



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Рубцовский индустриальный институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»
(РИИ АлтГТУ)

**А.Н. ПЛОЩАДНОВ, Э.С. МАРШАЛОВ,
И.В. КУРСОВ, Г.Ю.ЯСТРЕБОВ**

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине
«Теория, конструкция, расчет колесных и гусеничных машин»
для студентов направления подготовки
«Наземные транспортно-технологические комплексы»

Рубцовск 2021

Площаднов А.Н., Маршалов Э.С., Курсов И.В., Ястребов Г.Ю. Теория, конструкция, расчет колесных и гусеничных машин: методические указания к курсовому проектированию для студентов направления подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы» / Площаднов А.Н., Маршалов Э.С., Курсов И.В., Ястребов Г.Ю. Рубцовский индустриальный институт.- Рубцовск. - 2021. - 38 с. [ЭР].

В методических указаниях представлена методика проведения проекторочных тяговых расчетов колесных (4К2 и 4К4), гусеничных сельскохозяйственных тракторов.

Рассмотрены и одобрены
на заседании каф. НТС
РИИ АлтГТУ
Протокол № 8 от 30.03.21

Рецензент:

заведующий кафедрой ТиТМиПП
к.т.н., доцент В.В. Гриценко

Содержание

Введение	4
Глава 1 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4К2	5
Глава 2 ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4К4	17
Глава 3 ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА	23
Глава 4 ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ	25
Список литературы	28
Приложение	29

ВВЕДЕНИЕ

В методических указаниях излагается методика проведения проектировочных тяговых расчетов (ПТР) сельскохозяйственных тракторов с колесным и гусеничным движителем, даются рекомендации по оформлению пояснительной записки курсового проекта и его графической части, представлены варианты заданий.

В первой главе методических указаний изложены цели и задачи тягового расчета. Во второй главе рассматривается тяговый расчет колесного трактора 4К2, в третьей главе отражены особенности тягового расчета полноприводного трактора 4К4 и в четвертой – особенности тягового расчета гусеничных тракторов. Пятая глава посвящена графической части курсового проекта и структуре пояснительной записки.

Формы титульного листа пояснительной записки, листа задания представлены в приложении А данных методических указаний.

Варианты заданий приведены в приложении Б.

В приложении В дана форма рационального представления расчетных данных ПТР тракторов 4К2 и 4К4. Форма представления расчетных данных ПТР гусеничного трактора аналогична форме колесного трактора 4К2 (расчетные таблицы заполняются для всех передач).

В приложении Д представлены справочные данные по пневматическим шинам [10].

В приложении Г данных методических указаний дана форма графического представления тягового расчета в виде тяговой характеристики.

Глава 1 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4К2

1.1 Задаем значение номинального усилия на крюке, которое должно быть обеспечено $P_{крН}$ (кН).

Предположим, что вектор силы $P_{крН}$ направлен горизонтально. Номинальную силу тяги трактор должен развивать на невзлущенной стерне нормальной влажности (примерно 15-18%) и средней твердости (на черноземе или суглинке); буксование ведущих колес не должно превышать 18% для тракторов с колесной формулой 4К2, 16% для тракторов с колесной формулой 4К4, 5% для гусеничных тракторов.

1.2 Принимаем значение коэффициента нагрузки на ведущие колеса на номинальном режиме работы трактора для задних колес $\lambda_{кн}$ или для передних $\lambda_{пн}$, которые связаны соотношением:

$$\lambda_{кн} + \lambda_{пн} = 1,0. \quad (1)$$

Рекомендуемые значения:

$$\lambda_{кн} = 0,80 \div 0,85 \quad [1],$$

$$\lambda_{кн} = 0,75 \div 0,80 \quad [2].$$

Следует учитывать, что при $\lambda_n \leq 0,15$ возможна потеря управляемости.

1.3 Принимаем значения геометрических характеристик трактора:

Базы L , м.

Высоты точки приложения крюковой силы $P_{кр}$ над опорной поверхностью: $h_{кр}$, м.

Колеи B , м

1.4 Выбираем число рабочих передач n .

1.5 Принимаем значения коэффициентов, характеризующих почвенные условия, двигатель и т.п.

2 Определяем эксплуатационную массу трактора $m_э$, включающую конструктивную массу m_k , массу ГСМ, балласта, охлаждающей жидкости, части или всей агрегатируемой машины, навешиваемой на трактор, а также водителя.

$$m_э = \frac{\Delta lim \cdot P_{кр}}{(\lambda_1 \cdot \varphi_{дон} - f_c) \cdot g}, \text{ т} \quad [1]; \quad (2)$$

$$m_{э_{мин}} = m_k \cdot (1,07 \div 1,10), \text{ т} \quad [2].$$

где Δlim - коэффициент возможной перегрузки; λ_1 - коэффициент нагрузки на ведущие колеса; $\lambda_1 = \lambda_{пн}$ для передних ведущих колес; $\lambda_1 = \lambda_{кн}$ для задних ведущих колес; $\varphi_{дон}$ - допустимое значение коэффициента сцепления по агротехническим требованиям; f_c - коэффициент сопротивления качению

трактора; g - ускорение свободного падения, $м/с^2$; $m_{э, \min}$ - минимальная эксплуатационная масса, т.

Одной из регламентирующих сельскохозяйственных операций при выборе эксплуатационной массы является пахота. Для условий движения трактора в агрегате с плугом по стерне колосовых

$$\Delta lim = 1,35 \div 1,40;$$

$$\varphi_{дон} = 0,65 \div 0,75;$$

$$f_c = 0,08 \div 0,10.$$

3 Определяем коэффициенты нагрузки на задние и передние колеса трактора в статике, т.е. для неподвижно стоящего трактора:

$$\lambda_{кст} = \lambda_{кн} - \frac{P_{крн} \cdot h_{кр}}{m_э \cdot g \cdot L};$$

$$\lambda_{нст} = \lambda_{нн} + \frac{P_{крн} \cdot h_{кр}}{m_э \cdot g \cdot L}. \quad (3)$$

4 Определяем эффективную мощность двигателя проектируемого трактора, необходимую для движения трактора без переключения передач:

$$N_e = \frac{P_{крн} V_d}{\chi_э \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_r \cdot (1 - \delta_{дон}) \cdot \left(1 - \frac{f_c}{\lambda_1 \cdot \varphi_{дон}}\right)}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

где V_d - действительная скорость движения агрегата, м/с; $\chi_э$ - коэффициент эксплуатационной нагрузки двигателя; $\eta_{тр}$ - механический КПД трансмиссии; η_r - КПД, учитывающий потери в колесном движителе; $\delta_{дон}$ - допустимое значение буксования.

При практических расчетах по комплектованию тракторного агрегата можно принять [1]:

$$\chi_э = 0,85 \div 0,90.$$

Механический КПД ступенчатых тракторных трансмиссий при нагрузках, близких к расчетным [1]:

$$\eta_{тр} = 0,88 \div 0,93.$$

Затраты мощности на деформацию шины составляют не более 5-6% от общей мощности, затрачиваемой на качение эластичных колес по грунту. Принимаем, что потери мощности в подшипниках ступиц равны нулю, тогда КПД, учитывающий потери в колесном движителе, равен:

$$\eta_r = 0,94 \div 0,95.$$

Допустимое значение буксования устанавливается из условий соблюдения агротехнических требований. Для трактора 4К2 [1]:

$$\delta_{дон} = 0,16.$$

Рекомендуемые значения действительных скоростей трактора, работающего с номинальной тяговой нагрузкой, находятся в интервале $2,5 \div 2,78$ м/с.

На основании изложенного в [2, 3] считаем, что полученное значение эффективной мощности N_e есть номинальная мощность N_n двигателя.

5 Округляем полученное значение N_n до большего целого числа. Из имеющихся двигателей внутреннего сгорания по справочным данным выбираем двигатель со значением мощности, близкой полученному.

Для дальнейших расчетов нам необходимо иметь данные по регуляторной характеристике. При отсутствии экспериментальных данных ее можно получить расчетным путем.

5.1 Задаем номинальное число оборотов двигателя n_n [4].

Для тракторных и комбайновых дизелей:

$$n_n = 1600 \div 2500 \text{ об/мин};$$

для автомобильных дизелей:

$$n_n = 2600 \div 3500 \text{ об/мин};$$

для автомобильных карбюраторных двигателей (меньшее значение характерно для двигателей грузовых автомобилей, большее - для легковых):

$$n_n = 3200 \div 6000 \text{ об/мин}.$$

5.2 Задаем минимальное число оборотов устойчивой работы двигателя n_{\min} [5]:

для дизелей $n_{\min} = 350 \div 800 \text{ об/мин};$

для бензиновых двигателей $n_{\min} = 600 \div 1000 \text{ об/мин}.$

5.3 Определяем число оборотов холостого хода n_{xx} :

$$n_{xx} = K_{nr} \cdot n_n, \quad \text{об/мин}, \quad (5)$$

где K_{nr} - коэффициент неравномерности регулятора двигателя:

- для дизелей $K_{nr} = 1,05 \div 1,10$;

- для карбюраторных двигателей $K_{nr} = 1,05 \div 1,20$ [5].

5.4 Предположим, что зависимости эффективной мощности N_e , крутящего момента M_e , часового расхода топлива G_{Te} от оборотов двигателя n_e на регуляторном участке $n_n \leq n_e \leq n_{xx}$ представляют прямые пропорциональности [1].

Задаем число точек на регуляторной ветви характеристики N и определяем значение оборотов двигателя в каждой точке n_{ej} :

$$n_{ej} = n_{xx} - A(j-1), \text{ об/мин}, \quad (6)$$

где $j = 1, 2, 3, \dots, (N-1)$;

$$A = \frac{n_{xx} - n_n}{N - 1}.$$

Величина «А» округляется до целого числа, об/мин,

при $j=N$ $n_{eN} = n_n$, об/мин; (7)

5.5 Для каждого значения оборотов n_{ej} находим на регуляторном участке соответствующее значение эффективной мощности:

$$N_{ej} = N_n \left(1 - \frac{n_{ej} - n_n}{n_{xx} - n_n}\right), \text{ кВт}, \quad (8)$$

где $j = 1, 2, 3 \dots N$.

