
В. А. Потапов

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТРАКТОРЫ
И АВТОМОБИЛИ»**

Репозиторий ЦРГу

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования «Барановичский государственный университет»

В. А. Потапов

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТРАКТОРЫ
И АВТОМОБИЛИ»**

Библиотека БарГУ



0010 6464

Барановичи
БарГУ
2015

УДК 631.3(072)

ББК 39.3я7

П64

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой механизации и энергообеспечения производства учреждения образования «Барановичский государственный университет» В. А. Дремук,
кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технологии машиностроения учреждения образования «Барановичский государственный университет» М. В. Нерода

Потапов, В. А.

П64 Методические рекомендации по выполнению курсовой работы по дисциплине «Тракторы и автомобили» / В. А. Потапов ; М-во образования Респ. Беларусь, Барановичский государственный университет. — Барановичи : БарГУ, 2015. — 52 с.

ISBN 978-985-498-682-1.

Описан процесс подготовки к выполнению курсовой работы, методика расчёта и построения основных глав курсовой работы согласно требованиям методических указаний.

Подробно дана методика расчёта трактора и автомобиля, в приложениях приведены справочные данные, Курсовая работа включает графическую часть в виде 2 листов формата А1. Требования к содержанию графической части изложены в разделе 4.

Предназначено для студентов инженерного факультета специальности 1-74 06 01 «Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства».

УДК 631.3(072)

ББК 39.3я7

ISBN 978-985-498-682-1

© БарГУ, 2015



1 ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ ТРАКТОРА

1.1 Задачи расчёта и исходные данные

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

Тяговый расчёт производится студентом для основного агрофона в соответствии заданием на курсовую работу. Результаты тягового расчёта используются для подготовки исходных данных для расчёта регуляторной характеристики двигателя и тяговой характеристики трактора.

1.2 Определение рабочего тягового диапазона

Тяговый диапазон проектируемого трактора на основных передачах должен охватить всю сумму нагрузок в соответствии с агротехническими требованиями, предъявляемыми к трактору данного тягового класса, и некоторую часть нагрузок, относящихся к тяговой зоне соседних с ним классов. Перекрывание тяговых зон позволяет выполнять некоторые работы тракторами смежных классов, что расширяет сферу применения имеющихся в хозяйстве тракторов [2].

Каждому из классов типажа соответствует определённая номинальная сила тяги на крюке $P_{кр.н}$, кН, которую должен развивать трактор на невзлущенной стерне нормальной влажности (примерно 15...18%) и средней твёрдости (на чернозёме или суглинке), при этом буксование не должно превышать допустимых пределов: 18% для тракторов с колёсной формулой 4К2 (условное обозначение четырёхколесных тракторов с двумя ведущими колёсами); 16% для тракторов с колёсной формулой 4К4 (условное обозначение четырёхколесных тракторов с четырьмя ведущими колёсами); 5% для гусеничных тракторов, а тяговый коэффициент полезного действия (КПД) трактора должен быть не ниже 60...65% для колёсных тракторов и 70...74% для гусеничных тракторов [3].

Типаж тракторов допускает отклонение силы тяги от номинальной в пределах 25...30% для гусеничных и 20...25% для колёсных тракторов [4]. Увеличение силы тяги учитывается введением коэффициента расширения тяговой зоны трактора ϵ_T (приведён в индивидуальном задании).

Силу тяги $P_{кр. н1}$, кН, развиваемую трактором на первой передаче при номинальной нагрузке двигателя, находим из формулы

$$P_{кр. н1} = P_{кр. н} \cdot \epsilon_T,$$

где $P_{кр. н}$ — номинальная сила тяги на крюке по тяговому классу, кН;

ϵ_T — коэффициент расширения тяговой зоны трактора.

Сила тяги $P_{кр. н2}$, кН, развиваемая трактором на высшей передаче основной группы передач при номинальной нагрузке двигателя, определяется по формуле

$$P_{кр. н2} = \frac{P_{кр. н1}}{\delta_T},$$

где δ_T — диапазон тяги.

Для современных сельскохозяйственных тракторов его значение находится в следующих пределах: для универсально-пропашных тракторов δ_T равно 2...2,4; для тракторов общего назначения δ_T — 1,7...2,1 [5]. Если в задании по курсовой работе δ_T указано, то оно принимается согласно заданию.

1.3 Определение эксплуатационной массы трактора

Эксплуатационная масса трактора должна обеспечивать сцепление движителя с почвой, необходимое для реализации максимальной касательной силы $P_{кас. max}$, кН [6]. Это условие может быть записано выражением

$$P_{кас. max} \leq \varphi_{доп} \lambda_{к. сц} m_э g \cdot 10^{-3}, \quad (1.1)$$

где $\varphi_{доп}$ — допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора, соответствующая допустимому буксованию его движителя. Выбирается для заданного агрофона по приложению А;

$\lambda_{к. сц}$ — коэффициент перераспределения сцепной массы, показывающий долю эксплуатационной массы трактора, нагружающую ведущие колёса (0,75...0,80 для тракторов с колёсной формулой 4К2; 1 — для гусеничных и колёсных тракторов с формулой 4К4) [7];

m_3 — эксплуатационная масса трактора, кг;
 g — ускорение свободного падения, м / с².

В то же время максимальная касательная сила $P_{\text{кас. max}}$ должна соответствовать условию типажа [8]:

$$P_{\text{кас. max}} \geq P_{\text{кр. н1}} 10^{-3} + fm_3g, \quad (1.2)$$

где f — коэффициент сопротивления качению (выбирается по приложению А).

Из условий реализации $P_{\text{кас. max}}$ (1.1) и типажа (1.2) следует, что $\Phi_{\text{доп}} \lambda_{\text{к. сц}} m_3 g \cdot 10^{-3} \geq P_{\text{кр. н1}} 10^{-3} + fm_3g$.

Следовательно, минимальное значение эксплуатационной массы трактора $m_{3 \text{ min}}$ должно быть выбрано таким образом, чтобы при работе трактора в соответствующих условиях с силой тяги, развиваемой трактором на первой передаче при номинальной загрузке двигателя, $\Phi_{\text{доп}}$ колёс не превышало допустимых в этом случае пределов (см. раздел 1.2), т. е. соответствовало условию

$$m_{3 \text{ min}} \geq \frac{P_{\text{кр. н1}} 10^3}{(\Phi_{\text{доп}} \lambda_{\text{к. сц}} - f) g}$$

1.4 Расчёт основных рабочих скоростей

Для расчёта ряда основных рабочих скоростей трактора по формуле (1.3) определяется диапазон скоростей, который характеризуется отношением скорости на высшей передаче к скорости на первой передаче [9]:

$$\delta_{\text{в осн}} = \frac{V_z}{V_{T1}} = \delta_1, \quad (1.3)$$

где V_{T1} — теоретическая скорость на первой передаче (по индивидуальному заданию), м / с;

V_z — высшая рабочая скорость, м / с.

При наличии 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 определяется по формуле [10]

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{V_z}{V_{T1}}} = \sqrt[z-1]{\delta_T},$$

где z — количество передач.

Теоретические скорости V_{TK} движения, м / с, на любой передаче определяются отношением [11]

$$V_{TK} = V_{T1} q^{k-1},$$

где k — номер передачи.

Окончательно ряд скоростей корректируется при кинематическом расчёте коробки передач в соответствии с практическими возможностями подбора шестерён.

1.5 Определение динамического радиуса ведущих колёс

Размеры ведущих колёс трактора определяются в соответствии с расчётной вертикальной нагрузкой G_k , кН, на шину одного колеса (приложение Б), которая рассчитывается по соотношению

$$G_k = \frac{\lambda_{k, \text{сц}} g m}{n_{\text{кол}}},$$

где $\lambda_{k, \text{сц}}$ — коэффициент нагрузки задних колёс, составляющий 0,75...0,80 для пропашных тракторов с колёсной формулой 4К2 и 4К4а; 0,5...0,6 для тракторов общего назначения с колёсной формулой 4К4б;

$n_{\text{кол}}$ — количество задних ведущих колёс.

Динамический радиус $r_{\text{кол}}$ ведущих колёс колёсного трактора при обычных шинах определяется по следующим формулам:

$$r_{\text{кол}} = 0,0254[0,5d + (0,8 \dots 0,85)B],$$

где d — диаметр посадочного обода колеса, дюйм;

B — ширина профиля колеса, дюйм;

$$r_{\text{кол}} = 10^{-3}[0,5d + (0,8 \dots 0,85)B],$$

где d — диаметр посадочного обода колеса, мм;

B — ширина профиля колеса, мм (см. приложение Б).

Динамический радиус ведущей звёздочки гусеничного трактора определяется по формуле

$$r_k = \frac{I_{зв} Z_i}{2\pi},$$

где $I_{зв}$ — шаг звена гусеничной цепи, м;

Z_i — число активно действующих зубьев звёздочки за один оборот (приложение В).

1.6 Расчёт передаточных чисел трансмиссии

Передаточное число трансмиссии на первой передаче $i_{тр1}$ определяется по формуле

$$i_{тр1} = \frac{2\pi n_{ен} r_{кол}}{V_{т.н1}}$$

где $n_{ен}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя (берётся по индивидуальному заданию), об / с;

$V_{т.н1}$ — теоретическая скорость на первой передаче при номинальной нагрузке двигателя (по индивидуальному заданию), м / с.

Остальные числа трансмиссии рассчитываются по формуле

$$i_{тр.k} = \frac{i_{тр1}}{q^{k-1}}.$$

Зная передаточные числа шестерён с постоянным зацеплением трактора-прототипа i_0 , определяем передаточные числа коробки передач по формуле

$$i_{к.п} = \frac{i_{тр.k}}{i_0}.$$

В свою очередь постоянное зацепление трактора-прототипа i_0 вычисляется по формуле

$$i_0 = i_{гл} i_k,$$

где $i_{гл}$ — передаточное число главной передачи;

i_k — передаточное число конечной передачи.

2 РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ И ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

2.1 Подготовка исходных данных для расчёта

По результатам тягового расчёта трактора готовятся исходные данные для расчёта регуляторной характеристики двигателя и тяговой характеристики трактора и сводятся в таблицу (рис. 2.1).

2.2 Расчёт регуляторной характеристики двигателя

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

Регуляторная характеристика двигателя имеет две ветви: регуляторную (при $n_e \geq n_{eн}$) и скоростную, или корректорную (при $n_e < n_{eн}$).

