

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ПРИ РАБОТЕ НА ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫХ ЗЕМЛЯХ

В.В. Гуськов,

профессор каф. «Тракторы» БНТУ, докт. техн. наук, профессор

А.С. Поварехо,

доцент каф. «Тракторы» БНТУ, канд. техн. наук, доцент

А.А. Сушнев, В.И. Шимукович, П.А. Шишко, В.Н. Гапанович, П.В. Лысанович,

студенты автотракторного факультета БНТУ

В статье рассматриваются вопросы о тягово-цепных свойствах колесного трактора тягового класса 0,9, предназначенного для работы на переувлажненных землях при выращивании риса, клюквы и других сельскохозяйственных культур, требующих при вегетации большой влажности грунтовой поверхности. Приведены теоретические тяговые характеристики указанного трактора, позволяющие при проектировании оценить его тягово-цепные свойства и экономичность. Даны рекомендации по улучшению его проходимости по слабым грунтам.

Ключевые слова: колесный трактор, теоретическая тяговая характеристика, тягово-цепные свойства, проходимость.

The article deals with the traction-coupling properties of a wheeled tractor with traction class 0.9 intended for operation on water-saturated lands for growing rice, cranberry and other crops that require high humidity during vegetation. Theoretical tractive characteristics of the tractor which allow evaluating its traction-coupling properties and economy when designing are described. Recommendations to improve cross-country capacity on soft terrain are given.

Keywords: wheel tractor, theoretical traction characteristics, traction-coupling properties, patency.

Введение

При выполнении задания «Разработать и освоить производство тракторов мощностью 42, 60 л.с. для стран Юго-Восточной Азии, Африки и Латинской Америки» подпрограммы «Автотракторокомбайностроение» ГНТП «Машиностроение и машиностроительные технологии» на 2015...2020 гг. (ответственный исполнитель от БНТУ – профессор Гуськов В.В.) была разработана методика построения теоретической тяговой характеристики и проведены расчеты тягово-цепных качеств малогабаритных тракторов при их работе на различных грунтах, в частности на переувлажненных, что соответствует условиям возделывания риса в Южно-Азиатском регионе. Кроме того, были разработаны рекомендации по улучшению тягово-цепных свойств тракторов при работе на плодородных почвах.

Целью данной работы является исследование тягово-цепных свойств и проходимости колесных тракторов на, переувлажненных землях и разработка рекомендаций по улучшению указанных свойств.

Основная часть

При оценке тягово-цепных свойств и экономичности проектируемого колесного трактора используется теоретическая тяговая характеристика, основан-

ная на учете процесса взаимодействия колесного движителя трактора с грунтовой поверхностью.

Движитель рассматриваемого трактора с двигателем мощностью 60 л.с. выполнен со всеми ведущими колесами. При рассмотрении вопроса о его взаимодействии с грунтовой поверхностью потребовалось уточнить и использовать современные представления о процессах смятия и сдвига грунта [1-4] при динамическом приложении нагрузки, определяющих его тягово-цепные свойства и особенно буксование.

Наиболее адекватно реальности процесс смятия и сдвига грунта при взаимодействии движителя колесного трактора с грунтовой поверхностью описывается уравнением, предложенным В.В. Кацыгиным [3].

Процесс смятия грунта:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot th \frac{k}{\sigma_0} \cdot h, \quad (1)$$

где σ – напряжение смятия, Н/м²;

σ_0 – предельная несущая способность грунтовой поверхности, Н/м²;

k – коэффициент объемного смятия грунта, Н/м³;

h – глубина погружения, м.

Процесс сдвига грунта:

$$\tau = b \cdot f_{ск} \cdot q_x \left(1 + \frac{f_{п}}{ch \frac{\Delta x}{k\tau}} \right) th \frac{\Delta x}{k\tau}, \quad (2)$$

где τ – напряжение сдвига Н/м²;

b – ширина штампа, м;
 q_x – давление, Н/м²;
 $f_{ск}, f_n$ – коэффициенты трения скольжения и по-
коя;
 Δ_x – сдвиг грунта, м;
 k_τ – коэффициент деформации, м.

