

ВЛИЯНИЕ ТИПА ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВЫХ СРЕДСТВ

Н.Н. Романюк,

ректор БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

И.С. Крук,

проректор по научной работе – директор НИИМЭСХ БГАТУ, канд. техн. наук доцент

А.Н. Орда,

профессор каф. механики материалов и деталей машин БГАТУ, докт. техн. наук, профессор

В.А. Шкляревич,

ст. преподаватель каф. механики материалов и деталей машин БГАТУ

Н.Л. Ракова,

доцент каф. механики материалов и деталей машин БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

А.С. Воробей,

науч. сотр. РУП «НПН НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, канд. техн. наук

В статье приведены обобщенные результаты исследований влияния типа и состояния опорной поверхности на сопротивление качению колесных ходовых систем. Предложена конструкция колесно-гусеничного движителя с промежуточными роликами.

Ключевые слова: колесо, почва, опорная поверхность, сопротивление качению, ходовая система, коэффициент смятия почвы.

The article summarizes the results of studies of the influence of the bearing surface type and condition on the rolling resistance of wheeled running systems. The design of a wheel-tracked propulsor with intermediate rollers is proposed.

Key words: wheel, soil, bearing surface, rolling resistance, running system, soil collapse factor.

Введение

Сопротивление качению зависит от механических свойств материалов соприкасающихся тел, кривизны поверхностей и величины нагрузки на колесо. При качении тел затрачивается работа на деформацию поверхностей касания колеса и основания. При определении сопротивления качению колес предполагается, что опорное основание деформируется, т.е. теория взаимодействия колес с опорным основанием выходит за пределы статики абсолютно твердого тела [1-3]. При изучении деформирования грунтов, обладающих упругими свойствами, применялась теория взаимодействия колес с торфом профессора Опейко Ф.А. Им определено, что в пределах 0-30 кПа наблюдается пропорциональная зависимость между давлением и деформацией грунта. Для этих условий предложена конструкция колесно-гусеничного движителя с равномерным распределением давлений на опорное основание. Отмечено, что связь между сопротивлением и осадкой дерново-подзолистых почв описывается зависимостью гиперболического тангенса. При этом для каждого состояния данных почв необходим свой движитель.

Целью работы является обоснование вида ходовой системы и допустимых нагрузок в зависимости от типа и состояния опорного основания.

Основная часть

В зоне касания неподвижного колеса, нагруженного силой F и плоскости, возникает местная деформация контактного сжатия. Напряжения распределены симметрично, и линия действия равнодействующей \bar{N} этих напряжений совпадает с линией действия силы \bar{G} . Из-за внутреннего трения в материале кривые нагрузки и разгрузки не совпадают. Поэтому кривая напряжений в области нарастающих деформаций выше кривой в области уменьшающихся деформаций. Из-за этого распределение напряжений по длине является несимметричным, с максимумом, сдвинутым в сторону движения на величину b' (рис. 1). Известные ученые в области теоретической механики и теории механизмов и машин Артоболевский И.И., Никитин Н.Н. и Лачуга Ю.Ф. считали, что физически этот сдвиг можно объяснить наличием деформаций колеса и опорной поверхности в области контакта [1-3].

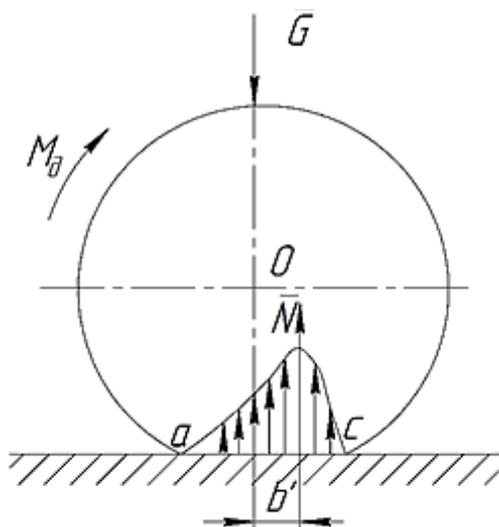


Рисунок 1. Схема образования опорной реакции

Если привести активные силы к точке A , то в этой точке получим главный вектор этих сил \bar{R}^a и пару сил, момент которой равен главному моменту M_θ . Если же привести к точке A распределенные силы, то получим главный вектор реактивных сил \bar{R} , определяемый составляющими \bar{N} (нормальная реакция) и \bar{F}_T (сила трения скольжения), а также пару сил с моментом M_T (рис. 2).

