

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА БУКСОВАНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

И.А. Колтович, заместитель главного конструктора (ОАО «Минский тракторный завод»)

Аннотация

Рассмотрен процесс буксования колесного трактора. Проведен анализ имеющихся зависимостей крутящего момента от буксования и предложена новая трактовка этой зависимости.

The process of a wheel tractor slipping is considered. The analysis of the existing dependencies of the hook from slipping efforts is carried out and the new treatment of this dependence is offered.

Введение

Известно, что тягово-сцепные и экономические свойства проектируемого колесного трактора определяются при помощи теоретической тяговой характеристики [1]. Одними из исходных данных, необходимых для построения последней, является зависимость буксования δ от тягового усилия $F_{кр}$, которое развивает трактор при агрегатировании его с сельхозмашиной или другим навесным или прицепным агрегатом, т.е. $\delta = f(F_{кр})$.

Буксование является сложным процессом и определяется как конструктивными параметрами проектируемого трактора (сцепным весом $G_{сц}$, размерами колес, расположением центра тяжести и рядом других), так и физико-механическими свойствами грунтовой поверхности и ее фонами (стерня, пахота, залежь, коэффициенты трения f скольжения, покоя f_0 , влажности).

Для определения показателей, характеризующих процесс буксования, необходимо рассмотреть взаимодействие ведущего колеса с грунтовой поверхностью.

Основная часть

Процесс взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью в общем виде представлен на рис. 1.

Под воздействием крутящего момента M_k , колесо движется по направлению вектора v поступательной скорости и угловой ω скорости. На колесо действуют активные силы: G – вертикальная нагрузка и крутящий момент M_k , а также инерционная сила

$$F_{ин} = m \frac{dv}{dt} \text{ и момент инерции } M_{ин} = J \frac{d\omega}{dt},$$

где m – масса, приходящаяся на колесо,

$J_{ин}$ – момент инерции массы.

Как сила инерции, так и момент инерции имеют различные знаки (+ или –) в зависимости от направления движения.

Реактивные силы представлены силой сопротивления качению $F_{ср}$; возникающей при смятии грунта передней частью колеса и образованием колеи, и F_k – касательной силой тяги. Глубина колеи определяется координатой h , а деформация шины – $h_{сг}$.

При приложении крутящего момента грунтовая поверхность деформируется, и возникают усилия сдвига $\tau_{сд}$, представленные на рис.2.

При рассмотрении взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью примем следующие допущения:

1. Колесо движется по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме.

2. Силы сдвига приложены нормально к поверхности почвозацепов колеса и состоят из сил трения и сил сцепления. При установившемся режиме касательная сила F_k тяги равна сумме тангенциальных реакций грунта, направленных против движения колеса (рис. 2).