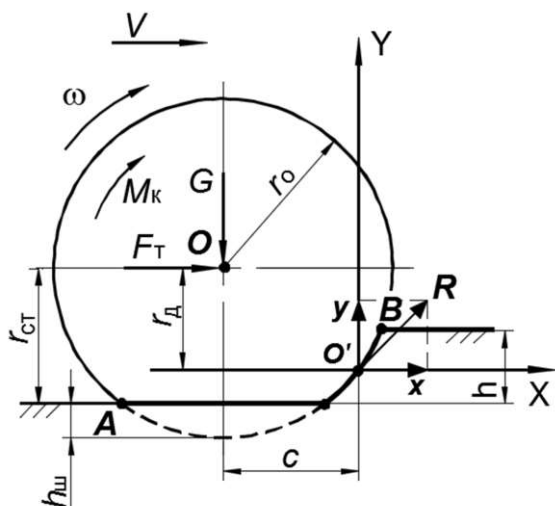


Рис. 1. Схема сил и моментов, приложенных к ведущему колесу, движущемуся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме

$$k_\tau = f(\Delta_0).$$

На рис. 1 приняты следующие обозначения:

$r_0, r_{ст}, r_д$ – соответственно, номинальный статический и динамический радиусы колеса;
 c и d – координаты точки O' приложения реакции грунтовой поверхности;
 F_T и M_k – толкающая сила и крутящий момент, приложенные к центру O колеса;
 h и $h_{ш}$ – глубина колеи и величина прогиба шины под нормальной нагрузкой G .

При расчетах взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью были приняты следующие допущения:

1. Колесо движется в установившемся режиме по горизонтальной поверхности.
2. Законы смятия и сдвига грунтов приняты в соответствии с теорией профессора В.В. Кацыгина.
3. Реальный диаметр ведущего колеса D_0 заменен приведенным диаметром в соответствии с предложениями профессоров М.Г. Беккера [2] и Бабкова В.Ф. [1].
4. Нормальные реакции грунта направлены перпендикулярно опорной поверхности колеса.

С учетом принятых допущений система уравнений, определяющих силу $F_{сnp}$ сопротивления движению и глубину колеи h , полученных профессором В.В. Гуськовым [4], имеет вид:

$$F_{сnp} = \int_0^{h_0} b \cdot \sigma_0 \cdot th \left[\frac{k}{2 \cdot b \cdot \sigma_0} \cdot \ln \frac{D_0 - h}{D_0 - h_0} \right] dh, \quad (3)$$

$$G = \int_0^{h_0} \frac{b \cdot \sigma_0 \cdot (D_0 - 2 \cdot h)}{2 \cdot \sqrt{D_0 \cdot h - h^2}} \cdot th \left[\frac{k}{2 \cdot b \cdot \sigma_0} \cdot \ln \frac{D_0 - h}{D_0 - h_0} \right] dh. \quad (4)$$

При движении по естественной поверхности грунта

процесс взаимодействия движителя трактора всегда сопровождается буксованием. Чтобы раскрыть природу буксования ведущего колеса трактора, рассмотрим процесс взаимодействия колеса с грунтовой поверхностью.

Как известно, при движении трактора возникают потери скорости за счет буксования ведущих колес. Существует несколько видений процесса буксования ведущих колес [1-6]. Одно из них, наиболее отображающее реальный процесс буксования ведущих колес, заключается в том, что 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 [4]. 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 (рис. 2) его грунтозацепы сдвигают 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.