Т а б л и ц а — Исходные данные для расчёта

Наименование	Обозначение	Единицы измерения	Величина
1. Номинальная мощность двигателя	$N_{eн}$	кВт	
2. Номинальная частота вращения	$n_{eн}$	об / мин	
3. Номинальный удельный расход	$g_{eн}$	г / кВт · ч	
4. Мощность, снимаемая с ВОМ	$N_{вом}$	кВт	
5. КПД трансмиссии	$\eta_{тр}$		
6. КПД привода ВОМ	$\eta_{вом}$		
7. Радиус ведущего колеса	$r_{кол}$	м	
8. Количество передач	z		
9. Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр}$		
10. Масса трактора	m_3	т	
11. Коэффициент сцепления	$\varphi_{сц}$		
12. Коэффициент качения	f		
13. Коэффициент сцепной массы	$\lambda_{к.сц}$		

Рисунок 2.1 — Образец таблицы для заполнения

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:

$$N_e = N_{eH}(ax + bx^2 - cx^3); \quad g_e = g_{eH}(a_1 - b_1x + c_1x^2),$$

где a, b, c, a_1, b_1, c_1 — опытные коэффициенты, усреднённые значения которых в зависимости от типа двигателя можно принять по таблице 2.1;

x — относительная частота вращения коленчатого вала двигателя, вычисляемая по формуле $x = n_e/n_{eH}$.

Остальные параметры двигателя определяются из следующих соотношений: крутящий момент двигателя $M_e = 10^3 N_e / 2\pi$; часовой расход топлива $G_{T_e} = 10^{-3} g_e N_e$.

На регуляторной ветви принимается, что момент M_e и часовой расход изменяются линейно от нормальных значений до M_e , равного 0, и $G_T = G_{T.x.x}$ при $n_e = n_{x.x} = \delta_p n_{eH}$, где δ_p — коэффициент оборотов холостого хода, составляющий 1,07...1,08.

Крутящий момент на валу двигателя на регуляторной ветви определяется по соотношению

$$M_e = M_{eH} \left(\frac{\delta_p - x}{\delta_p - 1} \right).$$

Эффективная мощность на регуляторной ветви вычисляется следующим образом: $N_e = 2\pi M_e n_e 10^{-3}$.

Часовой расход топлива определяется по формуле

$$G_T = G_{T.H} \left(\frac{(\delta_p - \delta_T) + (\delta_p - 1)x}{\delta_p - 1} \right),$$

где δ_T — коэффициент, учитывающий долю расхода топлива на холостом ходу от номинального режима и составляющий 0,25...0,3.

Т а б л и ц а 2.1 — Значение опытных коэффициентов

Тип двигателя	a	b	c	a_1	b_1	c_1
Дизели с нераздельной камерой сгорания	0,87	1,12	1,0	1,55	1,55	1,0
Дизели с предкамерой	0,6	1,4	1,0	1,2	1,2	1,0
Дизели с вихрекамерой	0,7	1,3	1,0	1,35	1,35	1,0
Карбюраторные	1,0	1,0	1,0	1,2	1,0	0,8

Т а б л и ц а — Показатели регуляторных характеристик двигателя

x	$M_e, \text{Н} \cdot \text{м}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_{T, e}, \text{кг} / \text{ч}$	$g_e, \text{г} / \text{кВт} \cdot \text{ч}$
1,08	0	0		$\rightarrow \infty$
1				
0,9				
0,8				
0,7				
0,6				

Рисунок 2.2 — Образец таблицы для заполнения

Удельный расход топлива вычисляется по формуле $g_e = 10^3 G_{T, e} / N_e$.

Результаты расчётов сводятся в таблицу (рис. 2.2), и на основании этих данных производится построение регуляторной характеристики двигателя.

2.3 Расчёт тяговой характеристики трактора

При расчёте тяговой характеристики трактора определяются для заданных значений коэффициент сцепления ϕ и коэффициент сопротивления качению f , величины теоретической V_T и действительной скорости V_D , касательной силы тяги $P_{\text{кас}}$ и крюкового усилия $P_{\text{кр}}$, крюковой или тяговой мощности $N_{\text{кр}}$, удельного крюкового расхода топлива $g_{\text{кр}}$ в функции оборотов дизеля на каждой передаче и значения тягового КПД при номинальной нагрузке дизеля.

Расчётные формулы имеют вид

$$V_T = \frac{2\pi r_{\text{кол}} n_e}{i_{\text{тп}}};$$

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

где δ — коэффициент буксования.

При расчёте коэффициента буксования использовались формулы, полученные путём аппроксимации усреднённых опытных кривых буксования для различных агрофонов:

— для гусеничных тракторов — $\delta = 0,938y - 3,203y^2 + 2,86y^3$, при $y > 0,5$; $\delta = 0,06y$, при $y \leq 0,5$, где $y = \frac{P_{\text{кр}}}{\lambda g m_3 \phi}$;

— для колёсных тракторов —

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{0,762y - 1,646y^2 + 1,404y^3}{10,167 - 32,5\varphi + 28,333\varphi^2}, \text{ при } y > 0,5; \\ \delta &= \frac{0,29}{10,167 - 32,5\varphi + 28,333\varphi^2} \cdot y, \text{ при } y \leq 0,5. \end{aligned} \right\};$$

— касательная сила тяги (кН) —

$$P_{\text{кас}} = \frac{(N_e - N_{\text{вом}}/\eta_{\text{вом}})}{2\pi n_e r_k} \cdot \eta_{\text{тр}} i_{\text{тр}};$$

— сила сопротивления качению трактора (кН) — $P_f = fgm_s$;

— крюковое усилие (кН) — $P_{\text{кр}} = P_{\text{кас}} - P_f$;

— крюковая мощность (кВт) — $N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} V_d$;

— удельный расход топлива (г / кВт · ч) — $g_{\text{кр}} = 10^3 G_T / N_{\text{кр}}$;

— тяговый КПД — $\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{тр}} \frac{P_{\text{кр}}}{P_{\text{кас}}} (1 - \delta)$.

2.4 Построение тяговой характеристики трактора

Определив основные характеристики трактора в целом, приступают к построению теоретической тяговой характеристики, которая позволяет получить наглядное представление о тяговых и топливно-экономических показателях трактора на различных режимах его работы. Теоретическая тяговая характеристика имеет вид графика и 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, скорость движения, тяговая мощность, удельный расход топлива и тяговый КПД трактора.

Графическое построение теоретической тяговой характеристики трактора (рис. 2.3) производится в такой последовательности.

Лист делится на две части: верхнюю и нижнюю. Затем посередине листа проводится ось абсцисс и от начала координат O' в принятом

масштабе откладывается для каждой передачи максимальная касательная сила тяги, подсчитанная по формуле

$$P_{\text{кас. max } i} = \frac{M_{e \text{ max}} i_{\text{тр } i} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{кол}}} = A_i M_{e \text{ max}}$$

и номинальная, вычисляемая по формуле

$$P_{\text{кас. н}} = \frac{M_{e \text{ н}} i_{\text{тр } i} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{кол}}} = A_i M_{e \text{ н}}$$

- где $M_{e \text{ max}}$ — максимальный крутящий момент двигателя, кНм;
 $M_{e \text{ н}}$ — крутящий момент двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала;
 $i_{\text{тр } i}$ — передаточное число трансмиссии на i -й передаче;
 $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии;
 A_i — коэффициент пропорциональности для i -й передачи.

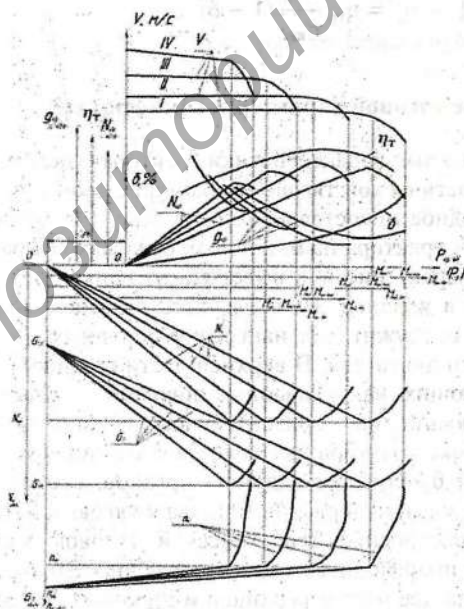


Рисунок 2.3 — Графическое построение тяговой характеристики трактора [12, с. 66]

С учётом того, что касательная сила тяги трактора прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя, по оси абсцисс от точки O' для каждой заданной передачи в принятом масштабе наносятся значения крутящих моментов двигателя $M_{e \max}$ и $M_{e \min}$ (соответственно, по касательным силам тяги $P_{\text{кас. max}}$ и $P_{\text{кас. н}}$). Вправо по оси абсцисс от точки O' до точки O откладывается величина силы сопротивления качению P_f . Полученная точка O будет являться началом координат непосредственно тяговой характеристики трактора. По оси абсцисс в масштабе касательной силы от точки O отсчитывается сила тяги на крюке трактора, определяемая по формуле $P_{\text{кр}} = P_{\text{кас}} - P_f$, а по оси ординат вверх для каждой передачи откладываются в своих масштабах тяговые показатели трактора в функции от усилия на крюке (буксование двигателей, скорость движения, тяговая мощность на крюке, удельный расход топлива и тяговый КПД).

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 того, что для каждой передачи будет свой масштаб по оси крутящего момента, строится регуляторная характеристика двигателя в функции M_e . При этом образуются пучки кривых N_e с общим центром в точке O' , кривые G_T с общим центром в точке $G_{T. x. x}$ и пучок кривых n_e с общим центром в точке $n_{e. x. x}$, соответствующие холостому ходу двигателя. Нанесённые кривые на график регуляторной характеристики для каждой передачи должны заканчиваться при максимальных значениях крутящего момента.

При построении тяговой характеристики в случае передачи части мощности двигателя на ВОМ предполагается, что нагрузка на ВОМ характеризуется постоянным моментом $M_{\text{ВОМ}}$. В этом случае пучки кривых N_e имеют общий центр в точке $N'_{\text{ВОМ}}$, пучки кривых G_T — общий центр в точке $G'_{T. x. x}$ и пучки кривых n_e — в точке n'_e .

