

УДК 629.114.2.001

Н. И. Зезетко

ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ И КОНСТРУКТИВНАЯ МАССЫ ПРОЕКТИРУЕМОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4К4

UDC 629.114.2.001

N. I. Zezetko

OPERATING AND DESIGN WEIGHTS OF THE 4K4 WHEEL TRACTOR UNDER DEVELOPMENT

Аннотация

Изложена методика расчета эксплуатационной и конструктивной масс проектируемого колесного трактора 4К4. Приведен их расчет для трактора тягового класса 6,0. Эксплуатационная масса машины определяет тягово-сцепные качества, а конструктивная – прочность, надежность и долговечность. Первый параметр стабилен при существующих типах движителей. Конструктивная масса тракторов имеет тенденцию к снижению.

Ключевые слова:

колесный трактор, тягово-сцепные свойства, тяговое усилие, агротехнические требования, эксплуатационная масса, конструктивная масса.

Abstract

The paper gives the design procedure of operating and design weights of the 4K4 wheel tractor under development. Their calculation is given for a tractor of the 6.0 traction category. The tractor operating weight determines its traction characteristics and its design weight determines the tractor strength, reliability and durability. The first parameter is stable for all types of movers that are available. The design weight of tractors has a tendency to decrease.

Key words:

wheeled tractor, traction characteristics, tractive force, agrotechnical requirements, operating weight, design weight.

Под эксплуатационной массой m_3 трактора понимают массу полностью снаряженного трактора (полностью заправленного горючесмазочными материалами, охлаждающей жидкостью, с комплектом инструмента и принадлежностей), включая массу водителя, которая в среднем принимается равной 75 кг. Эксплуатационная масса обеспечивает тягово-сцепные свойства машины.

Конструктивная масса трактора – масса трактора без водителя, без охлаждающей жидкости, без горючесмазочных материалов, без комплекта инструмента и принадлежностей.

Конструктивная масса обеспечивает прочность и надежность машины, а также безопасность и комфорт водителя.

Эксплуатационная масса

Существует несколько методик по определению эксплуатационной массы m_3 .

Одна из них заключается в том, что m_3 определяется в зависимости от тягового усилия, развиваемого трактором, т. е. номинальным крюковым усилием $F_{кр.н}$, классификационным показателем типажа тракторов. При этом в ка-

честве критерия эффективности принимается так называемый «инженерный критерий» [3], который определяется как тяговый коэффициент полезного действия η_T .

$$\begin{aligned} \eta_T &= \eta_{тр} \eta_r \eta_\delta \eta_{спр} = \\ &= \eta_{тр} \eta_r (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{спр}}{F_k} \right) = \\ &= \eta_{тр} \eta_r (1 - \delta) \frac{F_{кр}}{F_k}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД, определяющий потери энергии в трансмиссии; η_r – КПД, определяющий потери энергии в двигателе; η_δ – КПД, определяющий потери энергии за счет буксования; $\eta_{спр}$ – КПД, определяющий потери энергии за счет смятия грунта двигателем и образования колеи.

Произведение $\eta_{тр}\eta_r$ отражает совершенство конструкции тракторов, а $\eta_\delta\eta_{спр}$ – его тягово-цепные свойства.

В свою очередь [1],

$$F_k = \frac{f_{ск} K_r m_3}{g \delta L} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta L}{K_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta L}{K_r}} - 1 \right) \right] \quad (2)$$

и

$$F_{спр} = \frac{m_3^2}{g^2 K b D_{пр}^2}, \quad (3)$$

где m_3 – эксплуатационная масса трактора, кг; $f_{ск}$ и f_n – коэффициенты трения скольжения и покоя почвы; K_r – коэффициент деформации почвы, м; K – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м³; δ – буксование, доли единицы; L – опорная длина ведущего колеса, м; b – ширина колеса, м; g – ускорение силы тяжести, м/с².

В уравнении (2)

$$L = r_{пр} \arctg \sqrt{\frac{2r_{пр} h - h^2}{r_{пр}}} + \sqrt{2r_{пр} h},$$

где $r_{пр}$ – приведенный радиус и диаметр, $r_{пр} = \frac{D_{пр}}{2}$; h – глубина колеи, м,

$$h = \frac{m_3^2}{g^2 K^2 b^2 D_{пр}^2},$$

$$D_{пр} = D_0 \left(1 + \frac{10m_3}{\sigma_0 D_0} \right),$$

где σ_0 – несущая способность грунта, Н/м²; D_0 – номинальный диаметр ведущего колеса, м.

В уравнение (1) также входит величина буксования. Величину δ можно определить из уравнения (2), однако в явном виде функция $\delta = f(m_3)$ и $\delta = f(F_{кр})$ не разрешается.