Теоретически передача ведущего момента обязательно должна сопровождаться буксованием, в результате чего ось колеса перемещается как бы 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 шин, в окружном направлении ее участки, приближающиеся при качении колеса к площадке контакта шины с грунтом, под действием ведущего момента сжимаются, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается. Из сказанного выше следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит за счет сил трения, возникающих между шиной и грунтом, и силы сдвига и среза грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами. При движении колеса ($v = \text{const}$) сдвиг и срез грунтовых кирпичей происходит в основном в период 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 сдвигают и срезают грунт на одинаковую величину Δ_i , причем, первый сдвигается на величину Δ_i , второй – на величину $\Delta_i + \Delta_i = 2 \cdot \Delta_i$, третий – на $\Delta_i + \Delta_i + \Delta_i = 3 \cdot \Delta_i$ 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 $\Delta_{max} = n \cdot \Delta_i$ (здесь n – число грунтозацепов в зацеплении опорной поверхности колеса с грунтом).

С другой стороны, наибольший сдвиг и срез грунта можно представить как произведение коэффи-

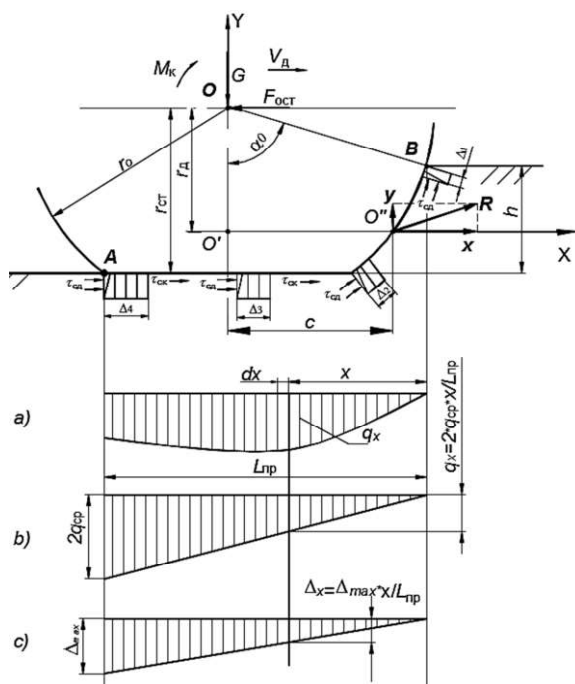


Рис. 2. Схема взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью

коэффициента буксования δ на длину опорной поверхности колеса L , т.е. $\Delta_{max} = \delta \cdot L$.

Исследования [2, 4] 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 $\tau_{сд,i}$, возникающие в грунте при воздействии на него грунтозацепов колеса, возрастают до определенного максимума, после чего убывают и при полном срезе грунтового кирпича достигают постоянного значения $\tau_{сд,ск}$.

В то же время напряжение $\tau_{ср}$, возникающее при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепа с высотой h_r , можно в первом приближении считать не зависящим от деформации.

Коэффициенты трения f_n покоя и скольжения $f_{ск}$ зависят от давления q_x , причем, чем больше давление, тем меньше их величина.

Таким образом, движущая реакция x ведущего эластичного колеса, оборудованного грунтозацепами, равна сумме сил трения и реакций сдвига и среза на каждом грунтозацепе и имеет максимальное значение при некотором буксовании, меньшем единицы (в пределах 25...45% буксования в зависимости от категории грунта).

Используем зависимость $\tau = f(\Delta)$, предложенную профессором В.В. Кацыгиным для определения зависимости движущей реакции (силы) x от напряжений сдвига [2].

При приложении крутящего момента M_k к ведущему колесу, возникает реакция сдвига, направленная в сторону качения колеса (рис. 2), направленная нормально к упорам грунтозацепа.