Здесь $N'_{\text{ВОМ}}$, n'_e и $G'_{T. x. x}$ — мощность, частота вращения и часовой расход топлива, соответствующие на регуляторной характеристике значению крутящего момента двигателя, передающегося через ВОМ, и вычисляемого по формуле

$$M_{\text{ВОМ}} = \frac{N_{\text{ВОМ}} \cdot 10^3}{2\pi n_e \eta_{\text{ВОМ}}}$$

Мощность, передаваемая на ВОМ, $N'_{\text{ВОМ}}$ на этом режиме, может быть найдена по формуле

$$N'_{\text{ВОМ}} = \frac{N_{\text{ВОМ}}}{\eta_{\text{ВОМ}}} \cdot \left(\frac{n'_e}{n_{eH}} \right).$$

Значения n'_e и $G'_{\text{Т.х.х}}$ удобнее всего определить по регуляторной характеристике двигателя (рис. 2.4 и 2.5).

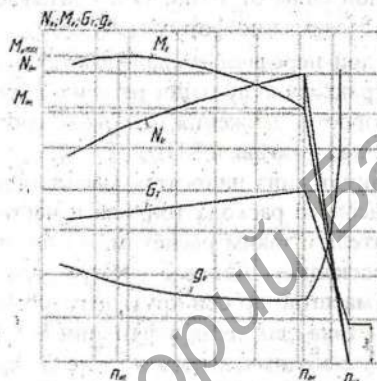


Рисунок 2.4 — Регуляторная характеристика дизеля как функция частоты вращения [13]

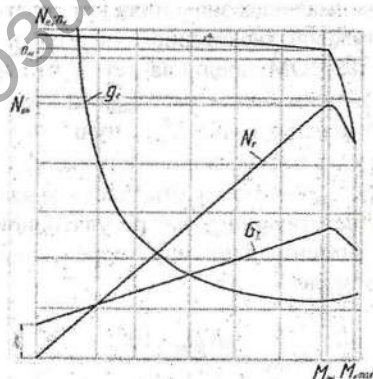


Рисунок 2.5 — Регуляторная характеристика дизеля как функция крутящего момента [14]

При построении регуляторных характеристик по результатам расчёта, учитывая линейную связь крутящего момента двигателя, $P_{\text{кас}}$ и $P_{\text{кр}}$, удобнее всего откладывать значения параметров двигателя (N_e , G_T , n_e) как функцию $P_{\text{кр}}$ на соответствующей передаче, а на полученных графиках провести оси M_e (по числу передач), отметив на них лишь значения $M_{e \text{ max}}$ и $M_{e \text{ н}}$.

2.5 Анализ расчётных параметров и тяговых характеристик трактора

В этом разделе, который является заключительным по первой части курсовой работы, следует привести основные расчётные параметры трактора: эксплуатационную массу, мощность двигателя, часовой и удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме, диапазон тяговых усилий и скоростей на различных передачах и сравнить их с параметрами трактора-прототипа.

Необходимо отметить, насколько соответствуют заданию полученные показатели. Привести в виде таблицы, рекомендованная форма которой приведена (рис. 2.6), основные показатели тяговой характеристики трактора для заданного агрофона.

Т а б л и ц а — Основные показатели тяговой характеристики трактора, агрофон _____

Параметр	Режим работы	Значения на передачах				
		1-я	2-я	3-я	...	z-я
$N_{\text{кр}}$, кВт $P_{\text{кр}}$, кН V_d , м/с δ , % η_T , % $g_{\text{кр}}$, г/кВт·ч	При номинальной нагрузке двигателя внутреннего сгорания					
$N_{\text{кр}}$, кВт $P_{\text{кр}}$, кН V_d , м/с δ , % η_T , % $g_{\text{кр}}$, г/кВт·ч	При максимальном крутящем моменте $M_{e \text{ max}}$					
η_3						
η_{max}						

Рисунок 2.6 — Образец таблицы для заполнения

Приведённый в этой таблице коэффициент запаса тягового усилия η_3 определяется по формуле

$$\eta_3 = \frac{P_{\text{кр. max}} - P_{\text{кр. н}}}{P_{\text{кр. н}}}$$

При анализе тяговой характеристики необходимо:

- назвать передачи, на которых достигается максимальная крутяковая мощность и тяговый КПД;
- для каждой передачи указать диапазон тягового усилия, в котором реализуется наибольшая тяговая мощность;
- отметить, как отразилось изменение агрофона на основных показателях тяговой характеристики трактора, и назвать причины влияния агрофона на показатели тяговой характеристики.

3 РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЯ

3.1 Требование к выполнению раздела

Основными задачами этого раздела курсовой работы являются расчёт и построение динамической и экономической характеристик автомобиля. Для решения этих задач необходимо:

- установить по прототипу или расчётам не определённые заданием конструктивные размеры;
- определить мощность двигателя и номинальную частоту вращения коленчатого вала;
- определить передаточные числа трансмиссии;
- рассчитать и построить внешнюю скоростную характеристику двигателя;
- рассчитать и построить универсальную динамическую характеристику автомобиля;
- рассчитать и построить экономическую характеристику автомобиля.

Раздел должен заканчиваться заключением, в котором даётся краткий анализ полученных характеристик и устанавливается соответствие динамических качеств автомобиля, полученных расчётом, заданию, выданному на курсовую работу.

3.2 Определение исходных параметров для расчёта характеристик автомобиля

Исходных данных, содержащихся в задании на курсовую работу, недостаточно для построения динамической характеристики. Часть недостающих параметров можно принять в соответствии с прототипом или определить в результате расчётов.

В первую очередь нужно установить массу автомобиля, размер шин, мощность и частоту вращения коленчатого вала двигателя.

Собственную массу автомобиля можно принять, как и массу прототипа (при небольшом отличии по грузоподъёмности), либо определить по формуле

$$m_0 = Q \cdot \eta_r,$$

где m_0 — масса порожнего автомобиля, кг;

Q — грузоподъёмность,

η_r — коэффициент грузоподъёмности, который для большинства грузовых автомобилей составляет 0,9...1,1 (большие значения принимаются для автомобилей большой грузоподъёмности).

Динамическую характеристику необходимо рассчитать для полностью загруженного автомобиля, масса которого определяется по формуле

$$m = m_0 + Q + 75K,$$

где K — количество мест в кабине.

Размер шин также можно принять в соответствии с прототипом либо выбрать по расчётной нагрузке на колесо, которую определяют с учётом колёсной формулы автомобиля и распределением веса полностью гружёного автомобиля по осям. Справочные данные по шинам грузовых автомобилей приведены в приложении Б. Установив размер шин, можно определить расчётный радиус колеса [15]:

$$r_{\text{кол}} = 0,001(0,5d + \delta b), \quad (3.1)$$

$$r_{\text{кол}} = 0,0254(0,5d + \delta b), \quad (3.2)$$

где $r_{\text{кол}}$ — расчётный радиус колёс, м;

d — диаметр обода колеса;

b — ширина профиля шины;

δ — коэффициент, учитывающий радиальную деформацию шины, который зависит от типа шины и давления воздуха в ней, и составляет 0,93...0,94.

Формулой (3.1) пользуются в случае, когда размеры шины даны в миллиметрах, а формулой (3.2) — в дюймах.

Мощность двигателя, N_{ev} , кВт, 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

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

где ψ_v — приведённый коэффициент дорожных сопротивлений при максимальной скорости;

m — масса гружёного автомобиля, кг;

g — ускорение свободного падения, м / с²;

$P_{w \max}$ — сила сопротивления воздушной среды при максимальной скорости, Н;

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

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

В свою очередь сопротивление воздушной среды определяется по формуле

$$P_{w \max} = K_w F V_{\max}^2,$$

где K_w — коэффициент сопротивления воздушной среды, кг / м³;

F — площадь лобовой поверхности, м².

Для грузовых автомобилей площадь лобовой поверхности F , м², можно вычислить следующим образом:

$$F = BH,$$

где B — колея задних колёс, м;

H — габаритная высота, м.

КПД механической трансмиссии при движении на высшей передаче $\eta_{тр}$ равен 0,90 (учитывая потери в главной и карданной передаче и так называемые гидравлические потери).

На остальных передачах применяется формула

$$\eta_{\text{тр}} = 0,90\eta_{\text{к.п.}}$$

где $\eta_{\text{к.п}}$ — КПД коробки передач, который находится в зависимости от числа n зубчатых колёс коробки, находящихся в зацеплении, и составляющий $0,98^n$.

Для автомобилей с дизельными двигателями, а также с карбюраторными, имеющими ограничитель максимальных оборотов, найденное значение будет соответствовать номинальной (максимальной) мощности двигателя, т. е. $N_{e\text{н}} = N_{e\text{в}}$.

Для карбюраторных двигателей без ограничителя оборотов номинальную мощность следует найти по формуле

$$N_{e\text{н}} = \frac{N_{e\text{в}}}{\delta_v + \delta_v^2 - \delta_v^2},$$

где δ_v — коэффициент максимальных оборотов, определяемый из выражения $\delta_v = n_v/n_{e\text{н}}$ (здесь n_v — максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая движению с максимальной скоростью; $n_{e\text{н}}$ — номинальная частота вращения, соответствующая номинальной мощности).

Если в задании не указана максимальная частота вращения коленчатого вала n_v , об/мин, то её можно определить по коэффициенту оборотности двигателя $\eta_{\text{п}}$:

$$n_v = \eta_{\text{п}} V_{\text{max}},$$

где V_{max} — максимальная скорость автомобиля, км/ч.

Для грузовых автомобилей $\eta_{\text{п}}$ составит 30...40.

Естественно, что для карбюраторных двигателей без ограничителя оборотов номинальная частота вращения вычисляется по формуле $n_{e\text{н}} = n_v/\delta_v$. В остальных случаях справедливо равенство $n_{e\text{н}} = n_v$.

В заключение этого раздела рекомендуется привести значения следующих параметров: m , $r_{\text{кол}}$, $N_{e\text{н}}$, $n_{e\text{н}}$, $\eta_{\text{тр}}$, B , H и колёсную формулу.

3.3 Расчёт и построение внешней скоростной характеристики 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 курсовой работе используется расчётная характеристика, для построения которой задаются частотой вращения коленвала и находят соответствующие значения N_e и g_e по следующим формулам:

$$N_e = N_{eH}(ax + bx^2 - cx^3);$$

$$g_e = g_{eH}(a_1 - b_1x + c_1x^2),$$

- где N_e — мощность двигателя при частоте вращения вала n_e , кВт;
 N_{eH} — номинальная мощность двигателя, кВт;
 g_e — удельный эффективный расход топлива при соответствующих оборотах, г / кВт·ч;
 g_{eH} — удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме двигателя, г / кВт·ч;
 a, b, c, a_1, b_1, c_1 — опытные коэффициенты, усреднённые значения которых в зависимости от типа двигателя можно принять по таблице 2.1, (см. раздел 2);
 x — относительная частота вращения вала двигателя, определяемая по формуле $x = n_e/n_{eH}$.

