

Предельные значения коэффициента λ изменяются от 0 (при $Y_1 = 0$) до ∞ (при $Y_2 = 0$), т.е. $0 \leq \lambda \leq \infty$.

Однако реальные пределы изменения λ несколько ниже. Анализ распределения по осям трактора 4К4 показывает, что $Y_1 \geq 0,2G$, где G – вес трактора, поскольку при меньшем значении теряется управляемость трактора. При одинаковых передних и задних колесах (тракторы Т-150К, К-700/701 и др.) нагрузка в статике на передние колеса находится в пределах $(0,53...0,6)G$. Для тракторов с разными размерами ведущих колес (тракторы семейства МТЗ) нагрузка на передние колеса находится в пределах $(0,35...0,45)G$.

Таким образом, реальная область изменения λ находится в пределах $0,5 \leq \lambda \leq 1,5$.

Очевидно, что оптимальная величина λ будет при значении $\eta_T \rightarrow \max$, где η_T – тяговый КПД трактора.

$$\eta_T = \eta_r \eta_m \eta_\delta \eta_f = \eta_r \eta_m (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{сnp}}{F_k}\right) = \eta_r \eta_m (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{сnp1} + F_{сnp2}}{F_{к1} + F_{к2}}\right),$$

где η_r – КПД, учитывающий потери энергии на гистерезис шин; η_m – КПД, учитывающий потери энергии в трансмиссии; η_δ – КПД, учитывающий потери энергии на буксование; η_f – КПД, учитывающий потери энергии на смятие грунта и образование колеи; δ – коэффициент буксования; $F_{сnp}$ – сила сопротивления движению за счет образования колеи, н; F_k – касательная сила тяги колеса, н.

Примечание. Индекс «1» и «2» в формуле относятся к передним и задним колесам соответственно.

Влияние λ на силу $F_{сnp}$ сопротивления движению. Представим $F_{сnp1} = f_1 Y_1$ и $F_{сnp2} = f_2 Y_2$ и сумма нормальных реакций $G = Y_1 + Y_2$ (рис. 1). При этом общая сила $F_{сnp}$ будет равна $F_{сnp} = 2F_{сnp1} + 2F_{сnp2}$. Тогда, суммарный коэффициент f сопротивления движения будет равен

$$f = f_1 \frac{Y_1}{G} + f_2 \frac{Y_2}{G} = f_1 \frac{Y_1}{Y_1 + Y_2} + f_2 \frac{Y_2}{Y_1 + Y_2}. \quad (1)$$

Разделив числитель и знаменатель каждого слагаемого на Y_2 и принимая во внимание следующий фактор: $\frac{Y_1}{Y_2} = \lambda$, получим:

$$f = f_1 \frac{\lambda}{\lambda + 1} + f_2 \frac{1}{\lambda + 1}. \quad (2)$$

Для выявления этой зависимости можно воспользоваться одним из преобразований формулы профессора В.В. Гуськова [1]:

$$f_i = \frac{Y_i}{KbD_{np}^2}, \quad (3)$$

где K – коэффициент объемного смятия почвы, н/м²; b – ширина колеса, м; D_{np} – приведенный диаметр.

Подставляя значения нормальных реакций на передних и задних колесах

$$Y_1 = G \frac{\lambda}{\lambda + 1} \text{ и } Y_2 = G \frac{1}{\lambda + 1} \quad (4)$$

в формулу (1), получим зависимость коэффициента качения от коэффициентов распределения нормальных реакций:

$$f_1 = \frac{G}{KbD_{np1}^2} \frac{\lambda}{\lambda + 1} + \frac{G}{KbD_{np2}^2} \frac{1}{\lambda + 1}.$$

Или общая сила сопротивления движению

$$F = 2 \left(\frac{G^2}{KbD_{np1}^2} \frac{\lambda}{\lambda + 1} + \frac{G^2}{KbD_{np2}^2} \frac{1}{\lambda + 1} \right). \quad (5)$$

Влияние λ на касательную F_k силу тяги. Аналогично предыдущему представим касательную силу F_k тяги трактора в виде:

$$F_k = 2(\varphi_1 Y_1 + \varphi_2 Y_2) = 2(\varphi_1 G_1 + \varphi_2 G_2), \quad (6)$$

где φ_1 и φ_2 – коэффициенты сцепления, равные $\varphi_1 = \frac{F_{k1}}{G_1}$ и $\varphi_2 = \frac{F_{k2}}{G_2}$.