Тогда уравнение, определяющее зависимость си-

лы тяги от буксования имеет вид:

$$x = \int_0^{L_{пр}} b \cdot f_{ск} \cdot q_x \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{\delta_x \cdot L_{пр}}{k_\tau}} \right) \cdot th \frac{\delta_x \cdot L_{пр}}{k_\tau} dx, \quad (5)$$

где $L_{пр}$ – приведенная длина опорной части колеса (AB, рис. 2):

$$L_{пр} = r_0 \cdot arctg \sqrt{\frac{2r_0 \cdot h - h^2}{r - h}} + \sqrt{2r_0 \cdot h}. \quad (6)$$

Следует отметить, что давление q_x опорной поверхности колеса распределено неравномерно по длине $L_{пр}$.

Для упрощения расчетов [1, 2, 4] проводят замену сложной эпюры распределения давления по опорной поверхности колеса, в которой максимальное q_x давление достигает значения $q_{xmax} = 2 \cdot q_{ср}$. Принимая эти допущения, можно определить зависимость движущей реакции x от буксования δ по следующему выражению:

$$x = \int_0^{L_{пр}} \frac{2 \cdot b \cdot f_{ск} \cdot q_x \cdot x}{L_{пр}^2} \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{\delta_x \cdot L_{пр}}{k_\tau}} \right) \cdot th \frac{\delta_x \cdot L_{пр}}{k_\tau} dx. \quad (7)$$

Используя вышеприведенные зависимости, были построены тяговые характеристики, определяющие тягово-сцепные свойства и экономичность колесного трактора при работе на слабых грунтах.

Исходные данные для построения характеристик:

1. Сцепная и конструктивная массы равны 2300 и 2170 кг соответственно.
2. Скоростная характеристика дизеля, устанавливаемого на трактор (номинальная мощность дизеля 60 л. с. при 3000 об/мин и номинальный удельный расход топлива 252 г/час).
3. Тип движителя: переднее колесо – 9.5-20, заднее колесо – 14,9R24.
4. Диапазон скоростей движения: 1,3...32,1 км/час.
5. Число передач переднего хода – 16.

Характеристики построены для двух категорий грунта, физико-механические свойства которых представлены в табл. 1.

Таблица 1. Физико-механические свойства грунтовой поверхности

Категория грунта	$\sigma_{0,2}$ Н/м ²	k , Н/м ³	k_τ , м	Влажность W, %
Стерня, суглинка нормальной влажности	$1,58 \cdot 10^6$	$0,58 \cdot 10^6$	0,04	16...18
Переувлажненное рисовое поле, чернозем	$1,21 \cdot 10^6$	$0,32 \cdot 10^6$	0,02	58...70

При построении были приняты следующие допущения:

1. Трактор движется по горизонтальной поверхности в установившемся режиме.
2. Характеристика строится для четырех основных передач:

1 – 4-я передача II-го диапазона, $v = 32,1$ км/ч;

- 2 – 2-я передача II-го диапазона, $v = 17,5$ км/ч;
- 3 – 1-я передача I-го диапазона, $v = 9,4$ км/ч;
- 4 – 1-я передача I-го диапазона, $v = 3,8$ км/ч.

3. Коэффициент полезного действия, оценивающий потери энергии в трансмиссии, принят постоянным, независимым от скорости и равным $\eta_{тр} = 0,92$, а коэффициент полезного действия, учитывающий потери энергии на гистерезис в шинах $\eta_r = 0,97$.

При расчете сил сопротивления качению $F_{спр}$ использовали зависимости (3, 4), а при определении касательной силы тяги F_k и буксования [4, 5, 7, 8].

Тяговый коэффициент полезного действия η_T рассчитывается по формуле:

$$\eta_T = \eta_{тр} \cdot \eta_r \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{спр} = \eta_{тр} \cdot \eta_r \cdot (1 - \delta) \cdot \left(1 - \frac{F_{спр}}{F_k}\right). \quad (8)$$

Действительная v_d скорость движения:

$$v_d = v_T \cdot (1 - \delta) = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} \cdot r_k \cdot (1 - \delta), \quad (9)$$

где v_T – теоретическая скорость движения, км/ч;

δ – буксование (в долях единицы, 0...1);

$n_{дв}$ – обороты двигателя, об/мин;

r_k – радиус качения колеса, м.

