3} \quad (89)$$

Часовой расход топлива

$$G_T = G_{тн} \left(\frac{(\delta_p - \delta_T) + (\delta_T - 1)x}{\delta_p - 1} \right), \quad (90)$$

где δ_T - коэффициент, учитывающий долю расхода топлива на холостом ходу от номинального режима, $\delta_T = 0.25 \dots 0.3$.

Удельный расход топлива

$$g_e = \frac{10^3 G_T}{N_e}. \quad (91)$$

Приведём пример расчёта регуляторной характеристики:

Принимаем:

Таблица 4 – Показатели, полученные по результатам тягового расчета трактора и теплового расчета двигателя

$n_{ен}$, г/кВт·ч	$G_{тн}$, кг·ч	$M_{ен}$, Н·м	$N_{ен}$, кВт	$n_{ен}$, с ⁻¹	$n_{ехх}$, с ⁻¹	$n_{емпн}$, с ⁻¹	δ_p	δ_t
240	25,42	521,6	106,1	32,4	34,8	13	1,075	0,3

Корректорная ветвь:

Для $n_e=22,7 \text{ с}^{-1}$ $x = n_e/n_{ен} = 0,701$ по формулам (84-87) имеем:

$$N_e = 106,1 \cdot (0,87 \cdot 0,701 + 1,12 \cdot 0,701^2 - 0,701^3) = 86,53 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$g_e = 240 \cdot (1,55 - 1,55 \cdot 0,701 + 0,701^2) = 228,7 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

$$M_e = 1000 \cdot 86,53 / (2 \cdot 3,14 \cdot 22,7) = 606,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$G_{тe} = 0,001 \cdot 228,7 \cdot 86,53 = 19,79 \text{ кг/ч}$$

Регуляторная ветвь:

Для $n_e=33,05 \text{ с}^{-1}$ $x = n_e/n_{ен} = 1,02$ По формулам (88 -91) имеем:

$$M_e = 521,6 \cdot (1,075 - 1,02) / (1,075 - 1) = 382,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$N_e = 2 \cdot 3,14 \cdot 382,3 \cdot 33,05 \cdot 0,001 = 79,38 \text{ кВт}$$

$$G_{т} = 25,42 \cdot \left(\frac{(1,075 - 0,3) + (0,3 - 1) \cdot 1,02}{0,3 - 1} \right) = 20,67 \text{ кг/ч}$$

$$g_e = 1000 \cdot 20,67 / 79,38 = 260,4 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Все расчеты заносим в таблицу 1 приложения 1. По её данным строим регуляторную характеристику тракторного двигателя – зависимость мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя при работе на регуляторе (диаграмма 1 приложения 1).

5. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

5.1. РАСЧЕТ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

При расчете тяговой характеристики трактора определяются для заданных значений коэффициент сцепления φ и коэффициент сопротивления качению f , величины теоретической и действительной скорости (V_T, V_D), касательной силы тяги и крюкового усилия ($P_K, P_{кр}$), крюковой или тяговой мощности $N_{кр}$, удельного крюкового расхода топлива $g_{кр}$ в функции оборотов дизеля на каждой передаче и значения тягового КПД при номинальной нагрузке дизеля. Расчетные формулы имеют вид:
теоретическая скорость

$$V_T = \frac{2\pi r_k n_e}{i_{тр}}, \quad (92)$$

действительная скорость

$$V_D = V_T(1-\delta), \quad (93)$$

где δ - коэффициент буксования.

При расчете коэффициента буксования использовались формулы, полученные путем аппроксимации усредненных опытных кривых буксования для различных агрофонов.

Для колесных тракторов:

$$\delta = \frac{(0,762y - 1,646y^2 + 1,404y^3)}{(10,167 - 32,5\varphi + 28,333\varphi^2)} \quad \text{при } y > 0,5; \quad (94)$$

$$\delta = \frac{0,29}{(10,167 - 32,5\varphi + 28,333\varphi^2)} \cdot y \quad \text{при } y \leq 0,5. \quad (95)$$

Для гусеничных тракторов:

$$\delta = 0,938y - 3,203y^2 + 2,86y^3, \quad \text{при } y > 0,5; \quad (96)$$

$$\delta = 0,06y, \quad \text{при } y \leq 0,5, \quad (97)$$

где $y = \frac{P_{кр}}{\lambda_k g m_3 \varphi}$ - удельная крюковая нагрузка.

Касательная сила тяги(кН)

$$P_k = \frac{(N_e - N_{вoм} / \eta_{вoм})}{2\pi n_e r_k} \cdot \eta_{тр} i_{тр} \quad (98)$$

Сила сопротивления качению трактора берётся из тягового расчёта (кН) $P_f = f g m_3$

Крюковое усилие (кН)

$$P_{кр} = P_k - P_f. \quad (99)$$

Крюковая мощность (кВт)

$$N_{кр} = P_{кр} V_d. \quad (100)$$

Удельный крюковой расход топлива (г/кВт·ч)

$$g_{кр} = \frac{10^3 G_T}{N_{кр}}. \quad (101)$$

Тяговый КПД трактора

$$\eta_T = \eta_{тр} \frac{P_{кр}}{P_k} (1 - \delta). \quad (102)$$

Приведём пример расчета по указанным соотношениям (92 -102) для режима:

$n_e = 22,7 \text{ с}^{-1}$; на I передаче. $\eta_{\text{тр}1} = 0,869$; $P_f = 13,66 \text{ кН}$; $\lambda = 1$;
 $\varphi = 0,5$; $r_k = 0,746 \text{ м}$; $i_{\text{тр}1} = 60,25$.

$$V_{\text{т}} = (2 \cdot 3,14 \cdot 0,746 \cdot 22,7) / 60,25 = 1,766 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{к}} = (86,53 \cdot 0,869 \cdot 60,25) / (2 \cdot 3,14 \cdot 22,7 \cdot 0,746) = 42,6 \text{ кН}$$

$$P_{\text{кп}} = 42,6 - 13,66 = 28,94 \text{ кН}$$

$$y = 28,94 / (1 \cdot 9,81 \cdot 8191 \cdot 0,5 \cdot 0,001) = 0,72$$

Так как $y > 0,5$, то δ определяется по выражению (137)

$$\delta = 0,29 \cdot 0,72 / (10,167 - 3,25 \cdot 0,5 + 28,333 \cdot 0,5^2) = 0,22$$

$$V_{\text{д}} = 1,766 \cdot (1 - 0,22) = 1,378 \text{ м/с}$$

$$N_{\text{кп}} = 28,94 \cdot 1,378 = 39,88 \text{ кВт}$$

$$g_{\text{кп}} = 1000 \cdot 19,79 / 28,94 = 496,3 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Так как режим загрузки двигателя не соответствует номинальному, то величина $\eta_{\text{т}}$ не подсчитывается.

Все результаты расчетов занесены в таблицу 2 приложения 1.

5.2. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Тяговая характеристика, позволяет получить наглядное представление о тяговых и топливо-экономических показателях трактора на различных режимах его работы. Теоретическая тяговая характеристика представляет собой 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, скорость движения, тяговая мощность, удельный расход топлива и тяговый КПД трактора.

По оси ординат наносится масштабные шкалы буксования, действительной скорости движения, тяговой мощности, удельного расхода топлива и тягового КПД трактора. По оси абсцисс наносят шкалу крюковых усилий во всём диапазоне, в том числе и на режимах соответствующих корректорной ветви регуляторной характеристики двигателя.

Подбирая шкалы параметров, обеспечиваем отсутствие накладок кривых друг на друга, возможность анализа всех нюансов каждого параметра на всех передачах, что возможно, если нет неоправданного сужения шкал. Кривые $g_{кр}$ построены не во всём диапазоне $P_{кр}$, а начиная примерно от половины регуляторной ветви до конца рассчитанной корректорной ветви.

Тяговая характеристика трактора для заданных условий (диаграмма 2 приложения 1) построена по данным таблицы 2 приложения 1.

6. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Тяговые возможности автомобиля при выбранных параметрах трансмиссии и ходовой части определяются внешней скоростной характеристикой установленного на автомобиле карбюраторного двигателя или скоростной (корректной) ветвью регуляторной характеристики дизеля.

В курсовом проекте используется расчетная характеристика, для построения которой задаются частотой вращения коленвала и находят соответствующие значения N_e и g_e по формулам:

$$N_e = N_{ен} (ax + bx^2 - cx^3); \quad (103)$$

$$g_e = g_{ен} (a_1 - b_1x + c_1x^2), \quad (104)$$

где N_e - мощность двигателя при частоте вращения вала n_e , кВт;

$N_{ен}$ - номинальная мощность двигателя, кВт;

g_e - удельный эффективный расход топлива при соответствующих оборотах, г/кВт ч;

$g_{ен}$ - удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме двигателя, г/кВт ч;

a, b, c, a_1, b_1, c_1 - опытные коэффициенты, усредненные значения которых в зависимости от типа двигателя можно принять по таблице 3, приведенной ранее;

$x = n_e/n_{ен}$ - относительная частота вращения вала двигателя.

Крутящий момент на коленчатом валу M_e (Н·м) и часовой расход топлива G_T (кг/ч) рассчитывают по формулам:

$$M_e = \frac{N_e \cdot 10^3}{2\pi n_e} ; \quad (105)$$

$$G_T = 10^{-3} g_e N_e . \quad (106)$$

Приведём пример расчета по указанным соотношениям (103 -106) для режима: $n_e = 35,3 \text{ с}^{-1}$.

$$N_e = 188,1 \cdot (0,87 \cdot (35,3/60) + 1,12 \cdot (35,3/60)^2 - (35,3/60)^3) = 163,5 \text{ кВт}$$

$$g_e = 214 \cdot (1,55 - 1,55 \cdot (35,3/60) + (35,3/60)^2) = 204,8 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$$

$$M_e = \frac{163,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 35,3} = 737,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$G_T = 0,001 \cdot 204,8 \cdot 163,5 = 33,3 \text{ кг/ч}$$

Результаты расчета сведены в таблицу 3 приложения 1. По её данным построена внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя (диаграмма 3 приложения 1).

7. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Для построения динамической характеристики автомобиля при различной частоте вращения коленчатого вала двигателя рассчитывают значения скорости движения и динамического фактора D на каждой передаче. Динамическим фактором называют отношение касательной силы тяги автомобиля без учёта сопротивления воздушной среды к его весу. Динамический фактор позволяет сравнивать совершенно разные автомобили по их динамическим свойствам. Скорость автомобиля для отдельной передачи во всём диапазоне частоты вращения определяется:

$$V_i = \frac{2\pi r_k n_e}{i_{mp}} \quad (107)$$

Динамический фактор согласно определению в пределах отдельной передачи находят из выражения:

$$D_i = \frac{P_k - P_w}{G} \quad (108)$$

Касательная сила тяги на ведущих колёсах на отдельной передаче:

$$P_{ki} = \frac{M_e i_{mp} \eta_{тр}}{r_k} \quad (109)$$

Сопротивление воздушной среды:

$$P_w = K_w F V_i^2 \quad (110)$$

В этих формулах индекс i соответствует номеру пере-

дачи, для которой ведется расчет, $G = mg$ - вес полностью загруженного автомобиля (Н), обозначения остальных величин соответствуют ранее принятым. При этом значения скорости исчисляются в м/с, а частота вращения коленчатого вала в c^{-1} .

Приведём пример расчета по указанным соотношениям (107-110) для режима $n_e=35,3 c^{-1}$; III передача $i_{мпз} = 16,26$.

$$V_i = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,497 \cdot 35,3}{16,26} = 6,77 \text{ м/с}$$

$$P_{кi} = \frac{737,7 \cdot 16,26 \cdot 0,895}{0,497 \cdot 1000} = 21,59 \text{ кВт}$$

$$P_w = 0,59 \cdot 5,95 \cdot 6,77^2 \cdot 0,001 = 1,161 \text{ кВт}$$

$$D_i = \frac{21,59 - 1,161}{155,1} = 0,138$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 4 приложения 1. По данным этой таблицы построена динамическая характеристика автомобиля (диаграмма 4 приложения 1).

8. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Экономической характеристикой называется зависимость расхода топлива в литрах на 100 км пробега от скорости движения при различных дорожных сопротивлениях. Характеристика строится для высшей (прямой) передачи.

Расход топлива в литрах на 100 км находят по формуле:

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{36V\rho_r}, \quad (111)$$

где g_e - удельный расход топлива г/кВт ч;

N_e - мощность двигателя, необходимая для движения в

заданных дорожных условиях со скоростью V , кВт:
 ρ_T - плотность топлива, кг/л; для автомобильных бензинов принимают 0,75, для дизельного топлива 0,825;
 V - скорость движения, м/с.

Эффективная мощность, необходимая для движения в заданных условиях

$$N_e = \frac{(\psi mg + P_w)V}{1000 \eta_{тр}} \quad , \quad (112)$$

где ψ - приведенный коэффициент дорожных сопротивлений;
 m - масса автомобиля, кг;
 g - ускорение свободного падения, м/с²;
 P_w - сила сопротивления воздушной среды, Н;
 V - скорость движения, м/с;
 $\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии.

Входящий в формулу (111) удельный расход топлива вычисляют с учетом скоростного режима и загрузки двигателя

$$g_e = K_n K_N g_{ен} \quad , \quad (113)$$

где K_n и K_N - коэффициенты, учитывающие влияние на удельный расход топлива скоростного и нагрузочного режима работы двигателя;
 $g_{ен}$ - удельный расход топлива на номинальном режиме, г/кВт ч.

Значения коэффициента K_n находят как функцию отношения n оборотов, соответствующих развиваемой скорости движения к номинальным, то есть

$$K_n = 0,1283x^4 - 0,055x^3 + 0,3088x^2 - 0,5991x + 1,2132 \quad (114)$$

- для любых двигателей

Значения коэффициента K_N - находят как функцию отношения развиваемой мощности N_e и мощности двигателя по внешней скоростной характеристике $N_{e\text{ вн}}$ при данной частоте вращения коленвала

$$K_N = 1,7333y^4 - 2,6521y^3 + 2,7383y^2 - 3,4263y + 2,6049 \quad (115)$$

- для карбюраторных двигателей;

$$K_N = -1,1484y^4 + 3,4538y^3 - 1,9993y^2 - 1,0817y + 1,7747 \quad (116)$$

-для дизелей.

В формулах (114...116) $x = n/n_n$ и $y = N_e/N_{e\text{ вн}}$.

В курсовом проекте расчет экономической характеристики выполняется для трех значений коэффициента дорожных сопротивлений: $\varphi_1 = \varphi_v$; $\varphi_2 = 0,75D_z$; $\varphi_3 = 0,8D_z$. Здесь D_z – максимальный динамический фактор на высшей передаче.

Приведём пример расчета по указанным соотношениям (111-116) для режима $n_e = 35,3 \text{ с}^{-1}$; V передача $i_z = 6,51$; $\varphi = \varphi_1$.

Из динамической характеристики находим максимальную величину динамического фактора на высшей передаче $D_{\text{max } 5} = 0,0548$. Принимаем значения коэффициентов дорожных сопротивлений: $\varphi_1 = \varphi_v = 0,028$; $\varphi_2 = 0,75D_z = 0,041$; $\varphi_3 = 0,8D_z = 0,044$.