Имеется другой способ определения $\delta = f(F_{кр})$:

$$\delta = \frac{\ln A - \ln(\varphi_{\max} - \varphi_{кр})}{\beta}, \quad (4)$$

где φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления, развиваемый колесным трактором, $\varphi_{\max} = \frac{F_{k\max}}{G} = \frac{qF_{k\max}}{m_3}$; $F_{k\max}$ –

максимальная касательная сила тяги, Н; G – сцепной вес трактора, Н; $\varphi_{кр}$ – коэффициент сцепления по крюковому

усилию, $\varphi_{кр} = \frac{F_{кр}}{G} = \frac{qF_{кр}}{m_3}$; A и B – эм-

пирические коэффициенты по табл. 1.

Данная зависимость $\delta = f(\varphi_{кр})$ получена при обобщении тяговых характеристик колесных тракторов, имеющих формулу 4×4, испытанных как на стерне, так и на поле, подготовленном под посев [1].

При этом удалось выделить два семейства точек $\varphi_{кр}(\delta)$, одно из которых характеризует тяговые показатели тракторов со всеми ведущими колесами одинакового размера (тракторы-тягачи), другое – тяговые показатели тракторов также со всеми ведущими колесами, выполненными по «классической» схеме (передние колеса меньше задних) (рис. 1).

Табл. 1. Зависимость буксования от почвенного фона и типа почвы

Тип трактора	Почвенный фон, тип почвы или дорожного покрытия	$\delta = \frac{\ln A - \ln(\varphi_{\max} - \varphi_{кр})}{\beta}$		
		φ_{\max}	A	B
Колесные 4×4: пропашные * пахотные ** пропашные пахотные	Стерня пшеницы или ячменя	0,60	0,64	6,82
	На суглинистом черноземе	0,67	0,708	7,15
	Поле, подготовленное под посев	0,55	0,65	6,43
	На суглинистом черноземе	0,60	0,64	7,25

Примечание – * – тракторы по классической схеме (задние колеса большего размера); ** – тракторы со всеми ведущими колесами одинакового размера (тракторы-тягачи)

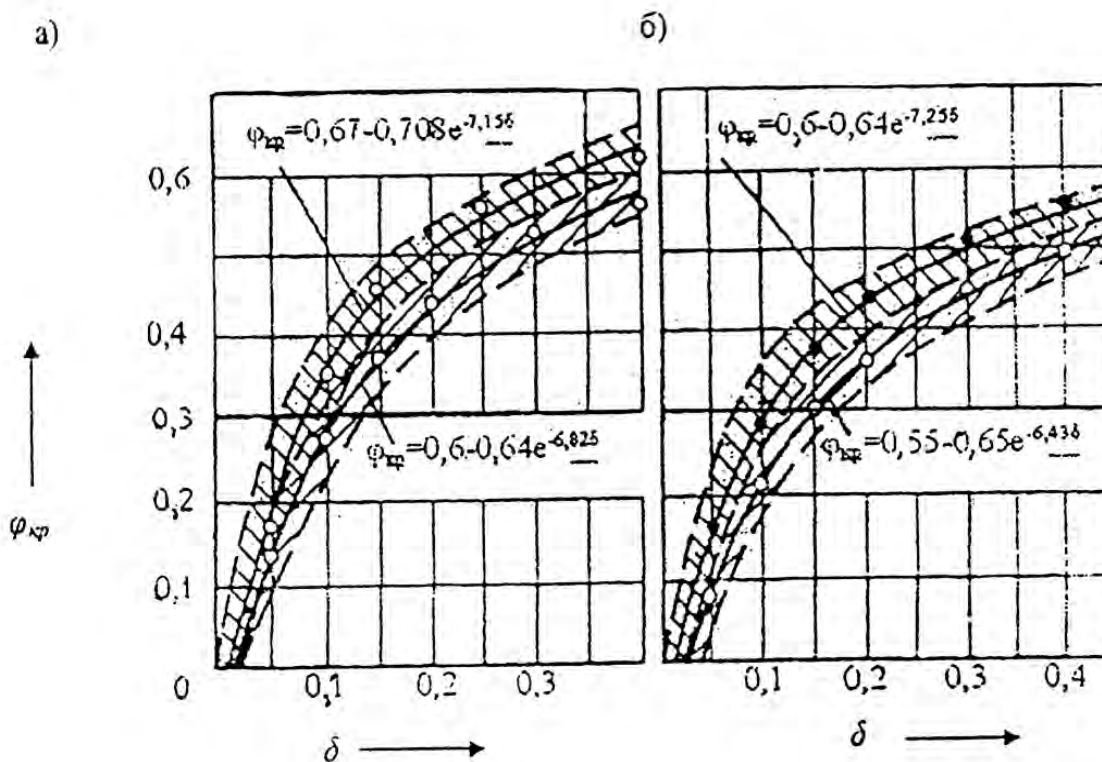


Рис. 1. Осредненные зависимости $\varphi_{кр}(\delta)$ для колесных тракторов 4×4: а – на стерне пшеницы, ячменя, на суглинистом черноземе; б – на поле, подготовленном под посев, на суглинистом черноземе (большие значения $\varphi_{кр}$ относятся к тракторам-тягачам, у которых все колеса одинакового размера)