Для выявления зависимости $\lambda = f(F_k)$ или $\lambda = f(Y)$ используем одно из преобразований, предложенных профессором В.В. Гуськовым [1]:

$$\varphi_1 = \frac{f_{mp} k_\tau Y_1}{\delta L_1} \left[\ln ch \frac{\delta L_1}{k_\tau} - f_{mp} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L_1}{k_\tau}} - 1 \right) \right] \quad (7)$$

и

$$\varphi_2 = \frac{f_{mp} k_\tau Y_2}{\delta L_2} \left[\ln ch \frac{\delta L_2}{k_\tau} - f_{mp} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L_2}{k_\tau}} - 1 \right) \right], \quad (8)$$

или

$$F_k = 2 \left\{ \frac{f_{mp} k_\tau Y_1}{\delta L_1} \left[\ln ch \frac{\delta L_1}{k_\tau} - f_{mp} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L_1}{k_\tau}} - 1 \right) \right] \frac{\lambda}{\lambda + 1} + \frac{f_{mp} k_\tau Y_2}{\delta L_2} \left[\ln ch \frac{\delta L_2}{k_\tau} - f_{mp} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L_2}{k_\tau}} - 1 \right) \right] \frac{1}{\lambda_1 + 1} \right\}, \quad (9)$$

где f_{mp} – коэффициент трения скольжения; k_τ – коэффициент деформации, м; δ – буксование в долях единицы; L_1 и L_2 – опорные поверхности ведущих колес, м.

Динамическое распределение нагрузок. Динамическое распределение нагрузок по осям трактора, характеризуемое координатой X_δ (см. рис. 1), зависит от положения центра масс X_{cm} , базы L , момента M и силы F_k , представляющие агрегируемую машину или орудие.

Рациональное распределение нагрузок в динамике будет определяться максимумом тягового КПД трактора.

Оптимальное значение координаты X_δ в динамике будет при $\eta_T \rightarrow \max$ и ее можно определить из уравнения:

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial \lambda_\delta} = 0.$$

В качестве примера рассмотрим машинно-тракторный агрегат, состоящий из трактора кл. 5.0 со всеми ведущими колесами и агрегируемой машиной (плуг), имеющей тяговое сопротивление $F_{kp} = 50$ кН. Параметры трактора и шин приведены соответственно в таблицах 1, 2.

Таблица 1

Параметры трактора

Тяговый класс	Конструктивный вес, кН	Эксплуатационный вес, кН	Шины передних колес	Шины задних колес	База трактора L , м	Крюковое усилие F_{kp} , кН	h_{kp} , м	l , м
5,0	100,0	120,0	540/65R30	580/70R42	2,96	50,0	0,5	1,1

Таблица 2

Параметры шин

Шина	Параметры шин, м				Давление воздуха, МПа	Допустимая нагрузка, $D_{доп}$, кН	Оптимальная нагрузка, $G_{опт}$, кН
	Ширина, b	Наружный диаметр, D_0	Радиус статический, $r_{ст}$	Радиус качения, $r_к$			
540/65R30	0,53	1,464	0,671	0,705	0,14	23,6	20,8
580/70R42	0,58	1,90	0,833	0,907	0,12	35,9	29,9

Примем следующие допущения: агрегат движется по горизонтальной стерне суглинка нормальной влажности в установившемся режиме. Нагрузка от агрегируемой машины представлена силой $F_{кр}$, приложенной в точке C (см. рис. 1) с координатами $h_{кр} = 0,5$ м и $l = 1,1$ м.

Физико-механические свойства грунта определяются следующими показателями: $\sigma_0 = 1,58 \cdot 10^6$ н/м²; $k = 0,27 \cdot 10^6$ н/м³; $k_r = 0,005$ м; $f_{mp} = 0,82$.

Расчет $\eta_T = f(\lambda_\sigma)$ производился в следующем порядке: для определенного значения λ_i определялись нормальные реакции на передние $Y_{1i}(G_{1i})$ и задние колеса $Y_{2i}(G_{2i})$ и соответствующие им значения $F_{к1}$, $F_{сп1}$, $F_{кр1}$ и η_{T1} .

Общий тяговый η_T КПД трактора определяется в соответствии с долей нагрузки на ось, т.е.

$$\eta_T = (n\eta_{к1} + m\eta_{к2})\eta_m\eta_r,$$

где $n + m = 1$; n – доля вертикальной нагрузки на передние колеса; m – доля вертикальной нагрузки на задние колеса; $\eta_m = 0,86$; $\eta_r = 1,0$.

На рисунке 2 приведены результаты расчета. Из графика следует, что максимальный тяговый КПД трактора кл. 5,0, движущегося с крюковой нагрузкой $F_{кр} = 50$ кН по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности в установившемся режиме реализуется при $\lambda_\sigma = 0,7$, что соответствует $Y_1 = 49,8$ кН; $Y_2 = 70,2$ кН и $X_\sigma = 1,23$ м.