Используя данные для этого режима из скоростной характеристики двигателя и динамической характеристики автомобиля ($N_{e\text{ вн}} = 163,5 \text{ кВт}$; $g_{e\text{ вн}} = 214 \text{ г/кВт ч}$; $P_w = 1,005 \text{ кН}$, $V = 16,92 \text{ м/с}$), определяем:

$$N_e = \frac{(0,039 \cdot 155,1 + 1,005) \cdot 16,92}{0,922} = 129,5 \text{ кВт}$$

$$x = 35,3/43,5 = 0,761;$$

$$y = 129,5/163,5 = 0,792$$

$$K_n = 0,1283 \cdot 0,761^4 - 0,055 \cdot 0,761^3 + 0,3088 \cdot 0,761^2 - 0,5991 \cdot 0,761 + 1,2132 = 0,955$$

$$K_N = -1,1484 \cdot 0,792^4 + 3,4538 \cdot 0,792^3 - 1,9993 \cdot 0,792^2 - 1,0817 \cdot 0,792 + 1,7747 = 0,813$$

$$g_c = 0,955 \cdot 0,813 \cdot 214 = 166,5 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

$$Q_s = \frac{166,5 \cdot 129,5}{36 \cdot 16,92 \cdot 0,825} = 45,4 \text{ л/100 км}$$

Результаты расчета сведены в таблице 5 приложения 1. На основе данных этой таблицы строят экономическую характеристику (диаграмма 5) - зависимость Q_s от скорости движения V для трёх значений коэффициентов дорожных сопротивлений \square .

Литература

1. Кобозев А.К., Швецов И.И. Тракторы и автомобили: теория ДВС: курс лекций для студентов 3 курса факультета механизации сельского хозяйства, обучающихся по направлению подготовки «Агроинженерия» [Электронный ресурс], Ставрополь: СтГАУ, 2014. 189 с.

2. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: учеб. для вузов. М.: Колос, 2004. 302 с.

3. Тракторы: теория: учеб. для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.

4. Чернышев В.А. Тяговый расчет трактора. М., 1982. 53 с.

5. Александров Г.Я., Груздев В.В., Федоров П.В. Тракторы и автомобили. Раздел «Теория тракторов и автомобилей»: методические указания и задание для курсовой работы. М.: ВСХИЗО, 1993. 47 с.

6. ГОСТ 7463-80 Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин.

7. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет авто-тракторных двигателей. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1992. 414 с.

8. Николаенко А.В., Хватов В.Н. Повышение эффективности использования тракторных дизелей в сельском хозяйстве. Л.: Агропромиздат, 1986. 191 с.

9. Антышев Н.М., Бычков Н.И. Справочник по эксплуатации тракторов. М.: Ростсельхозиздат, 1985. 336 с.

10. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие. М.: Высшая школа, 1971. 344 с.

11. Теория трактора и автомобиля: учебное пособие по выполнению курсовой работы / Л.Е. Агеев, В.Н. Сидоров, В.К. Спиридонов, В.И. Чащинов, С.В. Потапов. Брянск: Брянская ГСХА, 2002. 155 с.

Приложение 1 – Пример оформления расчетов в виде таблиц и построения графиков в программе «Excel».

Таблица 1 – Исходные данные для построения регуляторной характеристики тракторного дизеля

$g_{ен}$, г/кВт·ч	240	δ_p	1,075
$N_{ен}$, кВт	106,1	δ_T	0,3
$n_{ен}$, с ⁻¹	32,4		
$n_{ехх}$, с ⁻¹	34,8		
n_{emin} , с ⁻¹	13		

n_e , с ⁻¹	N_e , кВт	M_e , Н·м	G_T , кг/ч	g_e , г/кВт·ч	x
13	49,33	603,88	12,87	260,84	0,4012
14,94	57,44	611,92	14,42	250,98	0,4611
16,88	65,36	616,23	15,87	242,83	0,5210
18,82	72,94	616,80	17,24	236,40	0,5809
20,76	80,04	613,62	18,55	231,70	0,6407
22,70	86,53	606,71	19,79	228,70	0,7006
24,64	92,28	596,07	20,99	227,43	0,7605
26,58	97,15	581,68	22,14	227,87	0,8204
28,52	100,99	563,56	23,23	230,03	0,8802
30,46	103,67	541,70	24,25	233,91	0,9401
32,40	106,13	521,31	25,42	239,50	1,0000
33,05	79,38	382,29	20,67	260,42	1,0200
34,02	37,14	173,77	13,56	364,96	1,0500
34,83	0,00	0,00	7,63	3650	1,0750