Как известно, эластичное тракторное колесо для

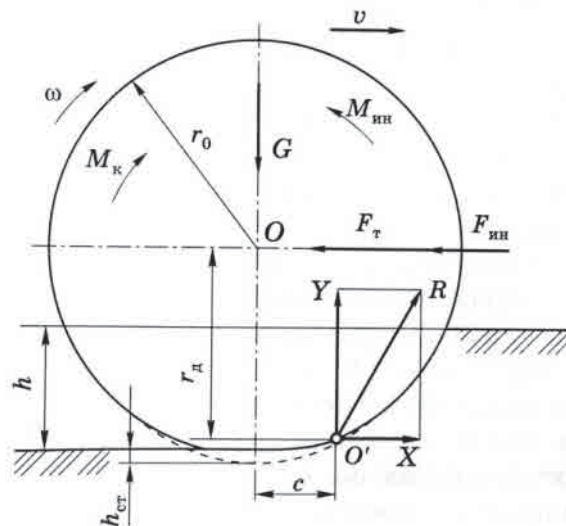


Рисунок 1. Схема взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью

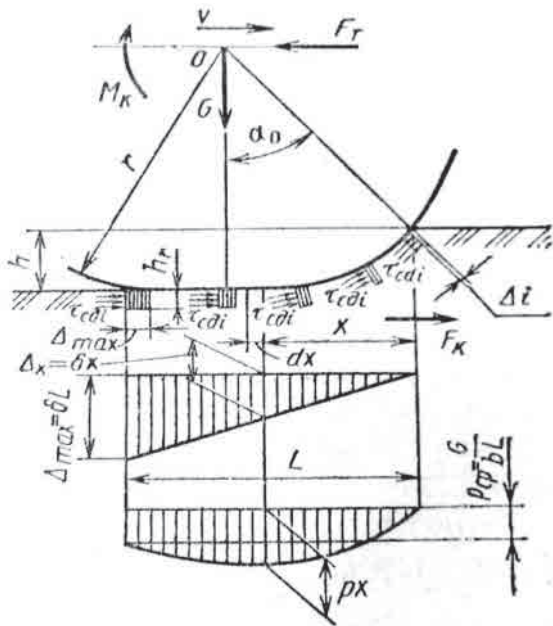


Рисунок 2. Схема процесса буксования ведущего колеса

улучшения сцепления с грунтом оборудуют грунтозацепами. При взаимодействии ведущего колеса с грунтом действуют силы трения между опорной поверхностью шины и грунтом; силы, возникающие при упоре грунтозацепов шины в грунт; силы, возникающие при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепов. На дорогах с твердым покрытием основное значение имеют силы трения. На рыхлых грунтах значение сил сдвига и среза возрастает и во многих случаях является определяющим.

При движении ведущего колеса его грунтозацепы сдвигаются и срезают грунт в направлении, обратном движению. Упор грунтозацепов в грунт, сдвиг и срез грунтовых кирпичей, зажатых между ними, возможны только при полном использовании сил трения, т.е. когда имеется пробуксовка колеса (рис. 2).

Теоретически передача ведущего момента обязательно должна сопровождаться буксованием, в результате чего ось колеса как бы перемещается на соответствующее расстояние назад. В этом главным образом заключается физическая сущность буксования ведущих колес на деформируемой поверхности и причина снижения их поступательной скорости. Дополнительное незначительное снижение поступательной скорости ведущих колес обуславливается тангенциальными деформациями шин. Благодаря эластичности шины в окружном направлении участки ее, приближающиеся при качении колеса к площадке контакта шины с грунтом, под действием ведущего момента сжимаются, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается.

В соответствии с теорией, предложенной профессором В.В. Гуськовым [1], при установившемся

движении колеса ($v = \text{const}$) сдвиг и срез грунтовых кирпичей происходит в основном в периоды выхода последнего грунтозацепа опорной поверхности колеса из грунта (рис. 2). В этот момент нагрузка от вышедшего из зацепления грунтозацепа перераспределяется на остальные, находящиеся в зацеплении. Все грунтозацепы сдвигаются и срезают грунт на одинаковую величину Δ_i , причем, первый сдвигает грунт на Δ_1 , второй на $\Delta_1 + \Delta_1 = 2\Delta_1$, третий на $\Delta_1 + \Delta_1 + \Delta_1 = 3\Delta_1$ и т.д. Поскольку первый грунтозацеп пройдет все стадии зацепления от входа в грунт до выхода из него, наибольший сдвиг и срез грунта при выходе его из зацепления равен $\Delta_{\text{max}} = n\Delta_1$ (здесь n – число грунтозацепов в зацеплении опорной поверхности колеса с грунтом).

С другой стороны, наибольший сдвиг и срез грунта можно представить как произведение коэффициента буксования δ на длину опорной поверхности колеса $L_{\text{пр}}$, т.е. $\Delta_{\text{max}} = \delta L_{\text{пр}}$.

Исследования [1] показали, что распределение деформации сдвига и среза грунтовых кирпичей в контакте опорной поверхности колеса с грунтом можно представить в виде треугольника (рис. 2).