5.6 Определяем соответствующие эффективные крутящие моменты:

$$M_{ej} = \frac{30 \cdot N_{ej}}{\pi \cdot n_{ej}}, \text{ кН}\cdot\text{м}. \quad (9)$$

5.7 Находим значение часового расхода топлива в каждой выбранной точке регуляторной ветви.

5.7.1 Для дизеля [6]

$$G_{Tej} = 0,001 \cdot g_n \cdot N_n - K_T (N_n - N_{ej}), \text{ кг}\frac{\text{ч}}{\text{ч}}, \quad (10)$$

где $j = 1, 2, 3 \dots N$;

g_n – удельный расход топлива при номинальном режиме работы двигателя, $\frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$;

- для дизелей с турбонаддувом [7]

$$g_n = 212 \div 229 \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}};$$

для дизелей без турбонаддува [7]

$$g_n = 218 \div 236 \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}};$$

K_T – коэффициент пропорциональности;

- для дизелей $K_T = 174 \div 204 \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$;

5.7.2 Для карбюраторного двигателя

$$G_{Tej} = (G_{T_{xx}} - G_{T_n}) \cdot \frac{n_{ej} - n_n}{n_{xx} - n_n} + G_{T_n} \text{ кг}\frac{\text{ч}}{\text{ч}}, \quad (11)$$

где $j = 1, 2, 3, \dots N$;

$G_{T_{xx}}$ – часовой расход топлива на режиме холостого хода, кг/ч;

G_{T_n} – часовой расход топлива на номинальном режиме, кг/ч;

$$G_{T_n} = 0,001 \cdot g_n \cdot N_n \text{ кг}\frac{\text{ч}}{\text{ч}}, \quad (12)$$

где g_n – удельный расход топлива на номинальном режиме, $\frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$.

Для карбюраторных двигателей $g_n = 250 \div 325, \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$ [5].

Часовой расход топлива на холостом ходу дизельного двигателя составляет примерно 23% от расхода топлива при нормальной мощности на регуляторе (8). На холостом ходу топливо затрачивается на создание мощности, идущей на компенсацию внутренних потерь в двигателе. При этом эффективная мощность $N_e = 0$. Если допустить, что внутренние потери

карбюраторного и дизельного двигателя одинаковы, то в ориентировочных расчетах можно использовать формулу:

$$G_{T_{xx}} = 0,23 * G_{T_n}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}}. \quad (13)$$

5.8 Определяем соответствующее значение удельных расходов топлива:

$$g_{ej} = \frac{1000 \cdot G_{T_{ej}}}{N_{ej}}, \quad (14)$$

где $j = 1, 2, 3, \dots, N$.

5.9 Задаем число точек на безрегуляторной ветви характеристики двигателя М.

Определяем числа оборотов в j -х точках:

$$n_{ej} = n_n - B(j - N), \text{ об/мин}, \quad (15)$$

где $j = N, (N + 1), (N + 2) \dots (N + M - 1)$;

$$B = \frac{n_n' - n_{\min}}{M - 1}, \text{ об/мин}.$$

Величина « B » округляется до целого числа

$$\text{при } j = (N + M - 1) \quad n_{ej} \cong n_{\min}.$$

5.10 Для каждой j -й точки безрегуляторной ветви определяем эффективную мощность N_{ej} [5].

5.10.1 Дизель с неразделенными камерами сгорания

$$N_{ej} = N_n \cdot \frac{n_{ej}}{n_n} \left[0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_{ej}}{n_n} - \left(\frac{n_{ej}}{n_n} \right)^2 \right], \text{ кВт}. \quad (16)$$

5.10.2 Дизель с предкамерами

$$N_{ej} = N_n \cdot \frac{n_{ej}}{n_n} \left[0,6 + 1,4 \cdot \frac{n_{ej}}{n_n} - \left(\frac{n_{ej}}{n_n} \right)^2 \right], \text{ кВт}. \quad (17)$$

5.10.3 Дизель с вихревыми камерами

$$N_{ej} = N_n \cdot \frac{n_{ej}}{n_n} \left[0,7 + 1,3 \cdot \frac{n_{ej}}{n_n} - \left(\frac{n_{ej}}{n_n} \right)^2 \right], \text{ кВт}. \quad (18)$$

5.10.4 Карбюраторный двигатель

$$N_{ej} = N_n \frac{n_{ej}}{n_n} \left[1 + \frac{n_{ej}}{n_n} - \left(\frac{n_{ej}}{n_n} \right)^2 \right], \text{ кВт}. \quad (19)$$

5.11 Соответствующие значения эффективного крутящего момента M_{ej} для $j = N, (N + 1) \dots (N + M - 1)$ определяются по формуле (9).

5.12 Удельный расход топлива на безрегуляторной ветви характеристики вычисляется по эмпирическим формулам:

5.12.1 Для дизельного двигателя [9]

$$g_{ej} = g_n \left[1,55 - 1,55 \frac{n_{ej}}{n_n} + \left(\frac{n_{ej}}{n_n} \right)^2 \right], \text{ } \frac{z}{(\text{кВт} \cdot \text{ч})}. \quad (20)$$

5.12.2 Для карбюраторного двигателя [5]

$$g_{ej} = g_n \left[1,2 - 1,2 \frac{n_{ej}}{n_n} + \left(\frac{n_{ej}}{n_n} \right)^2 \right], \text{ } \frac{z}{(\text{кВт} \cdot \text{ч})}. \quad (21)$$

5.13 Часовой расход топлива на безрегуляторной ветви

$$G_{Tej} = 0,001 \cdot g_{ej} \cdot N_{ej}, \text{ } \frac{\text{кг}}{\text{ч}}. \quad (22)$$

Расчетные данные должны быть сведены в таблицу 1.

Таблица 1 - Данные для построения регуляторной характеристики двигателя

	Обороты двигателя, об/мин	Эффективная мощность, кВт	Крутящий момент, кНм	Часовой расход топлива, $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$	Удельный расход топлива, $\frac{z}{(\text{кВт} \cdot \text{ч})}$
Регуляторная ветвь	$n_{e_1} = n_{xx}$	$N_{e_1} = 0$	$M_{e_1} = 0$	$G_{Te_1} = G_{T_{xx}}$	$g_{e_1} = \infty$
	n_{e_2}	N_{e_2}	M_{e_2}	G_{Te_2}	g_{e_2}
	*	*	*	*	*
	*	*	*	*	*
Номинальный режим	$n_{eN} = n_n$	$N_{eN} = N_n$	$M_{eN} = M_n$	$G_{TeN} = G_{Tn}$	$g_{eN} = g_n$
Безрегуляторная ветвь	*	*	*	*	*
	*	*	*	*	*
	$n_{e(N+M-1)} = n_{\min}$	$N_{e(N+M-1)}$	$M_{e(N+M-1)}$	$G_{Te(N+M-1)}$	$g_{e(N+M-1)}$

В том случае, когда имеются экспериментальные данные по регуляторной характеристике двигателя, предназначенного для установки на трактор, в таблицу заносятся соответствующие значения для экспериментальных точек.

Внешний вид регуляторной характеристики с принятыми обозначениями точек представлен на рисунке 1.

6 Определяем величину касательной силы тяги при номинальном режиме работы трактора.

$$P_{kn} = P_{крн} + m_3 \cdot g \cdot f_c, \text{ кН}. \quad (23)$$

7 Выбираем большее из значений коэффициентов $\lambda_{кст}; \lambda_{ку}$ и $\lambda_{пст}; \lambda_{пн}$. Зная эксплуатационную массу $m_э$, по грузоподъемности на основании справочных данных подбираем соответствующие пневматические шины [10] (приложение Д).

Минимально необходимая грузоподъемность шины:

$$G_{\min} = \frac{m_э g \lambda_{\max}}{n}, \text{ кН}; \quad (24)$$

где n - число колес на оси трактора, λ_{\max} - максимальное значение коэффициента нагрузки на передние или задние колеса.

Определяем динамический радиус пневматической шины по эмпирической формуле для задних ведущих колес [2]

$$r_э = [0,5d + (0,80 \div 0,85)v] \cdot 10^{-3}, \text{ м}, \quad (25)$$

где d - наружный диаметр обода, на который надевается шина, мм; v - ширина профиля покрышки, мм.

Для передних пневматических шин трактора, работающих в ведущем режиме, динамический радиус меньше посчитанного по формуле (25) на 10 ÷ 20 мм [3], т.к. передние колеса движутся по неуплотненной поверхности.

8 Определяем передаточное число низшей передачи рабочего диапазона скоростей, i_{p_1} , которое должно соответствовать центру рассеяния случайных величин касательной силы тяги.