Диаграмма 1 - Регуляторная характеристика дизеля, как функция частоты вращения

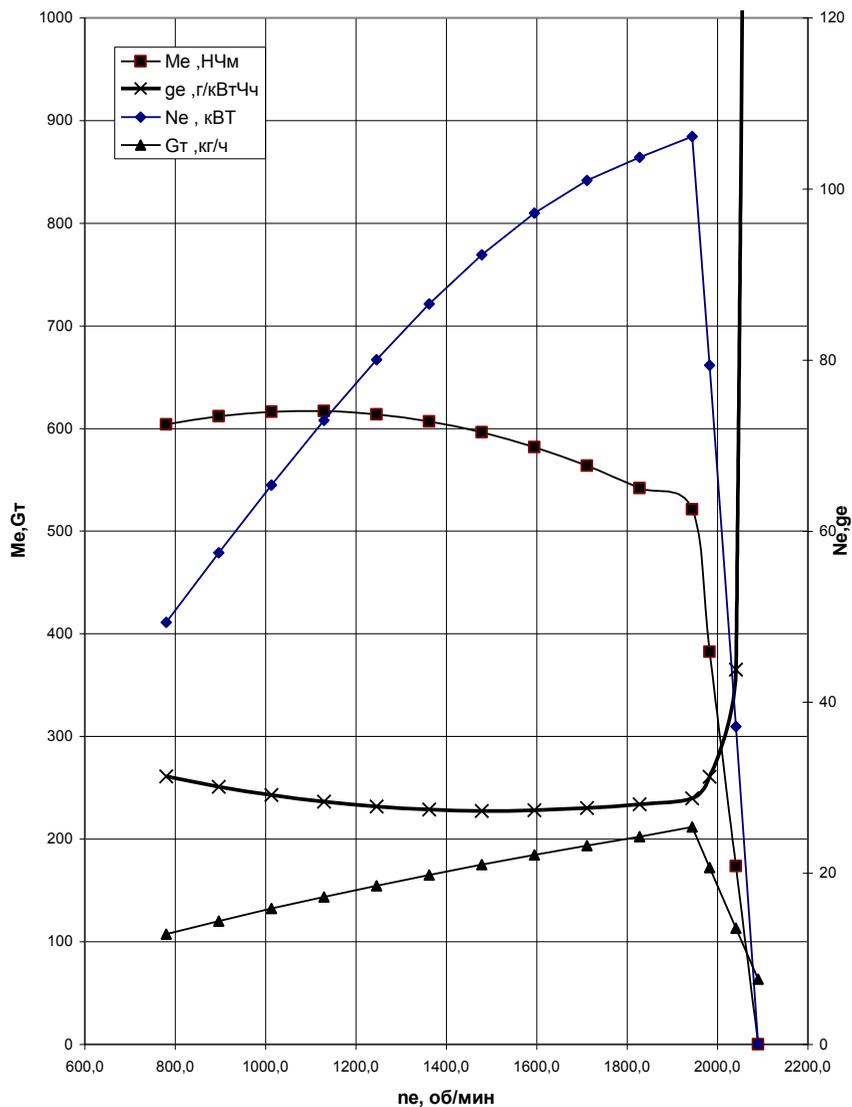


Таблица 2 – Исходные данные для построения тяговой характеристики трактора

I передача										
n_e, c^{-1}	$P_{кр}, кН$	$P_k, кН$	$V_T, м/с$	δ	$V_d, м/с$	$N_{кр}, кВт$	$i_{тр1}$	$g_{кр}, г/кВт\cdotч$	$M_{спр}$	$194,55$
13,00	28,74	42,40	1,011	0,217	0,792	22,76		565,2	η_T	$P_{кр}/G_{цл}^{т\%}$
14,94	29,31	42,97	1,162	0,225	0,901	26,40		546,2		0,715
16,88	29,61	43,27	1,313	0,229	1,012	29,95		529,9		0,729
18,82	29,65	43,31	1,464	0,230	1,127	33,41		516,0		0,737
20,76	29,43	43,09	1,615	0,227	1,249	36,74		504,7		0,738
22,70	28,94	42,60	1,766	0,220	1,378	39,88		496,3		0,732
24,64	28,19	41,85	1,916	0,209	1,515	42,72		491,2		0,720
26,58	27,18	40,84	2,067	0,197	1,660	45,13		490,5		0,702
28,52	25,91	39,57	2,218	0,183	1,811	46,94		494,9		0,677
30,46	24,38	38,04	2,369	0,170	1,967	47,94		505,9		0,645
32,40	22,94	36,60	2,520	0,160	2,117	48,58		523,2	0,4578	0,607
33,05	13,18	26,84	2,570	0,095	2,326	30,66		674,2		0,328
33,92	0,00	13,66	2,638	0,000	2,638	0,00		беск		0,000
II передача										
n_e, c^{-1}	$P_{кр}, кН$	$P_k, кН$	$V_T, м/с$	δ	$V_d, м/с$	$N_{кр}, кВт$	$i_{тр2}$	$g_{кр}, г/кВт\cdotч$	$M_{спр}$	$218,47$
13,00	24,10	37,76	1,135	0,168	0,945	22,77		565,0	η_T	$P_{кр}/G_{цл}^{т\%}$
14,94	24,60	38,26	1,305	0,172	1,081	26,59		542,2		0,600
16,88	24,87	38,53	1,474	0,174	1,218	30,29		524,0		0,612
18,82	24,91	38,57	1,644	0,174	1,357	33,81		510,0		0,619
20,76	24,71	38,37	1,813	0,173	1,500	37,07		500,3		0,620
22,70	24,28	37,94	1,983	0,169	1,647	39,99		494,9		0,615
24,64	23,61	37,27	2,152	0,164	1,799	42,47		494,2		0,604
26,58	22,71	36,37	2,322	0,158	1,954	44,38		498,8		0,588
28,52	21,58	35,24	2,491	0,152	2,113	45,58		509,6		0,565
30,46	20,21	33,87	2,660	0,145	2,273	45,95		527,8		0,537
32,40	18,94	32,60	2,830	0,137	2,443	46,26		549,4	0,4359	0,503
33,05	10,24	23,90	2,886	0,074	2,673	27,38		755,0		0,471
33,81	0,00	13,66	2,953	0,000	2,953	0,00		беск		0,255
III передача										
n_e, c^{-1}	$P_{кр}, кН$	$P_k, кН$	$V_T, м/с$	δ	$V_d, м/с$	$N_{кр}, кВт$	$i_{тр3}$	$g_{кр}, г/кВт\cdotч$	$M_{спр}$	$245,33$
13,00	19,96	33,63	1,275	0,144	1,091	21,79		590,5	η_T	$P_{кр}/G_{цл}^{т\%}$
14,94	20,41	34,07	1,465	0,146	1,251	25,53		564,6		0,497
16,88	20,65	34,31	1,656	0,147	1,412	29,15		544,4		0,508
18,82	20,68	34,34	1,846	0,148	1,573	32,55		529,8		0,514
20,76	20,51	34,17	2,036	0,147	1,737	35,63		520,5		0,515
22,70	20,12	33,78	2,226	0,145	1,903	38,30		516,7		0,510
24,64	19,53	33,19	2,417	0,141	2,076	40,55		517,6		0,501
26,58	18,73	32,39	2,607	0,135	2,255	42,23		524,2		0,486
28,52	17,72	31,38	2,797	0,128	2,440	43,23		537,4		0,466
30,46	16,50	30,16	2,988	0,119	2,632	43,43		558,4		0,441
32,40	15,37	29,03	3,178	0,111	2,825	43,42		585,4	0,4091	0,411
33,05	7,63	21,29	3,241	0,055	3,063	23,36		885,0		0,382
33,69	0,00	13,66	3,304	0,000	3,304	0,00		беск		0,190

Продолжение таблицы 2

IV передача						$i_{тр4}$	42,55	$M_{снр}$	275,50
n_e, c^{-1}	$P_{кр}, кН$	$P_k, кН$	$V_T, м/с$	δ	$V_d, м/с$	$N_{кр}, кВт$	$g_{кр}, г/кВт·ч$	η_T	$P_{кр}/G_{сцл}^{\phi}$
13,00	16,28	29,94	1,432	0,117	1,264	20,57	625,3		0,405
14,94	16,68	30,34	1,645	0,120	1,447	24,15	597,1		0,415
16,88	16,90	30,56	1,859	0,122	1,632	27,58	575,4		0,421
18,82	16,92	30,58	2,073	0,122	1,820	30,80	559,9		0,421
20,76	16,77	30,43	2,286	0,121	2,010	33,70	550,3		0,417
22,70	16,42	30,08	2,500	0,119	2,204	36,19	546,8		0,409
24,64	15,90	29,56	2,714	0,115	2,403	38,19	549,6		0,396
26,58	15,18	28,84	2,928	0,110	2,607	39,58	559,3		0,378
28,52	14,28	27,94	3,141	0,103	2,817	40,24	577,3		0,355
30,46	13,20	26,86	3,355	0,095	3,035	40,06	605,3		0,329
32,40	12,19	25,85	3,569	0,088	3,255	39,67	640,7	0,3738	0,303
33,05	5,30	18,96	3,640	0,038	3,501	18,54	1115,2		0,132
33,55	0,00	13,66	3,695	0,000	3,695	0,00	беск		0,000

V передача						$i_{тр4}$	37,89	$M_{снр}$	309,37
n_e, c^{-1}	$P_{кр}, кН$	$P_k, кН$	$V_T, м/с$	δ	$V_d, м/с$	$N_{кр}, кВт$	$g_{кр}, г/кВт·ч$	η_T	$P_{кр}/G_{сцл}^{\phi}$
13,00	13,00	26,66	1,608	0,094	1,457	18,95	679,1		0,324
14,94	13,36	27,02	1,848	0,096	1,670	22,31	646,3		0,333
16,88	13,55	27,21	2,088	0,098	1,884	25,52	621,8		0,337
18,82	13,57	27,24	2,328	0,098	2,100	28,50	605,0		0,338
20,76	13,43	27,10	2,568	0,097	2,319	31,15	595,3		0,334
22,70	13,13	26,79	2,808	0,095	2,542	33,37	593,1		0,327
24,64	12,66	26,32	3,048	0,091	2,769	35,06	598,7		0,315
26,58	12,02	25,68	3,287	0,087	3,002	36,10	613,2		0,299
28,52	11,22	24,88	3,527	0,081	3,242	36,38	638,5		0,279
30,46	10,26	23,92	3,767	0,074	3,488	35,79	677,6		0,255
32,40	9,36	23,02	4,007	0,068	3,737	34,97	726,9	0,3295	0,233
33,05	3,22	16,88	4,087	0,023	3,992	12,86	1608,1		0,080
33,39	0,00	13,66	4,129	0,000	4,129	0,00	беск		0,000

VI передача						$i_{тр4}$	33,74	$M_{снр}$	347,41
n_e, c^{-1}	$P_{кр}, кН$	$P_k, кН$	$V_T, м/с$	δ	$V_d, м/с$	$N_{кр}, кВт$	$g_{кр}, г/кВт·ч$	η_T	$P_{кр}/G_{сцл}^{\phi}$
13,00	10,08	23,75	1,806	0,073	1,674	16,88	762,1		0,251
14,94	10,40	24,06	2,075	0,075	1,919	19,96	722,2		0,259
16,88	10,57	24,23	2,344	0,076	2,166	22,89	693,3		0,263
18,82	10,59	24,25	2,614	0,076	2,414	25,57	674,3		0,264
20,76	10,47	24,13	2,883	0,076	2,666	27,90	664,6		0,261
22,70	10,20	23,86	3,153	0,074	2,921	29,78	664,5		0,254
24,64	9,78	23,44	3,422	0,071	3,181	31,10	674,8		0,243
26,58	9,21	22,87	3,692	0,066	3,446	31,75	697,3		0,229
28,52	8,50	22,16	3,961	0,061	3,718	31,60	735,1		0,212
30,46	7,64	21,30	4,231	0,055	3,997	30,54	794,1		0,190
32,40	6,84	20,50	4,500	0,049	4,278	29,25	868,9	0,2756	0,170
33,05	1,37	15,03	4,590	0,010	4,545	6,23	3316,6		0,034
33,21	0,00	13,66	4,613	0,000	4,613	0,00	беск		0,000