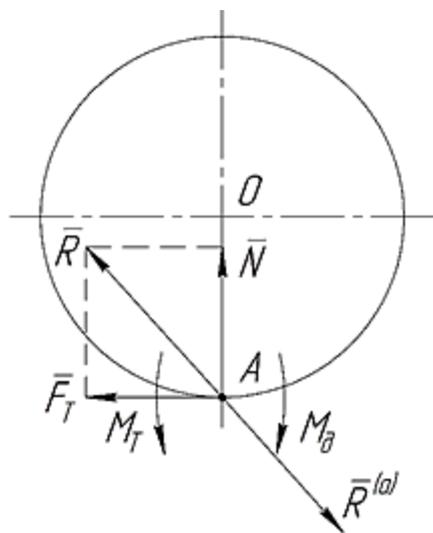


Рисунок 2. Схема приведения активных сил к точке A

При равновесии колеса активные силы уравновешиваются реакциями связей и, следовательно [3]

$$-\bar{R} = \bar{R}^a, \quad \bar{R}^a = \sum_{i=1}^n \bar{F}_i;$$

$$-M_T = M_\theta, \quad M_\theta = \sum_{i=1}^n M_A(F_i).$$

Изменим активные силы, приложенные к колесу так, чтобы увеличивался момент M пары активных сил. Пока колесо находится в равновесии, увеличивается и момент M_T пары сил, препятствующий качению колеса и возникающий от действия на колесо неподвижной плоскости. Предельное значение момента $M_{T\max}$ пропорционально нормальному давлению, а следовательно, и нормальной реакции N

$$M_{T\max} = \delta N,$$

где δ – коэффициент трения качения.

Для нахождения коэффициента трения качения сложим нормальную реакцию \bar{N} с парой сил, препятствующей качению $M_T = M_{T\max}$. Получим силу \bar{N} , сдвинутую параллельно самой себе на расстояние δ (рис. 3).

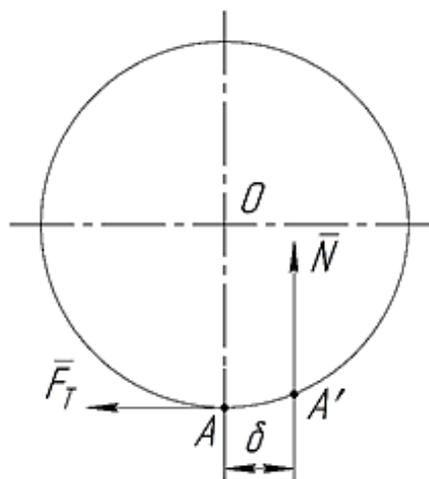


Рисунок 3. Смещение опорной реакции при движении колеса

Величина плеча δ равна

$$\delta = \frac{M_{T\max}}{N}. \quad (1)$$

Для того чтобы колесо катилось без скольжения, должно выполняться условие

$$fG > F \geq \frac{\delta}{r} G. \quad (2)$$

Обычно $\frac{\delta}{r} \leq f$ и, следовательно, для начала качения катка требуется значительно меньшая по величине сила F , чем для начала его скольжения.

Поэтому при увеличении силы F каток сначала начинает катиться, а при дальнейшем ее росте к качению добавляется еще и скольжение.

