

Орда А.Н., доктор технических наук, профессор;

Шкляревич В.А., старший преподаватель;

Ракова Н.Л., кандидат технических наук, доцент;

Пантелеева Ж.И., кандидат физико-математических наук

*Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный
технический университет», г. Минск, Республика Беларусь*

ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВОГО КПД СДВАИВАНИЕМ КОЛЕСНЫХ ХОДОВЫХ СИСТЕМ

Аннотация. В статье рассмотрен один из наиболее эффективных способов повышения тягового КПД – сдваивание колесных ходовых систем.

Abstract. The article considers one of the most effective ways to increase traction efficiency – doubling of wheeled running systems.

Ключевые слова. Тяговый КПД, ходовая система, буксование, касательная сила тяги, сила сопротивления качению.

Keywords. Traction efficiency, running system, skidding, traction tangent force, rolling resistance force.

Тяговый КПД и его составляющие могут быть представлены функциями многих переменных, таких как мощность, развиваемая двигателем, масса машины, наружный диаметр шины колеса, ширина шины колеса, площадь контакта шины колеса с почвой, давление воздуха в шине, скорость движения машины, тяговое усилие на крюке.

Из теории трактора известно, что тяговый КПД в зависимости от тягового усилия на крюке имеет один максимум, т. е. для каждого типоразмера шин трактора имеется оптимальное крюковое усилие, при котором он развивает оптимальные тягового-сцепные качества и экономичность.

В качестве основного критерия оптимизации и совершенства ходовых систем мобильной сельскохозяйственной техники принят тяговый КПД, который для случая равномерного установившегося движения по горизонтальной поверхности определяется по формуле [1]:

$$\eta_{\text{тяг}} = \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_r \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_f, \quad (1)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – механический КПД, учитывающий потери энергии при передаче мощности в трансмиссии (при современном уровне изготовления шестерен $\eta_{\text{тр}} = 0,95 \dots 0,99$; η_r – КПД, учитывающий потери мощности в ходовом аппарате (для современных шин различной конфигурации $\eta_r = 0,97-0,99$); η_{δ} – КПД, учитывающий потери мощности на буксование движителей:

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta, \quad (2)$$

где δ – коэффициент буксования движителя; η_f – КПД, учитывающий потери мощности на сопротивление движению:

$$\eta_f = 1 - \frac{F_f}{F_{кр} + F_f} = 1 - \frac{F_f}{F_k}, \quad (3)$$

где F_f – сила сопротивления качению; $F_{кр}$ – тяговое усилие на крюке; F_k – касательная сила тяги.

Таким образом, после подстановки составляющих тягового КПД, определяемых по формулам (2) и (3), зависимости (1) примет вид:

$$\eta_{тяг} = \eta_{гр} \cdot \eta_r (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_f}{F_k} \right). \quad (4)$$

Мощность, развиваемая двигателем мобильной сельскохозяйственной машины, передается через трансмиссию на движитель и преобразуется в касательную силу тяги машины. Проходимость, то есть тягово-сцепные свойства машины, тем выше, чем больше касательная сила тяги, которую способен развить её движитель, и чем меньше сила сопротивления качению машины.

Произведение составляющих тягового КПД $\eta_{гр} \cdot \eta_r$ оценивает совершенство конструкции трансмиссии и ходовой системы, а произведение $\eta_\delta \cdot \eta_f$ – проходимость и совершенство тягово-сцепных свойств почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатов. И если первые две составляющие тягового КПД имеют определенные и близкие по величине значения, то η_δ и η_r изменяются в широких пределах и зависят от режимов работы, конструктивных параметров сельскохозяйственной машины, а также физико-механических свойств почвы. Поэтому наибольшее влияние на общий тяговый КПД оказывают именно η_δ и η_f , которые определяются процессом взаимодействия движителя с его опорной поверхностью – почвой.

Тяговый КПД и его составляющие могут быть представлены функциями многих переменных (параметров почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата), таких как мощность, развиваемая двигателем, масса машины, наружный диаметр шины колеса, ширина шины колеса, площадь контакта шины колеса с почвой, давление воздуха в шине, скорость движения машины, тяговое усилие на крюке, т.е.

$$\eta_{тяг} = f(N_e, m_m, d_{шн}, b_{ш}, A_{кп}, p_w, \vartheta, F_{кр}), \quad (5)$$

где N_e – мощность, развиваемая двигателем; m_m – масса машины; $d_{шн}$ – наружный диаметр шины колеса; $b_{ш}$ – ширина протектора шины колеса; $A_{кп}$ – площадь контакта протектора шины с почвой; p_w – давление воздуха в шине; ϑ – скорость поступательного движения.

Из теории трактора [1] известно, что тяговый КПД в зависимости от тягового усилия на крюке имеет один максимум, т. е. для каждого типоразмера шин трактора имеется оптимальное крюковое усилие, при котором он развивает оптимальные тягово-сцепные качества и экономич-

ность. При проектировании трактора перед конструкторами, как правило, стоят две задачи: при заданных тяговом классе (тяговое усилие на крюке) и скоростном режиме (диапазон скоростей для выполнения технологической операции) необходимо определить его оптимальные конструктивные параметры, соответствующие принятым условиям; при заданных конструктивных параметрах проектируемого трактора необходимо определить диапазон крюковых нагрузок, при котором будет обеспечен его максимальный тяговый КПД.