Диарамма 2 - Тяговая характеристика трактора

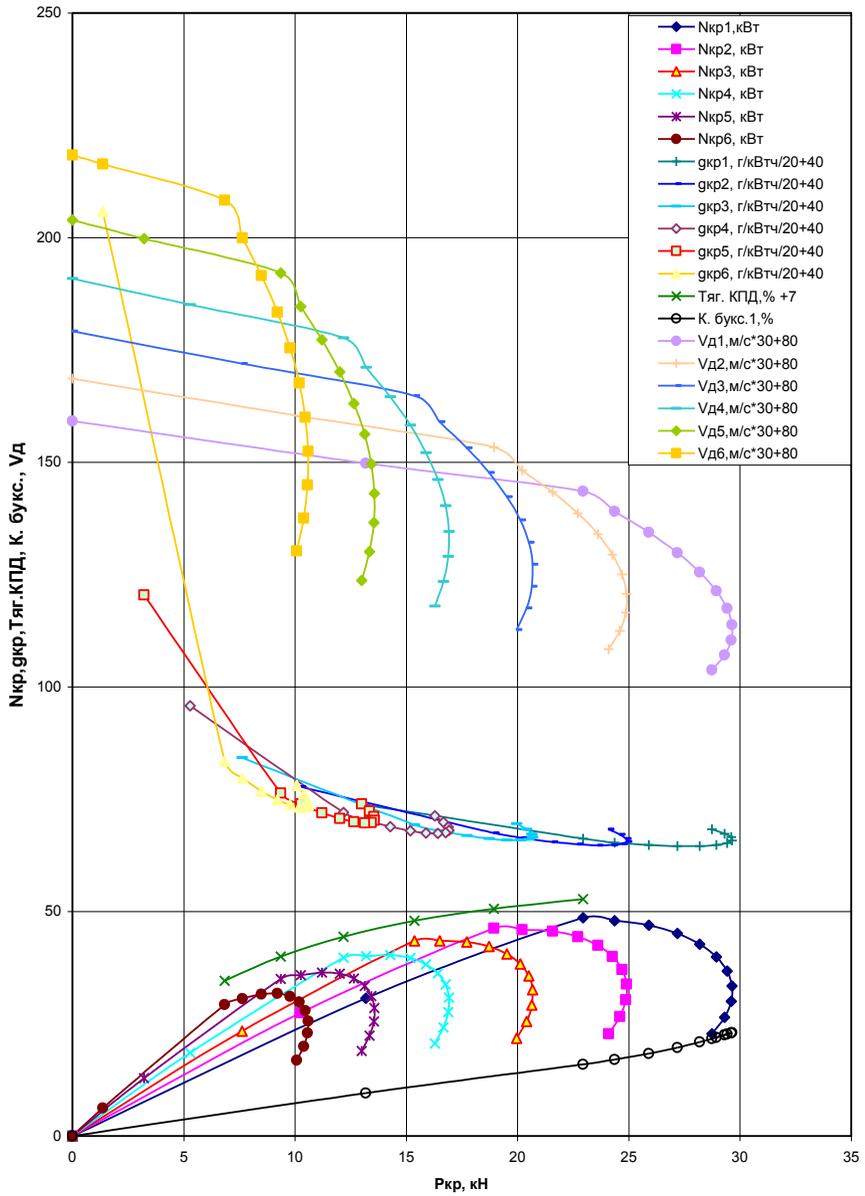


Таблица 3 – Исходные данные для построения внешней скоростной характеристики автомобильного двигателя

$g_{ен}$, г/кВт·ч	214	a	0,87	a_1	1,55
$N_{ен}$, кВт	188,1	b	1,12	b_1	1,55
$\eta_{ен}$, c^{-1}	46,40	c	1	c_1	1
$\eta_{ев}$, c^{-1}	46,4	$N_{ев}$, кВт	188,1		
η_{emin} , c^{-1}	13				
η_e , c^{-1}	N_e , кВт	M_e , Н·м	G_T , кг/ч	g_e , г/кВт·ч	x
13	58,2	713,0	14,9	256,1552	0,280172
15,78333	72,6	732,4	17,7	244,1935	0,340158
18,56667	87,2	747,1	20,4	233,7755	0,400144
21,35	101,6	757,1	22,8	224,9011	0,460129
24,13333	115,6	762,5	25,2	217,5703	0,520115
26,91667	129,1	763,3	27,3	211,7831	0,580101
29,7	141,7	759,4	29,4	207,5395	0,640086
32,48333	153,3	750,9	31,4	204,8396	0,700072
35,26667	163,5	737,7	33,3	203,6833	0,760057
38,05	172,1	719,9	35,1	204,0705	0,820043
40,83333	178,9	697,5	36,9	206,0015	0,880029
43,61667	183,7	670,4	38,5	209,476	0,940014
46,4	188,1	645,1	40,3	214,4941	1

Диаграмма 3 - Скоростная характеристика автомобильного двигателя

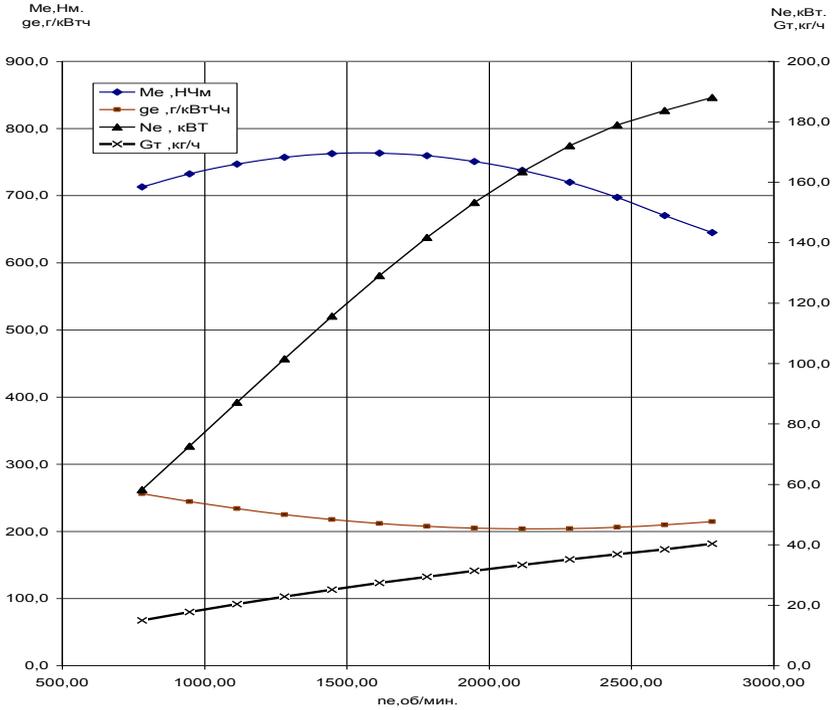


Таблица 4 – Исходные данные для построения динамической характеристики автомобиля

n_e, c^{-1}	I передача			i_{np}	40,627
	$V_1, M/c$	$P_{к1}, кН$	$P_{w1}, кН$		
13,00	0,9994	52,13	0,0035		0,3360
15,78	1,2134	53,54	0,0052		0,3451
18,57	1,4274	54,62	0,0072		0,3520
21,35	1,6414	55,35	0,0095		0,3567
24,13	1,8554	55,75	0,0121		0,3593
26,92	2,0693	55,80	0,0150		0,3596
29,70	2,2833	55,52	0,0183		0,3578
32,48	2,4973	54,90	0,0219		0,3537
35,27	2,7113	53,93	0,0258		0,3475
38,05	2,9253	52,63	0,0300		0,3391
40,83	3,1392	50,99	0,0346		0,3285
43,62	3,3532	49,01	0,0395		0,3157
46,40	3,5672	47,16	0,0447		0,3037