Напряжения сдвига $\tau_{\text{сд}}$, возникающие в грунте при воздействии на него грунтозацепами, возрастают, и при Δ_0 достигают максимума $\tau_{\text{п}}$ (рис. 3), после чего они убы-

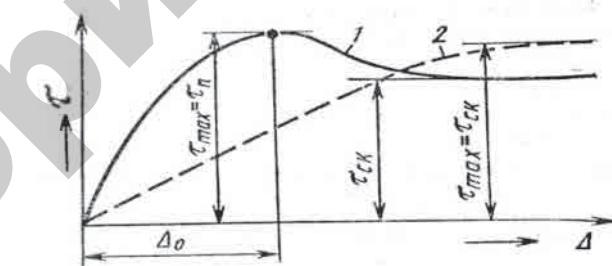


Рисунок 3. Зависимость напряжений сдвига от деформаций: 1 – плотные грунты; 2 – пластичные грунты

вают и при полном срезе грунтового кирпича достигают постоянного значения $\tau_{\text{ск}}$. В то же время напряжение $\tau_{\text{ср}}$, возникающее при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепа высотой h , можно в первом приближении считать не зависящим от деформации.

Зависимость напряжений сдвига от деформации хорошо объясняет формула, предложенная профессором В.В. Кацыгиным [1]:

$$\tau_{\text{сд}} = f_{\text{ск}} q_x \left(1 + \frac{f_{\text{п}}}{ch \frac{\Delta}{k_{\tau}}} \right) th \frac{\Delta}{k_{\tau}}, \quad (1)$$

где $f_{\text{ск}}$ и $f_{\text{п}}$ – коэффициенты трения скольжения и покоя грунтовой поверхности;

q_x – давление на грунтовую поверхность, Н/м²;
 k_τ – коэффициент деформации, м;
 Δ – деформации сдвига.

Используем эту зависимость для вывода формулы касательной силы тяги колеса при сдвиге грунта. Для упрощения вывода заменим опорную поверхность с радиусом кривизны (в пределах контакта с грунтом) горизонтальной поверхностью (рис. 2) с длиной контакта L , при этом предположим, что реакции сдвига параллельны этой плоскости и колесо движется при установившемся режиме.

Суммарную деформацию грунтозацепов, равную в начале зацепления нулю и достигающую в конце значения $\Delta_x = \delta L_{np}$, как было показано выше, можно представить в виде треугольника. Тогда деформация грунта на расстоянии x (рис. 2) от начала зацепления равна $\Delta_x = \delta x$.

Касательная сила тяги колеса, развиваемая при сдвиге грунта,

$$F_k = \int_0^{L_{np}} \tau_x dA = \int_0^{L_{np}} b \tau_x dx, \quad (2)$$

где dA – элементарная площадка опорной поверхности колеса, равная $dA = b dx$; b – ширина грунтозацепа колеса; dx – длина элементарной площадки.

В общем случае τ_x зависит от нормального давления q_x , деформации грунта, его физико-механических свойств, параметров колеса. Из них переменными являются нормальное давление и деформация сдвига, т.е. $\tau_x = f(q_x, \Delta_x)$.

Подставляя формулу (1) в уравнение (2), получаем

$$F_k = \int_0^{L_{np}} b f_{ck} q_x \left(1 + \frac{f_{np}}{ch \frac{\Delta_x}{k_\tau}} \right) th \frac{\Delta_x}{k_\tau} dx.$$

Заменяя $\Delta_x = \delta x$, имеем

$$F_k = \int_0^{L_{np}} b f_{ck} q_x \left(1 + \frac{f_{np}}{ch \frac{\delta x}{k_\tau}} \right) th \frac{\delta x}{k_\tau} dx, \quad (3)$$

где $q_x = f(G, x)$.

Длина площади контакта (рис. 2)

$$L_{np} = r \alpha_0 + \sqrt{2rh}, \quad (4)$$

где $\alpha_0 = \arctg \sqrt{\frac{2rh - h^2}{r - h}}$; h – глубина колеи.

Как видно из формулы (3), касательная сила тяги эластичного колеса, необходимая для преодоления сил трения, сдвига и среза грунта, зависит от нормальной нагрузки G , действующей на колесо, параметров колеса (b, r), физико-механических свойств грунта (f_{ck}, f_{np}, k_τ) и режима движения (коэффициента буксования δ).

Многочисленными исследованиями установлено, что давление на площади контакта шины с грунтом

распределяется неравномерно. Однако в литературе освещаются в основном вопросы, связанные с эпюрами распределения нормального напряжения в грунте под площадью контакта. Они позволяют скорее судить о качественных соотношениях распределения давления и не дают количественных закономерностей.