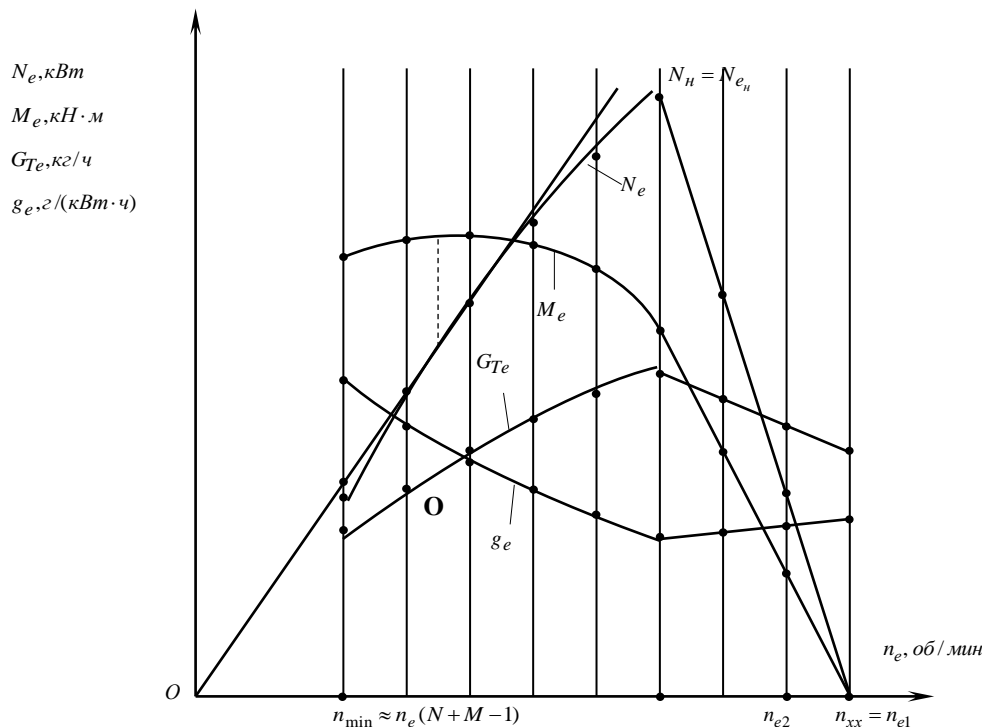


Рисунок 1 – Регуляторная характеристика двигателя

Наиболее оптимальный режим загрузки трактора в агрегате осуществляется при условии, когда номинальная касательная сила тяги $P_{кн}$ соответствует центру рассеяния случайной величины, P_k , которая в общем случае подчиняется нормальному закону распределения [1]:

$$P_{k_{cp}} = m(P_k) = \frac{P_{k_{max}} + P_{k_{min}}}{2} = P_{кн}, \quad (26)$$

где $m(P_k)$ - математическое ожидание касательной силы тяги, кН; $P_{k_{cp}}, P_{k_{max}}, P_{k_{min}}$ - соответственно среднее, максимальное и минимальное значение касательной силы тяги, кН.

Тогда [1]

$$i_{p_1} = \frac{P_{кн} \cdot r_{\partial}}{M_n \cdot \eta_{тп} \cdot \eta_r}, \quad (27)$$

где i_{p_1} - передаточное число на первой передаче рабочего диапазона скоростей; M_n - эффективный крутящий момент двигателя при работе на номинальном режиме, кНм.

9 Для большинства тракторов отношение максимальной касательной силы тяги к минимальной из диапазона тяговых сил трактора, которое необходимо обеспечить, лежит в пределах [1]:

$$\frac{P_{k_{max}}}{P_{k_{min}}} = 1,6 \div 1,8; \quad (28)$$

следовательно,

$$\frac{P_{k_{min}}}{P_{k_{max}}} = 0,556 \div 0,625.$$

10 Передаточные числа диапазона рабочих скоростей тракторов, оборудованных ступенчатыми коробками перемены передач, подбирают по закону геометрической прогрессии. Определяем знаменатель геометрической прогрессии для рабочего диапазона q_p , равный минимальному коэффициенту нагрузки двигателя χ_{min} [1]:

$$q_p = \chi_{min} = \sqrt[n]{\frac{P_{k_{min}}}{P_{k_{max}}}}, \quad (29)$$

где n - число передач.

11 Определяем передаточные числа на каждой i -й передаче из имеющихся n - передач

$$i_{p_i} = q_p^{i-1} \cdot i_{p_1}, \quad (30)$$

где $i=1,2,3 \dots n$ - номер передачи.

12 Определяем передаточные числа трансмиссии для транспортного диапазона скоростей.

12.1 По условиям комфортности, которая может быть обеспечена подвеской проектируемого трактора, назначаем максимальную скорость на транспортных работах (без учета буксования) $V_{TP_{max}}$, м/с.

12.2 Определяем передаточное число трансмиссии, соответствующей максимальной транспортной скорости:

$$i_{T(V_{TP_{max}})} = \frac{\pi \cdot n_H \cdot r_{\partial}}{30 \cdot V_{TP_{max}}} \quad (31)$$

12.3 Определяем первую транспортную скорость

$$V_{TP_1} = \sqrt{V_{TP_{max}} \cdot V_{pn}}, \text{ м/с}, \quad (32)$$

где $V_{pn} = \frac{\pi \cdot n_H \cdot r_{\partial}}{30 \cdot i_{pn}}$ - скорость трактора на высшей (n-й) передаче рабочего

диапазона.

12.4 Определяем передаточное число трансмиссии для обеспечения первой транспортной скорости.

$$i_{T_1} = \frac{\pi \cdot n_H \cdot r_{\partial}}{30 \cdot V_{TP_1}}.$$

12.5 Транспортные передачи также подбирают по закону геометрической прогрессии. Задаем число передач транспортного диапазона скоростей K . Обычно $K=2$ или 3 [1]. Тогда знаменатель геометрической прогрессии

$$q_T = \sqrt[k-1]{\frac{i_{T(V_{TP_{max}})}}{i_{T_1}}}. \quad (33)$$

12.6 Передаточные числа на всех транспортных передачах:

$$i_{T_i} = i_{T_1} \cdot q_T^{i-1}, \quad (34)$$

где $i = 1, 2, \dots, K$.

13 Определяем касательную силу тяги для различных передач рабочего диапазона при всех значениях крутящих моментов двигателя в выбранных точках регуляторной характеристики.

$$P_{k(i,j)} = \frac{\eta_{TP} \cdot \eta_r}{r_{\partial}} \cdot M_{ej} \cdot i_{pi}, \text{ кН}, \quad (35)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$ – номер передачи; $j = 1, 2, \dots, (N + M - 1)$ – номер точки на характеристике двигателя.

Произведение коэффициентов $\eta_{TP} \cdot \eta_r$ принимается постоянным, не зависящим от нагрузки в трансмиссии [1].

14 Задаем почвенный фон, для которого необходимо провести тяговый расчет. По справочным данным определяем значение максимального

коэффициента сцепления φ_{\max} и коэффициента сопротивления качению f [1] для колесных тракторов.

15 В основном экспериментальные данные получены для тракторов с задними ведущими колесами, т.е.

$$\varphi_{\max} = \frac{P_{k_{\max}}}{m_{\text{э}} \cdot g \cdot \lambda_1} = \varphi_{\max_k} - \text{максимальный коэффициент сцепления задних}$$

колес (таблица 2).

Таблица 2 -Значения коэффициентов f , φ_{\max} , $\varphi_{\text{дон}}$ для различных почвенных фонов

Поверхность пути	f	φ_{\max}	$\varphi_{\text{дон}}$
Грунтовая сухая дорога	0,03 ÷ 0,05	0,7 ÷ 0,9	0,65 ÷ 0,8
Целина, плотная залежь	0,05 ÷ 0,07	0,7 ÷ 0,9	0,65 ÷ 0,8
Залежь (2-3-летняя), скошенный луг	0,06 ÷ 0,08	0,6 ÷ 0,8	0,55 ÷ 0,75
Стерня колосовых	0,08 ÷ 0,10	0,6 ÷ 0,85	0,65 ÷ 0,8
Поле, подготовленное под посев	0,16 ÷ 0,18	0,4 ÷ 0,6	0,35 ÷ 0,55
Укатанная снежная дорога	0,03 ÷ 0,04	0,3 ÷ 0,4	0,3 ÷ 0,35

Согласно предположению Гинцбурга Б.Я., в связи с тем, что передние колеса движутся по мягкому грунту, для них максимальный коэффициент сцепления равен [3]:

$$\varphi_{\max_n} = \varphi_{\max_k} - (0,05 \div 0,10). \quad (36)$$

Можно предположить, что для экспериментальных кривых по максимальному крюковому коэффициенту сцепления

$$\varphi_{kp_{\max}} = \frac{P_{kp_{\max}}}{m_{\text{э}} \cdot g \cdot \lambda_1} = \frac{P_{k_{\max}} - m_{\text{э}} \cdot g \cdot f}{m_{\text{э}} \cdot g \cdot \lambda_1}.$$

Также справедливо предположение Гинцбурга Б.Я.

$$\varphi_{kp_{\max_n}} = \varphi_{kp_{\max_k}} - (0,05 \div 0,10), \quad (37)$$

где $\varphi_{kp_{\max_n}}$; $\varphi_{kp_{\max_k}}$ – соответственно максимальные значения крюковых коэффициентов сцепления тракторов с передними или задними ведущими колесами.

16 Определяем коэффициент запаса сцепления

$$K_{c(i,j)} = 1 - \frac{P_{k(i,j)}}{m_{\text{э}} \cdot g \cdot \lambda_1 \cdot \varphi_{\max}}, \quad (38)$$

при $K_c \geq 0$ сцепление не нарушено;

при $K_c < 0$ сцепление движителей с поверхностью не обеспечено.

17 Определяем тяговое усилие, соответствующее каждому значению $P_{k(i,j)}$

$$P_{kp(i,j)} = P_{k(i,j)} - m_э \cdot g \cdot f, \text{ кН.} \quad (39)$$

Если $P_{kp(i,j)} < 0$, то $P_{kp(i,j)}$ приравняется к нулю и вводится сообщение: «Мощность двигателя недостаточна для движения».

18.1 Если известны эмпирические формулы:

$$\varphi = \frac{P_k}{m_э \cdot g \cdot \lambda_1} = f_1(\delta) \text{ или } \varphi_{kp} = \frac{P_{kp}}{m_э \cdot g \cdot \lambda_1} = f_2(\delta),$$

где δ – буксование, то их необходимо привести к виду:

$$\delta = \psi_1(P_k) \text{ или } \delta = \psi_2(P_{kp}),$$

по которым для каждого значения $P_{k(ij)}$ или $P_{kp(ij)}$ определяют соответствующее значение буксования $\delta(ij)$.

Реальные экспериментальные данные по буксованию трактора-прототипа также необходимо аппроксимировать функциями $\delta = \psi_1(P_k)$ или $\delta = \psi_2(P_{kp})$.