II передача

i_{np}

25,705

n_e, c^{-1}	$V_2, M/c$	P_{K2}, KH	P_{W2}, KH	D_2
13,00	1,5796	32,98	0,0088	0,2125
15,78	1,9178	33,88	0,0129	0,2183
18,57	2,2560	34,56	0,0179	0,2226
21,35	2,5942	35,02	0,0236	0,2256
24,13	2,9324	35,27	0,0302	0,2272
26,92	3,2706	35,31	0,0376	0,2273
29,70	3,6088	35,13	0,0457	0,2261
32,48	3,9470	34,73	0,0547	0,2235
35,27	4,2852	34,12	0,0645	0,2195
38,05	4,6234	33,30	0,0750	0,2142
40,83	4,9616	32,26	0,0864	0,2074
43,62	5,2998	31,01	0,0986	0,1992
46,40	5,6380	29,84	0,1116	0,1916

III передача		i_{TP}		16,264
n_e, c^{-1}	$V_3, M/c$	P_{K3}, KH	P_{W3}, KH	D_3
13,00	2,4966	20,87	0,0219	0,1344
15,78	3,0312	21,43	0,0323	0,1380
18,57	3,5657	21,86	0,0446	0,1406
21,35	4,1002	22,16	0,0590	0,1424
24,13	4,6347	22,32	0,0754	0,1434
26,92	5,1693	22,34	0,0938	0,1434
29,70	5,7038	22,22	0,1142	0,1425
32,48	6,2383	21,98	0,1366	0,1408
35,27	6,7729	21,59	0,1610	0,1381
38,05	7,3074	21,07	0,1875	0,1346
40,83	7,8419	20,41	0,2159	0,1302
43,62	8,3765	19,62	0,2463	0,1249
46,40	8,9110	18,88	0,2788	0,1199

Продолжение таблицы 4

IV передача		i_{TP}		10,290
n_e, c^{-1}	$V_4, M/c$	P_{K4}, KH	P_{W4}, KH	D_4
13,00	3,9459	13,20	0,0547	0,0848
15,78	4,7908	13,56	0,0806	0,0869
18,57	5,6356	13,83	0,1115	0,0884
21,35	6,4805	14,02	0,1474	0,0894
24,13	7,3253	14,12	0,1884	0,0898
26,92	8,1701	14,13	0,2343	0,0896
29,70	9,0150	14,06	0,2853	0,0888
32,48	9,8598	13,90	0,3413	0,0874
35,27	10,7046	13,66	0,4023	0,0855
38,05	11,5495	13,33	0,4683	0,0829
40,83	12,3943	12,91	0,5393	0,0798
43,62	13,2392	12,41	0,6153	0,0761
46,40	14,0840	11,95	0,6963	0,0725

n_e, c^{-1}	V передача V5, м/с	$P_{к5}, \text{кН}$	i_{TP} $P_{w5}, \text{кН}$	6,511 D5
13	6,2366	8,35	0,1365	0,0530
15,78333	7,5719	8,58	0,2013	0,0540
18,56667	8,9072	8,75	0,2785	0,0546
21,35	10,2425	8,87	0,3683	0,0548
24,13333	11,5778	8,93	0,4706	0,0546
26,91667	12,9130	8,94	0,5854	0,0539
29,7	14,2483	8,90	0,7127	0,0528
32,48333	15,5836	8,80	0,8525	0,0512
35,26667	16,9189	8,64	1,0049	0,0492
38,05	18,2542	8,43	1,1697	0,0468
40,83333	19,5894	8,17	1,3471	0,0440
43,61667	20,9247	7,85	1,5371	0,0407
46,4	22,2600	7,56	1,7395	0,0375

Диаграмма 4 - Динамическая характеристика автомобиля

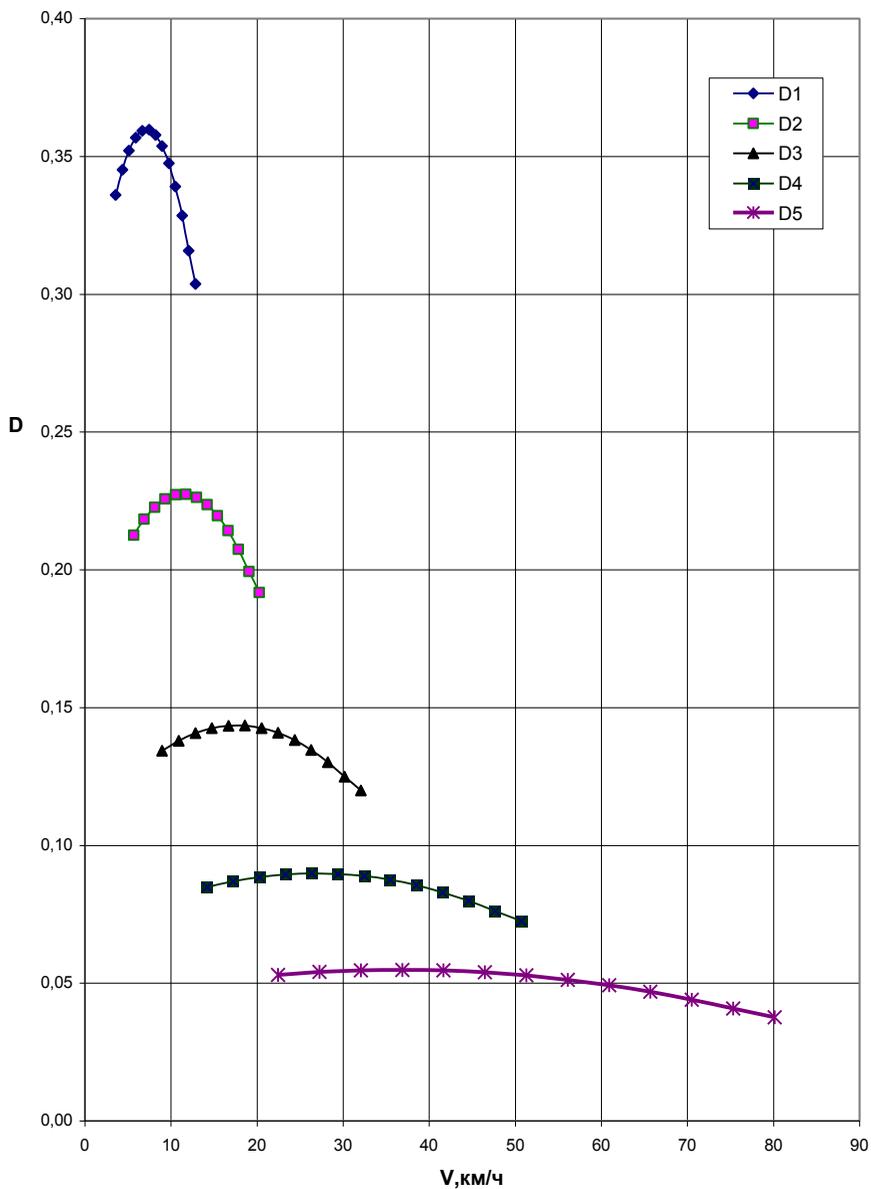
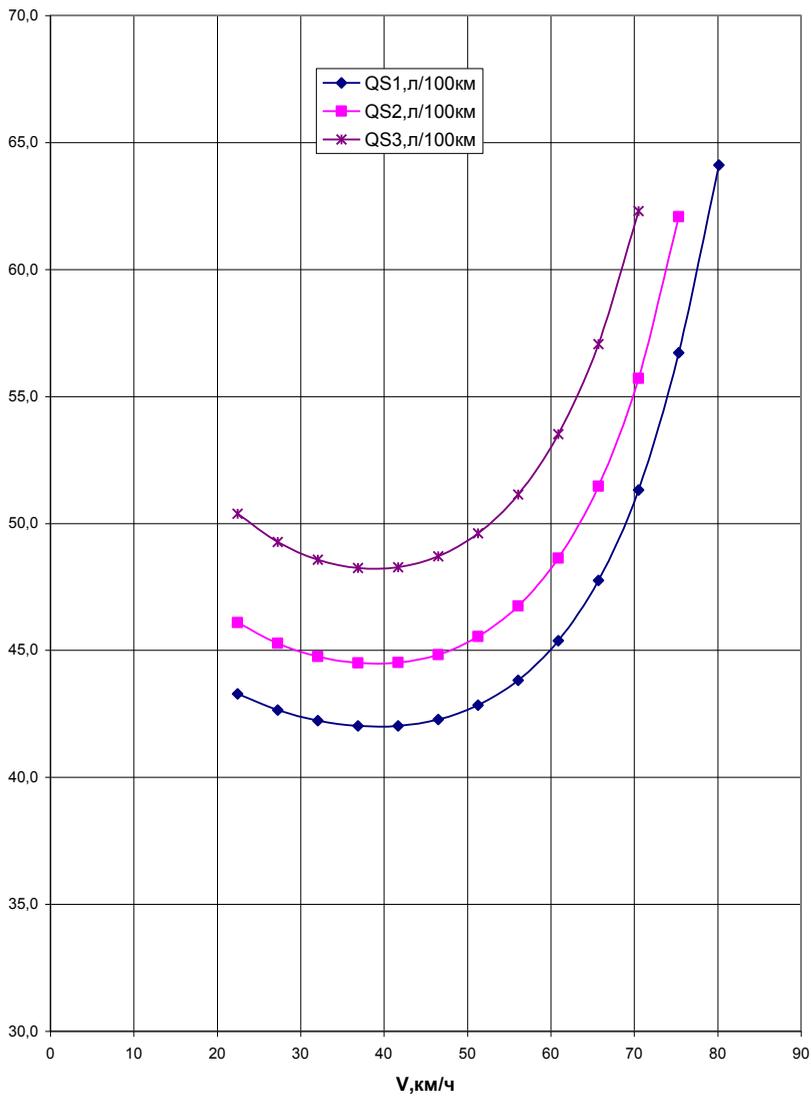


