

3. Гедроить, Г.И. Совершенствование профиля пневматических шин для сельскохозяйственной техники / Г.И. Гедроить // Агропанорама. – 2017. – № 5. – С. 2-5.

4. Гедроить, Г.И. Уплотнение почв ходовыми системами сельскохозяйственных машин / Г.И. Гедроить // Агропанорама. – 2010. – № 6. – С. 8-12.

5. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: Колос, 2004. – 504 с.

6. Расчет нормальной жесткости шин для оценки их эксплуатационных показателей / А.Н. Евграфов [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1977. – №3. – С. 20-22.

7. Гедроить, Г.И. Сопротивление качению ведомых пневматических колес / Г.И. Гедроить // Агропанорама. – 2010. – № 1. – С. 26-30.

8. Гедроить, Г.И. Опорные свойства шин для сельскохозяйственной техники / Г.И. Гедроить // Агропанорама. – 2009. – № 4. – С. 23-27.

9. Совершенствование ходовых систем транспортно-технологических сельскохозяйственных машин / Г.И. Гедроить [и др.] // Агропанорама. – 2020. – № 2. – С. 2-6.

10. Моделирование характеристик дизельного двигателя: учеб.-метод. пособие / Ю.Н. Атаманов [и др.]. – Минск: БНТУ, 2014. – 196 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 12.11.2020

УДК 631.372

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ДВИЖИТЕЛЯ

В.А. Шкляревич,

ст. преподаватель каф. теоретической механики и теории механизмов и машин БГАТУ

В статье получены зависимости, позволяющие оценить влияние конструктивных параметров движителя машинно-тракторного агрегата на развитие его касательной силы тяги и коэффициенты буксования и сцепления.

Ключевые слова: колесный движитель, гусеничный движитель, касательная сила тяги, буксование, сцепление, почвозацеп.

Dependencies allowing to estimate the influence of structural parameters of machine-tractor unit propeller on development of its tangent tractive effort and coefficients of slip and grip are obtained in the article.

Keywords: weeled propeller, tracked propeller, tangent tractive effort, slip, grip, grouser.

Введение

В настоящее время создано множество различных типов ходовых систем, учитывающих разнообразие почвенных условий и агротехнические требования, предъявляемые к выполнению технологических операций. Основными их видами являются колесные и гусеничные ходовые системы. Наиболее простым и универсальным элементом ходовой системы является колесный движитель. Гусеничный движитель можно представить как модификацию колесного – по характеру контакта с почвой гусеничные движители приближаются к колесу большого диаметра.

При движении машинно-тракторного агрегата (МТА), в состав которого входит тяговое энергетическое средство, как правило, трактор, по поверхности почвы его движители преобразуют крутящий момент в касательную силу тяги, которая ограничивается сцеплением движителя с почвой. От величины касательной силы тяги зависят тягово-сцепные свойства машинно-тракторного агрегата. Чрезмерное увеличение касательной силы тяги приводит к разрушению структуры почвы под движителями и срезу почвы их почвозацепами.

От величины касательной силы тяги зависит коэффициент сцепления движителя с почвой, характеризующий его тягово-сцепные свойства, который в свою очередь связан с его буксованием, являющимся одним из показателей режима работы движителя. Максимальное значение коэффициента сцепления соответствует такой величине буксования, после достижения которой наступает полный срез почвы под движителем.

Цель исследования – получение зависимостей, позволяющих оценить влияние конструктивных параметров движителя МТА на развитие его касательной силы тяги и коэффициенты буксования и сцепления для снижения негативных последствий процесса слеодообразования.

Основная часть

Как правило, при движении машинно-тракторного агрегата по поверхности почвы действительный путь, пройденный им, оказывается меньше теоретического. Это объясняется частичным буксованием опорной поверхности движителя по почве, зависящим как от ее свойств, так и от конструкции и типа движителя, развиваемой касательной силы тяги. Степень пробуксовки оценивают коэффициентом

буксования δ , который можно определить по следующим формулам [1]:

$$\delta = \frac{s_T - s_d}{s_T} \text{ или } \delta = \frac{v_T - v_d}{v_T}, \quad (1)$$

где s_T – действительный путь, м;
 s_d – теоретический путь, м;
 v_T – теоретическая скорость движения, м/с;
 v_d – действительная скорость движения, м/с.