В частности, при движении колесного трактора 4К4 с разными колесами в агрегате с сельскохозяйственной машиной по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности δ имеет вид:

$$\delta = \frac{\ln 0,64 - \ln \left(0,6 - \varphi_{кр} \right)}{6,8}$$

или

$$\delta = \frac{\ln 0,64 - \ln \left(0,6 - \frac{gF_{кр}}{m_3} \right)}{0,68}$$

Используя приведенный алгоритм определения функции $\eta_T = f(F_{кр})$, находим частную производную и приравниваем ее к 0 (функция непрерывна на всем протяжении).

$$\frac{d\eta_T}{dF_{кр}} = 0.$$

В этом случае следует определить функцию $m_3 = f(F_{крн})$ и найти оптимальное значение эксплуатационной массы колесного трактора со всеми ведущими колесами. Это решение в общем виде приведено на рис. 2 и 3.

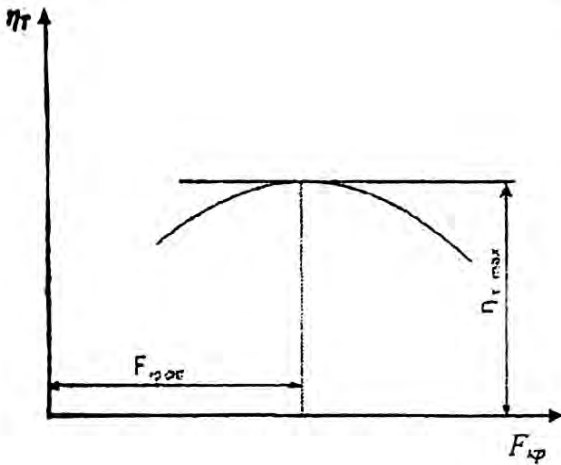


Рис. 2. Зависимость $\eta_T = f(F_{кр})$

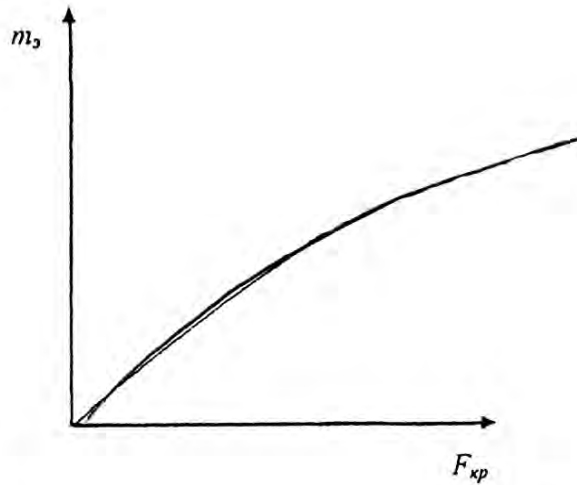


Рис. 3. Зависимость $m_3 = f(F_{крн})$

Результаты расчетов по приведенному алгоритму нахождения функции $m_3 = f(F_{крн})$ отражены на рис. 2. Из рисунка видно, что заданному крюковому усилию (классифицированному параметру трактора) соответствует оптимальное значение эксплуатационной массы, при котором трактор в агрегате с сельскохозяйственной машиной развивает максимальный тяговый КПД, η_T .

Проведенные расчеты для всех тяговых классов тракторов позволили выяснить эмпирическую зависимость $m_3 = f(F_{крн})$, которая имеет вид [2]:

$$m_3 = AF_{крн}^{Bn},$$

где A и B – эмпирические коэффициенты, $A = 10,48 \pm 0,4$ и $B = 1 \pm 0,1$; n – показатель степени, $n = 0,62 \pm 0,02$.

Из рис. 4 следует, что по мере увеличения тягового класса градиент роста эксплуатационной массы уменьшается. Это явление можно объяснить тем, что если массы трактора, обеспечивающие его прочность и надежность, пропорциональны крюковому усилию, то массы, связанные с комфортом водителя, заправочными емкостями остаются примерно постоянными.