Таблица 5 – Исходные данные для построения экономической характеристики автомобиля

ϕ_{v1}	0,039	$V_{\text{МИН}}, \text{М/С}$	6,24	$V_{\text{МАКС}}, \text{М/С}$	0,00	$g_{\text{ЕН}}, \text{Г/КВТ}\cdot\text{Ч}$	214,49	ρ , КГ/Л	0,825
ϕ_{v2}	0,0411	$V_{\text{МИН}}, \text{М/С}$	6,24	$V_{\text{МАКС}}, \text{М/С}$	20,92	K_w , КГ/М ³	0,59	m , КГ	15814
ϕ_{v3}	0,0438	$V_{\text{МИН}}, \text{М/С}$	6,24	$V_{\text{МАКС}}, \text{М/С}$	19,59	F , М ²	5,95	$\eta_{\text{ТРЗ}}$	0,922
n_e , С ⁻¹	$V_5, \text{М/С}$	N_{e1} , КВТ	N_{e2} , КВТ	N_{e3} , КВТ	k_n	$N_{e_{\text{ВН}}}$, КВТ	k_{N1}	k_{N2}	k_{N3}
13,00	6,24	41,85	44,06	46,93	1,0692	58,24	0,7897	0,7989	0,8197
15,78	7,57	51,34	54,02	57,51	1,0447	72,63	0,7880	0,7952	0,8128
18,57	8,91	61,14	64,29	68,40	1,0227	87,15	0,7874	0,7936	0,8097
21,35	10,24	71,31	74,93	79,65	1,0033	101,57	0,7875	0,7936	0,8094
24,13	11,58	81,89	85,98	91,32	0,9868	115,63	0,7882	0,7951	0,8119
26,92	12,91	92,94	97,51	103,46	0,9734	129,09	0,7899	0,7986	0,8174
29,70	14,25	104,52	109,56	116,13	0,9634	141,72	0,7936	0,8048	0,8271
32,48	15,58	116,68	122,19	129,37	0,9571	153,26	0,8005	0,8154	0,8426
35,27	16,92	129,47	135,45	143,25	0,9549	163,47	0,8129	0,8326	0,8664
38,05	18,25	142,95	149,41	157,82	0,9573	172,12	0,8338	0,8599	0,9025
40,83	19,59	157,18	164,10	173,14	0,9646	178,95	0,8680	0,9026	0,9567
43,62	20,92	172,20	179,60		0,9774	183,72	0,9230	0,9687	
46,40	22,26	188,08			0,9962	188,08	0,9970		
g_{e1} , Г/КВТ Ч	g_{e2} , Г/КВТ Ч	g_{e3} , Г/КВТ Ч	Q_{S1} , Л/100КМ	Q_{S2} , Л/100КМ	Q_{S3} , Л/100КМ	V_5 , КМ/Ч			
181,1	183,2	188,0	43,3	46,1	50,4	22,4519			
176,6	178,2	182,1	42,6	45,3	49,3	27,25891			
172,7	174,1	177,6	42,2	44,8	48,6	32,06591			
169,5	170,8	174,2	42,0	44,5	48,2	36,87292			
166,8	168,3	171,8	42,0	44,5	48,3	41,67993			
164,9	166,7	170,7	42,3	44,8	48,7	46,48694			
164,0	166,3	170,9	42,8	45,5	49,6	51,29395			
164,3	167,4	173,0	43,8	46,7	51,1	56,10096			
166,5	170,5	177,5	45,4	48,6	53,5	60,90797			
171,2	176,6	185,3	47,7	51,5	57,1	65,71497			
179,6	186,7	197,9	51,3	55,7	62,3	70,52198			
193,5	203,1		56,7	62,1		75,32899			
213,0			64,1			80,136			

Диаграмма 5 - Экономическая характеристика автомобиля

Qs, л/100км



Приложение 2 - Справочные данные по тракторным и автомобильным шинам

Для тракторов		
<i>Направляющие колёса</i>		
4,00-16	0,14-0,2	185-230 (1,81-2,26)
5,50-16	0,14-0,25	300-420 (2,94-4,12)
6,00-16	0,14-0,25	390-550 (3,83-5,4)
6,50-20	0,14-0,27	450-660 (4,41-6,47)
8,00-20	0,14-0,25	680-925 (6,67-9,07)
9,00-16	0,14-0,25	780-1100 (7,65-10,79)
<i>Ведущие колёса</i>		
8-32	0,08-0,17	535-680 (5,25-6,67)
9-20	0,08-0,14	500-695 (4,9-6,82)
9-42	0,08-0,14	695-1180 (6,82-11,58)
10-28	0,08-0,11	690-845 (6,77-8,29)
11-38	0,08-0,15	975-1410 (9,56-13,83)
12-38	0,08-0,14	1130-1570 (11,09-15,4)
13-30	0,1-0,13	1360-1550 (13,34-15,21)
15-20	0,11-0,14	2100-2420 (20,6-23,74)
Для грузовых автомобилей и прицепов		
6,50-20	0,275-0,35	500-750 (4,9-7,36)
7,50-20	0,275-0,35	850-1000 (8,34-9,81)
8,25-20	0,275-0,4	1000-1300 (9,81-12,75)
9,00-20	0,325-0,45	1250-1550 (12,26-15,21)
10,00-18	0,35-0,50	1400-1700 (13,73-16,68)
10,00-20	0,35-0,50	1500-1800 (14,72-17,66)
11,00-20	0,35-0,50	1700-2050 (16,67-20,11)
12,00-20	0,425-0,55	2100-2400 (20,6-23,54)