Рассмотрим взаимодействие колес с торфяным грунтом. Если нагрузка не превышает предел текучести в грунте, то деформация происходит без разрушения структуры. Для таких грунтов наиболее подходит теория качения колес, разработанная Опейко Ф.А. Им доказана теорема о направлении равнодействующих сил трения, заключающаяся в том, что если пассивное

или приводное ходовое колесо находится в состоянии скольжения по почве и элементарные силы трения пропорциональны нормальному давлению, то равнодействующая сил трения перпендикулярна равнодействующей нормальных давлений и равна произведению коэффициента трения на равнодействующую нормального давления [4].

Согласно исследованиям Опейко Ф.А., равнодействующая нормальных давлений, действующих на пассивное ходовое колесо (рис. 4)

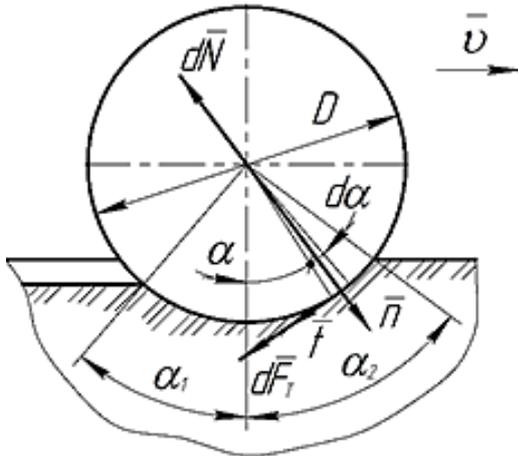


Рисунок 4. Схемы к определению равнодействующей силы трения

$$\bar{N} = -r \cdot b \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \bar{n} \cdot q da, \quad (3)$$

где r – радиус колеса, м;
 b – ширина колеса, м;
 \bar{n} – единичный вектор внешней нормали окружности ходового колеса;

q – равнодействующая нормальных давлений, приходящаяся на единицу длины дуги соприкосновения ходового колеса с почвой, Па;

$dL = r \cdot da$ – длина элементарного участка дуги соприкосновения колеса с почвой, м;

da – элементарный угол дуги колеса, рад.

Равнодействующая сил трения

$$\bar{F}_T = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} d\bar{F}_T = f \cdot r \cdot b \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \bar{t} \cdot q da, \quad (4)$$

где f – коэффициент трения между колесом и почвой;

\bar{t} – единичный вектор дуги окружности колеса.

После соответствующих преобразований [4]:

$$\bar{F}_T = f \bar{k} \cdot \bar{N}, \quad (5)$$

т. е. векторы \bar{F}_T и \bar{N} взаимно перпендикулярны.

Скалярный же множитель f не меняет направления вектора $\bar{k} \cdot \bar{N}$, но показывает, во сколько раз модуль его меньше модуля F_T . Таким образом, соотношение

величин этих векторов выражается формулой

$$F_T = fN. \quad (6)$$

При определении сопротивления качению Опейко Ф.А. исходил из того, что работа на качение колеса затрачивается на мятие грунта. На колесо действует сила G , приложенная в центре его, перпендикулярно опорной плоскости. Тяговая сила \bar{F} также приложена в центре колеса и параллельно опорной плоскости. Эта сила служит для преодоления сопротивления мятию грунта (рис. 5).

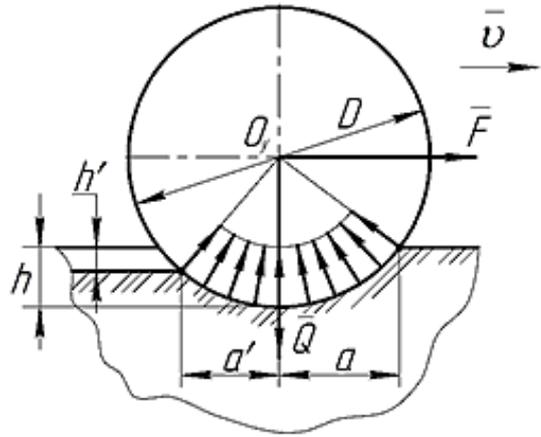


Рисунок 5. Схема к определению сил, возникающих при качении колеса по поверхности почвы

Согласно исследованиям, изложенным в работах [4, 5], сила сопротивления качению F_f равна

$$F_f = p \cdot A_x = p \cdot b \cdot h',$$

где p – давление колеса на грунт, Па;

A_x – проекция поверхности соприкосновения колеса с почвой на плоскость, перпендикулярную оси O_x , м²;

h' – остаточная деформация грунта, м.