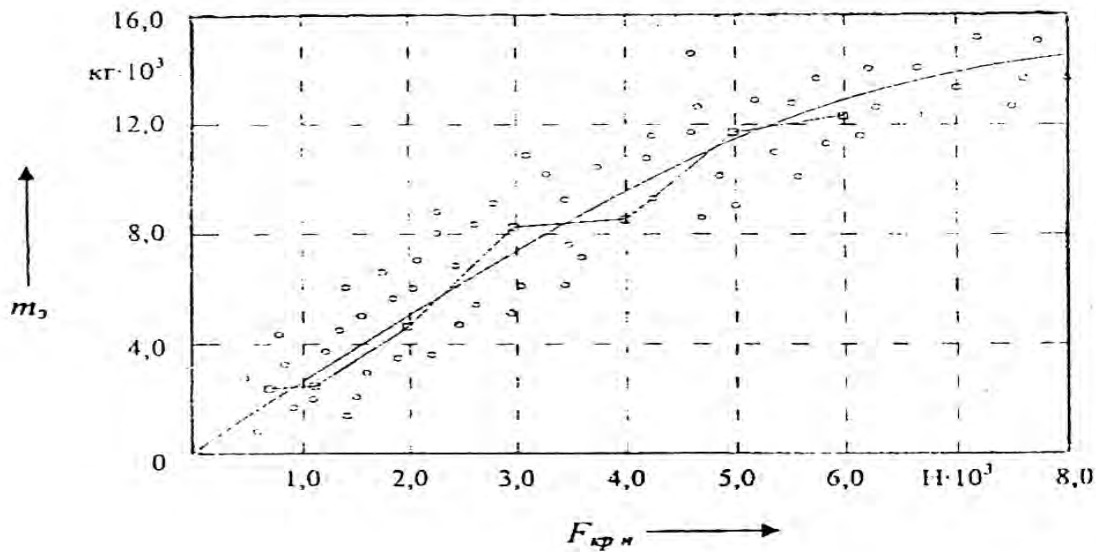


Рис. 4. Зависимость $m_3 = f(F_{крн})$: □ – тракторы семейства «Беларус»; ○ – тракторы зарубежных фирм

Другой метод определения эксплуатационной массы базируется на учете условий работы агрегата, среднее сопротивление агрегируемых машин которого равно номинальному усилию на крюке [4]. С учетом временных случайных перегрузок касательная сила тяги трактора при работе по горизонтальной поверхности определится из уравнения тягового баланса:

$$F_k = \Delta_{lim} F_{крн} + F_{спр},$$

где $F_{спр}$ – сила сопротивления перекачиванию трактора; Δ_{lim} – коэффициент возможной перегрузки.

$$F_{спр} = fm_3g,$$

где f – коэффициент сопротивления перекачиванию; g – ускорение свободного падения.

Кроме того, касательная сила тяги трактора может быть определена по следующей формуле:

$$F_k = \lambda_1 \phi_{доп} gm_3,$$

где λ_1 – коэффициент нагрузки ведущих колес, $\lambda_1 = 1$ – для трактора со всеми ведущими колесами; $\phi_{доп}$ – коэффициент сцепления, допускаемый по условиям сцепления и агротехническим требованиям, $\phi_{доп} = \frac{F_k}{\lambda_1 gm_3}$.

Тогда

$$\lambda_1 \phi_{доп} gm_3 = \Delta_{lim} F_{крн} + fm_3g;$$

$$m_3 = \frac{\Delta_{lim} F_{крн}}{(\lambda_1 \phi_{доп} - f)g}.$$

Коэффициент возможной перегрузки [4] находится в пределах от 1,17 – при работе с комбайном до 1,9 – при работе с навозоразбрасывателем. Наибольшее колебание крюковой нагрузки возникает при транспортных работах: $\Delta_{lim} = 1,62 \dots 1,79$. Этот режим характеризуется малой средней крюковой нагрузкой. При увеличении тягового сопротивления, например, при работе с плугом, культиватором, колебания крюковой нагрузки уменьшаются и находятся в пределах 1,62...1,71.

Одной из регламентирующих сельскохозяйственных операций при выборе эксплуатационной массы является пахота. Поэтому коэффициент возможной перегрузки выбираем из условий движения трактора в агрегате с плугом по стерне колосовых. В этом случае пределы изменения $\Delta_{lim} = 1,62 \dots 1,71$.

Учитывая значительное перераспределение нагрузки между передними и задними колесами при работе трактора, выполненного по схеме 4К2, с большим тяговым сопротивлением, λ_1 ведущих колес принимается равным $0,80 \dots 0,85$.

При выборе коэффициента сцепления $\varphi_{доп}$ следует учитывать следующее.

Из теории взаимодействия двигателя трактора с грунтом известно, что коэффициент сцепления зависит от буксования. В свою очередь, буксование

трактора отрицательно сказывается на структуре поверхностных слоев грунта. При сильном буксовании почва значительно уплотняется, образуются колеи большой глубины, что отрицательно сказывается на росте растений. Кроме того, повышенное буксование отрицательно влияет на общий КПД и экономические качества трактора.

По ГОСТ 27021-86, исходя из агротехнических требований, предельное буксование не должно превышать пределов $8 \leq 18 \%$ для колесных тракторов 4К4.