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

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e};$$

$$G_T = 10^{-3} g_e N_e.$$

Результаты расчёта рекомендуется свести в таблицу (рис. 3.1).

В пояснительной записке должна быть приведена внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 3.2).

Для карбюраторного двигателя с ограничением оборотов или для дизельного на рисунке штриховой линией следует показать часть регуляторной ветви характеристики.

Т а б л и ц а — Результаты расчёта внешней скоростной характеристики двигателя

x	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	δ_v
n_{e2} , об / мин							n_H	(n_v)
N_{e2} , кВт							N_{eH}	N_{eV}
M_{e2} , Н · м							M_{eH}	
g_{e2} , г / кВт · ч							g_{eH}	
G_{T2} , кг / ч							G_T	

Рисунок 3.1 — Образец таблицы для заполнения

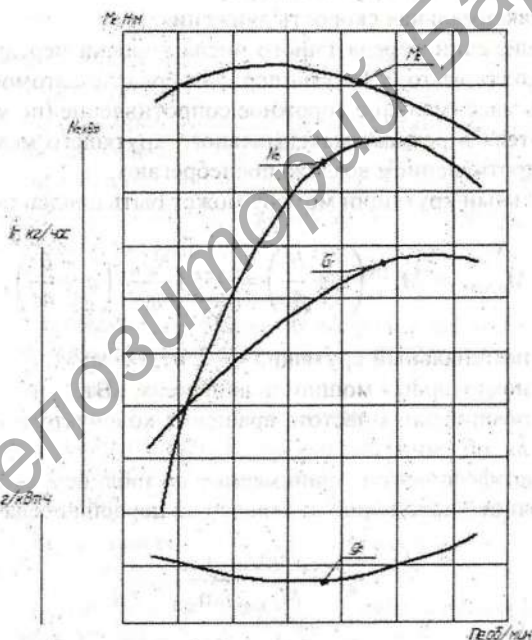


Рисунок 3.2 — Скоростная характеристика карбюраторного двигателя [16]

3.4. Определение передаточных чисел трансмиссии

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, применяется формула

$$i_0 = \frac{\pi r_{\text{кол}} n_v}{30 v_{\text{max}}},$$

где n_v — частота вращения коленчатого вала двигателя, при максимальной скорости, об / мин;

$r_{\text{кол}}$ — расчётный радиус колеса, м;

v_{max} — максимальная скорость движения, м / с.

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 $M_{e \text{ max}}$. При этом сопротивлением воздуха пренебрегают.

Максимальный крутящий момент может быть найден по формуле

$$M_{e \text{ max}} = M_{e \text{ н}} \left(a + \frac{b^2}{4c} \right) = 9554 \frac{N_{e \text{ н}}}{n_{\text{н}}} \left(a + \frac{b^2}{4c} \right),$$

где $M_{e \text{ н}}$ — номинальный крутящий момент, Н · м;

$N_{e \text{ н}}$ — номинальная мощность двигателя, кВт;

$n_{\text{н}}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об / мин;

a, b, c — коэффициенты, принимаемые по таблице 2.1 (см. раздел 2).

Передаточное число коробки передач на первой передаче

$$i_{к1} = \frac{mg \psi_{\text{max}} r_{\text{кол}}}{M_{e \text{ max}} i_0 \eta_{\text{тп1}}},$$

где ψ_{max} — максимальное приведённое дорожное сопротивление.

Передаточное число промежуточных передач выбирают так, чтобы они составляли ряд геометрической прогрессии, знаменатель которой вычисляется следующим образом:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{ki}}{i_{kz}}}$$

где z — количество передач (принять по прототипу);

i_{ki} — передаточное число коробки передач на первой передаче;

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

Значение передаточного числа на i -й передаче определяется по формуле $i_{ki} = i_{k1}/q^{i-1}$.

В заключении данного раздела следует проверить, в каких условиях могут быть реализованы тяговые возможности автомобиля на первой передаче, т. е. движение автомобиля с максимальной по двигателю силой тяги без буксования. Это условие имеет вид

$$P_{\varphi} = P_{\text{кас. макс}}$$

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

$P_{\text{кас. макс}}$ — максимально возможная по крутящему моменту двигателя касательная сила тяги.

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

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot G_{\text{сц}} = \varphi \lambda_{\text{кол}} mg,$$

где $\lambda_{\text{кол}}$ — динамический коэффициент нагрузки ведущих колёс, который связан со статическим $\lambda_{\text{ст}}$ соотношением ($\lambda_{\text{кол}} = (1,1 \dots 1,3) \cdot \lambda_{\text{ст}}$).

Значение $\lambda_{\text{ст}}$ принимается в соответствии с прототипом. Для автомобилей со всеми ведущими осями $\lambda_{\text{кол}}$ равен 1.

Учитывая зависимость касательной силы тяги от момента $P_{\text{кас. макс}} = M_{e \text{ макс}} \cdot i_0 \cdot i_i (\eta_{\text{тр}}/r_{\text{кол}})$, а также то, что i_{ki} найдено из условий преодоления максимального дорожного сопротивления, условие может быть записано так: $\varphi = \varphi_{\text{макс}}/\lambda_{\text{кол}}$.

Сопоставив полученное значение φ со справочными данными для разных дорожных условий, в курсовой работе необходимо отметить, в каких дорожных условиях может быть реализована максимальная (по двигателю) касательная сила тяги.

3.5 Расчёт и построение динамической характеристики автомобиля

Для построения динамической характеристики автомобиля при различной частоте вращения коленчатого вала двигателя рассчитывается значение скорости движения и динамического фактора D_i на каждой передаче по формулам:

$$V_i = \frac{\pi r_{\text{кол}} n_e}{30 i_k i_0};$$

$$D_i = \frac{P_{\text{кас}} - P_w}{G};$$

$$P_{\text{кас}} = \frac{M_e i_k i_0 \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{кол}}};$$

$$P_w = K_w F V_i^2;$$

В этих формулах индекс i соответствует номеру передачи, для которой ведётся расчёт, $G = mg$ — вес полностью загруженного автомобиля (Н). Обозначения остальных величин соответствуют ранее принятым. При этом значение скорости исчисляются в м / с, а частоты вращения коленчатого вала — в об / мин.

Результаты расчётов рекомендуется свести в таблицу (рис. 3.3). По данным этой таблицы строится зависимость динамического фактора от скорости движения, которая и представляет собой динамическую характеристику автомобиля. Для получения универсальной динамической характеристики, или динамического паспорта автомобиля, слева к динамической характеристике, построенной для полностью гружёного автомобиля, пристраивают номограмму (рис. 3.4), которая отражает трансформацию координатной сетки в зависимости от коэффициента использования грузоподъёмности автомобиля α_r .

Универсальная динамическая характеристика позволяет находить значения динамического фактора как функцию скорости движения при любой загрузке автомобиля.

Т а б л и ц а — Результаты расчёта динамической характеристики автомобиля

Параметры	Передача	Значение при оборотах							
		0,2 n_n	0,4 n_n	0,5 n_n	0,6 n_n	0,7 n_n	0,8 n_n	n_n	n_v
$M_e, \text{Н} \cdot \text{м}$	1-я								
	...								
	2-я								
$V_{i1}, \text{км} / \text{ч}$	1-я								
	...								
	2-я								
$P_w, \text{Н}$	1-я								
	...								
	2-я								
$P_{k1}, \text{Н}$	1-я								
	...								
	2-я								
D_i	1-я								
	...								
	2-я								

Рисунок 3.3 — Образец таблицы для заполнения

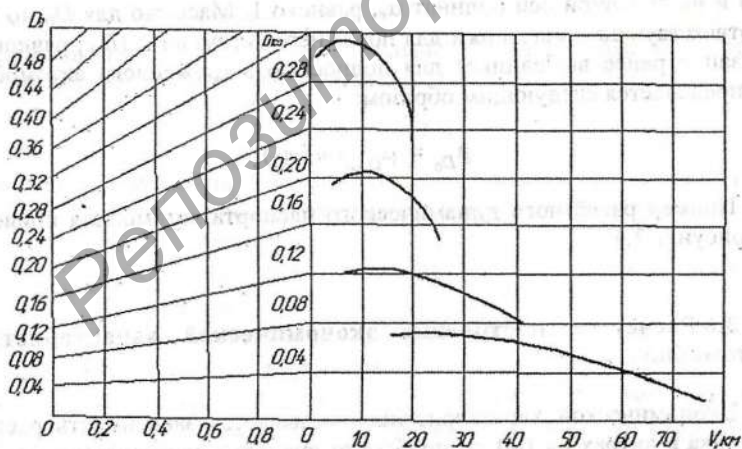


Рисунок 3.4 — Универсальная динамическая характеристика автомобиля [17]

Для построения номограммы используем соотношение [18]

$$D_x = D_{100}(G/G_x), \quad (3.3)$$

где D_x — значение динамического фактора при неполной загрузке автомобиля;

D_{100} — значение динамического фактора для полностью загруженного автомобиля;

G — вес полностью загруженного автомобиля;

G_x — вес автомобиля при неполной загрузке.

Практически построение номограммы сводится к проведению семейства отрезков, соединяющих одинаковые значения динамического фактора на ординатах для соответствующей загрузки автомобиля, которая оценивается коэффициентом использования грузоподъемности $\alpha_r = m_r/Q$, где m_r — действительная масса груза; Q — грузоподъемность.

Выражение (3.3) позволяет установить соотношение между масштабами для динамического фактора при полной загрузке автомобиля и для любого α_r .

Удобнее всего, проведя ординаты для различных D_0 (оси D_x), выполнить шкалу значений динамического фактора на оси D_0 , соответствующую значениям динамического фактора при порожнем автомобиле, а затем соединить точки с одинаковыми значениями D на этой оси и на основной оси ординат α_r , равного 1. Масштаб для D_0 по оси, соответствующей значениям для порожнего автомобиля (D_0 , равного 0) связан с ранее выбранным для полностью загруженного автомобиля и определяется следующим образом:

$$\mu_{D_0} = \mu_{D_{100}}(m/m_0).$$

Пример расчётного динамического паспорта автомобиля приведён на рисунке 3.4.

3.6 Расчёт и построение экономической характеристики автомобиля

Экономической характеристикой называется зависимость расхода топлива в литрах на 100 км пробега от скорости движения при различных дорожных сопротивлениях.