Нагрузка, передаваемая колесом на грунт, равна

$$Q = p \cdot A_z, \quad (7)$$

где $A_z = (a + a') \cdot b$ – проекция поверхности соприкосновения колеса с почвой на плоскость, перпендикулярную оси O_z , м².

Коэффициент сопротивления смятию почвы равен отношению силы сопротивления качению F_f к нагрузке G

$$\mu = \frac{F_f}{G}. \quad (8)$$

В работе [5] Ф.А. Опейко показал, что коэффициент сопротивления смятию грунта равен

$$\mu = \frac{Q}{p \cdot b \cdot D}. \quad (9)$$

На основании изложенных выше закономерностей трения качения предложена конструкция колес-

но-гусеничного движителя, отличительные признаки которого позволяют повысить проходимость транспортного средства [6].

Колесно-гусеничный движитель с установленными на нем промежуточными роликами (рис. 6) состоит из колеса 1, установленного на оси транспортного средства, гибкого обода 2, роликов 3, установленных на направляющих, обжимных катков 4 и гидравлической части устройства 5 для автоматического изменения положения обжимных катков 4. Между колесом 1 и роликами 3 на направляющих, закрепленных на раме транспортного средства, установлены промежуточные ролики 6, которые соприкасаются с колесом 1 и роликами 3. Оси вращения колеса 1, роликов 3 и промежуточных роликов 6 лежат в одной плоскости.

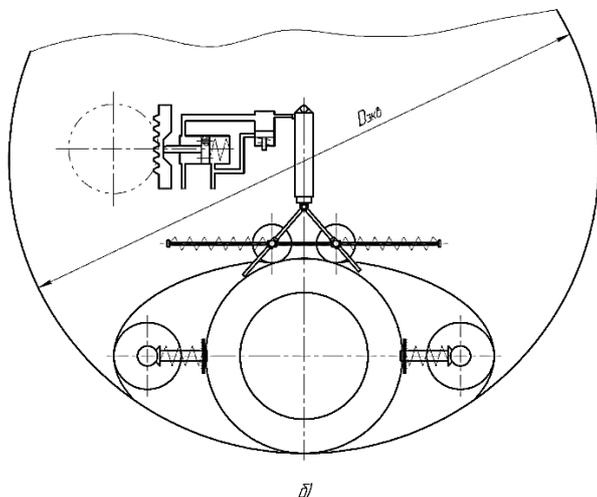
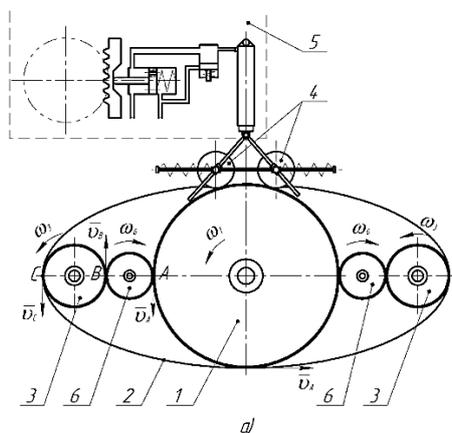


Рисунок 6. Колесно-гусеничный движитель:
а) схема устройства; б) схема замены колесно-гусеничного движителя колесом с эквивалентным диаметром

Исследования показали, что при взаимодействии выпуклой гусеницы с почвой, давления по опорной поверхности распределяются равномерно. Благодаря этому, снижается глубина следа.