Обобщенная зависимость $\varphi = f(\delta)$ для различных фонов среднего суглинка нормальной влажности и дороги с твердым покрытием приведена на рис. 5.

Средние значения коэффициентов f , φ_{max} , $\varphi_{доп}$ для различных поверхностей движения представлены в табл. 2.

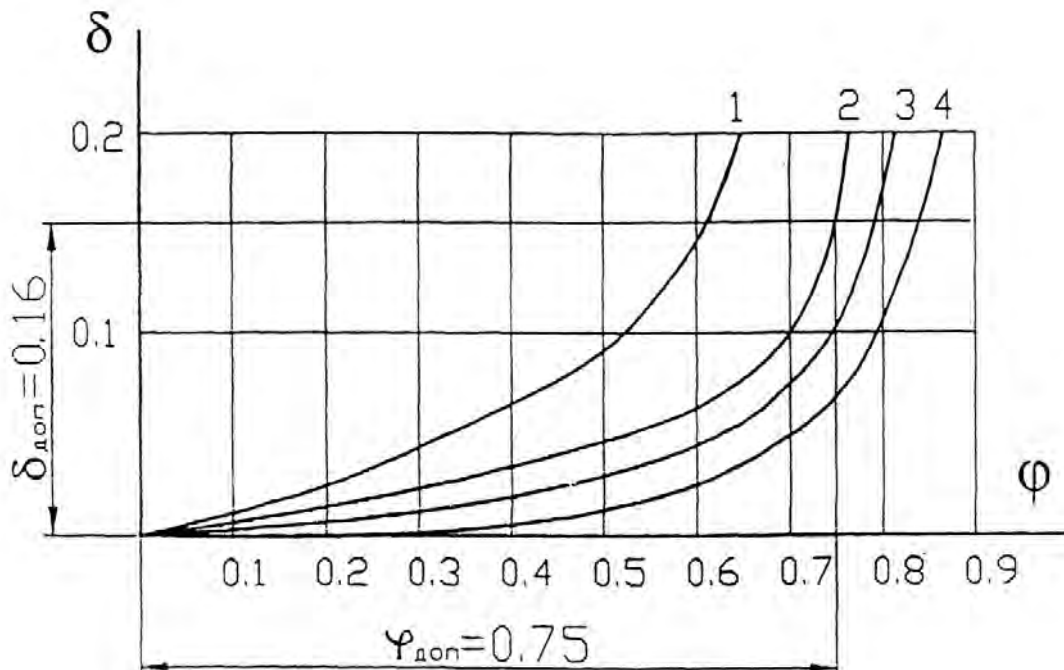


Рис. 5. Обобщенная зависимость коэффициентов сцепления от буксования: 1 – почва, подготовленная под посев; 2 – стерня; 3 – плотная почва, клевернице; 4 – асфальт, бетон

Табл. 2. Средние значения коэффициентов f , φ_{\max} , $\varphi_{\text{доп}}$

Поверхность пути	f	φ_{\max}	$\varphi_{\text{доп}}$
Грунтовая сухая дорога	0,03...0,05	0,7...0,9	0,65...0,80
Целина, плотная залежь	0,05...0,07	0,7...0,9	0,65...0,80
Залежь, скошенный луг	0,06...0,08	0,6...0,8	0,55...0,75
Стерня колосовых	0,08...0,12	0,6...0,85	0,65...0,80
Поле, подготовленное под посев	0,16...0,18	0,4...0,8	0,35...0,55
Болотно-торфяная целина	0,11...0,20	0,4...0,5	0,35...0,55
Укатанная снежная дорога	0,03...0,04	0,3...0,4	0,30...0,35

Третий метод определения эксплуатационной массы следует из ГОСТ 27021 (СТ СЭВ 625-88):

$$m_3 = \frac{F_{\text{кр н}}}{A},$$

где $F_{\text{кр н}}$ – номинальное усилие на крюке; A – коэффициент, устанавливаемый в зависимости от эксплуатационной массы и типа движителя трактора: для колесных тракторов $3,24 \cdot 10^3$ ($m_3 = 2600$ кг); $3,73 \cdot 10^3$ (4К2 и 3К2, $m_3 > 2600$ кг); $3,92 \cdot 10^3$ (4К4, $m_3 > 2600$ кг) [2].

Для определения эксплуатационной массы сельскохозяйственных тракторов приведенная методика не совсем пригодна, т. к. используемый в формуле коэффициент A зависит от массы, которую необходимо найти.

Четвертый метод определения эксплуатационной массы заключается в использовании экспертных оценок. На его основе предлагается вести расчет по эмпирической формуле, имеющей следующий вид [2]:

$$m_3 = (1 \pm 0,1) \cdot 202,5 F_{\text{кр н}}.$$

Существуют и другие методы. В одном из них [5] рассматривается методика расчета эксплуатационной массы трактора по ограничению воздействия на почву. В ней представлен порядок расчета эксплуатационной массы трактора, использование которого окажет на почву такое негативное воздействие, которое устранимо естественным путем при выполнении последующих технологических операций. Предложенная ме-

тодика позволяет рассчитать режим шадающего воздействия техники на почву, реализация которого не всегда целесообразна.