18.2 Для проектировочных расчетов предпочтительно использовать осредненные зависимости вида [11]:

$$\varphi_{kp} = \varphi_{kp_{\max}} - A \cdot e^{-B\delta}, \quad (40)$$

откуда

$$\delta_{(i,j)} = -\frac{1}{B} \ln \left(\frac{\varphi_{kp_{\max}} - \frac{P_{kp(i,j)}}{m_э \cdot g \cdot \lambda_{(i,j)}}}{A} \right), \quad (41)$$

где для трактора 4К2 с задними ведущими колесами:

$$\lambda_{(i,j)} = \lambda_{k_{cm}} + \frac{P_{kp(i,j)} \cdot h_{kp}}{m_э \cdot g \cdot L}; \quad (41.1)$$

с передними ведущими колесами:

$$\lambda_{(i,j)} = \lambda_{n_{cm}} - \frac{P_{kp(i,j)} \cdot h_{kp}}{m_э \cdot g \cdot L}, \quad (41.2)$$

если $P_{kp(i,j)} \leq 0$, то $\delta_{(i,j)} = 0$.

Значение эмпирических коэффициентов сведены в таблицу 3 [11].

19 Определяем теоретические скорости движения трактора

$$V_{T(i,j)} = \frac{\pi \cdot n_{ej} \cdot r_{\partial}}{30 \cdot i_{pi}}, \text{ м/с,} \quad (42)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$; $j = 1, 2, \dots, (N + M - 1)$.

20 Определяем действительные скорости

$$V_{\partial(i,j)} = V_{T(i,j)}(1 - \delta_{(i,j)}), \text{ м/с.} \quad (43)$$

21 Тяговая мощность трактора равна:

$$N_{\partial(i,j)} = P_{kp(i,j)} \cdot V_{\partial(i,j)}, \text{ кВт.} \quad (44)$$

22 Определяем тяговый КПД:

$$\eta_{\partial(i,j)} = \frac{N_{kp(i,j)}}{N_{\partial j}}. \quad (45)$$

23 Удельный крюковой расход топлива:

$$g_{kp(i,j)} = \frac{1000 \cdot G_{T\partial j}}{N_{kp(i,j)}}. \quad (46)$$

Аналогичные расчеты выполняют для транспортных передач

Таблица 3 - Значения эмпирических коэффициентов

Колесный трактор		Почвенный фон, тип почвы или дорожного покрытия	$\varphi_{kp} = \varphi_{kp_{max}} - Ae^{-B\delta}$		
			$\varphi_{kp_{max}}$	A	B
4К2		Сухой бетон	0,76	0,80	24,40
		Стерня пшеницы или ячменя на суглинистом черноземе	0,7	0,76	8,82
		Стерня пшеницы или ячменя на супеси	0,6	0,75	8,81
		Поле, подготовленное под посев на суглинистом черноземе или супеси	0,55	0,65	7,85
4К4	Классическая схема	Стерня пшеницы или ячменя на суглинистом черноземе	0,60	0,64	6,82
	Колеса одного размера		0,67	0,70	7,15
	Классическая схема	Поле, подготовленное под посев на суглинистом черноземе	0,55	0,65	6,43
	Колеса одного размера		0,60	0,64	7,25

Глава 2 ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4К4

Рассмотрим особенности проектировочного тягового расчета сельскохозяйственного трактора 4К4 с заблокированным межосевым приводом и муфтой свободного хода (МСХ) в переднем мосту.

1 При определении эксплуатационной массы по формуле (2) коэффициент нагрузки на ведущие колеса для трактора 4К4 $\lambda_1 = 1,0$.

2 Задаем значение коэффициентов нагрузки на задние $\lambda_{кн}$ и передние $\lambda_{пн}$ ведущие колеса на номинальном режиме работы трактора. Коэффициенты нагрузок на ведущие колеса неподвижно стоящего трактора $\lambda_{кст}$ и $\lambda_{пст}$ определяем по формулам (3).

3 При определении эффективной мощности двигателя по формуле (4) допустимое значение буксования $\delta_{дон} = 0,14$ [1], $\lambda_1 = 1,0$.

Оценка значения механического КПД трансмиссии:

В раздаточной коробке трактора 4К4 мощность распределяется двумя потоками. Предположим, что суммарная мощность, подводимая к ведущим колесам трактора 4К4, равна мощности на выходе из трансмиссии трактора 4К2. Зная предельные значения механического КПД трансмиссии трактора 4К2 ($\eta_{тр} = 0,88 \div 0,93$), можно учесть изменения КПД трансмиссии трактора 4К4 из-за наличия раздаточной коробки, за счет механического КПД пары цилиндрических шестерен, включая потери в подшипниках $\eta_{ун} = 0,985$. Тогда предельное значение КПД трансмиссии трактора 4К4 равно $\eta_{тр} = 0,87 \div 0,92$.

4 Выбор двигателя, определение его показателей работы с использованием расчетных или экспериментальных данных из регуляторной характеристики трактора 4К4 проводится аналогично трактору 4К2.

5 Определение передаточного числа трансмиссии от двигателя до задних $i_{ТРк}$ и до передних $i_{ТРп}$ ведущих колес при включенной первой передаче.

5.1 Предположим, что на режиме номинальной тяговой нагрузки справедливо соотношение Гинцбурга Б.Я. [3]

$$\varphi_{кн} = \varphi_{пн} + \Delta\varphi, \quad (47)$$

где $\varphi_{кн}; \varphi_{пн}$ - соответственно коэффициенты сцепления задних и передних ведущих колес на режиме номинальной тяговой нагрузки;

$$\Delta\varphi = 0,05 \div 0,10.$$

Можно составить систему уравнений

$$\frac{P_{ккн}}{\lambda_{кн} \cdot m_э \cdot g} - \frac{P_{кпн}}{\lambda_{пн} \cdot m_э \cdot g} = \Delta\varphi;$$
$$P_{ккн} + P_{кпн} = m_э \cdot g \cdot f_c + P_{крп}, \quad (48)$$

где $P_{ккн}, P_{кпн}, P_{крп}$ - соответственно касательная сила тяги задних, передних ведущих колес, крюковая сила трактора на номинальном режиме работы, кН;

f_c - коэффициент сопротивления качению колесного трактора по стерне колосовых, равный $0,08 \div 0,10$.

Из системы уравнений (48) выразим P_{kkn} и P_{knn} :

$$P_{kkn} = \frac{P_{kpn} + m_{\varepsilon} \cdot g \cdot f_c}{A_0 + 1} \text{ кН}; \quad (49)$$

$$P_{knn} = \frac{P_{kpn} + m_{\varepsilon} \cdot g \cdot f_c}{A_0 + 1} \cdot A_0 \text{ кН}, \quad (50)$$

$$\text{где } A_0 = \frac{P_{knn}}{P_{kkn}} = \frac{(P_{kpn} + m_{\varepsilon} \cdot g \cdot f_c) \cdot \lambda_{nn} - \lambda_{kn} \cdot \lambda_{nn} \cdot m_{\varepsilon} \cdot g \cdot \Delta\varphi}{(P_{kpn} + m_{\varepsilon} \cdot g \cdot f_c) \cdot \lambda_{kn} + \lambda_{kn} \cdot \lambda_{nn} \cdot m_{\varepsilon} \cdot g \cdot \Delta\varphi}.$$

5.2 Номинальный крутящий момент двигателя M_n определяется по формуле (9):

$$M_n = \frac{30 \cdot N_n}{\pi \cdot n_n}, \text{ кНм};$$

или номинальный момент можно выразить уравнением:

$$M_n = \frac{P_{kkn} \cdot r_{\partial k}}{\eta_{rk} \cdot \eta_{TPk} \cdot i_{TPk}} + \frac{P_{knn} \cdot r_{\partial n}}{\eta_m \cdot \eta_{TPn} \cdot i_{TPn}}, \text{ кНм}, \quad (51)$$

где $r_{\partial k}; r_{\partial n}$ - соответственно динамические радиусы задних и передних ведущих колес, м; $\eta_{TPk}; \eta_{TPn}$ - механические КПД трансмиссии соответственно от двигателя до задних и передних ведущих колес, $\eta_{rk}; \eta_m$ - КПД, учитывающие потери в шинах задних и передних колес.

Для расчетов можно принять, что [3]:

$$\eta_{rk} \cdot \eta_{TPk} = \eta_m \cdot \eta_{TPn} = 0,86;$$

$$r_{\partial k} = [0,5d_k + 0,83e_k] \cdot 10^{-3}, \text{ м}; \quad (52)$$

$$r_{\partial n} = [0,5d_n + 0,83e_n - 15] \cdot 10^{-3}, \text{ м}; \quad (53)$$

где $d_k; d_n$ - соответственно наружный диаметр обода, на который надевается шина заднего и переднего колеса, мм; $e_k; e_n$ - ширина профиля шины заднего и переднего колес, мм.

5.3 Условия равенства действительных скоростей заднего и переднего ведущих мостов имеет вид:

$$V_{\partial k} = V_{\partial n}, \text{ м/с}. \quad (54)$$

Для номинального режима работы трактора:

$$\frac{\pi \cdot n_n \cdot r_{\partial k} (1 - \delta_k)}{30 \cdot i_{TPk}} = \frac{\pi \cdot n_n \cdot r_{\partial n} (1 - \delta_n)}{30 \cdot i_{TPn}}, \quad (55)$$

где $\delta_k; \delta_n$ - соответственно буксование колес заднего и переднего ведущих мостов.

Из уравнения (55) имеем:

$$\frac{i_{TPk}}{i_{TPn}} = \frac{r_{\partial k} \cdot (1 - \delta_k)}{r_{\partial n} \cdot (1 - \delta_n)}, \quad (56)$$

$$\frac{1-\delta_k}{1-\delta_n} = 1-m, [3,12] \quad (57)$$

где m – коэффициент конструктивного кинематического несоответствия; или буксование задних колес, при котором начинает работать передний мост в заблокированном приводе с МСХ в переднем мосту.

Тогда уравнение (56) примет вид:

$$\frac{i_{TPk}}{i_{TPn}} = \frac{r_{\partial k}}{r_{\partial n}} (1-m). \quad (58)$$

Величина m выбирается по конструктивным соображениям или из условия не возникновения тягового усилия на внутреннем переднем колесе при повороте трактора [3]:

$$m = 1 - \frac{L^2 - 0,5B^2}{L^2 - 0,375B^2}, \quad (59)$$

где L – база трактора, м; B – колея трактора, м.