Расход топлива Q_s , л, на 100 км находят по формуле [19]

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{10V\rho_T} \quad (3.4)$$

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;

V — скорость движения, км / ч.

Эффективная мощность, необходимая для движения в заданных условиях, вычисляется по формуле

$$N_e = \frac{(\psi mg + P_w)V}{3600\eta_{тр}}$$

где ψ — приведённый коэффициент дорожных сопротивлений;

m — масса автомобиля, кг;

g — ускорение свободного падения, м / с²;

P_w — сила сопротивления воздушной среды, Н;

V — скорость движения, км / ч;

$\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии.

Входящий в формулу (3.4) удельный расход топлива вычисляют с учётом скоростного режима и загрузки двигателя по формуле

$$g_e = k_n \cdot k_N \cdot g_{eH}$$

где k_n и k_N — коэффициенты, учитывающие влияние на удельный расход топлива скоростного и нагрузочного режима работы двигателя;

g_{eH} — удельный расход топлива на номинальном режиме, г / кВт·ч.

Значение коэффициента k_n находят как функцию отношения n оборотов, соответствующих развиваемой скорости движения к номинальной, т. е. $k_n = f_1(n_e/n_{eH})$, а k_N — как функцию отношения развиваемой мощности N_e и мощности двигателя по внешней скоростной характеристике N_{eH} при данной частоте вращения коленвала $k_N = f_2(N_e/N_{eH})$.

Графики этих функций приведены на рисунках 3.5 и 3.6.

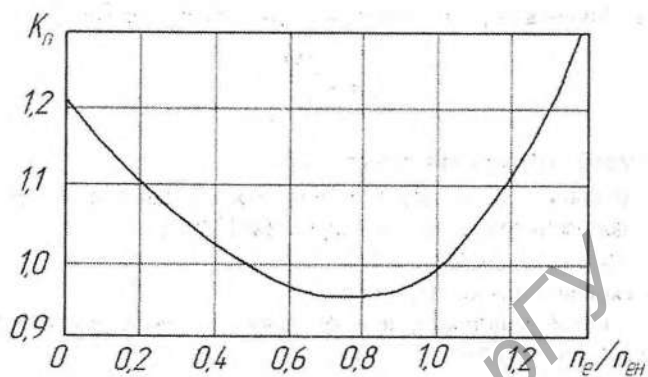


Рисунок 3.5 — График зависимости коэффициента k_n от относительной частоты вращения [20]

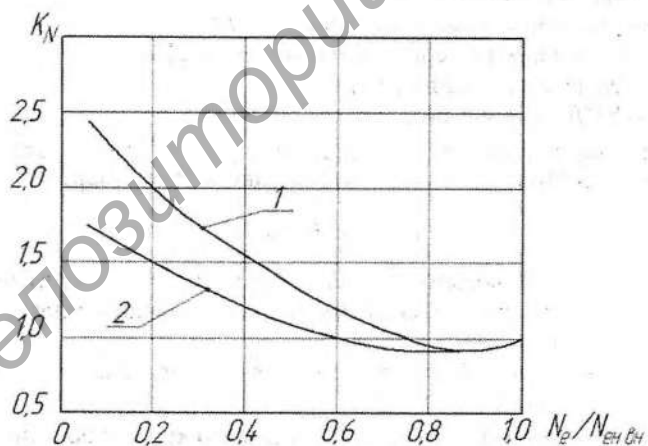


Рисунок 3.4 — График зависимости коэффициента k_N от степени использования мощности: 1 — для карбюраторного двигателя; 2 — для дизеля [21]

Учитывая значительную погрешность определения коэффициентов k_N и k_n по графикам, рекомендуется рассчитать их значение по следующим формулам:

$$k_n = 1,251 - 0,878x + 0,627x^2;$$

$$k_N = 2,833 - 4,75y + 2,023y^2 \text{ — для карбюраторных двигателей};$$

$$k_N = 1,714 - 2,74y + 2,023y^2 \text{ — для дизелей}.$$

В этих формулах $x = n_e/n_{eн}$ и $y = N_e/N_{eнвн}$.

В курсовой работе расчёт экономической характеристики выполняется для трёх значений коэффициента дорожных сопротивлений.

Расчёт рекомендуется выполнять в такой последовательности:

1. По динамической характеристике определяется наивысшая передача, на которой возможно движение в заданных дорожных условиях, и максимальное значение скорости, которая при этом достигается.

2. Задаются несколькими значениями оборотов от $0,2n_{eн}$ и находят соответствующие им скорости движения.

3. Рассчитывают сопротивление воздушной среды P_w , а затем — мощность двигателя $n_{eн}$, необходимую для движения в заданных условиях с соответствующей скоростью V .

4. По внешней скоростной характеристике находят соответствующую принятым значениям оборотов мощность двигателя $N_{eнвн}$.

5. Находят отношение $n_e/n_{eн}$ и $N_e/N_{eнвн}$ и по графикам (см. рис. 3.5 и 3.6) определяют коэффициенты k_n и k_N .

6. Рассчитывают удельный расход $g_{eн}$ и расход топлива на 100 км пробега Q_s .

Объём расчётов можно сократить, принимая такие же значения оборотов, как при расчёте динамической характеристики.

Результаты расчёта рекомендуется оформить в таблицу (рис. 3.7).

По полученным данным строят зависимость Q_s от скорости движения для различных значений y . Пример экономической характеристики представлен на графике (рис. 3.8).

Т а б л и ц а — Результаты расчёта экономической характеристики

ψ	n_e об/мин	V_s км/ч	P_w Н	$N_{eс}$ кВт	$N_{eнвн}$ кВт	$n_e/n_{eн}$	$N_e/N_{eнвн}$	k_n	k_N	$g_{eн}$ г/кВт·ч	Q_s л/100 км

Рисунок 3.7 — Образец таблицы для заполнения

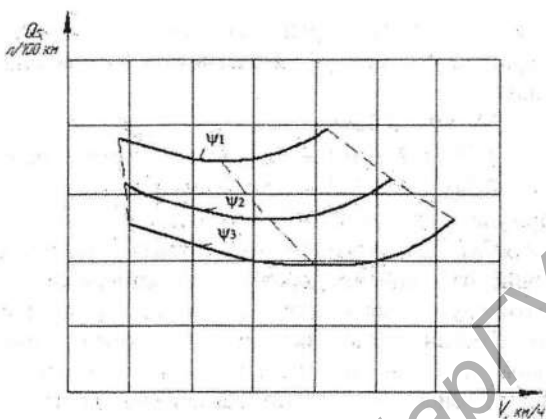


Рисунок 3.8 — Экономическая характеристика [22]

4 ТРЕБОВАНИЯ К ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

- Перечень графического материала включает 2 листа формата А1:
- 1) характеристики двигателя и тяговая характеристика трактора — 1 лист формата А1;
 - 2) характеристика двигателя, универсальная динамическая и экономическая характеристика автомобиля — 1 лист формата А1.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Репозиторий БарГУ

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(обязательное)

Коэффициенты сопротивления качению f , коэффициенты сцепления $\varphi_{\text{доп}}$ трактора, допускаемые по условиям буксования и агротехническими требованиями, и коэффициент сцепления φ [23, с. 115]

Тип агрофона	Тракторы на пневматических шинах		Гусеничные тракторы	
	$\varphi_{\text{доп}}/\varphi$	f	$\varphi_{\text{доп}}/\varphi$	f
1. Целина, плотная залежь	(0,6...0,8)/ (0,7...0,9)	0,05...0,07	(0,8...0,95)/ (1,0...1,1)	0,06...0,07
2. Залежь 2-3-летняя, скошенный луг	(0,65...0,75)/ 0,6...0,8)	0,06...0,08	(0,75...0,85)/ (0,8...1,0)	0,06...0,07
3. Стерня	(0,65...0,08)/ (0,6...0,8)	0,08...0,10	(0,75...0,85)/ (0,8...1,0)	0,06...0,08
4. Вспаханное поле	(0,45...0,65)/ (0,5...0,7)	0,12...0,18	(0,55...0,65)/ (0,6...0,8)	0,08...0,10
5. Поле, подготовленное под посев	(0,35...0,55)/ 0,4...0,06)	0,16...0,18	(0,55...0,65)/ (0,6...0,7)	0,09...0,12
6. Болотно-торфяная целина осушенная	—	—	(0,35...0,55)/ (0,4...0,06)	0,11...0,14

**Шины ведущих колёс (ГОСТ 7364-80) для тракторов
и самоходных шасси [24]**

Обозначение шины	Марка трактора	Давление воздуха в шинах, МПа	Грузоподъёмность шины, Н, при указанном давлении
9,5-32	T-25A	0,078...0,206	5 930...10 450
	T-16M		
11-2,28	T-30	0,078...0,175	5 820...10 990
13,6R38	T-40	0,098...0,157	12 460...16 280
	ЮМЗ-6		
15,5R38	MT3-100	0,098...0,176	14 270...20 210
	MT3-80		
21,3R24	T-150K	0,098...0,157	18 640...24 520
28,1R25	R-701	0,108...0,167	32 370...41 200

Примечание. Примеры обозначения шин:

- обычного профиля — 9,5-32;
- низкопрофильных — 18,4L-30; 16,5/70-18;
- радиальных — 15,5R38,

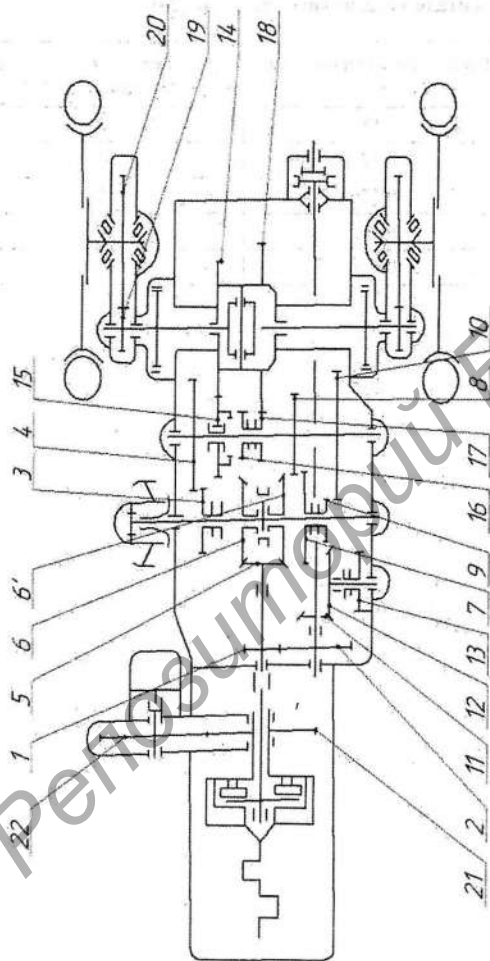
где 9,5; 18,4; 16,5; 15,5 — условное обозначение ширины профиля в дюймах; 32; 30; 18; 38 — условное обозначение посадочного диаметра шины (обода); 70 — обозначение отношения высоты профиля к его ширине.