При расчетах глубины следа под воздействием

выпуклой гусеницы ее можно заменить колесом с эквивалентным диаметром большего размера [6]. Согласно формуле (9), коэффициент сопротивления смятию μ уменьшается с увеличением диаметра колеса D . Увеличение эквивалентного диаметра $D_{экв}$ колесно-гусеничного движителя в 2...3 раза будет способствовать значительному снижению коэффициента сопротивления смятию μ .

При давлении в пределах 0-30 кПа наблюдается пропорциональная зависимость давления деформации грунта. Для этого случая предложена следующая формула для определения среднего по опорной площади давления [4,5]:

$$p = \bar{p} \frac{Sh}{A}, \quad (10)$$

где \bar{p} – среднее удельное давление при $Sh=A$;

S – периметр опорной площади, м;

A – опорная площадь, м²;

h – деформация грунта в направлении, перпендикулярном опорной площади, м.

Механический смысл множителя \bar{p} выводится из формул, выражающих зависимость деформации упругого полупространства от среднего сжимающего напряжения под жестким цилиндрическим штампом [4].

$$\bar{p} = \frac{E}{\pi(1-\mu^2)}, \quad (11)$$

где E – модуль Юнга упругого полупространства, Па;

μ – коэффициент Пуассона.

Теория Опейко Ф.А. справедлива для грунтов с упругими свойствами с диапазоном давлений 0-30 кПа. Для больших нагрузок нарушается пропорциональная зависимость между давлением и осадкой грунта. Для таких почв хорошо подходит зависимость гиперболического тангенса, предложенная профессором В.В. Кацыгиным [7]

$$\sigma = p_0 \cdot th \left(\frac{k}{p_0} \cdot h \right), \quad (12)$$

где k – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м³;

p_0 – предел несущей способности почвы, Па.

Деформирование дерново-подзолистой почвы сопровождается разрушением структурных агрегатов, выжиманием воды и воздуха из пор, а также сжатием пузырьков воздуха, защемленных в порах. Имеющиеся сдвиги частиц и разрушение структурных элементов, выжимание из почвы воздуха определяет собой необратимые деформации, а сжатие воды и защемленных объемов воздуха – упругие [8].

Зависимость гиперболического тангенса (12) учитывает факт образования ядра уплотнения. После образования ядра уплотнения напряжение σ достигает предела несущей способности p_0 (рис. 7).

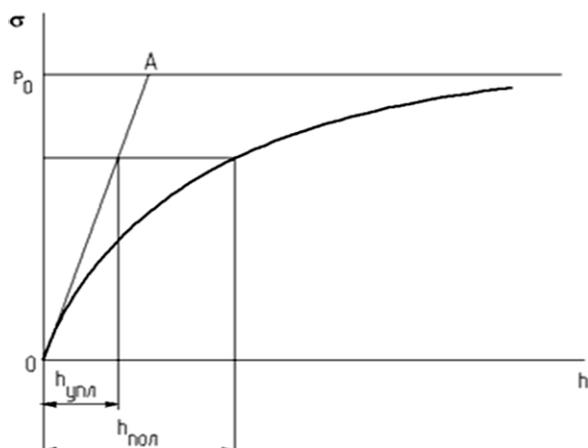


Рисунок 7. Зависимость между напряжением и осадкой почвы

При передвижении ходовых систем по почве сопротивление качению обуславливается затратой энергии на деформацию почвы. Исходя из этого, на основании исследований [9, 10] получена зависимость сопротивления качению колесного хода при i -м проходе колеса

$$F_{f_i} = B_k \cdot \int_{h_{i-1}}^{h_i} \sigma_i(h) dh \quad (13)$$

и суммарная сила сопротивления качению n -осного колесного хода

$$F_{f_n} = B_k \cdot \sum_{i=1}^n \int_{h_{i-1}}^{h_i} \sigma_i(h) dh \quad (14)$$

Для связных почв суммарную силу сопротивления качению n -осного хода найдем исходя из того, что функция $\sigma(h)$ для сильно упрочняющихся почв является непрерывной. Поэтому к уравнению (13) можно применить свойство аддитивности интеграла

$$F_{f_n} = B_k \cdot \int_0^{h_n} \sigma(h) dh,$$

или

$$F_{f_n} = B_k \cdot \int_0^{h_n} p_0 \cdot th \frac{k}{p_0} \cdot h dh.$$

Значение этого интеграла

$$F_{f_n} = B_k \cdot \frac{p_0^2}{k} \ln \frac{n^B}{\sqrt{1 - q^2 / p_0^2}} \quad (15)$$

Анализ показал, что для таких почв наиболее целесообразен многоосный колесный ход.