При расчетах r_k был принят равным динамическому радиусу колеса r_d .

Удельный часовой расход топлива $g_{кр}$ полезной мощности на крюке рассчитываем по формуле:

$$g_{кр} = \frac{g_e}{\eta_T}$$

где g_e – удельный часовой расход топлива на единицу мощности двигателя.

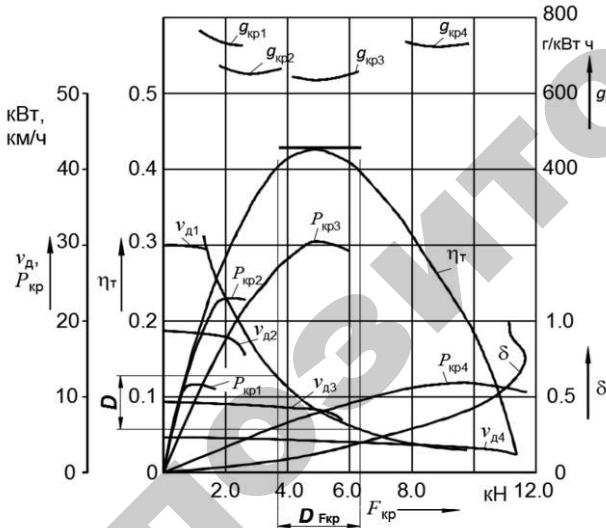


Рис. 3. Теоретическая тяговая характеристика трактора с двигателем мощностью 60 л. с. (переувлажненное рисовое поле, $W = 41 \dots 45\%$, $f = 0,25$, $\varphi_{max} = 0,48$): диапазон оптимальных крюковых нагрузок $D_{Fкр} = 3,6 \dots 6,8$ кН; максимальный тяговый коэффициент полезного действия $\eta_{Tmax} = 0,43$

Так, максимальный η_{Tmax} на переувлажненном рисовом поле равен 0,43 при оптимальном диапазоне тяговых усилий $D_{Fкр} = 3,8 \dots 6,4$ кН и максимальной

мощности на крюке $P_{крmax} = 32$ кВт. В то же время при работе на суглинке $\eta_{Tmax} = 0,69$; $D_{Fкр} = 5,3 \dots 11,2$ кН и $P_{крmax} = 42$ кВт.

Такой небольшой диапазон крюковых усилий ($D_{Fкр} = 3,8 \dots 6,4$ кН) не дает экономично работать рассматриваемому трактору с большинством агрегируемых машин, предназначенных для механизации работ по возделыванию риса [4].

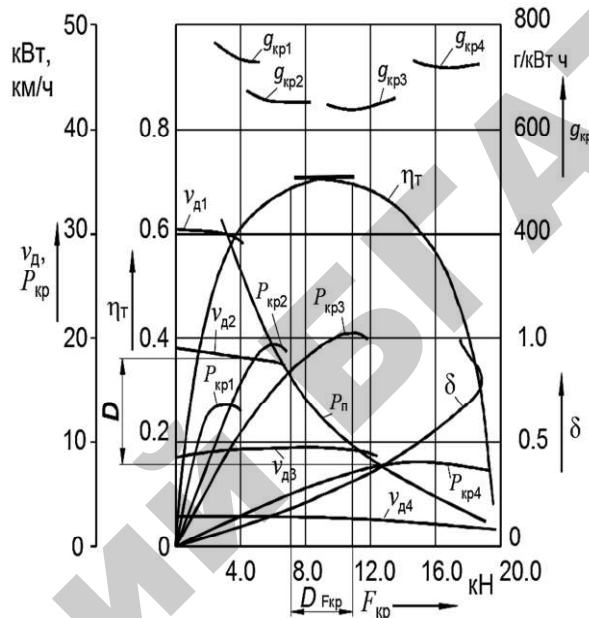


Рис. 4. Теоретическая тяговая характеристика трактора с двигателем мощностью 60 л. с. (стерня суглинка с нормальной влажностью, $W = 16 \dots 18\%$, $f = 0,05$, $\varphi_{max} = 0,83$): диапазон оптимальных крюковых нагрузок $D_{Fкр} = 7,1 \dots 10,9$ кН; максимальный тяговый коэффициент полезного действия $\eta_{Tmax} = 0,69$