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(обязательное)

Размеры двигателя гусеничного трактора [25]

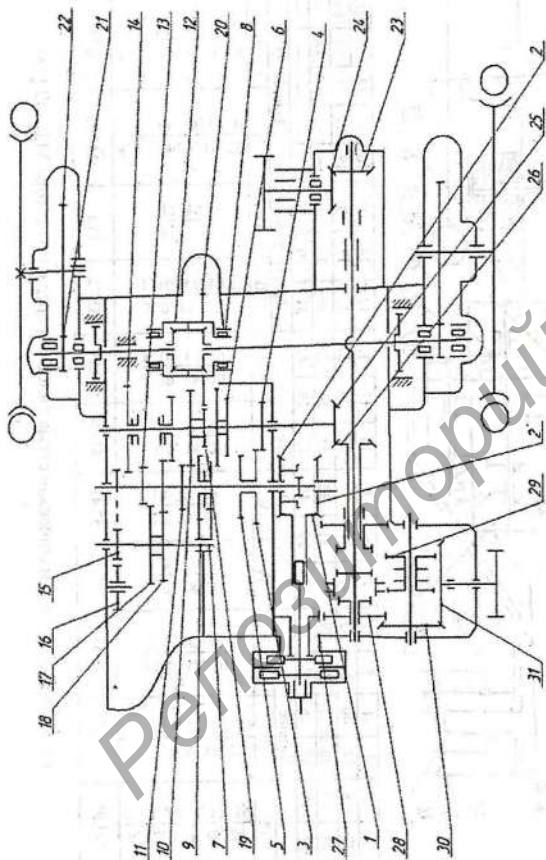
Марка трактора	Шаг звена гусеничной цепи, м	Число активно действующих зубьев ведущей шестерни
ДТ-75; ДТ-75М	0,17	13
T-150	0,17	14
T-4A	0,176	13
T-130	0,203	13
T-70C	0,176	11,5

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(обязательное)



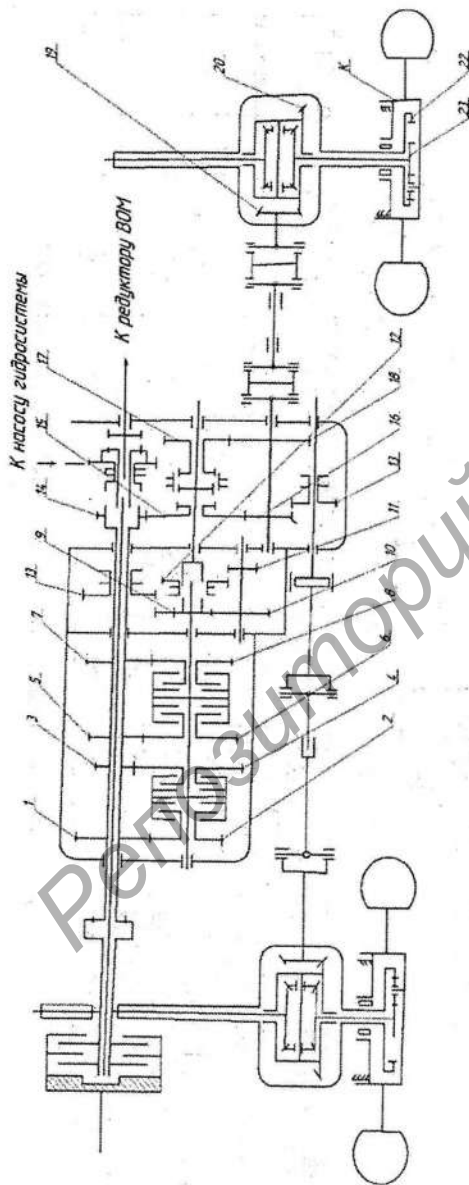
Шестерин Число зубьев	1	2	3	4	5	6	6'	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
	14	41	21	36	20	35	35	31	26	18	39	15	29	18	59	25	19	19	66	12	57	43	44	
Передаточн	Вперед и назад																							
Работающие шестерни	I			II			III			IV			V			VI			Холодильник (только вперед)					
	6(6), 10, 18, 20			6(6), 4, 18, 20			6(6), 10, 14, 20			6(6), 4, 14, 20			6(6), 8, 18, 20			6(6), 8, 14, 20			2, 12, 10, 18, 20					
Передаточное число	62,6			49,5			42,5			33,6			24,2			16,4			121					
	1, 11, 13, 15, 19			5(5), 3, 17, 19			5(5), 9, 15, 19			5(5), 3, 15, 19			5(5), 7, 17, 19			5(5), 7, 15, 19			1, 11, 13, 17, 19					
	82																							

Рисунок Г.1 — Кинематическая схема силового передаточного механизма трактора Т-25 [26]



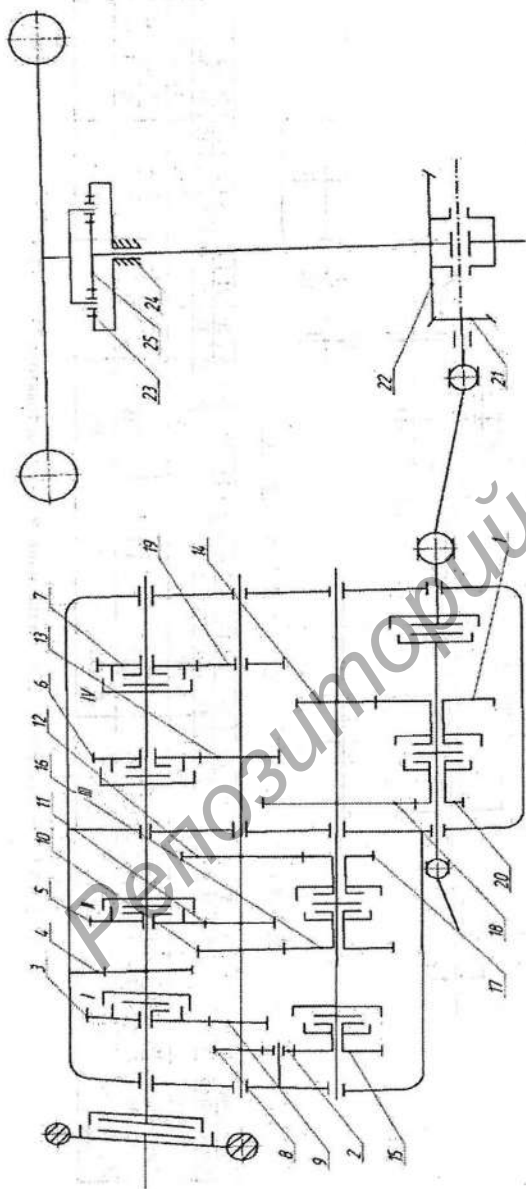
Шестерни	1	2	2'	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15																																																										
Число зубьев	20	30	30	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31																																																									
Шестерни	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31																																																										
Число зубьев	24	35	23	17	60	12	74	26	14	13	26	18	54	19	24	32																																																										
Передачи	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Замедленная</th> <th colspan="6">Основные</th> <th colspan="2">V</th> <th colspan="2">VI</th> <th rowspan="2">Задний ход</th> </tr> <tr> <th>I</th><th>II</th><th>III</th><th>IV</th><th>V</th><th>VI</th><th>V</th><th>VI</th><th>V</th><th>VI</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Работающие шестерни</td> <td>2(2), 17, 14, 20, 22</td> <td>2(2), 8, 20, 22</td> <td>2(2), 12, 20, 22</td> <td>2(2), 12, 20, 22</td> <td>2(2), 12, 20, 22</td> <td>2(2), 5, 20, 22</td> <td>2(2), 4, 20, 22</td> <td>2(2), 4, 20, 22</td> <td>2(2), 17, 12, 20, 22</td> <td>2(2), 17, 12, 20, 22</td> <td>2(2), 17, 12, 20, 22</td> </tr> <tr> <td>Передающее число</td> <td>1(1), 13, 15, 19, 21</td> <td>1(1), 7, 19, 21</td> <td>1(1), 9, 19, 21</td> <td>1(1), 11, 19, 21</td> <td>1(1), 11, 19, 21</td> <td>1(1), 5, 19, 21</td> <td>1(1), 3, 19, 21</td> <td>1(1), 3, 19, 21</td> <td>1(1), 13, 18, 19, 21</td> <td>1(1), 13, 18, 19, 21</td> <td>1(1), 13, 18, 19, 21</td> </tr> <tr> <td></td> <td>312,3</td> <td>89,2</td> <td>74,9</td> <td>63,6</td> <td>54,4</td> <td>29,4</td> <td>20,5</td> <td>20,5</td> <td>106,6</td> <td>106,6</td> <td>106,6</td> </tr> </tbody> </table>																Замедленная	Основные						V		VI		Задний ход	I	II	III	IV	V	VI	V	VI	V	VI	Работающие шестерни	2(2), 17, 14, 20, 22	2(2), 8, 20, 22	2(2), 12, 20, 22	2(2), 12, 20, 22	2(2), 12, 20, 22	2(2), 5, 20, 22	2(2), 4, 20, 22	2(2), 4, 20, 22	2(2), 17, 12, 20, 22	2(2), 17, 12, 20, 22	2(2), 17, 12, 20, 22	Передающее число	1(1), 13, 15, 19, 21	1(1), 7, 19, 21	1(1), 9, 19, 21	1(1), 11, 19, 21	1(1), 11, 19, 21	1(1), 5, 19, 21	1(1), 3, 19, 21	1(1), 3, 19, 21	1(1), 13, 18, 19, 21	1(1), 13, 18, 19, 21	1(1), 13, 18, 19, 21		312,3	89,2	74,9	63,6	54,4	29,4	20,5	20,5	106,6	106,6	106,6
Замедленная	Основные						V		VI		Задний ход																																																															
	I	II	III	IV	V	VI	V	VI	V	VI																																																																
Работающие шестерни	2(2), 17, 14, 20, 22	2(2), 8, 20, 22	2(2), 12, 20, 22	2(2), 12, 20, 22	2(2), 12, 20, 22	2(2), 5, 20, 22	2(2), 4, 20, 22	2(2), 4, 20, 22	2(2), 17, 12, 20, 22	2(2), 17, 12, 20, 22	2(2), 17, 12, 20, 22																																																															
Передающее число	1(1), 13, 15, 19, 21	1(1), 7, 19, 21	1(1), 9, 19, 21	1(1), 11, 19, 21	1(1), 11, 19, 21	1(1), 5, 19, 21	1(1), 3, 19, 21	1(1), 3, 19, 21	1(1), 13, 18, 19, 21	1(1), 13, 18, 19, 21	1(1), 13, 18, 19, 21																																																															
	312,3	89,2	74,9	63,6	54,4	29,4	20,5	20,5	106,6	106,6	106,6																																																															