Если принять в первом приближении, что давление q_x распределено равномерно, т.е. $q_x = q_{cp} = G/bL_{np}$, то

$$F_k = \frac{f_{ck} k_\tau b q_{cp}}{\delta} \left[\ln ch \frac{\delta L_{np}}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L_{np}}{k_\tau}} - 1 \right) \right].$$

Подставив в формулу $q_{cp} = (G/bL_{np})$, получим

$$F_k = \frac{f_{ck} k_\tau G}{\delta L_{np}} \left[\ln ch \frac{\delta L_{np}}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L_{np}}{k_\tau}} - 1 \right) \right]. \quad (5)$$

На рис. 4 представлена расчетная зависимость $F_k = f(\delta)$ при движении ведущего колеса 16.9R30 ($D_0=1.47$ м, $b_0=0.42$ м, $r_k=0.69$ м, $P_w=0.14$ МПа, где D_0 – наружный диаметр; b_0 – ширина колеса; r_k – радиус качения; P_w – давление) по стерне суглинка нормальной влажности ($f_{ck} = 0.72$; $f_{np} = 0.78$; $k_\tau = 0.04$ м) при различных нормальных нагрузках (1-5 кН, 2-10 кН, 3-15 кН, 4-25 кН, 5-35 кН).

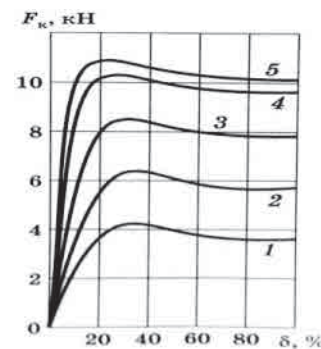


Рисунок 4. Зависимость касательной силы тяги колеса от буксования при различных вертикальных нагрузках

Из рисунка видно, что касательная сила тяги возрастает, пока коэффициент буксования не достигнет определенного значения, после чего она начинает уменьшаться. Уменьшение касательной силы тяги при большом буксовании объясняется тем, что грунтовые кирпичи срезаются, защемляются между грунтозацепами. Поскольку значение напряжения сдвига при скольжении меньше максимальных (напряжений покоя), следовательно, и касательная сила тяги колеса меньше.

При этом следует уточнить понятие «буксование». Под ним следует понимать взаимодействие движителя трактора с опорной поверхностью, сопровождающееся снижением скорости переносного по-

ступательного движения, изменением касательной силы тяги, обусловленное нестабильностью состояния поверхности и тягового сопротивления агрегируемых машин.

Буксование, при котором развивается максимальная касательная сила тяги, находится в пределах 22-24 %. Это довольно близко к экспериментальным данным. Интересно отметить, что с увеличением нагрузки на колесо, максимальная касательная сила тяги развивается при меньшем буксовании. Отсюда вытекает вывод о том, что, чем больше нагрузки на колесо, тем меньшее буксование можно допустить. Следовательно, для более тяжелых тракторов допустимое буксование должно быть меньше, чем для легких (исходя из получения максимальных тяговоцепных качеств).

Однако использование формулы (3) весьма затруднительно ввиду недостаточных сведений по коэффициенту k_t деформации, хотя она наиболее адекватно описывает взаимодействие ведущего колеса с грунтовой поверхностью при буксовании.

Поэтому в последнее время предложен ряд эмпирических формул, описывающих процесс буксования [1, 3]. Одна из них предложена Г.Г. Колобовым [2]. На основании множества снятых экспериментальных тяговых характеристик колесных тракторов на машиноиспытательных станциях и полигоне (г. Одесса) в течение 1970...90 гг. им предложена зависимость коэффициента $\varphi_{кр}$ крюкового усилия

($\varphi_{кр} = \frac{F_{кр}}{G_{сц}}$, $F_{кр}$ – крюковое усилие, $G_{сц}$ – сцепной вес трактора) от буксования, имеющая вид:

$$\varphi_{кр} = \varphi_{кр\max} - Ae^{-B\delta}, \quad (6)$$

где $\varphi_{кр\max}$ – максимальный коэффициент крюкового усилия, который может развить колесный трактор, имеющий сцепной вес $G_{сц}$; A и B – эмпирические коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств грунтовой поверхности.