На основании изложенного в качестве примера определим значения тягового КПД задних колес трактора «Беларус 82.1», оборудованного одинарными и сдвоенными движителями с заводскими типоразмерами шин – 15,5R38. Затем по результатам расчетов проведем сравнительный анализ и дадим оценку влияния режимов работы (буксование движителей), компоновки ходовых систем и физико-механических свойств почвы на тяговый КПД задних колес рассматриваемого трактора.

Согласно зависимости (4) при заданном буксовании на величину тягового КПД оказывают влияние сила сопротивления качению и касательная сила тяги, приложенные к движителю.

Величину силы сопротивления качению при однократном проходе движителя по поверхности почвы определим согласно зависимости, предложенной профессором А.Н. Ордой [2]:

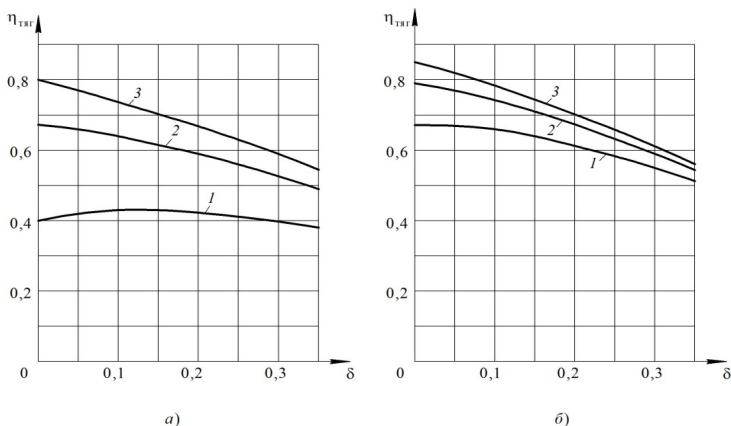
$$F_f = b \cdot \frac{p_0^2}{k} \ln \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sigma}{p_0}\right)^2}}. \quad (5)$$

Величину касательной силы тяги, при которой происходит срез почвы почвозацепами движителя, найдем согласно зависимости [3]:

$$F_k = G \left(f_{\text{тс}} \operatorname{th} \left(\frac{\delta t_n}{k_{\text{т}}} \right) + f_{\text{тп}} \right), \quad (6)$$

где – G – вертикальная нагрузка на колесо; $f_{\text{тс}}$ – коэффициент трения скольжения опорной поверхности движителя о почву; t_n – шаг между почвозацепами; $k_{\text{т}}$ – коэффициент деформации сдвига; $f_{\text{тп}}$ – коэффициент трения покоя, учитывающий силы трения и сцепления движителя с почвой.

Графическая зависимость тягового КПД от буксования задних колес трактора «Беларус 82.1», оборудованного одинарными и сдвоенными движителями, согласно формуле (4) с учётом зависимостей (5) и (6) для различных почвенных агрофонов представлена на рисунке 1. Следует отметить, что при определении тягового КПД колес по зависимости (4) не учитывался механический КПД ($\eta_{\text{тр}}$). При расчетах принимались параметры колес с шиной 15,5R38, приведенные в [4].



1 – рыхлая почва; 2 – почва средней плотности; 3 – почва высокой плотности.

Рисунок 1 – Зависимость тягового КПД от буксования одинарных (а) и сдвоенных (б) задних колес трактора «Беларус» 82.1 с шинами 15,5R38

Расчеты, проведенные по зависимости (5), показали, что сдвигание задних колес трактора «Беларус 82.1» повышает тяговый КПД на всех рассмотренных почвенных агрофонах и в большинстве рассмотренных случаях снижается с ростом буксования движителя. Экстремум тягового КПД при заданных параметрах, режимах работы и свойствах почвы выделяется лишь для случая, когда трактор «Беларус 82.1» с задними одинарными колесами движется по рыхлой почве при буксовании $\delta = 0,12-0,14$.

Заключение. Для повышения тягового КПД ходовых систем тракторов, входящих в состав почвообрабатывающих МТА, можно использовать простой и доступный, повсеместно применяемый конструктивный способ сдвигания колес, при этом необходимо ограничивать буксование движителей.

Список использованной литературы

1. Гуськов, А.В. Оптимизация потребительских свойств и параметров колесных тракторов семейства «Беларус» : монография / А.В. Гуськов ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В.П. Бойкова. – Могилев : Белорус. ун-т, 2008. – 210 с.
2. Орда, А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов : дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03 / А.Н. Орда ; Бел. агр. техн. ун-т. – Минск, 1997. – 269 с.
3. Шкляревич, В. А. Исследование показателей тягово-сцепных свойств движителя / В. А. Шкляревич // Агропанорама. – 2020. – № 6. – С. 9–14.
4. Орда, А.Н. Определение показателей уплотняющего воздействия на почву ходовых систем колесных тракторов / А.Н. Орда, В.А. Шкляревич, А.С. Воробей // Агропанорама. – 2016. – № 3. – С. 6–12.

Summary. The article discusses one of the most effective ways to increase traction efficiency - doubling wheel running systems.