Рисунок Г.2 — Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-40 [27]



Шестерня Число зубьев																							Кольцевый редуктор																				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22		23																			
Передаточное число	59,4	50,3	44,3	37,9	27,7	23,4	20,6	17,64	75	63,5	55,9	47,9	4,7	4,59											$K = 1 + \frac{23}{22}$																		
	4,18,20 3,17,21 К	6,18,20 5,17,21 К	8,18,20 1,17,21 К	2,18,20 1,17,21 К	4,16,20 5,15,21 К	6,16,20 5,15,21 К	8,16,20 7,15,21 К	2,16,20 7,15,21 К	4,10,13,15,16,20 3,9,10,11,15,21 К	6,10,13,15,16,20 5,9,10,11,15,21 К	8,10,13,15,16,20 1,8,10,16,15,21 К	2,10,9,15,16,20 19,10,16,15,21 К	10,12 9,11	4,7	4,59											$K = 1 + \frac{23}{22}$																	
Работающие шестерни																								Ходуменьшитель редуктор																			
	Резервные и основные											Задний ход																															
I											II											III											IV										

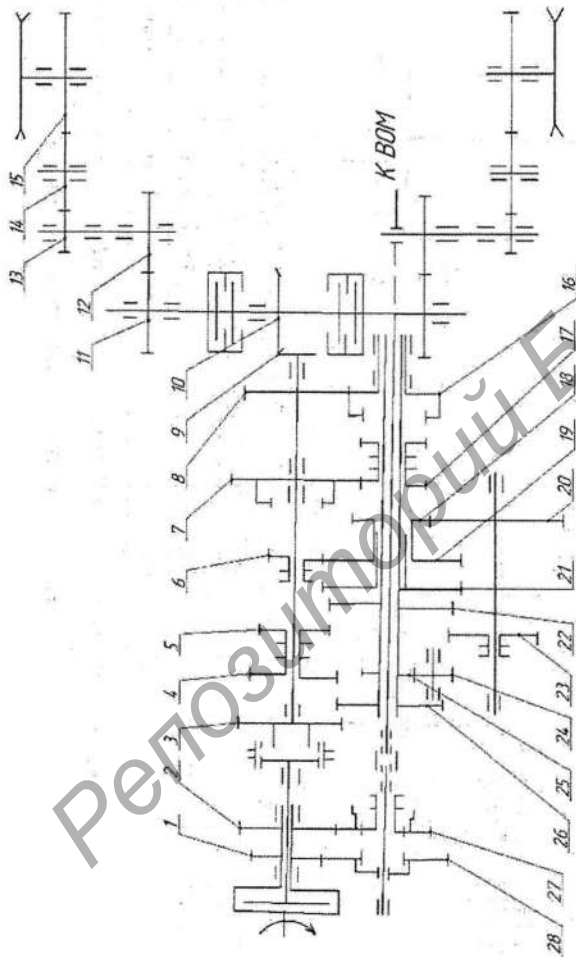
Рисунок Г.5 — Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-150К [30]



Шестерни Передачи	При включении муфты I																				Значение i_0														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		21	22	23	24	25									
Работющие шестерни	I					II					III					IV					Залпий ход					22	23								
	11, 16, 9	19, 10, 3	i_0	1, 17, 9	19, 12, 3	i_0	20, 16, 9	18, 10, 35	i_0	20, 17, 9	18, 12, 3	i_0	20, 17, 9	1, 16, 9	20, 15, 9	i_0	18, 8, 3	i_0	18, 8, 3	i_0	20, 15, 9	22	21	(1 + 25)											
Передачное число	97,0					50,0					30,57					15,75					55,21					17,40					2,92 · 6,0 = 17,538				

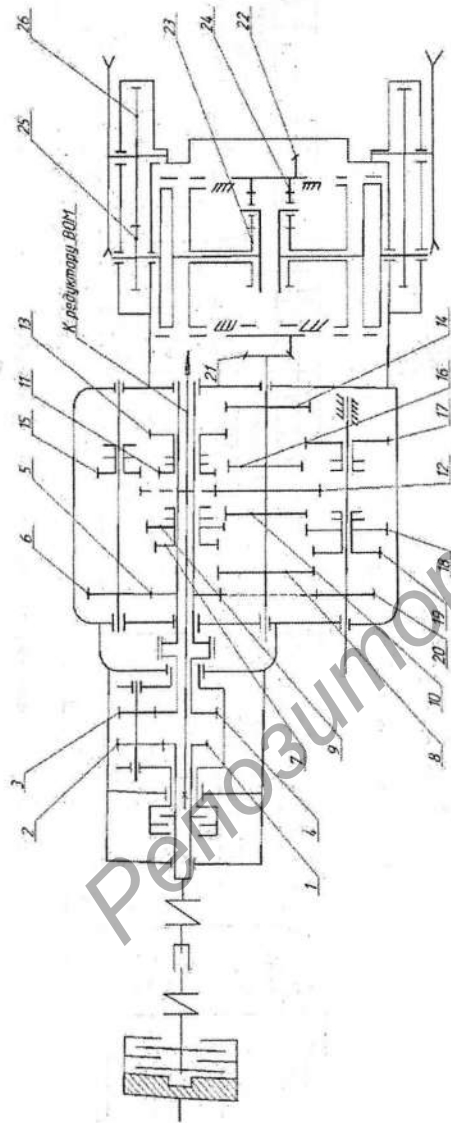
Примечание. При включении муфты передаточное число увеличивается: II муфты — в 1,2 раза, III муфты — в 1,5 раза, IV муфты — в 1,71 раза.

Рисунок Г.6 — Кинематическая схема силовой передачи трактора К-701 [31]



Шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Число зубьев	18	27	24	27	24	21	15	37	12	41	31	31	15	30	53	28	26	43	32	43	40	18	31	19	38	38	47	
Передачи	I		II		III		IV		V		VI		VII		VIII		Значение А											
Работающие шестерни	19, 20, 22, 7	6, 18, 23, 17	19, 20, 22, 8	6, 18, 23, 16	24, 7	6, 17	22, 7	5, 17	22, 7	26, 7	4, 17	21, 8	6, 16	22, 8	5, 16	26, 8	4, 16											
Передающее число	152,09	89,32	55,61		38,22		45,26		32,66		26,58		22,45															

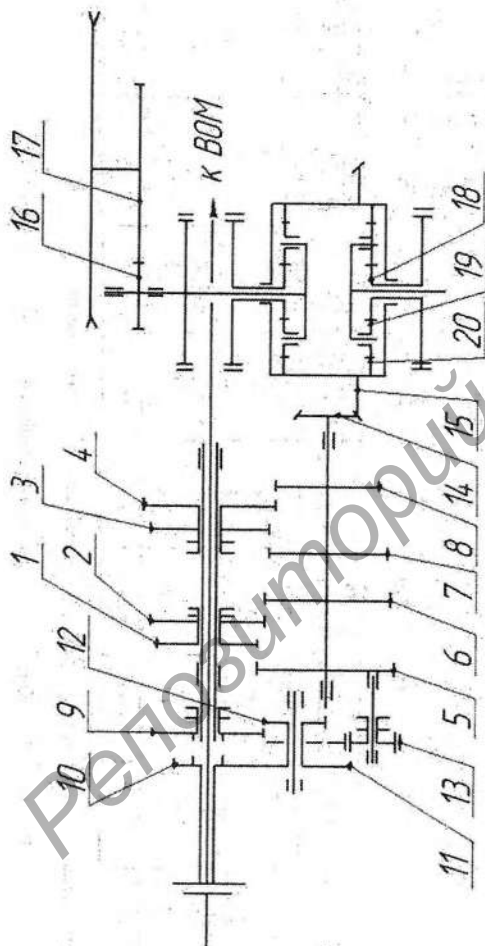
Рисунок Г.7 — Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-70С [32]



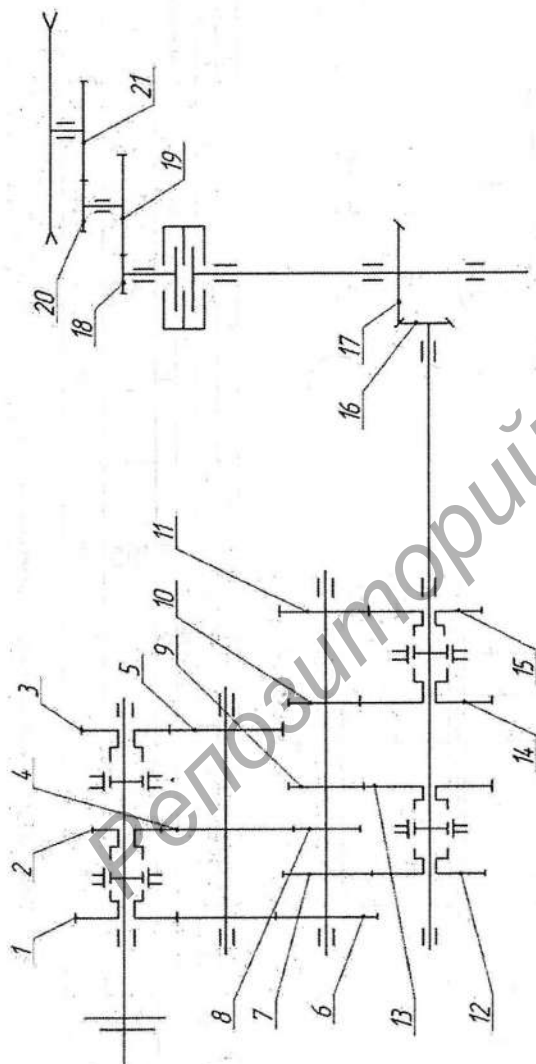
Шестерни Число зубьев	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
	I		II		III		IV		V		VI		VII		Задний ход		УКМ									
Передаточное число	12,22	11,21	14,22	13,21	8,22	7,21	10,22	9,21	20,82	5,19,21	20,10,22	5,18,21	20,16,22	5,17,21	6,12,22	5,15,21	1+23	2,4	1,3	1,25	1,42	51,09	1,25	1,25	1,25	1,25

Примечание. ПМП — планетарный механизм поворота, УКМ — увеличитель крутящего момента.