Найдем сопротивление качению при повторных проходах колеса на слабо упрочняющихся почвах. На основании исследований [10, 11] получена зависимость

$$F_{f_n} = B_k \cdot \frac{p_0^2}{k} \left[\ln ch \left(\frac{k}{p_0} \cdot h_1 \right) + k_u \times \right. \\ \times \lg 2 \cdot \ln ch \left(\frac{k}{p_0} \cdot \frac{h_2 - h_1}{k_u \cdot \lg 2} \right) + \\ \left. + \dots + k_u \cdot \lg \frac{n}{n-1} \times \right. \\ \left. \times \ln ch \left(\frac{k}{p_0} \cdot \frac{h_n - h_{n-1}}{k_u \cdot \lg(n / (n-1))} \right) \right], \quad (16)$$

где k_u – интенсивность накопления повторных осадок.

При движении колесных машин по слабым почвогрунтам затраты энергии снижаются при сдваивании шин. Это позволяет уменьшить давление на почву, глубину следа и сопротивление качению. Однако конструкциям со сдвоенными колесами присущи некоторые недостатки, связанные с работой на рыхлых и переувлажненных почвах. При близком друг к другу расположении спаренных колес, пространство между колесами забивается влажной почвой, что снижает тяговую способность ходовой системы. Если же увеличить расстояние между спаренными колесами до величины, исключающей забивание почвой, то теряется положительный эффект от взаимодействия сдвоенных колес.

Для увеличения тяговой способности сдвоенных колес и использования пространства между соседними колесами предлагается конструкция, позволяющая снизить давление ходовой системы на почву и увеличить тяговое усилие [12].

Приспособление, представленное на рисунке 8, состоит из обода 1, на котором находятся две шины 2, между которыми имеется кольцо 3. В кольце сделаны гнезда для установки грунтозацепов 4 и пружин 5.

При движении транспортного средства по сла-

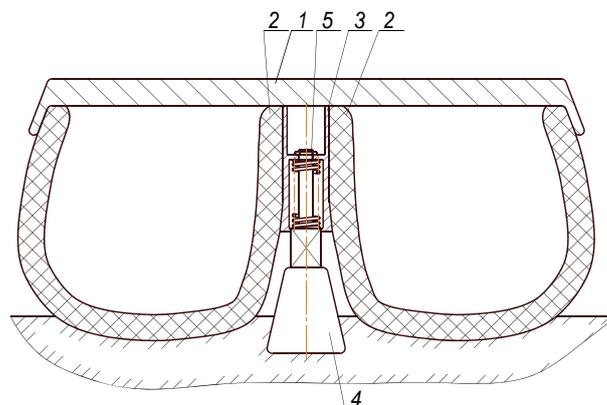


Рисунок 8. Сдвоенное колесо транспортного средства повышенной проходимости: 1 – обод; 2 – шины; 3 – кольцо; 4 – грунтозацеп; 5 – пружина

бому грунту, грунтозацеп 4 под действием пружины 5, преодолевая сопротивление грунта, выдвигается и повышает проходимость транспортного средства. Если транспортное средство наезжает на твердое препятствие или выезжает на дорогу с твердым покрытием, то грунтозацеп под действием реакции опоры задвигается в предназначенное для него гнездо.

Заключение

1. При исследовании качения колес методами теоретической механики приходится предположить, что опорное основание деформируется, т.е. может выйти за пределы статики абсолютно твердого тела.