На рис. 5 представлены осредненные зависимости $\varphi_{кр} = f(\delta)$ для колесных тракторов 4К2, а на рис. 6 – для колесных тракторов 4К4.

Осредненные значения коэффициентов крюкового усилия для различных колесных тракторов на различных почвенных и дорожных фонах приведены в табл. 1, а осредненные значения ко-

эффициентов крюкового усилия, соответствующие номинальным тяговым усилиям колесных тракторов различных типов, а также максимальные коэффициенты крюкового усилия $\varphi_{кр\max}$, приведены в табл. 2.

Однако рассмотренная зависимость $\varphi_{кр} = f(\delta)$ несмотря на адекватность реальному процессу в определенных интервалах буксования, обладает рядом недостатков.

Так, при конечных значениях буксования, т.е. при $\delta = 0$ и при $\delta = 1$ она не соответствует реальным величинам коэффициента $\varphi_{кр}$ крюкового усилия при движении по стерне суглинка, где $A = 0,708$ и $B = 7,15$ (табл.1).

Так, при $\delta = 0$, $\varphi_{кр} = 0,67 - 0,708$. В этом случае $\varphi_{кр}$ приобретает отрицательное значение, что не соответствует реальным условиям движения. С другой стороны, при $\delta = 1$, т.е. при буксовании $\varphi_{кр}$ должен равняться

$\varphi_{кр\max}$, а по формуле $\varphi_{кр} = \varphi_{кр\max} \frac{A}{e^B}$, т.е. $\varphi_{кр} < \varphi_{кр\max}$, что не соответствует действительности.

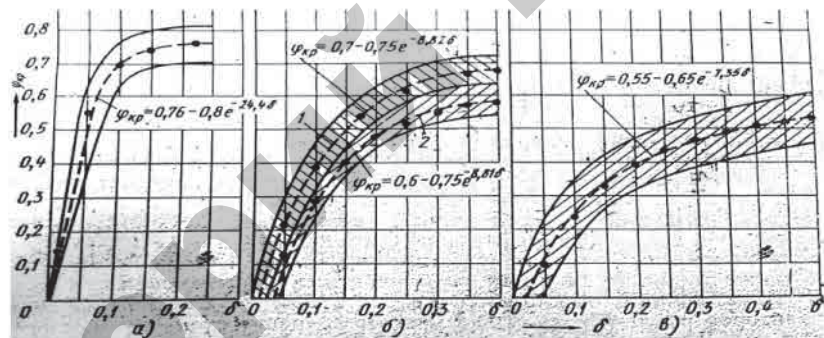


Рисунок 5. Осредненные зависимости $\varphi_{кр}(\delta)$ колесных тракторов 4x2: а – на сухом бетоне; б – на стерне пшеницы и ячменя; 1 – суглинистый чернозем; 2 – супесь; в – на поле, подготовленном под посев, на суглинистом черноземе и супеси

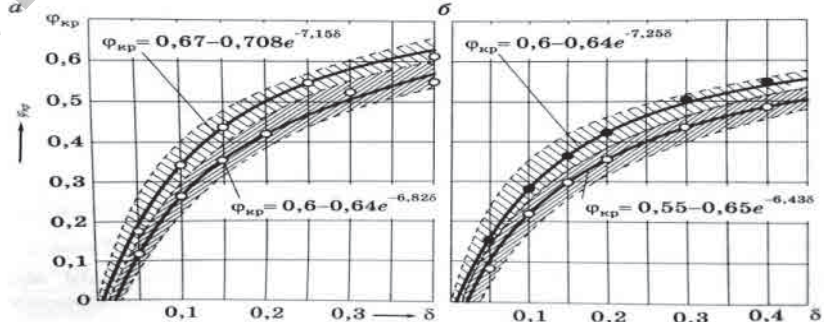


Рисунок 6. Осредненные зависимости $\varphi_{кр}(\delta)$ для колесных тракторов 4x4: а – на стерне пшеницы, ячменя, на суглинистом черноземе; б – на поле, подготовленном под посев, на суглинистом черноземе (большие значения $\varphi_{кр}$ относятся к тракторам-тягачам, у которых все колеса одинакового размера)