Как известно [1, 2], касательная сила тяги как для гусеничного (рис. 1), так и для колесного (рис. 2) движителей, складывается из двух составляющих – силы сопротивления почвы сдвигу и силы трения протектора о почву, равных, соответственно, продольной реакции почвы на почвозацепах $R' - F_k'$ и силы трения звеньев по почве $R'' - F_k''$:

$$F_k = F_k' + F_k''. \quad (2)$$

Одинаковую продольную реакцию почвы R' на всех почвозацепах можно предположить только в том случае, если почва является весьма упругой. Однако подавляющее большинство типов почв обладает не только упругими, но и пластичными свойствами и поэтому продольная нагрузка на различные почвозацепы не будет одинаковой.

При установившемся движении погружение очередного переднего почвозацепа в почву не вызовет перераспределения продольной нагрузки на почвозацепах, так как все остальные, находящиеся в почве почвозацепы, обеспечивают требуемое тяговое уси-

лие F_k' , но как только из почвы будет поднят задний почвозацеп, продольная реакция R' на почвозацепах должна будет перераспределиться. Это приводит к дополнительному прессованию почвы назад на величину сдвига почвы Δ оставшимися в нем почвозацепами, включая и передний. Если у переднего почвозацепа это будет первая подпрессовка почвы, то у второго спереди по ходу движения она будет уже второй [1, 3]. Следовательно, каждый последующий почвозацеп имеет общее количество подпрессовок на единицу больше, чем предыдущий, а последний почвозацеп спрессует почву на суммарную величину сдвига Δ_Σ (рис. 1, 2):

$$\Delta_\Sigma = n_n \Delta, \quad (3)$$

где n_n – число почвозацепов движителя, погруженных в почву;

Δ – сдвиг почвы (единичная подпрессовка почвы почвозацепом движителя), м.

Составляющую касательной силы тяги единичного движителя от сдвига почвы в теории гусеничных и колесных машин определяют согласно выражению [3, 4]:

$$F_k' = \int_A \tau dA_{\text{оп}}. \quad (4)$$

Так как большинство типов почв обладают ярко выраженными пластичными свойствами, зависимость касательного напряжения от деформации сдвига прием согласно [5]:

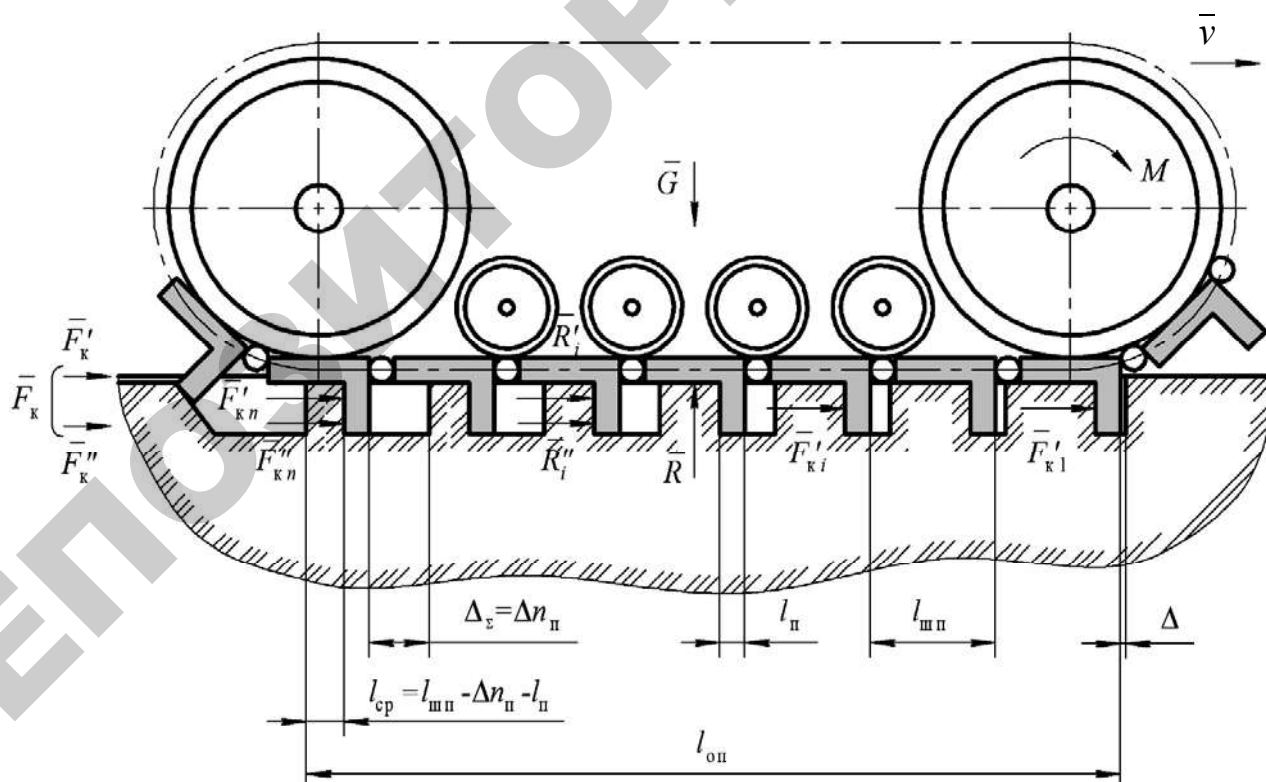


Рисунок 1. Схема к определению максимальной касательной силы тяги при срезе почвы почвозацепами гусеничного движителя