Штатный балласт догружает трактор до среднего значения эксплуатационной массы. Согласно Международной директиве 74/151/СЕ, трактор должен им снабжаться заводом-изготовителем. Балласт должен изготавливаться из металла, предназначаться для закрепления на тракторе и иметь знак завода-изготовителя, а также обозначение приближенной массы в килограммах. Масса штатного балласта

$$m_6^{\text{шт}} = m_{3\text{cp}} - m_{3\text{min}}.$$

Дополнительный балласт обеспечивает балластирование трактора: догружает его до максимального значения эксплуатационной массы в классе. Также балласт применяется при работе трактора с полной тяговой нагрузкой для снижения буксования движителей.

Дополнительный балласт обуславливается заливкой жидкости в шины: вода – летом, незамерзающий раствор – в зимнее время.

Балластированием трактора достигается не только повышение его тягово-сцепных качеств, но и поперечной и продольной устойчивости, сохранения управляемости при работе с высокими тяговыми нагрузками, а также обеспечивается оптимизация тягового КПД полноприводного трактора.

Важное значение имеет выбор оптимальной величины массы балласта для каждого конкретного вида работы

трактора, а также место его размещения на нем.

Эффективность балластирования трактора определяется тяговыми испытаниями.

Для примера по выбору эксплуатационной массы найдем ее значение для колесного трактора 4К4 тягового класса 1,4 (садоводческий трактор).

По первому варианту

$$m_3 = A F_{крн}^{Bn} = 3900,$$

где $A = 10,48$; $B = 1$; $n = 0,62$.

По второму варианту

$$m_3 = \frac{\Delta_{lim} F_{крн}}{(\lambda_1 \varphi_{доп} - f)g}.$$

Средние значения коэффициентов f , φ_{max} и $\varphi_{доп}$ приведены в табл. 2.

Произведем расчет эксплуатационной массы при следующих выбранных значениях, входящих в формулу величин: $\delta_{доп} = 0,16$; $\varphi_{доп} = 0,72$; $f = 0,10$ (см. табл. 2), $\lambda = 1$.

При выборе коэффициента Δ_{lim} возможной перегрузки учтем, что одной из регламентируемых операций при выборе эксплуатационной массы трактора является пахота. Поэтому Δ_{lim} принимаем из условия движения трактора в агрегате с 3-корпусным плугом по стерне среднего суглинка нормальной влажности при установившемся режиме. В этом случае пределы изменения $\Delta_{lim} = 1,62 \dots 1,71$.

Тогда при $\Delta_{lim} = 1,62$

$$m_3 = \frac{1,62 \cdot 14000}{9,8 \cdot (0,72 - 0,1)} = 3940.$$

При $\Delta_{lim} = 1,71$

$$m_3 = \frac{1,71 \cdot 14000}{9,8 \cdot (0,72 - 0,1)} = 3732.$$

Принимаем

$$m_3 = \frac{3732 + 3940}{2} = 3836 \text{ кг.}$$

По третьему варианту, согласно ГОСТ 27021-86 [1], номинальное крюковое усилие $F_{крн}$ трактора в килоньютонах определяется по формуле

$$F_{крн} = A M_3,$$

где A – коэффициент, устанавливаемый в зависимости от вида трактора. Для тракторов колесной формулы 4×4 $A = 3,73$; M_3 – эксплуатационная масса трактора, кг.

Из формулы видно, что

$$M_3 = \frac{F_{крн}}{A} = 3750 \text{ кг.}$$

По четвертому варианту, по методу экспертных оценок, расчет эксплуатационной массы производим по следующей формуле [2]:

$$m_3 = (1,0 \pm 0,1) A F_{крн},$$

где A – эмпирический коэффициент. Для колесных тракторов при $F_{крн} = 9 \dots 20 \text{ кН}$ $A = 0,274$.

Тогда при верхнем пределе коэффициента в скобках 1,1

$$m_3 = 1,1 \cdot 0,274 \cdot 14000 = 4270 \text{ кг.}$$

При нижнем пределе

$$m_3 = 0,9 \cdot 0,274 \cdot 14000 = 3452 \text{ кг.}$$

Средняя величина

$$m_3 = \frac{4270 + 3452}{2} = 3860 \text{ кг.}$$

Анализируя полученные по четырем вариантам значения эксплуатационной массы, используя законы математической статистики, имеем

$$M(m_3) = \sum_1^n m_{3i} P_i,$$

где m_{3i} – значение эксплуатационной массы по трем вариантам; P_i – вероятность появления указанной величины.