Таблица 1. Осредненные значения коэффициентов крюкового усилия различных тракторов на различных почвенных и дорожных фонах

Тип трактора	Почвенный фон, тип почвы или дорожного покрытия	$\varphi_{кр} = \varphi_{кр\max} - Ae^{-B\delta}$		
		$\varphi_{кр\max}$	A	B
Колесные 4x2	Сухой бетон	0,76	0,80	24,4
	Стерня пшеницы или ячменя на суглинистом черноземе	0,7	0,756	8,82
	Стерня пшеницы или ячменя на супеси	0,6	0,75	8,81
	Поле, подготовленное под посев на суглинистом черноземе и супеси	0,55	0,65	7,85
Колесные 4x4 пропашные* пахотные**	Стерня пшеницы или ячменя	0,60	0,64	6,82
	На суглинистом черноземе	0,67	0,708	7,15
Колесные 4x4 пропашные пахотные	Поле, подготовленное под посев на суглинистом черноземе	0,55	0,65	6,43
	Стерня пшеницы, ячменя на тяжелосуглинистом черноземе	0,75	0,80	7,30

* Тракторы по классической схеме (задние колеса большего размера) 4x4a
** Тракторы со всеми ведущими колесами одинакового размера (тракторы-тягочи) 4x4b

Таблица 2. Осредненные значения коэффициентов крюкового усилия, соответствующие номинальным тяговым усилиям тракторов различных типов

Тип трактора	δ_n в %	$\varphi_{кр\ n}$	$\varphi_{кр\max}$
Колесные 4x2	17-18	0,54	0,67
Колесные 4x4: пропашные пахотные	17-18	0,40	0,51
	15	0,45	0,58

Автором предложена зависимость вида

$$\varphi_{кр} = \varphi_{кр\max} \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{k\delta}{1-\delta}}} \right), \quad (7)$$

где k – эмпирический коэффициент, зависящий от физико-механических свойств грунтовой поверхности.

Эта зависимость не имеет недостатков вышерассмотренной формулы.

Так, при $\delta = 0$, $\varphi_{кр} = 0$, при $\delta = 1$, $\varphi_{кр} = \varphi_{кр\max}$, что соответствует реальным условиям взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью.

Ориентировочные значения k приведены в таблице 3.

Таблица 3. Коэффициенты осредненных зависимостей коэффициентов использования сцепного веса различных тракторов на различных почвенных и дорожных фонах

Тип трактора	Почвенный фон, тип почвы или дорожного покрытия	$\varphi_{кр} = \varphi_{кр\max} \left(1 - e^{-\frac{k\delta}{1-\delta}} \right)$	
		$\varphi_{кр\max}$	k
Колесные 4x2	Сухой бетон	0,76	6,7
	Стерня пшеницы или ячменя на суглинистом черноземе	0,7	6,5
	Стерня пшеницы или ячменя на супеси	0,6	6,58
	Поле, подготовленное под посев, на суглинистом черноземе и супеси	0,55	6,54
Колесные 4x4 пропашные* пахотные**	Стерня пшеницы или ячменя	0,60	6,58
	На суглинистом черноземе	0,67	6,5
Колесные 4x4 пропашные пахотные	Поле, подготовленное под посев, на суглинистом черноземе	0,55	6,4
	Стерня пшеницы, ячменя на тяжелосуглинистом черноземе	0,75	6,7

* Тракторы по классической схеме (задние колеса большего размера)
** Тракторы со всеми ведущими колесами одинакового размера (тракторы-тягочи)

На рис. 7 приведены зависимости коэффициента крюкового усилия от буксования, рассчитанные по различным формулам:

1 – по формуле $\varphi_{кр} = \varphi_{кр\max} - Ae^{B\delta}$;

2 – экспериментальная кривая;

3 – по формуле $\varphi_{кр} = \varphi_{кр\max} (1 - e^{B\delta})$;