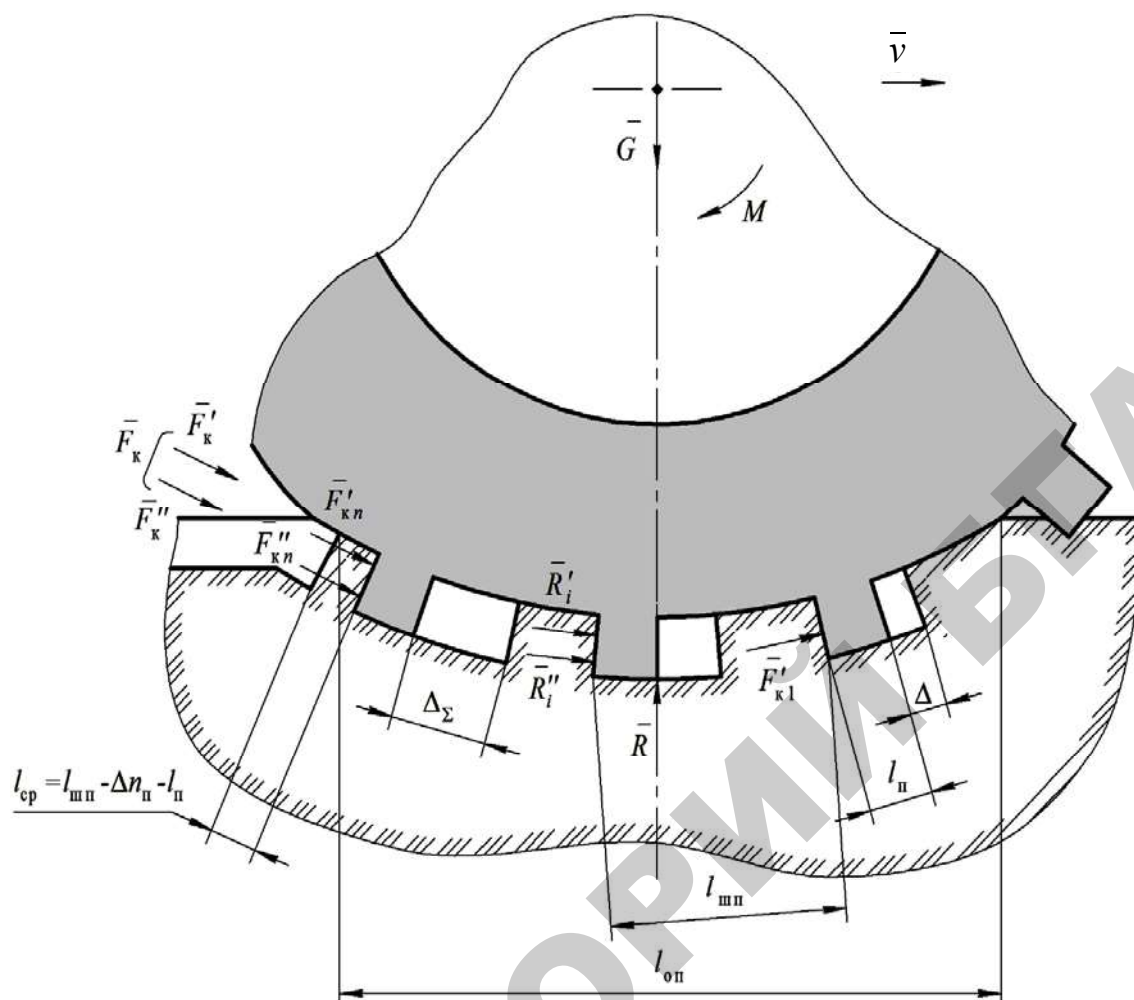


Рисунок 2. Схема к определению максимальной касательной силы тяги при срезе почвы почвозацепами колесного движителя

$$\tau = f_{\text{тс}} \cdot q \cdot \text{th} \left(\frac{\Delta}{k_{\tau}} \right), \quad (5)$$

где $f_{\text{тс}}$ – коэффициент трения скольжения опорной поверхности движителя о почву;

q – давление движителя на почву, Па;

k_{τ} – коэффициент деформации сдвига, м.

Площадь опорной поверхности движителя (рис. 1, 2):

$$A_{\text{оп}} = l_{\text{шп}} \cdot n_{\text{п}} \cdot b, \quad (6)$$

где $l_{\text{шп}}$ – шаг между почвозацепами, м;

b – ширина движителя, м.

После подстановки зависимостей (5) и (6) в выражение (4) составляющая касательной силы тяги от сдвига почвы запишется в следующем виде:

$$F_{\text{к}}' = f_{\text{тс}} \cdot q \cdot \text{th} \left(\frac{\Delta}{k_{\tau}} \right) \cdot l_{\text{шп}} \cdot n_{\text{п}} \cdot b. \quad (7)$$

Составляющую касательной силы тяги от силы трения движителя о почву определим согласно зависимости [1, 5]:

$$F_{\text{к}}'' = f_{\text{тс}} \cdot G, \quad (8)$$

где G – вертикальная нагрузка, Н.

Касательная сила тяги $F_{\text{к}}$, выраженная ее составляющими, определяемыми по зависимостям (7) и (8), соответственно, при выполнении условий и допущений, описанных в источнике [4], согласно выражению (2), равняется:

$$F_{\text{к}} = f_{\text{тс}} \cdot q \cdot \text{th} \left(\frac{\Delta}{k_{\tau}} \right) \cdot l_{\text{шп}} \cdot n_{\text{п}} \cdot b + f_{\text{тс}} \cdot G. \quad (9)$$

Так как единичная подпрессовка почвы на величину Δ , являющуюся разницей теоретического и действительного пути на расстоянии, равном шагу между почвозацепами $l_{\text{шп}}$ (рис. 1, 2), то коэффициент буксования, определяемый по зависимости (1), можно представить в следующем виде [5]:

$$\delta = \frac{\Delta}{l_{\text{шп}}} \quad (10)$$

Откуда

$$\Delta = \delta l_{\text{шп}} \quad (11)$$

Известно [6, 7], что давление движителя на почву зависит от вертикальной нагрузки и площади опорной поверхности (рис. 1, 2):

$$q = \frac{G}{A_{\text{оп}}} = \frac{G}{l_{\text{оп}} \cdot b} = \frac{G}{l_{\text{шп}} \cdot n_{\text{п}} \cdot b} \quad (12)$$

Таким образом, зависимость (9), согласно которой определяется общая касательная сила тяги движителя, после соответствующих преобразований с учетом выражений (11) и (12) примет вид:

$$F_{\text{к}} = f_{\text{тс}} \cdot G \left(\text{th} \left(\frac{\delta \cdot l_{\text{шп}}}{k_{\text{т}}} \right) + 1 \right) \quad (13)$$

Проанализируем зависимость касательной силы тяги движителя от его режима работы (буксования) при движении в установившемся режиме по горизонтальной поверхности почвы, подготовленной под посев ($f_{\text{тс}} = 0,4$; $k_{\text{т}} = 0,05$ м) [5], при различной величине вертикальной нагрузки и $l_{\text{шп}} = 0,15$ м (рис. 3).