Обычно $m \leq 0,08$.

5.4 Из системы уравнения (51) и (58) получим:

$$i_{TPk} = \frac{P_{kkn} \cdot r_{\partial k}}{\eta_{TPk} \cdot \eta_{rk} \cdot M_n} + \frac{P_{knn} \cdot r_{\partial k}}{\eta_{TPn} \cdot \eta_{rn} \cdot M_n} (1-m); \quad (60)$$

$$i_{TPn} = \frac{P_{kkn} \cdot r_{\partial n}}{\eta_{TPk} \cdot \eta_{rk} \cdot M_n \cdot (1-m)} + \frac{P_{knn} \cdot r_{\partial n}}{\eta_{TPn} \cdot \eta_{rn} \cdot M_n}. \quad (61)$$

6 Определим передаточные числа от коробки передач до задних ведущих колес $i_{Гк}$ и до передних $i_{Гн}$. Предварительно необходимо задать передаточное число в коробке перемены передач на первой передаче рабочего диапазона скоростей $i_{КП1}$ (например, для трактора класса 0,6 тс $i_{КП1} = 2,8$).

$$i_{Гк} = \frac{i_{TPk}}{i_{КП1}}; \quad (62)$$

$$i_{Гн} = \frac{i_{TPn}}{i_{КП1}}. \quad (63)$$

7 По формуле (29) с учетом соотношения (28) определяем q_p .

8 Определение передаточного числа в коробке передач на каждой i – й передаче:

$$i_{КПi} = i_{КП1} \cdot q_p^{i-1}, \quad (64)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$.

9 Определение передаточного числа трансмиссии от двигателя до задних и передних ведущих колес на каждой i – й передаче:

$$i_{TPki} = i_{КПi} \cdot i_{Гк}; \quad (65)$$

$$i_{TPni} = i_{КПi} \cdot i_{Гн}. \quad (66)$$

Дополнение к п. 5.3:

Из уравнений (65, 66)

$$\frac{i_{TPki}}{i_{TPni}} = \frac{i_{KIi} \cdot i_{\Gamma k}}{i_{KIi} \cdot i_{\Gamma n}} = \frac{i_{\Gamma k}}{i_{\Gamma n}} = const.$$

Можно определить коэффициент кинематического несоответствия из уравнения (58):

$$m = 1 - \frac{i_{\Gamma k} \cdot r_{\partial n}}{i_{\Gamma n} \cdot r_{\partial k}}.$$

10 При произвольном значении крюковой силы (т.е. при различных значениях крутящих моментов двигателя на разных передачах) предположим, что касательные силы тяги распределяются между ведущими мостами пропорционально сцепному весу, приходящемуся на каждый мост.

$$\frac{P_{kk(i,j)}}{P_{kn(i,j)}} = \frac{\lambda_k}{\lambda_n} = \frac{\lambda_{cmk} + \frac{P_{kp(i,j)} \cdot h_{kp}}{m_3 \cdot g \cdot L}}{\lambda_{cmn} - \frac{P_{kp(i,j)} \cdot h_{kp}}{m_3 \cdot g \cdot L}}, \quad (67.1)$$

где $\lambda_k; \lambda_n$ – текущие значения коэффициентов нагрузки на задние и передние колеса; $P_{kk(i,j)}, P_{kn(i,j)}, P_{kp(i,j)}$ – соответственно касательная сила тяги заднего, переднего ведущих мостов и крюковая сила при работе на i -й передаче для j -й точки регуляторной характеристики двигателя, кН.

11 Для определения касательных сил тяги на переднем и заднем ведущих мостах предварительно введем допущение:

$$\frac{P_{kk(i,j)}}{P_{kn(i,j)}} = \frac{\lambda_{cmk}}{\lambda_{cmn}}. \quad (67.2)$$

Решим систему уравнений

$$\begin{cases} \frac{P_{kk(i,j)}}{P_{kn(i,j)}} = \frac{\lambda_{cmk}}{\lambda_{cmn}}; \\ M_{ej} = P_{kk(i,j)} \cdot A_i + P_{kn(i,j)} \cdot B_i. \end{cases} \quad (68)$$

где $A_i = \frac{r_{\partial k}}{\eta_{TPk} \cdot \eta_{rk} \cdot i_{TPki}}$, м; $B_i = \frac{r_{\partial n}}{\eta_{TPn} \cdot \eta_m \cdot i_{TPni}}$ м; $i = 1, 2, \dots, n$ - номер передачи;

$j = 2, \dots, (N + M - 1)$ – номер точки на регуляторной характеристике.

$$P_{kk(i,j)} = \frac{M_{ej}}{A_i + B_i \frac{\lambda_{cmn}}{\lambda_{cmk}}}, \text{ кН}; \quad (69)$$

$$P_{kn(i,j)} = \frac{M_{ej}}{A_i \frac{\lambda_{cmk}}{\lambda_{cmn}} + B_i}, \text{ кН.}$$

Определяем значение крюковой силы из тягового баланса:

$$P_{kp(i,j)} = P_{kk(i,j)} + P_{kn(i,j)} - m_3 \cdot g \cdot f, \text{ кН.} \quad (70)$$

Значение коэффициента сопротивления качению f принимаем по справочным данным (таблица 2) для выбранного опорного основания.

12 Определяем уточненные значения касательных сил тяги на заднем и переднем ведущих мостах с учетом влияния на распределения по мостам сцепных весов крюковой силы (67).

На основании уравнений (67, 68, 69) получим:

$$P_{kk(i,j)} = \frac{M_{ej}}{A_i + B_i \frac{\lambda_{cmn} - P_{kp(i,j)} \cdot C_0}{\lambda_{cmk} + P_{kp(i,j)} \cdot C_0}}, \text{ кН;} \quad (71)$$

$$P_{kn(i,j)} = \frac{M_{ej}}{A_i \frac{\lambda_{cmk} + P_{kp(i,j)} \cdot C_0}{\lambda_{cmn} - P_{kp(i,j)} \cdot C_0} + B_i}, \text{ кН;}$$

$$\text{где } C_0 = \frac{h_{kp}}{m_3 \cdot g \cdot L} \text{ (1/кН).}$$

13 При определении буксования задних и передних ведущих колес желательно иметь кривые буксования $\delta_k = f(P_{kk})$ и $\delta_n = f(P_{kn})$, где δ_k, δ_n – соответственно буксование задних и передних ведущих колес.

Огромный экспериментальный материал по взаимодействию колес с почвой накоплен минскими тракторостроителями. Однако полученные коэффициенты эмпирических экспоненциальных уравнений для определения текущих значений коэффициентов сцепления колес с почвой $\varphi = f(\delta)$ неинвариантны и справедливы лишь для конкретных шин, вертикальной нагрузки, почвенных условий.

В нашем случае можно использовать экспериментальные зависимости, приведенные к виду $\delta_k = f(P_{kk})$; $\delta_n = f(P_{kn})$ или $\delta = f(P_{kp})$.

Предпочтительно использование осредненных кривых вида (40); преобразованных к уравнению (41). Значения коэффициентов приведены в таблице 3, $\lambda_{i,j} = 1,0$.

14 Буксование трактора 4К4 с заблокированным межосевым приводом при равномерном прямолинейном движении, когда неодинаковы сцепные условия и весовые нагрузки на колеса ведущих мостов [12]:

$$\delta = \frac{(1-m) \cdot \delta_n \cdot P_{kn} + \delta_k \cdot P_{kk}}{(1-\delta_k)(P_{kk} + P_{kn}) + (1-m)\delta_n \cdot P_{kn} + \delta_k \cdot P_{kk}}. \quad (72)$$

Решая систему уравнений (72, 57) для произвольного тягового режима, можно получить значения буксования заднего $\delta_{k(i,j)}$ и переднего $\delta_{n(i,j)}$ мостов на каждой i -й передаче для каждой j -й точки регуляторной характеристики:

$$\delta_{n(i,j)} = \frac{P_{kk(i,j)} \cdot (\delta_{(i,j)} - m) + P_{kn(i,j)} \cdot \delta_{(i,j)} \cdot (1 - m)}{(P_{kk(i,j)} + P_{kn(i,j)}) \cdot (1 - m)}; \quad (73)$$

$$\delta_{k(i,j)} = m + \delta_{n(i,j)} \cdot (1 - m). \quad (74)$$

15 Действительная скорость трактора 4К4 определяется по формулам:

15.1 При $\delta_{n(i,j)} > 0$:

$$V_{\partial(i,j)} = \frac{\pi \cdot n_{ej} \cdot r_{\partial k}}{30 \cdot i_{TPki}} (1 - \delta_{k(i,j)}), \text{ м/с}; \quad (75)$$

$$V_{\partial(i,j)} = \frac{\pi \cdot n_{ej} \cdot r_{\partial n}}{30 \cdot i_{TPni}} (1 - \delta_{n(i,j)}), \text{ м/с}. \quad (76)$$

15.2 При $\delta_{n(i,j)} < 0$:

$$\delta_{k(i,j)} = \delta_{ij}; P_{kn} = 0. \quad (77)$$

$$P_{kp(i,j)} = \frac{\eta_{TPk} \eta_{nk}}{r_{\partial k}} \cdot M_{ej} \cdot i_{TPki} - m_{\partial} \cdot g \cdot f, \text{ кН}. \quad (78)$$

Буксование трактора $\delta_{i,j}$ определяется по уравнениям вида (41)

$$V_{\partial(i,j)} = \frac{\pi \cdot n_{ej} \cdot r_{\partial k}}{30 \cdot i_{TPki}} (1 - \delta_{i,j}), \text{ м/с}. \quad (79)$$

16 Крюковая мощность, тяговый КПД, удельный расход топлива определяется по уравнениям: (44, 45, 46).