2. Определение силы сопротивления качению колес на торфяных грунтах определялось на основе теории упругости. При этом соблюдался интервал изменения давления колес на почву. Для таких почв эффективным является применение колесно-гусеничного движителя.

3. Для нагрузок на колеса, когда превышает пропорциональная зависимость между давлением и осадкой почвы, использовалась закономерность гиперболы тангенса. Для данных почв, в зависимости от их состояния, предлагаются многоосные ходовые системы (связные почвы) или сдвоенные колеса (текущие почвы).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / И.И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

2. Лачуга, Ю.Ф. Теоретическая механика: учеб. для студентов вузов по агроинженерным специальностям / Ю.Ф. Лачуга, В.А. Ксендзов. – М.: Колос, 2000. – 576 с.

3. Никитин, Н.Н. Курс теоретической механики: учеб. для студентов машиностроит. и приборостроит. спец. вузов / Н.Н. Никитин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1990. – 607 с.

4. Опейко, Ф.А. Колесный и гусеничный ход / Ф.А. Опейко. – Минск: АСХН БССР, 1960. – 228 с.

5. Опейко, Ф.А. Торфяные машины / Ф.А. Опейко. – Минск: Высшэйшая школа, 1968. – 408 с.

6. Движитель транспортного средства: пат. 14390 Респ. Беларусь, МПК В 62D 55/00 / А.Н. Орда, В.А. Шкляревич; заявитель. Белор. гос. аграрн. техн. ун-т. – № и 20090212; заявл. 16.02.09; опубл. 30.10.10 // Афіцыйны бюл. / Нац. Цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – № 5. – С. 23.

7. Кацыгин, В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий / В.В. Кацыгин // Вопросы сельскохозяйственной механики. – Минск: Ураджай, 1964. – Т. 13. – С. 5-147.

8. Орда, А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03 / А.Н. Орда; Белор. гос. аграрн. техн. ун-т. – Минск, 1997. – 36 с.

9. Шило, И.Н. Влияние почвенных условий на формирование машинно-тракторных агрегатов / И.Н. Шило, А.Н. Орда, Н.А. Гирейко, А.Б. Селеша // Агропанорама. – 2006. – № 1. – С. 7-11.

10. Закономерности накопления повторных осадок при воздействии ходовых систем мобильной сельскохозяйственной техники / И.Н. Шило [и др.] // Агропанорама. – 2014. – № 5. – С. 2-7.

11. Орда, А.Н. Приспособляемость ходовых систем почвообрабатывающих агрегатов к почвенным условиям эксплуатации / А.Н. Орда, В.А. Шкляревич, А.С. Воробей // Агропанорама. – 2013. – № 5. – С. 7-10.

12. Сдвоенное колесо транспортного средства повышенной проходимости: пат. 1585. Респ. Беларусь, МПК В60В 11/00 / А.Н. Орда, Н.А. Гирейко, В.А., Шкляревич, С.В. Алешкевич; заявитель: Белор. гос. аграрн. техн. ун-т. – № и 20040101; заявл. 09.03.04; опубл. 30.09.04 // Афіцыйны бюл. / Нац. Цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2005. – № 3. – С. 226.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 06.12.2022

“Агропанорама” - научно-технический журнал для работников агропромышленного комплекса. Это издание для тех, кто стремится донести результаты своих исследований до широкого круга читателей, кого интересуют новые технологии, кто обладает практическим опытом решения задач.

Журнал “Агропанорама” включен в список изданий, рекомендуемых Высшей аттестационной комиссией для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим (сельскохозяйственное машиностроение и энергетика, технический сервис в АПК), экономическим (АПК) и сельскохозяйственным наукам (зоотехния).

Журнал выходит один раз в два месяца, распространяется по подписке и в розницу в киоске БГАТУ. Подписной индекс в каталоге Республики Беларусь: для индивидуальных подписчиков - 74884, предприятий и организаций - 748842.

Стоимость подписки на 1-е полугодие 2023 года: для индивидуальных подписчиков - 39,84 руб., ведомственная подписка - 41,94 руб.