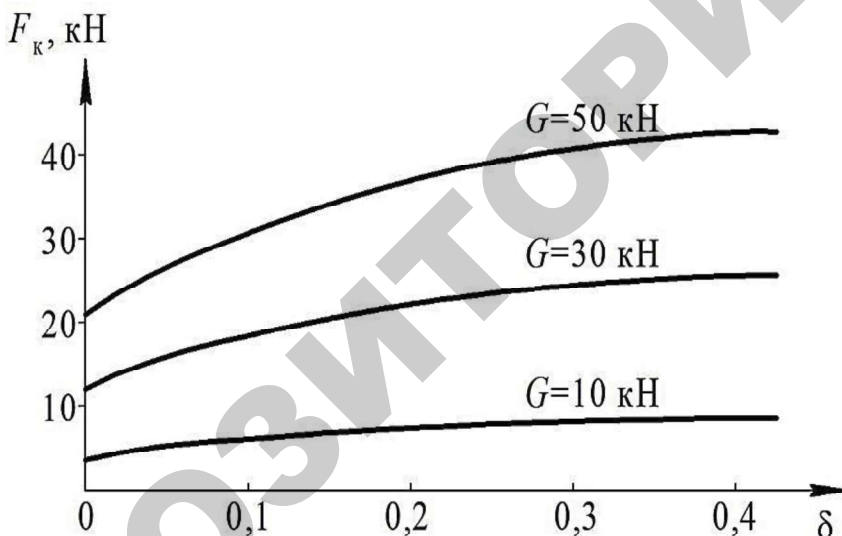


Рисунок 3. Зависимость касательной силы тяги движителя от буксования

Анализ кривых $F_{\text{к}}(\delta)$, построенных согласно теоретической зависимости (13) при различной величине вертикальной нагрузки на движитель и представленных на рисунке 3, согласуется с данными исследований [8, с. 22], согласно которым с увеличением деформаций сдвига, а следовательно, и буксования, касательная сила тяги на рыхлых почвах повышается до некоторого предельного значения. Затем она либо остается постоянной, либо несколько снижается.

Решим уравнение (9), подставив в него значение величины сдвига Δ из выражения (11), относительно коэффициента буксования δ :

$$\delta = \frac{k_{\text{т}}}{l_{\text{шп}}} \text{arth} \left(\frac{F_{\text{к}} - f_{\text{тс}} \cdot G}{q \cdot l_{\text{шп}} \cdot n_{\text{п}} \cdot b} \right) \quad (14)$$

Полученная зависимость (14) для определения коэффициента буксования подтверждает данные многочисленных экспериментальных и теоретических исследований, описывающих процесс буксования движителя. Как видно из формулы (12), коэффициент буксования зависит от величины касательной силы тяги, развиваемой движителем, параметров самого движителя ($n_{\text{п}}$, $l_{\text{шп}}$, b) и свойств почвы ($k_{\text{т}}$). Буксование уменьшается при увеличении вертикальной нагрузки на движитель, так как при этом растет составляющая касательной силы тяги от силы трения движителя о почву $F_{\text{к}}''$. Увеличение количества почвозацепов и шага между почвозацепами, по сути – длины опорной поверхности, а также ширины движителя приводит к снижению буксования.