Рисунок Г.8 — Кинематическая схема силовой передачи трактора ДТ-75 [33]



Шестерни Число зубьев	Резервные и основные										Зарядный ход					Конечная, центральная планетарная																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
	Особо низкая		II		III		IV		V		VI		VII		VIII		I		II		III		IV																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180	181	182	183	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199	200	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214	215	216	217	218	219	220	221	222	223	224	225	226	227	228	229	230	231	232	233	234	235	236	237	238	239	240	241	242	243	244	245	246	247	248	249	250	251	252	253	254	255	256	257	258	259	260	261	262	263	264	265	266	267	268	269	270	271	272	273	274	275	276	277	278	279	280	281	282	283	284	285	286	287	288	289	290	291	292	293	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303	304	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	315	316	317	318	319	320	321	322	323	324	325	326	327	328	329	330	331	332	333	334	335	336	337	338	339	340	341	342	343	344	345	346	347	348	349	350	351	352	353	354	355	356	357	358	359	360	361	362	363	364	365	366	367	368	369	370	371	372	373	374	375	376	377	378	379	380	381	382	383	384	385	386	387	388	389	390	391	392	393	394	395	396	397	398	399	400	401	402	403	404	405	406	407	408	409	410	411	412	413	414	415	416	417	418	419	420	421	422	423	424	425	426	427	428	429	430	431	432	433	434	435	436	437	438	439	440	441	442	443	444	445	446	447	448	449	450	451	452	453	454	455	456	457	458	459	460	461	462	463	464	465	466	467	468	469	470	471	472	473	474	475	476	477	478	479	480	481	482	483	484	485	486	487	488	489	490	491	492	493	494	495	496	497	498	499	500	501	502	503	504	505	506	507	508	509	510	511	512	513	514	515	516	517	518	519	520	521	522	523	524	525	526	527	528	529	530	531	532	533	534	535	536	537	538	539	540	541	542	543	544	545	546	547	548	549	550	551	552	553	554	555	556	557	558	559	560	561	562	563	564	565	566	567	568	569	570	571	572	573	574	575	576	577	578	579	580	581	582	583	584	585	586	587	588	589	590	591	592	593	594	595	596	597	598	599	600	601	602	603	604	605	606	607	608	609	610	611	612	613	614	615	616	617	618	619	620	621	622	623	624	625	626	627	628	629	630	631	632	633	634	635	636	637	638	639	640	641	642	643	644	645	646	647	648	649	650	651	652	653	654	655	656	657	658	659	660	661	662	663	664	665	666	667	668	669	670	671	672	673	674	675	676	677	678	679	680	681	682	683	684	685	686	687	688	689	690	691	692	693	694	695	696	697	698	699	700	701	702	703	704	705	706	707	708	709	710	711	712	713	714	715	716	717	718	719	720	721	722	723	724	725	726	727	728	729	730	731	732	733	734	735	736	737	738	739	740	741	742	743	744	745	746	747	748	749	750	751	752	753	754	755	756	757	758	759	760	761	762	763	764	765	766	767	768	769	770	771	772	773	774	775	776	777	778	779	780	781	782	783	784	785	786	787	788	789	790	791	792	793	794	795	796	797	798	799	800	801	802	803	804	805	806	807	808	809	810	811	812	813	814	815	816	817	818	819	820	821	822	823	824	825	826	827	828	829	830	831	832	833	834	835	836	837	838	839	840	841	842	843	844	845	846	847	848	849	850	851	852	853	854	855	856	857	858	859	860	861	862	863	864	865	866	867	868	869	870	871	872	873	874	875	876	877	878	879	880	881	882	883	884	885	886	887	888	889	890	891	892	893	894	895	896	897	898	899	900	901	902	903	904	905	906	907	908	909	910	911	912	913	914	915	916	917	918	919	920	921	922	923	924	925	926	927	928	929	930	931	932	933	934	935	936	937	938	939	940	941	942	943	944	945	946	947	948	949	950	951	952	953	954	955	956	957	958	959	960	961	962	963	964	965	966	967	968	969	970	971	972	973	974	975	976	977	978	979	980	981	982	983	984	985	986	987	988	989	990	991	992	993	994	995	996	997	998	999	1000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180	181	182	183	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199	200	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214	215	216	217	218	219	220	221	222	223	224	225	226	227	228	229	230	231	232	233	234	235	236	237	238	239	240	241	242	243	244	245	246	247	248	249	250	251	252	253	254	255	256	257	258	259	260	261	262	263	264	265	266	267	268	269	270	271	272	273	274	275	276	277	278	279	280	281	282	283	284	285	286	287	288	289	290	291	292	293	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303	304	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	315	316	317	318	319	320	321	322	323	324	325	326	327	328	329	330	331	332	333	334	335	336	337	338	339	340	341	342	343	344	345	346	347	348	349	350	351																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																									



Шестерни Число зубьев	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21		
	Передний ход											Задний ход											
Передаточное число	Передний ход											Задний ход											
	I		II		III		IV		V		VI		VII		VIII		I		II		III		IV
Работающие шестерни	14, 2, 4	10, 4, 3	14, 8, 5	15, 8, 5	11, 4, 2	15, 8, 5	11, 4, 3	13, 8, 4	9, 4, 2	13, 8, 5	9, 4, 3	12, 8, 4	7, 4, 2	14, 6	10, 1	15, 6	11, 1	13, 6	9, 1	12, 6	7, 1	20, 18, 16	21, 19, 17
Передаточное число	53,52	44,95	38,65	32,42	26,6	22,32	19,37	16,21	65,6	40,0	20,0	27,6	30,0										

Рисунок Г.10 — Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-130 [35]

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Методические указания по выполнению курсового и дипломного проектирования для студентов специальности 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства / сост.: Ю. И. Шаляид [и др.]. Барановичи : РИО БарГУ, 2008. 102 с.
2. Скотников В. А., Мащерский А. А., Солонский А. С. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля. М. : Агропромиздат, 1986. 383 с.
3. Там же ; Чернышёв В. А. Тяговый расчёт трактора. М., 1982. 53 с.
4. Чернышёв В. А. Тяговый расчёт трактора. 53 с.
5. Александров Г. Я., Груздев В. В., Фёдоров П. В. Тракторы и автомобили. Раздел «Теория тракторов и автомобилей» : методические указания и задания для курсовой работы. М. : ВСХИЗО, 1993. 47 с.
6. Там же.
7. Скотников В. А., Мащерский А. А., Солонский А. С. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля.
8. Александров Г. Я., Груздев В. В., Фёдоров П. В. Тракторы и автомобили. Раздел «Теория тракторов и автомобилей». 47 с.
9. Там же.
10. Скотников В. А., Мащерский А. А., Солонский А. С. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля. 383 с.
11. Там же.
12. Теория трактора и автомобиля : учебное пособие по выполнению курсовой работы / Агеев Л. Е. [и др.]. Брянск : Изд-во Брян. ГСХА, 2001. 155 с.
13. Там же. С. 57.
14. Там же. С. 58.
15. Там же. С. 62.
16. Там же. С. 83.
17. Там же. С. 84.
18. Там же. С. 85.
19. Там же.
20. Там же. С. 86.
21. Там же.
22. Там же. С. 89.
23. Скотников В. А., Мащерский А. А., Солонский А. С. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля. 383 с. ; Тракторы: теория / В. В. Гуськов [и др.]. М. : Машиностроение, 1988. 376 с.
24. Теория трактора и автомобиля. С. 116.
25. Там же. С. 117.
26. Там же. С. 126.
27. Там же. С. 127.
28. Там же. С. 128.
29. Там же. С. 129.
30. Там же. С. 130.
31. Там же. С. 131.
32. Там же. С. 132.
33. Там же. С. 133.
34. Там же. С. 134.
35. Там же. С. 135.
36. Там же. С. 136.
37. Там же. С. 137.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1 Тяговый расчёт трактора	3
1.1 Задачи расчёта и исходные данные	3
1.2 Определение рабочего тягового диапазона	3
1.3 Определение эксплуатационной массы трактора	4
1.4 Расчёт основных рабочих скоростей	5
1.5 Определение динамического радиуса ведущих колёс	6
1.6 Расчёт передаточных чисел трансмиссии	7
1.7 Определение коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии	8
1.8 Определение номинальной эксплуатационной мощности двигателя трактора	9
2 Расчёт и построение характеристики двигателя и тяговой характеристики трактора	10
2.1 Подготовка исходных данных для расчёта	10
2.2 Расчёт регуляторной характеристики двигателя	10
2.3 Расчёт тяговой характеристики трактора	12
2.4 Построение тяговой характеристики трактора	13
2.5 Анализ расчётных параметров и тяговых характеристик трактора	17
3 Расчёт и построение динамической и экономической характеристик автомобиля	18
3.1 Требования к выполнению раздела	18
3.2 Определение исходных параметров для расчёта характеристик автомобиля	19
3.3 Расчёт и построение внешней скоростной характеристики двигателя	22
3.4 Определение передаточных чисел трансмиссии	24
3.5 Расчёт и построение динамической характеристики автомобиля	26
3.6 Расчёт и построение экономической характеристики автомобиля	28
4 Требования к графической части курсовой работы	32
Приложения	33
Список использованных источников	50

158023

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Барановичский государственный университет»
БИБЛИОТЕКА

Учебное издание

Потапов Владимир Александрович

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТРАКТОРЫ
И АВТОМОБИЛИ»**

Ответственный за выпуск Е. Г. Хохол
Технический редактор Е. П. Юзефович
Компьютерная вёрстка Е. П. Юзефович
Корректор С. А. Берзнюк

Подписано в печать 30.09.2015 . Формат 60 × 84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. псч. л. 1,50. Уч.-изд. л. 2,00. Тираж 86 экз. Заказ 735.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования «Барановичский государственный университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/424 от 02.09.2014.
Ул. Войкова, 21, 225404, г. Барановичи.
Тел. 8 (0163) 45 46 28, e-mail: rio@barsu.by .