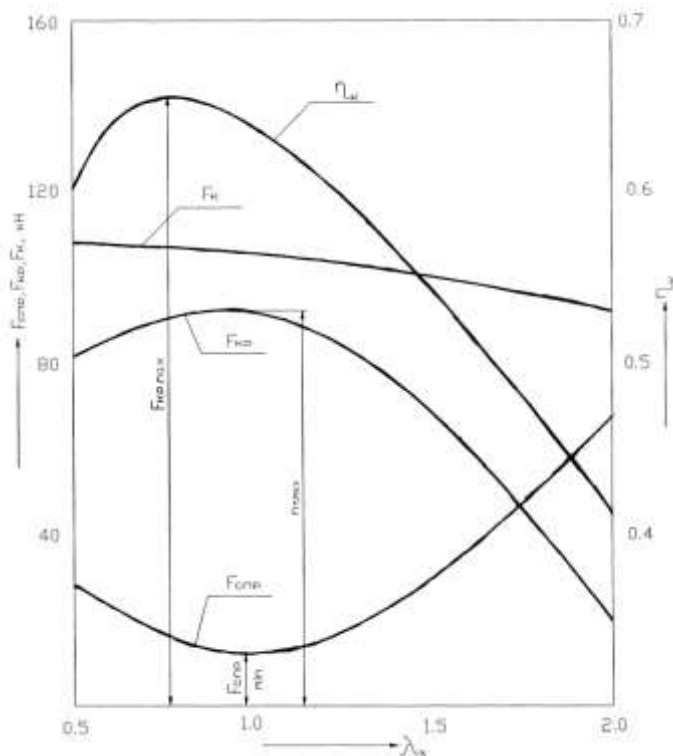


Рис. 2. Зависимость тягово-сцепных свойств трактора класса 5,0 со всеми ведущими колесами от λ

Примерно при этом λ_{δ} трактор развивает крюковое усилие $F_{кр} \cong 90$ кН и сопротивление $F_{кр} \cong 16$ кН за счет смятия грунта и образования колеи. Такое усилие развивается данным трактором при буксовании $\delta = 19...25$ %.

Поскольку агротехническими требованиями предельное буксование для тракторов 4К4 ограничивается 14 %, то при этом буксовании рассматриваемый трактор развивает номинальное крюковое усилие 48...54 кН, что соответствует данному тяговому классу.

Статическое распределение нормальных нагрузок по осям трактора. Для определения продольной координаты положения центра масс X_{cm} трактора составим уравнение моментов относительно (см. рис. 1) точки O_2 при условии, что $F_{кр} = 50$ кН и направлено параллельно поверхности пути (т.е. $\gamma = 0$). При этом силы и моменты инерции равны 0.

Тогда

$$GX_{cm} - YX_{\delta} - F_{кр}h_{кр} = 0.$$

Отсюда

$$X_{cm} = \frac{YX_{\delta} + F_{кр}h_{кр}}{G} = \frac{120 \cdot 1,23 + 50 \cdot 0,5}{120} = 1,44 \text{ м.}$$

Таким образом, центр масс трактора находится на расстоянии $X_{cm} = 1,44$ м от задней оси и соответствующее распределение масс будет $G_1 = 5830$ кг и $G_2 = 6170$ и коэффициенте статического распределения λ_{cm} нагрузке, равном $\lambda_{cm} = \frac{G_1}{G_2} = \frac{5830}{6170} = 0,94$.

Выводы и рекомендации

1. Для трактора кл. 5,0 с колесной формулой 4К4 с разными колесами найдены оптимальные распределения давления в динамике $\lambda_{дин}$ и в статике $\lambda_{ст}$. Они соответственно равны 0,9 и 0,8. При этом распределение весовой нагрузки по осям трактора равно: $Y_1 = 53,1$ кН $Y_2 = 66,9$ кН, при продольной координате $x_{cm} = 1,65$ м (при принятой базе 2,96 и весе 120 кН). Таким образом, центр масс трактора должен быть смещен вперед на 0,17 м.

2. Представляется целесообразным провести аналогичный расчет для всех тракторов семейства МТЗ с разными и равными колесами с тем, чтобы сформировать базу данных по рациональной компоновке с точки зрения оптимального распределения нагрузки по осям трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуськов, В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В.В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1996. – 194 с.
2. Гуськов, В.В. Тракторы / В.В. Гуськов. – Минск: Вышэйшая школа. 1977. – Ч. II: Теория. – 384 с.
3. Тракторы. Теория / под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1984. – 374 с.
4. Сельскохозяйственные тракторы нетрадиционных компоновок / Ксенович И.П. [и др.]. – Минск, 1998. – 210 с.

Поступила 21.05.2007