Полученную зависимость (14) с учетом (12) можно записать в следующем виде:

$$\delta = \frac{k_{\text{т}}}{l_{\text{шп}}} \text{arth} \left(\frac{F_{\text{к}}}{G} - f_{\text{тс}} \right) \quad (15)$$

С целью предотвращения отрицательных последствий процессов слеодообразования определим величину максимальной касательной силы тяги $F_{\text{к max}}$, при которой происходит срез почвы почвозацепами движителя. Как уже отмечалось, при движении движителя машинно-тракторного агрегата по поверхности поля срез почвы под задним, погруженным в почву почвозацепом, приводит к перераспределению касательных усилий на остальных почвозацепах. При этом необходимо учитывать, что задний почвозацеп является наиболее нагруженным и исключение его из работы приведет к срезу почвы всеми остальными почвозацепами. В источниках [1, 3] приводится доказательство неминимумости полного среза почвы под движителем при срезе почвенного «кирпича» под задним почвозацепом. Исходя из этого, при определении максимальной касательной силы тяги при срезе почвы почвозацепами, как гусеничного, так и колесного движителей, запишем уравнение устойчивости по срезу почвенного «кирпича» именно под задним почвозацепом (рис. 1, 2):

$$F_{\text{к max}} = \tau_{\text{ср}} A_{\text{ср}} \quad (16)$$

где τ_{cp} – напряжение среза в почве под задним почвозацепом движителя, Па;

A_{cp} – площадь среза, равная площади основания почвенного кирпича за последним почвозацепом, погруженным в почву, м².

Из рисунков 1 и 2 видно, что площадь основания почвенного «кирпича» за последним почвозацепом, погруженным в почву, равна:

$$A_{cp} = l_{cp}b = (l_{шп} - \Delta_{\Sigma} - l_{п})b, \quad (17)$$

где l_{cp} – длина почвенного кирпича за последним почвозацепом, погруженным в почву, м;

Δ_{Σ} – суммарная величина сдвига почвы, м;

$l_{п}$ – длина почвозацепа, м.

Следует отметить, что числитель в формуле (1) – разница теоретического пути и действительного, пройденного движителем по опорной поверхности – есть величина суммарной деформации сдвига почвы почвозацепами движителя, а знаменатель – теоретический путь – длина опорной поверхности движителя ($l_{оп} = l_{шп}n_{п}$). Таким образом, величину буксования движителя можно представить в следующем виде:

$$\delta = \frac{\Delta_{\Sigma}}{l_{оп}}. \quad (18)$$

Откуда

$$\Delta_{\Sigma} = \delta l_{оп} = \delta l_{шп}n_{п}. \quad (19)$$

После подстановки выражения (19) в зависимость (17) получаем площадь основания почвенного кирпича за последним почвозацепом, погруженным в почву, выраженную через коэффициент буксования движителя:

$$A_{cp} = (l_{шп} - \delta l_{шп}n_{п} - l_{п})b. \quad (20)$$

Таким образом, зависимость (16) с учетом выражения (20) запишется в следующем виде:

$$F_{к\max} = \tau_{cp}(l_{шп} - \delta l_{шп}n_{п} - l_{п})b. \quad (21)$$

С другой стороны, согласно зависимости (9), с учетом выражений (4), (12) и (20), величина максимальной касательной силы тяги $F_{к\max}$, при которой происходит срез почвы почвозацепами движителя, равняется сумме ее составляющих, действующих на последнем ($A_{оп} = A_{cp}$), наиболее нагруженном, почвозацепе:

$$F_{к\max} = f_{tc} \cdot q \cdot \text{th} \left(\frac{\delta \cdot l_{шп}}{k_{\tau}} \right) \times \\ \times (l_{шп} - \delta \cdot l_{шп} \cdot n_{п} - l_{п}) \cdot b + \frac{f_{tc} \cdot G}{n_{п}}. \quad (22)$$

Путем математических вычислений выразим коэффициент сцепления движителя с почвой, соответствующий величине максимальной касательной силы тяги [9], приравняв правые части уравнений (21) и (22) с учетом зависимости (12):

$$\varphi_{сц} = \frac{F_{к\max}}{G} = \frac{\tau_{cp}}{\sigma} = f_{tc} \times \\ \times \left(\text{th} \left(\frac{\delta \cdot l_{шп}}{k_{\tau}} \right) + \frac{l_{шп}}{l_{шп} - \delta \cdot l_{шп} \cdot n_{п} - l_{п}} \right). \quad (23)$$

Полученная зависимость коэффициента сцепления, определяемого величиной максимальной касательной силы тяги $F_{к\max}$, при которой происходит срез почвы почвозацепами движителя, позволяет определить конструктивные параметры движителя, обеспечивающие реализацию его тягово-сцепных свойств без превышения допустимого буксования.