Тогда

$$M(m_3) = \sum_1^n \frac{m_{31} + m_{32} + m_{33} + m_{34}}{4} = \\ = \frac{3900 + 3836 + 3750 + 3860}{4} = 3836 \text{ кг.}$$

Дисперсия случайной величины

$$D(m_3) = \sum_1^n (m_{3i} - M(m_3))^2 P_i.$$

Примем $\sum_1^n = 1$,

$$D(m_3) = (3900 - 3836)^2 + (3836 - 3836)^2 + \\ + (3750 - 3836)^2 - (3860 - 3836)^2 = 369,7.$$

Среднеквадратичное σ_{cp} значение дисперсии ($D(m_3)$) = $\sqrt{D(m_3)} = \sqrt{369,7}$.

Тогда

$$m_{3, cp} = (m_3) \pm \sigma(D(m_3)) = \\ = 3836 \pm 19,2 \text{ кг.}$$

Определение конструктивной массы

При выборе конструктивной m_k массы не существует четких рекомендаций по ее определению. Но, с другой стороны, она должна обеспечить прочность, надежность и долговечность машины.

При проектировании трактора необходимо стремиться к снижению конструктивной массы. В первом приближении можно считать, что она пропорциональна эффективной мощности установленного на тракторе двигателя, т. е.

$$m_k = K_p \cdot P_{ен},$$

где K_p – коэффициент пропорциональности.

В сущности, этот коэффициент обратно пропорционален энергонасыщенности или удельной мощности

трактора K_3 , т. е. $K_p = \frac{1}{P_{ен}/m_3}$. С учетом данного положения получим

$$m_k = \left(\frac{1}{\frac{P_{ен}}{m_3}} \right) P_{ен} = \frac{P_{ен}}{K_3}.$$

На рис. 6 приведено множество точек, отражающих эту зависимость. Из рисунка видно, что зависимость конструктивной массы от мощности двигателя с ростом последней замедляется и следует полагать, что при мощности $P_e > 250$ конструктивная масса будет пропорциональна мощности двигателя, при этом коэффициент энергонасыщенности K_3 с ростом мощности двигателя увеличивается (рис. 7). Например, при $P_e = 50$ кВт $K_3 = 16,6$ кВт/ч, а при $P_e = 250$ кВт $K_3 = 24,5$ кВт/ч, что свидетельствует о том, что у более мощных тракторов металлоемкость снижается, т. е. единица использованного материала дает большую эффективность.

Из массива данных по тракторам ведущих зарубежных фирм можно составить корреляционную зависимость между конструктивной массой и номинальным крюковым $F_{кр}$ усилием. Данные получены при статистической обработке отчетов по испытаниям тракторной техники на ведущих полигонах США (Небраска), Англии (Силсоу), Франции (Антони), СССР (ОНИС-НАТИ, западная МИС, КубНИТИМ). Статистическая обработка данных этого массива показывает, что корреляционная зависимость описывается уравнением вида

$$m_k = A \ln F_{кр},$$

где A – эмпирический коэффициент. Согласно массиву данных, $A = 256,8$; $F_{кр}$ – тяговый класс трактора.

Расчет по этой формуле показывает, что при 5 % доверительности конструктивная масса трактора тягового

класса 1,4 $m_k = 3534$ кг, что составляет 88 % от эксплуатационной массы.