Приложение 3 – Технические характеристики тракторных двигателей

Показатели	Д-21А1	Д-144	Д-240	Д-241Л	А-41	СМД-60	СМД-62	ЯМЗ-626	А-01М	Д-245
Мощность, кВт	18,4	46,3	56,6	52,9	66,2	110,7	121,3	221	95,6	77,2
Номинальная частота вращения, с	30	33,3	36,7	35	29,2	33,3	35	31,6	28,3	36,7
Литровая мощность, кВт/л	8,8	11,1	11,9	11,1	8,9	12,1	13,2	9,9	8,6	16,2
Удельная масс, кг/кВт ч	11,2	5,3	5,6	6	10,3	6,2	5,6	5,6	8,7	4,2
Расход топлива, кг/ч	4,8	11,3	13,5	12,6	16,6	27	29,7	51	24	18,4
Удельный расход топлива, г/кВт ч	258	245	238	238	252	245	245	231	252	238
Число и расположение цилиндров	2Р	4Р	4Р	4Р	4Р	6V90°	6V90°	12V90°	6Р	4Р
Размерность, DхS мм	105X120	105X120	110X125	110X125	130X140	130X115	130X115	130X140	130X140	110X125
S/D	1,143	1,143	1,136	1,136	1,077	0,885	0,885	1,077	1,077	1,136
Рабочий объем, V _н л	2,88	4,15	4,75	4,75	7,43	9,15	9,15	22,3	11,15	4,75
$\lambda = R/L$	0,279	0,279	0,272	0,272	0,264	0,274	0,274	0,264	0,264	0,272
Масса поршневого комплекта, m _п кг	2,15	2,15	2,544	2,544	4,15	3,618	3,618	4,12	4,15	2,544
Значение m _п /F _н , кг/м ²	254	254	264	264	313	350	350	310	313	264
Масса шатуна m _ш , кг	2,584	2,584	2,7	2,7	4,023	3,682	3,682	4,623	4,623	2,7
Значение m _ш /F _н , кг/м ²	300	300	261	261	349	355	355	349	349	261

Приложение 4 – Технические характеристики автомобильных двигателей

Показатели	Зил-645	КамАЗ-740	ГАЗ-542	ММЗ-245-640	ЯМЗ-238Н	ЗИЛ-508.10	ГАЗ-53.11	ЗИЛ-845	ЯМЗ-236	ГАЗ-4026	ЗМЗ-66-06
Мощность, кВт	136	161	92	86	235	110	88,3	162	132,3	73,5	88,3
Номинальная частота вращения, с	46,7	43,33	46,7	40	35	53,3	53,3	46,7	35	75	53,3
Литровая мощность, кВт/л	15,56	14,24	14,6	18,1	15,83	18,39	19,9	15,56	11,87	-	19,9
Удельная масс, кг/кВт ч	4,78	5,06	-	7,34	4,69	4,5	3,25	4,78	6,7	-	3,25
Расход топлива, кг/ч	31,28	35,42	20,7	20,21	57,6	33	26,5	38,6	31,5	20,95	26,5
Удельный расход топлива, г/кВт ч	230	220	225	235	245	300	300	238	238	285	300
Число и расположение цилиндров	8V	8V	6P	4P	8V	6V	8V	8V	6V	4P	8V
Размерность, DхS мм	110X115	120X120	105X120	110X125	130X140	100X95	92X80	110X115	130X140	92X92	92X80
S/D	1,045	1,0	1,143	1,136	1,077	0,95	0,87	1,045	1,077	1,0	0,87
Рабочий объем, V _н , л	8,74	10,85	6,3	4,75	14,86	6,0	4,25	8,74	11,15	2,445	4,25
λ=R/L	0,257	0,268	0,260	0,272	0,264	0,257	0,295	0,257	0,264	-	0,295
Степень сжатия, ε	18,5	17	18	16	16,5	7,1	7,0	18,5	16,5	8,2	7,0
Среднее эффективное давление, МПа	0,667	0,654	0,7	0,905	0,902	0,69	0,78	0,794	0,68	0,8	0,78

Приложение 5 – Размеры движителя гусеничного трактора

Марка трактора	Шаг звена гусеничной цепи, м	Число активно действующих зубьев ведущей шестерни
ДТ - 75; ДТ - 75М	0,17	13
Т - 150	0,17	14
Т - 4А	0,176	13
Т – 130; Т-170	0,203	13
Т – 70С	0,176	11,5

Приложение 6 – Шины ведущих колес (ГОСТ 7364-80) для тракторов и самоходных шасси

Обозначение шины	Марка трактора	Давление воздуха в шинах, МПа	Грузоподъемность шины в Н при указанном давлении
9,5-32	Т-25А		
	Т-16М	0,078-0,206	5930-10450
11,2-28	Т-30	0,078-0,175	5820-10990
13,6R38	Т-40	0,098-0,157	12460-16280
	ЮМЗ-6		
15,5R38	МТЗ-100	0,098-0,176	14270-20210
	МТЗ-80		
21,3R24	Т-150К	0,098-0,157	18640-24520
28,1R26	К-701	0,108-0,167	32370-41200

Примеры обозначения шин:

обычного профиля - 9,5-32,
 низкопрофильных - 18,4L-30; 16,5/70-18,
 радиальных - 15,5R38,
 где, 9,5; 18,4; 16,5; 15,5 - условное обозначение ширины профиля в дюймах;
 32;30;18;38 - условное обозначение посадочного диаметра шины (обода);
 70 - обозначение отношения высоты профиля к его ширине

Приложение 7 – Коэффициент сопротивления качению f и коэффициент сцепления ϕ трактора и автомобиля

Вид дороги или почвы (агрофона)	Тракторы на пневматических шинах		Гусеничные тракторы	
	ϕ	f	ϕ	f
Асфальтированное шоссе	0,8-0,9	0,01-0,02	-	-
Гравийное шоссе	0,6	0,02-0,03	-	-
Грунтовая сухая дорога	0,6-0,8	0,025- 0,045	0,9-1,0	0,02-0,07
Скошенный луг, влажный	0,6-0,8	0,08	0,7-0,9	0,07
Целина, плотная залежь	0,7...0,9	0,05...0,07	1,0...1,1	0,06...0,07
Залежь, 2-3 летняя,	0,6...0,8	0,06...0,08	0,8...1,0	0,06...0,07
Песок	0,3-0,4	0,16-0,18	0,4-0,5	0,1-0,15
Стерня	0,6...0,8	0,08...0,10	0,8...1,0	0,06...0,08
Слежавшаяся пахота	0,5	0,08-0,12	0,6	0,08
Укатанная снежная дорога	0,3-0,4	0,03-0,04	0,5-0,7	0,06-0,07
Обледенелая дорога	0,1-0,3	0,02-0,025	0,2-0,4	0,03-0,04
Вспаханное поле	0,5...0,7	0,12...0,18	0,6...0,8	0,08...0,10
Поле, подготовленное под посев	0,4...0,6	0,16...0,18	0,6...0,7	0,09...0,12
Болотно – торфяная целина, осушенная	-	-	0,4...0,6	0,11...0,14
	Автомобили			
Асфальтированное шоссе	0,6-0,75	0,015- 0,020	-	-
Гравийно-щебёночная до- рога	0,5-0,65	0,020- 0,030	-	-
Булыжная мостовая	0,4-0,5	0,025- 0,035	-	-
Грунтовая сухая дорога	0,5-0,7	0,03-0,05	-	-
Грунтовая дорога после дождя	0,35-0,5	0,05-0,15	-	-
Песок	0,65-0,75	0,17-0,3	-	-
Укатанная снежная дорога	0,3-0,35	0,03-0,04	-	-

Учебное издание

Потапов Сергей Владимирович
Дьяченко Антон Вячеславович

Теория трактора и автомобиля

методические указания
для студентов обучающихся, по направлениям подготовки
бакалавриат:

35.03.06 – «Агроинженерия»

23.03.02 – «Наземные транспортно-технологические
комплексы»

Редактор Осипова Е.Н.

Подписано к печати 05.03.2018 г. Формат 60x84. 1/16.
Бумага офсетная. Усл. п.л. 3,72. Тираж 25 экз. Изд. 5544.

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365, Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино,
Брянский ГАУ