Заключение

На основе анализа взаимодействия почвозацепов, как гусеничного, так и колесного движителей с почвой, получена зависимость касательной силы тяги (13) от механических свойств почвы, параметров и режима работы движителя, выраженного через вертикальную нагрузку и коэффициент буксования.

Анализ кривых $F_{к}(\delta)$, построенных по теоретической зависимости (13) при различной величине вертикальной нагрузки на движитель, согласуется с данными исследований, согласно которым с увеличением буксования касательная сила тяги на рыхлых почвах повышается до некоторого предельного значения, затем она либо остается постоянной, либо несколько снижается.

Получено выражение (14), позволяющее оценить влияние физико-механических свойств почвы и конструктивных параметров движителя на его буксование, которое является одним из показателей режима работы движителя.

На основании установленной зависимости максимальной касательной силы тяги (22), при которой происходит срез почвы под движителем, получена закономерность (23) для определения коэффициента сцепления, позволяющая определить конструктивные параметры движителя, обеспечивающие реализацию его тягово-сцепных свойств без превышения допустимого буксования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
2. Водяник, И.И. Воздействие ходовых систем на почву / И.И. Водяник. – М.: Агропромиздат, 1990. – 173 с.
3. 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: Бел.-Рос. ун-т, 2008. – 210 с.

4. Скотников, В.А. Проходимость машин / В.А. Скотников, А.В. Пономарев, А.В. Климанов. – Минск: Наука и техника, 1982. – 328 с.

5. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 378 с.

6. Орда, А.Н. Закономерности деформирования почв под воздействием колес сельскохозяйственных машин / А.Н. Орда, В.А. Шкляревич, А.С. Воробей // Известия НАН Беларуси. Сер. аграр. наук. – 2015. – № 1. – С. 98-105.

7. Обоснование закономерностей деформирования почв различных агрофонов под воздействием

колес / И.Н. Шило [и др.] // Агропанорама. – 2018. – № 2. – С. 2-6.

8. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: Колос, 2004. – 504 с.

9. Снижение уплотняющего воздействия ходовых систем почвообрабатывающих агрегатов на почву / А.Н. Орда [и др.] // Обработка почвы и производство семян льна: монография / Высшая школа агробизнеса в Ломже; под ред. проф. Э. Каминского. – Ломжа, 2016. – С. 47-91.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 11.12.2020

Независимая навеска и система стабилизации штанги опрыскивателя «Мекосан-2500-18»

Предназначена для снижения амплитуды колебаний штанги и повышения надежности ее несущей конструкции.

Применение разработки позволяет эффективно гасить колебания штанги, возникающие вследствие движения колес опрыскивателя по неровности поверхности поля, что обеспечивает высокую равномерность распределения пестицидов по обрабатываемому объекту, а также повышение надежности несущей конструкции штанги.



Основные технические данные

Марка машины	Мекосан-2500-18
Производительность за 1 час времени, га:	
- сменного	10,9
- эксплуатационного	10,7
Система навески штанги на остов опрыскивателя	Независимая
Способ крепления рамки штанги к остову опрыскивателя	Параллелограммная навеска
Амплитуда колебаний краев штанги, м	до 0,1
Рабочая скорость движения, км/ч	9-12
Качество выполнения технологического процесса:	
- неравномерность распределения рабочей жидкости по ширине захвата, %, не более	15
- снижение неравномерности распределения рабочей жидкости по ширине захвата, %, не менее	5
Габаритные размеры опрыскивателя в транспортном положении, мм, не более	6045x2425x2215
Габаритные размеры опрыскивателя в рабочем положении (при высоте установки штанги 600 мм), мм, не более	6045x18250x2215
Дорожный просвет, мм	350
Увеличение массы опрыскивателя, кг	на 120