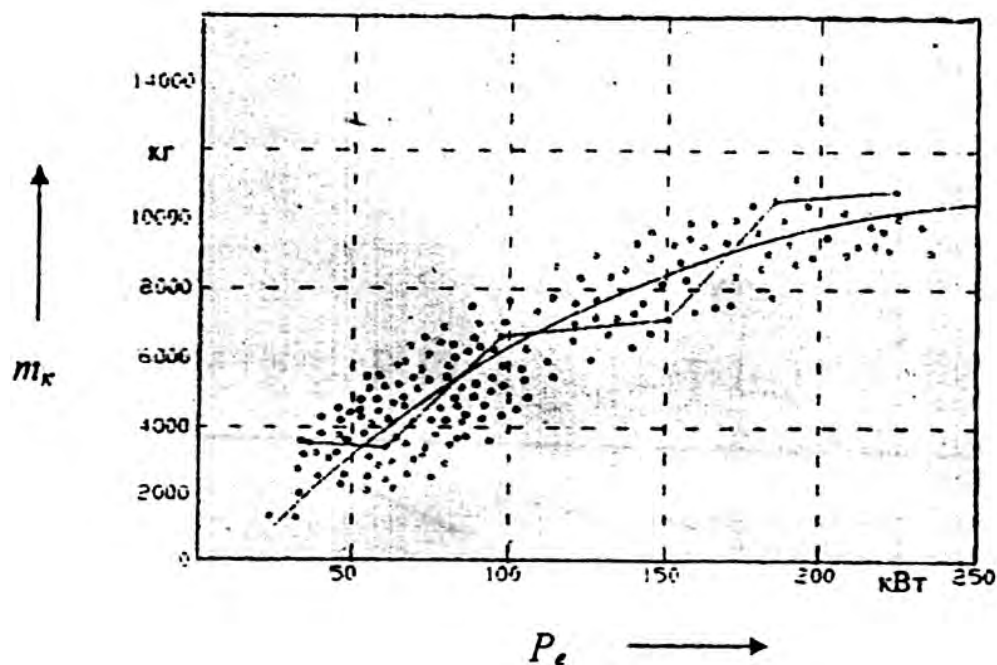


Рис. 6. Зависимость конструктивной массы трактора от мощности двигателя

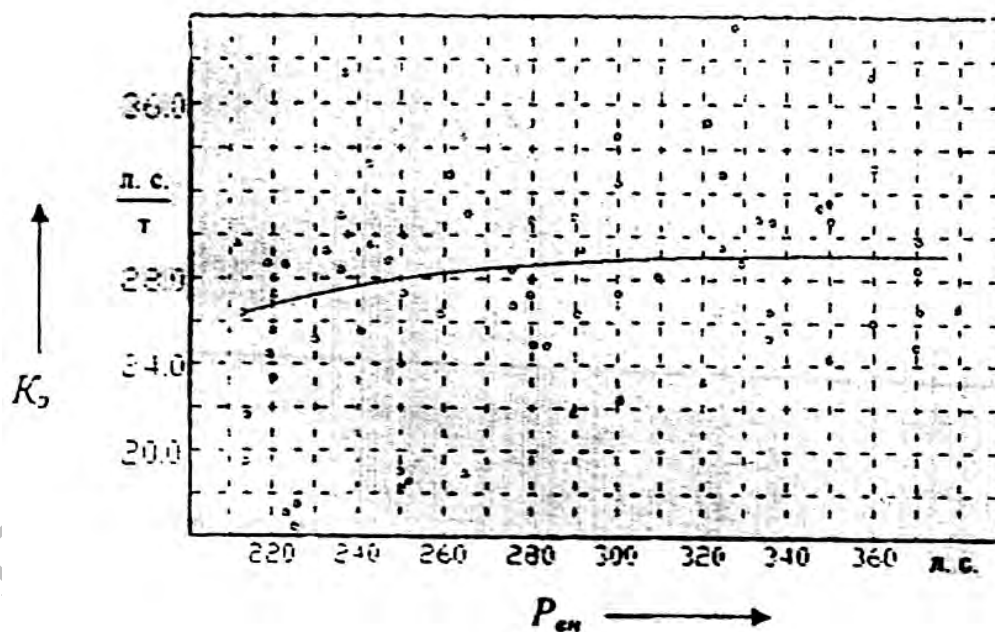


Рис. 7. Зависимость энергонасыщенности трактора от мощности двигателя

Выводы

Эксплуатационная масса трактора определяет его тягово-сцепные качества, а конструктивная – прочность, надежность и долговечность.

1. Эксплуатационная масса определяется номинальным крюковым усилием $F_{кр н}$, т. е. тяговым классом, и она стабильна при существующих типах движителей. В случае применения других типов движителя (комбинированных, рычаж-

ных, шагающих и т. д.), она может меняться в ту или другую сторону.

2. Существующие методы расчёта эксплуатационной массы, связанные с применением колесных движителей, дают примерно одинаковые результаты.

3. Конструктивная масса по мере внедрения в производство более прочных и легких материалов, новых конструкций узлов и деталей и т. д. имеет тенденцию к снижению.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Колобов, Г. Г.** Тяговые характеристики тракторов / Г. Г. Колобов, А. П. Парфенов. – М. : Машиностроение, 1972. – 151 с.
2. **Пуховой, А. А.** Основные положения и практическая реализация создания типоразмерного ряда тракторов «Беларус» / А. А. Пуховой, П. А. Пархомчик, И. Н. Усс. – Минск : Минский тракторный завод, 2004. – 340 с.
3. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчёт / Под ред. И. П. Ксеневича. – М. : Машиностроение, 1991. – 514 с.
4. **Гуськов, В. В.** Тракторы : теория / В. В. Гуськов, И. П. Ксеневич, Ю. Е. Атаманов ; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
5. **Цукаров, А. М.** Методика расчёта эксплуатационной массы трактора по ограничению воздействия на почву / А. М. Цукаров // Тракторы и сельхозмашины. – 1998. – № 2.

Статья сдана в редакцию 1 апреля 2014 года

Николай Иванович Зезетко, гл. конструктор, ОАО «Минский тракторный завод». E-mail: z6932@tut.by.

Nikolai Ivanovich Zezetko, Chief Designer, ОАО Minsk Tractor Works. E-mail: z6932@tut.by.