17 Теоретическая скорость каждого моста может быть определена из уравнений (75, 76). Коэффициент запаса сцепления для данного почвенного фона может быть определен для переднего и заднего ведущих мостов по уравнению (38) с учетом условия (36):

$$\lambda_1 = 1,0;$$

$P_{k(i,j)} = P_{kk(i,j)}$; $\varphi_{\max} = \varphi_{\max_k}$ при определении коэффициента запаса сцепления для заднего моста;

$$P_{k(i,j)} = P_{kn(i,j)}; \varphi_{\max} = \varphi_{\max_n} - \text{для переднего моста.}$$

Глава 3 ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

1 При определении эксплуатационной массы и далее в расчетах коэффициент нагрузки λ_1 для гусеничного трактора принимается: $\lambda_1 = 1$.

Допустимые значения коэффициента сцепления, с учетом агротехнических требований, соответствуют работе гусеничного трактора с плугом на стерне колосовых [1]:

$$\varphi_{дон} = 0,75 \div 0,85.$$

Коэффициент сопротивления качению $f_c = 0,06 \div 0,12$ (для гусеничных тракторов по стерне колосовых) [1].

2 Предельное значение буксования $\delta_{дон}$ для гусеничного трактора по агротехническим требованиям, используемое при расчете эффективной мощности, равно $\delta_{дон} = 0,03$.

Известно, что

$$\chi_э = \frac{\chi_n}{\Delta \text{lim}},$$

где $\chi_э$ - коэффициент эксплуатационной нагрузки для тракторного двигателя; χ_n - коэффициент приспособляемости двигателя; Δlim - коэффициент возможной перегрузки трактора.

Как и для колесных тракторов, при проведении проектировочного тягового расчета регламентирующей операцией следует считать пахоту. Кроме того, как правило, на гусеничных тракторах устанавливают дизельные двигатели, для которых можно принять $\chi_n = 1,15$.

Рекомендуемое значение коэффициента Δlim для гусеничных тракторов $\Delta \text{lim} = 1,45$ [1].

Значение КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ и КПД движителя η_r гусеничных и колесных тракторов можно в первом приближении считать равными.

3 В динамических и кинематических расчетах используется радиус ведущего колеса гусеничного движителя:

$$r_0 = \frac{z \cdot l_{зв}}{2\pi}, \text{ м,}$$

где $l_{зв}$ - длина звена гусеничной цепи; z - число звеньев, укладываемых на ведущей звездочке за один оборот.

4 Диапазон рабочих скоростей движения для современных тракторов находится в пределах $2,5 \div 4,1 \text{ м/с}$ ($9 \div 15 \text{ км/ч}$).

Передаточные числа диапазона рабочих скоростей гусеничных тракторов, оборудованных ступенчатыми коробками перемены передач, подбирают по закону геометрической прогрессии.

Количество транспортных передач гусеничного трактора и скорости движения на транспортных передачах определяются подвеской проектируемого трактора и условиями комфортности водителя. Обычно число передач транспортного диапазона гусеничного трактора одна-две.

5 Задаем почвенный фон, для которого необходимо провести тяговый расчет гусеничного трактора. Значения максимального коэффициента сцепления φ_{\max} и коэффициента сопротивления качению f определяют возможность движения гусеничного трактора по сцеплению движителей и по мощности двигателя [1].

6 При проведении проектировочных тяговых расчетов гусеничных тракторов можно использовать эмпирическую зависимость вида [11]:

$$\varphi_{кр} = \varphi_{кр_{\max}} - Ae^{-B\delta}.$$

Откуда:

$$\delta_{(ij)} = -\frac{1}{B} \ln \left(\frac{\varphi_{кр_{\max}} - \frac{P_{кр(ij)}}{m_g g}}{A} \right).$$

Таблица 4

Поверхность пути	f	φ_{\max}	$\varphi_{доп}$
Грунтовая сухая дорога	0,05 ÷ 0,08	0,9 ÷ 1,1	0,75 ÷ 0,85
Целина, плотная залежь	0,06 ÷ 0,08	1,0 ÷ 1,2	0,85 ÷ 0,95
Залежь (2-3-летняя), скошенный луг	0,06 ÷ 0,08	0,9 ÷ 1,1	0,75 ÷ 0,85
Стерня колосовых	0,06 ÷ 0,12	0,8 ÷ 1,0	0,75 ÷ 0,85
Поле, подготовленное под посев	0,09 ÷ 0,15	0,6 ÷ 0,7	0,55 ÷ 0,65
Болотно-торфянистая целина, осушенная	0,11 ÷ 0,20	0,8 ÷ 1,0	0,75 ÷ 0,85
Укатанная снежная дорога	0,06 ÷ 0,09	0,5 ÷ 0,7	0,55 ÷ 0,65

Таблица 5 [11]

Тип трактора	Почвенный фон, тип почвы	$\varphi_{кр\max}$	A	B
Гусеничный	Стерня пшеницы или ячменя на тяжелосуглинистом черноземе	0,75	0,8	73,0
	Стерня пшеницы или ячменя на среднесуглинистом черноземе	0,67	0,753	47,6
	Поле, подготовленное под посев на средне- и тяжелосуглинистом черноземе	0,62	0,68	30,3

Глава 4 ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

Пояснительная записка курсового проекта содержит три основных элемента:

1 Введение, в котором отражаются цели и задачи расчета, его место в проектировании новой техники и т.д.

2 Основная часть, в которой излагаются основы используемой методики, включая формулы с необходимыми пояснениями, а также пример расчета (расчет параметров для одной передачи). Аналогичные расчеты для других передач проводить в пояснительной записке нецелесообразно. Результаты расчетов по передачам рекомендуется свести в таблицы вида (см. приложение В).

3 Заключение. В этом разделе дается анализ полученных расчетных показателей, а также предлагаются возможные пути их улучшения.

Первым листом пояснительной записки является титульный лист. За ним следует лист задания. Утвержденная форма титульного листа и задания представлены в приложении А. Далее следуют листы с изложением содержания, введения, основной части, заключения, списка литературы.

В графической части курсового проекта необходимо отразить результаты проекторочного тягового расчета трактора в виде тяговой характеристики, изображенной в четырех квадрантах. В третьем квадранте изображают зависимости регуляторной характеристики двигателя $n_e = f_1(M_e)$; $N_e = f_2(M_e)$; $G_T = f_3(M_e)$ и $g_e = f_4(M_e)$.

Во втором квадранте - зависимости теоретических скоростей от оборотов двигателя на всех передачах рабочего и транспортного диапазонов: $V_{Ti} = f(n_e)$.

В четвертом квадранте – зависимости касательной силы тяги от эффективного момента двигателя: $P_{ki} = f(M_e)$ на всех передачах.

Графики основных зависимостей тяговой характеристики изображаются в первом квадранте.

$$V_i = f(P_{кр}); N_{кр_i} = f(P_{кр}); \delta = f(P_{кр}), \text{ или}$$

$$\delta = f(P_K); \eta_T = f(P_{кр}); g_{кр_i} = f(P_{кр}).$$

Зависимость тягового КПД от $P_{кр}$ строится для номинальных режимов работы двигателя и называется потенциальной тяговой характеристикой трактора.

Масштабы графиков зависимостей тяговой характеристики выбирают с учетом максимальных расчетных значений ПТР, сведенных в таблицы (приложение В) из условия рационального заполнения листа чертежа формата А1.

Для удобства пользования графиками тяговой характеристики необходимо изобразить масштабные линии каждого параметра ($n_e, M_e, N_e, G_T, g_e, V, V_T, P_k, P_{кр}, N_{кр}, \eta_T, g_{кр}$). Масштабы V и V_T , P_k и $P_{кр}$ одинаковы.

На масштабных линиях необходимо указывать размерность ($\frac{\text{об}}{\text{мин}}$, кНм , кВт и т.д.).

В приложении Г изображена тяговая характеристика условного трактора с четырьмя передачами. В действительности, в ступенчатых трансмиссиях современных тракторов 10 ÷ 14 передач. В учебных целях число передач тракторов по заданию на курсовой проект также снижено, что позволяет, однако, получить общие представления о ПТР.

Следует иметь в виду, что на тяговой характеристике необходимо изображать графики не только для рабочих, но и для транспортных передач.

График зависимости $\eta_T = f(P_{кр})$ допускается изображать в масштабе, по которому кривая проходит не по вершинам графиков $N_{кр_i} = f(P_{кр})$ (через точки номинального режима), а на свободном поле чертежа. Нулевую линию графиков $g_{кр_i} = f(P_{кр})$ можно сместить вверх, что позволяет изобразить их более рационально.

На свободном поле первого квадранта помещается информация о почвенном фоне, для которого выполнен ПТР в виде:

Почвенный фон	φ_{\max}	f
Стерня колосовых	0,85	0,08

Определенную сложность представляет изображение графиков зависимостей действительной скорости от крюковой нагрузки на всех передачах. Методика не предполагает расчет V_i при $P_{кр} = 0$.

Первую точку графика $V_i = f(P_{кр})$ при $P_{кр} = 0$ получают следующим образом. Например, рассмотрим четвертую передачу. При $P_{кр} = 0$ трактор движется на холостом ходу с моментом двигателя, соответствующем отрезку [ОА]. Обороты двигателя соответствуют т. А1 графика $n_e = f(M_e)$.

Теоретическая скорость в этом случае соответствует точке A2 графика $V_{T_4} = f(n_e)$ (т.е. $[OA_3]$). Буксование при $P_{кр} = 0$ соответствует отрезку $[OK] = \delta_{ок}$. Следовательно, действительная скорость на четвертой передаче при $P_{кр} = 0$ равна $V = V_T \cdot (1 - \delta) = |OA_3| \cdot (1 - \delta_{ок}) = |OA_4|$.

Аналогично получают первые точки графиков зависимостей $V_i = f(P_{кр})$ на других передачах.

Графическая часть курсового проекта должна быть оформлена в соответствии с требованиями ГОСТ на оформление чертежей.