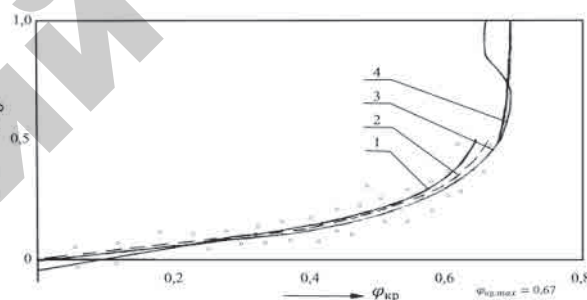


Рисунок 7. Зависимости $\varphi_{кр} = f(\delta)$, рассчитанные по различным формулам при движении ведущего колеса по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности

4 – с использованием формулы профессора В.В. Гуськова

$$F_k = \int_0^{L_{np}} b f_{ck} q_x \left(1 + \frac{f_{np}}{ch \frac{\delta x}{k_r}} \right) th \frac{\delta x}{k_r} dx.$$

Как видно из графика, все зависимости $\varphi_{кр} = f(\delta)$ в пределах реальных величин буксования (0...0,4) примерно одинаково описывают процесс взаимодействия ведущего колеса с грунтом. Разница между ними существует при значительных величинах буксования (от 0,4 и выше).

Уменьшение $\varphi_{кр}$ от его максимального значения (форм. 4) объясняется тем, что при такой величине буксования почвенные кирпичи, зажатые между почвозацепами, полностью срезаются и образуется «земляное» колесо, т.е. трение покоя $f_{п}$ заменяется трением скольжения.

Заключение

1. При оценке тягово-сцепных и экономических свойств проектируемых колесных тракторов с помощью теоретических тяговых характеристик важное значение имеет правильный выбор функции $\delta = f(\varphi_{кр})$.

2. Приведенные зависимости $\varphi_{кр} = f(\delta)$ – 6 и 7 с одной стороны при адекватном описании процесса буксования имеют недостаточный набор коэффициентов, отражающих физико-механические свойства грунтовой поверхности (формула 5), с другой стороны расчет по формуле 6 при конечных значениях δ величины буксования (т.е. при $\delta = 0$ и при $\delta = 1$) дает неверные значения.

3. Наиболее полно отражает реальный процесс буксования формула 7, которую следует применять при построении теоретических характеристик проектируемых колесных тракторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория – Минск: Новое знание; М.: ИНФА-М, 2012. – 543 с.
2. Колобов, Г.Г. Тяговые характеристики тракторов / Г.Г. Колобов, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1972. – 151 с.
3. Гуськов, А.В. Оптимизация потребительских свойств и параметров колесных тракторов семейства «Беларус»: монография / А.В. Гуськов; под ред. В.П. Бойкова. – Могилев.: Белорус.-Рос. ун-т, 2008 – 210 с.

УДК 621.7/9.048.7

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 28.01.2014

ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОЭЛЕМЕНТНЫХ, МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ PVD И МЕТАЛЛОСОДЕРЖАЩИХ DLC ПОКРЫТИЙ

Г.Я. Беляев, канд. техн. наук, профессор, С.Ю. Котов, аспирант (БНТУ)

Аннотация

С целью изучения возможности использования вакуумных покрытий в узлах трения были исследованы основные триботехнические характеристики DLC и PVD покрытий, полученных вакуумно-плазменным методом, на основе титана, циркония, хрома и алюминия при трении скольжения в паре со сталью ШХ15 ГОСТ 801-78. В ходе исследования были выявлены покрытия с оптимальным сочетанием свойств, таких как коэффициент трения скольжения, износостойкость, время приработки и изнашивающая способность по отношению к контртелу.

The basic tribological characteristics of DLC and PVD coatings received from a vacuum-plasma method based on titanium, zirconium, chromium and aluminum sliding friction in pair with steel SH15 GOST 801-78 were investigated in order to study the possibility of using a vacuum coating in friction. The study revealed the coating with an optimum combination of properties such as coefficient of friction, wear and running, and wear ability in relation to counterbody.

Введение

Одной из главных причин, тормозящих развитие и повышение рентабельности сельского хозяйства Республики Беларусь в настоящее время, на наш взгляд, является недостаточная эффективность сельскохоз-

ственной техники, которая зависит, главным образом, от ее надежности – способности выполнять заданные функции с минимальными затратами труда и материальных средств в течение длительного времени.

Ежегодно из-за неисправностей и износа простаивает значительная доля машин и оборудования. Не-