Список литературы

- 1 Гуськов В.В., Велев Н.Н. и др. Тракторы. Теория: Учебник. - М.: Машиностроение, 1988. - 376 с.
- 2 Скотников В.А. и др. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. - М.: Агропромиздат, 1986. - 383 с.
- 3 Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1976. - 456 с.
- 4 Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос, 1984. - 335 с.
- 5 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 2002. - 496 с.
- 6 Дружинин В.А., Залесов Е.А. Программа для ЭЦВМ по расчету теоретической тяговой характеристики трактора с механической трансмиссией: Методические указания по курсу «Теория трактора» для студентов 4 и 5-го курсов по специальности 0513. - АлтПИ. – Барнаул, 1984. - 9 с.
- 7 ГОСТ 20000-80 (СТ СЭВ 1006-78). Дизели тракторные и комбайновые. Общие технические условия.
- 8 Трубников Г.И. Практикум по автотракторным двигателям. - М.: Колос, 1975. - 192 с.
- 9 Беспятый Ф.С., Троицкий И.Ф. Конструкция, основы теории и расчета трактора. Издание второе. – М.: Машиностроение, 1972. - 502 с.
- 10 Шины для сельскохозяйственных машин: Справочное пособие. – М.: Химия, 1980. - 128 с.
- 11 Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. – М.: Машиностроение, 1972. - 157 с.
- 12 Стригунов С.И., Лефаров А.Х. Распределение тяговых нагрузок и буксование по ведущим мостам трактора 4К4 с автоматизированным межосевым приводом. - Минск: Высшая школа, 1983. - 120 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Приложение А

Образцы титульного листа и листа задания

Федеральное агентство по образованию
Рубцовский индустриальный институт АлтГТУ

Кафедра «Наземные транспортные системы»

Тема проекта

Пояснительная записка курсового проекта
по _____
дисциплина

обозначение документа

Проект выполнил
студент группы _____

подпись

инициалы, фамилия

Руководитель проекта _____

подпись, дата

инициалы, фамилия

Проект /работа/ защищен с оценкой _____

Члены комиссии _____

подпись, дата

инициалы, фамилия

подпись, дата

инициалы, фамилия

Приложение Б
Варианты заданий

Колесный трактор 4К2
Фон-стерня

Вариант	$P_{крн}$	Ведущие колеса		λ	L	B	Число передач	
		зад-ние	пере-дние				Рабочий диапазон	Трансп. диапазон
1	0,6	+		0,4	2,0	1,6	5	2
2	0,6	+		0,5	2,0	1,6	4	3
3	0,6	+		0,7	2,0	1,6	5	2
4	0,6		+	0,5	2,5	1,6	4	3
5	0,6		+	0,7	2,5	1,6	5	2
6	0,9	+		0,4	2,5	1,8	4	3
7	0,9	+		0,5	2,5	1,8	5	2
8	0,9	+		0,7	2,5	1,8	4	3
9	0,9		+	0,5	2,7	1,8	5	2
10	0,9		+	0,7	2,7	1,8	4	3
11	1,4	+		0,4	2,7	2,0	5	2
12	1,4	+		0,5	2,7	2,0	4	3
13	1,4	+		0,7	2,7	2,0	5	2
14	1,4		+	0,5	3,0	2,0	4	3
15	1,4		+	0,7	3,0	2,0	5	2
16	2,0	+		0,4	3,0	1,8	4	3
17	2,0	+		0,5	3,0	2,0	5	2
18	2,0	+		0,7	3,0	1,8	4	3
19	2,0		+	0,5	2,7	2,0	5	2
20	2,0		+	0,7	2,7	1,8	4	3
21	3,0	+		0,4	3,0	2,2	5	2
22	3,0	+		0,5	3,0	2,2	4	3
23	3,0	+		0,7	3,0	1,8	5	2
24	3,0		+	0,5	3,5	1,8	4	3
25	3,0		+	0,7	3,5	2,0	5	2
26	4,0	+		0,5	3,0	1,8	4	3
27	5,0	+		0,4	3,5	2,0	5	2
28	5,0	+		0,5	3,5	2,0	4	3
29	5,0	+		0,7	3,5	2,0	5	2
30	5,0		+	0,5	3,7	1,8	4	3
31	5,0		+	0,7	3,7	1,8	5	2

$P_{крн}$ – номинальная сила тяги на крюке, т.с.; λ – коэффициент нагрузки на ведущих колесах; L – база трактора, м; B – колея трактора, м.

Колесный трактор 4К4

Фон-стерня

Вариант	$P_{крн}$	λ	L	B	Число передач	
					Рабочий диапазон	Трансп. диапазон
1	0,6	0,5	2,2	1,5	4	2
2	0,6	0,5	2,2	1,5	3	3
3	0,6	0,7	2,2	1,5	4	2
4	0,9	0,5	2,4	1,6	4	2
5	0,9	0,7	2,4	1,6	4	2
6	1,4	0,5	2,6	1,7	4	2
7	1,4	0,7	2,6	1,7	4	2
8	2,0	0,5	2,6	1,8	4	2
9	2,0	0,7	2,6	1,8	4	2
10	3,0	0,5	3,0	2,0	4	2
11	3,0	0,7	3,0	2,0	4	2
12	4,0	0,5	3,1	2,0	4	2
13	4,0	0,7	3,1	2,0	4	2
14	5,0	0,5	3,5	2,1	4	2
15	5,0	0,7	3,5	2,1	4	2

$P_{крн}$ – номинальная сила тяги на крюке, т.с.;

λ – коэффициент нагрузки на задние ведущие колеса;

L – база трактора, м;

B – колея трактора, м.

Гусеничный сельскохозяйственный трактор

Фон-стерня

Вариант	$P_{крн}$	Z	$l_{зв}$	L	B	Число передач	
						Рабочий диапазон	Трансп. диапазон
1	0,6	11	0,15	2,0	1,6	6	2
2	0,6	13	0,15	2,0	1,6	7	1
3	0,6	15	0,15	2,0	1,6	6	2
4	0,9	11	0,15	2,5	1,7	6	2
5	0,9	13	0,175	2,5	1,7	6	2
6	1,4	11	0,15	2,8	1,7	8	2
7	1,4	13	0,175	2,8	1,8	8	2
8	2,0	11	0,15	2,8	1,8	8	2
9	2,0	13	0,175	2,8	1,8	8	2
10	3,0	11	0,15	3,0	1,8	8	2
11	3,0	13	0,175	3,0	1,8	8	2
12	4,0	11	0,15	3,5	2,0	8	2
13	4,0	13	0,175	3,5	2,0	8	2
14	5,0	11	0,15	3,5	2,0	8	2
15	5,0	13	0,175	3,5	2,0	8	2

$P_{крн}$ – номинальная сила тяги на крюке, т.с.;

Z – число зубьев ведущего колеса гусеничного движителя;

$l_{зв}$ – длина звена, м;

L – база трактора, м;

B – колея трактора, м.

Приложение В

Формы представления расчетных данных

ТЯГОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАКТОРА ФОРМУЛЫ 4К2 НА 1 ПЕРЕДАЧЕ
ФОН-Стерня пшеницы или ячменя на суглинистом черноземе
 Передаточное число трансмиссии 51.92

Обороты двигателя	Касат. сила тяги	Тяговое усилие	Буксование	Теорет. скорость	Действ. скорость	Тяговая мощность	Удельн. тяговый расход топлива	Тяговый КПД
об/мин	кН	кН		м/с	м/с	кВт	г/(кВт ч)	
1980	Мощность двигателя недостаточна для движения в заданном режиме							
1920	8,2	2,1	0,016	3,288	3,234	6,68	999,99	0,218
1860	16,8	10,7	0,053	3,185	3,016	32,40	435,42	0,528
1800	26,1	20	0,109	3,082	2,747	54,93	368,46	0,597
1550	27,8	21,7	0,122	2,654	2,330	50,49	351,44	0,599
1300	28,4	22,3	0,128	2,226	1,941	43,36	349,74	0,599
1050	28,1	22	0,125	1,798	1,573	34,60	362,18	0,599
800	26,7	20,6	0,114	1,370	1,214	25,06	389,39	0,598

ТЯГОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАКТОРА ФОРМУЛЫ 4К2 НА 2 ПЕРЕДАЧЕ
ФОН-Стерня пшеницы или ячменя на суглинистом черноземе
 Передаточное число трансмиссии 43.79

Обороты двигателя	Касат. сила тяги	Тяговое усилие	Буксование	Теорет. скорость	Действ. скорость	Тяговая мощность	Удельн. тяговый расход топлива	Тяговый КПД
об/мин	кН	кН		м/с	м/с	кВт	г/(кВт ч)	
1980	Мощность двигателя недостаточна для движения в заданном режиме							
1920	6,9	0,8	0,012	3,898	3,853	3,04	999,99	0,099
1860	14,2	8,1	0,041	3,776	3,622	29,37	480,35	0,479
1800	22,0	15,9	0,081	3,654	3,357	53,43	378,79	0,581
1550	23,4	17,3	0,090	3,147	2,863	49,60	357,72	0,588
1300	24,0	17,9	0,094	2,639	2,392	42,77	354,53	0,591
1050	23,7	17,6	0,092	2,132	1,936	34,06	367,92	0,590
800	22,5	16,5	0,085	1,624	1,487	24,47	398,79	0,584

Аналогично для других передач.

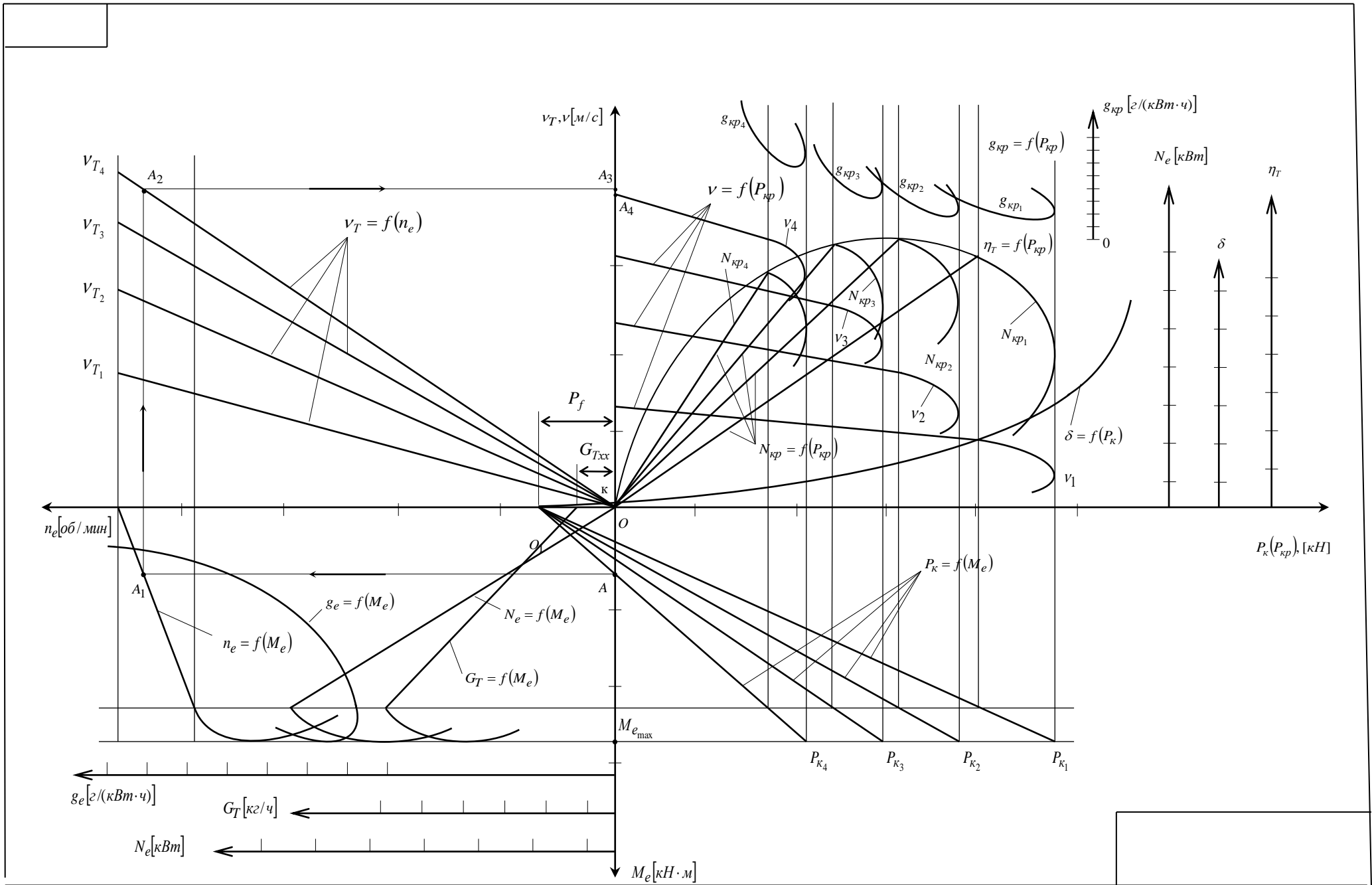
ТЯГОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАКТОРА ФОРМУЛЫ 4К4 НА 1 ПЕРЕДАЧЕ
 ФОН-Поле, подготовленное под посев
 Передаточное число КП 2:50

Обороты двигателя	Касательная сила тяги		Буксование	Тяговое усилие	Действ. скорость	Тяговая мощность	Удельн. тяговый расход топлива	Тяговый КПД
	пер. мост	зад. мост						
об/мин	кН	кН		кН	м/с	кВт	г/(кВт ч)	
2150	Мощность двигателя недостаточна для движения в заданном режиме							
2050	3,26	14,83	0,052	10,62	2,96	31,40	474,48	0,467
2000	3,92	20,77	0,117	17,23	2,69	46,34	407,83	0,567
1600	4,09	22,92	0,135	19,54	2,11	41,18	388,57	0,535
1200	4,12	23,46	0,141	20,12	1,57	31,60	395,55	0,536
800	4,01	21,84	0,127	18,49	1,06	19,67	457,58	0,532

ТЯГОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАКТОРА ФОРМУЛЫ 4К4 НА 2 ПЕРЕДАЧЕ
 ФОН - Поле, подготовленное под посев
 Передаточное число КП 2:20

Обороты двигателя	Касательная сила тяги		Буксование	Тяговое усилие	Действ. скорость	Тяговая мощность	Удельн. тяговый расход топлива	Тяговый КПД
	пер. мост	зад. мост						
об/мин	кН	кН		кН	м/с	кВт	г/(кВт ч)	
2150	Мощность двигателя недостаточна для движения в заданном режиме							
2050	2,98	12,94	0,034	8,45	3,42	28,93	515,07	0,438
2000	3,66	18,08	0,094	14,27	3,14	44,78	422,10	0,509
1600	3,84	19,93	0,110	16,31	2,47	40,20	398,01	0,522
1200	3,89	20,40	0,114	16,82	1,84	30,96	403,77	0,525
800	3,76	19,09	0,102	15,38	1,24	19,12	470,81	0,517

Аналогично для других передач.



Приложение Д

Нормы нагрузок и давлений в шинах для выбора режима работы при скорости 30 км/ч

Обозначение шины	Модель	Норма слой- ности	Нагрузка на шины (кгс) при различных давлениях (кгс/см ²)														Максимально допустимое монтажное давление, кгс/см ²
			0,8	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0	2,1	2,3	2,5	
210-508 (8,3-20)	В-105А	8	410	465	490	515	540	565	590	610	635	655	710	745	805	850	3,2
230-508 (9,00-20)	В-24-24А	6	500	570	605	635	665	695	725	755	780	805	-	-	-	-	2,5
240-813 (9,5-82)	В-110	6	605	690	730	770	800	840	885	905	940	970	1035	1065	-	-	2,8
240-1067 (9,5-42)	Я-183	6	690	795	845	890	925	970	1010	1040	1080	1120	1180	1225	-	-	2,8
280-711 (11,2/10-28)	В-38	6	695	795	845	890	925	970	1010	1040	1080	1120	-	-	-	-	2,5
300-965 (12,4/11-38)P	Я-287	6	975	1110	1180	1245	1290	1360	1410	-	-	-	-	-	-	-	2,2
300-965 (12,4/11-38)	Я-247	6	975	1110	1180	1245	1290	1360	1410	-	-	-	-	-	-	-	2,2
330-965(13,6/12-38)P	Я-261	6	-	1270	1340	1420	1470	1530	1595	1660	-	-	-	-	-	-	2,3
360-762 (14,9/13-30)	Я-172А	6	1130	1270	1340	1420	1470	1530	1595	1660	-	-	-	-	-	-	2,3
360-762 (14,9/13-30)	Я-172А	6	-	1360	1435	1510	1585	1665	-	-	-	-	-	-	-	-	2,1
100-965 (15,5-38)P	Ф-2А	8	-	1455	1545	1630	1690	1775	1850	1900	1980	2060	-	-	-	-	2,5
400-965 (15,5-38)	Ф-2АД	8	-	1455	1545	1630	1690	1775	1850	1900	1980	2060	-	-	-	-	2,5
465-762 (18,4/15-30)	Я-319	6и10	-	-	2120(6)	2225	2320	2415	2520	2615	2715	2815(10)	-	-	-	-	2,5
530-610 (21,3-24)P	ФД-14А	10	-	1900	2020	2140	2215	2330	2425	2500	-	-	-	-	-	-	2,3
610-665 (23,1-26)	Я-2426	12	-	-	2850	2970	3080	3245	3370	3480	3610	-	-	-	-	-	2,4
720-665 (28,1-26)P	ФД-12	12	-	-	3300	3460	3580	3770	3920	4050	4200	-	-	-	-	-	2,8
720-665 (28,1-26)	Я-291	12	-	-	3110	3290	3400	3580	-	-	-	-	-	-	-	-	2,5
<i>Шины для комбайнов, сельскохозяйственных машин и орудий</i>																	
400-610 (15-24)	В-31	8	-	1455	1540	1630	1685	1770	1850	1900	1975	2045	2190	2240	2365	2500	2,7
530-610 (21,3-24)	ИЯВ-79	10	1680	1900	2020	2140	2215	2330	2425	2500	-	-	-	-	-	-	1,8

Обозначение шины	Модель	Норма слой- ности	Нагрузка на шины (кгс) при различных давлениях (кгс/см ²)																	Максимально допустимое монтажное давление, кгс/см ²
			1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0	2,1	2,3	2,5	2,6	2,8	3,0	3,1	3,3	3,4	3,5	3,7	
<i>Шины направляющих колес тракторов и самоходных шасси</i>																				
70-406 (6,00-16)	Я-225	6	340	355	370	380	395	420	430	460	480	490	510	530	540	560	-	-	-	3,5
80-406 (6,50-16)	Я-275А	6	390	405	420	435	450	475	490	520	550	560	585	605	615	-	-	-	-	3,3
00-508 (7,50-20)	В-103	6	590	610	630	660	680	720	750	810	850	-	-	-	-	-	-	-	-	2,7
<i>Шины для прицепов</i>																				
240-406 (9,00-16)	Я-324А	10	850	885	915	950	980	1045	1070	1135	1190	1220	1275	1325	1350	1395	1450	1450	-	3,7
980x390-457	КИ-32А	10	1360	1390	1430	1480	1540	1640	1680	1780	1870	1910	2000	2080	2120	2200	2240	2275	-	-
1065x420-457	К-59	10	1700	1770	1850	1920	1990	2130	2200	2330	2470	2530	2660	2790	2850	2970	3030	3090	3200	-
<i>Шины для комбайнов, сельскохозяйственных машин и орудий</i>																				
115-406 (4,00-16)	Л-57	4	185	190	200	205	215	230	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,2
130-228 (4,50-9)	В-107	4	130	135	140	145	150	160	165	175	185	190	195	-	-	-	-	-	-	3,0
135-254 (5,00-10)	В-19А	6	210	220	230	235	245	260	270	285	300	305	320	330	-	-	-	-	-	3,2
215-381 (8,25-15)	И-83	8	795	825	850	880	915	975	1000	1060	1110	1135	1190	1230	1260	1300	1325	1350	-	3,7
310-406 (12-16)	Л-163	8	1200	1260	1300	1350	1400	1490	1530	1620	1700	-	-	-	-	-	-	-	--	2,7