Для улучшения тягово-сцепных свойств и экономичности, а также проходимости колесного трактора при работе на переувлажненных землях существует несколько направлений, основными из которых являются:

- снижение давления воздуха в шинах;
- применение арочных шин;
- использование уширителей колес и ряд других решений.

Наиболее предпочтительно, по мнению авторов, использование уширителей колес (рис. 5) [6].

На графике (рис. 6) показаны зависимости $\eta_T = f(F_{кр})$ и $\delta = f(F_{кр})$ для трактора с двигателем 60 л. с. при работе на переувлажненной стерне тяжелого суглинка. Из графика видно, что с применением уширителей типа металлических решетчатых колес (рис. 5), тягово-сцепные качества колес резко улучшаются – снижается буксование δ и увеличивается тяговый КПД η_T .

Для обеспечения движения трактора по дорогам с твердым покрытием без демонтажа уширителей, наружный радиус последних должен быть меньше по сравнению со статическим радиусом колеса $r_{ст}$ на некоторую величину Δh (рис. 5), определяемую ста-

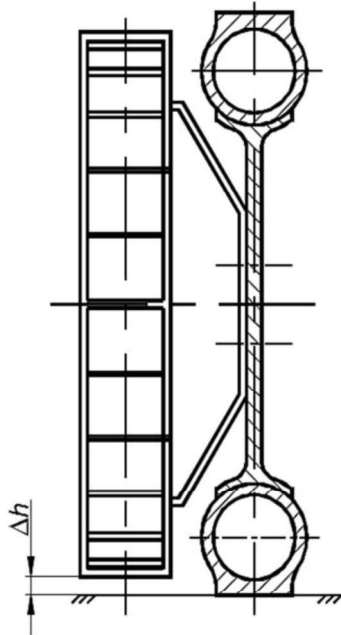


Рис. 5. Схема использования дополнительных решетчатых колес

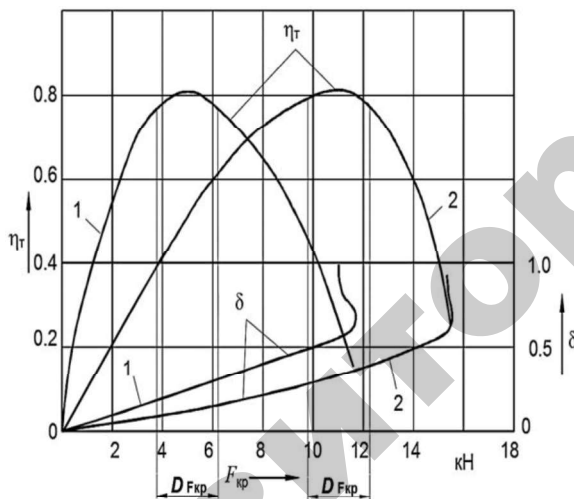


Рис. 6. Зависимость тягового КПД трактора с двигателем мощностью 60 л. с. и его буксования при работе на переувлажненной почве (вегетация риса, клюквы, $W = 41...45\%$), оборудованного шинами рисовой модификации (1) и при установке дополнительных уширителей колес (2)

тическим радиусом шин ведущих колес трактора.

Заключение

1. Анализ процесса взаимодействия ведущих ко-

лес трактора с грунтовой поверхностью, основанный на использовании современных представлений о смятии и сдвиге грунта, позволяет определить тягово-сцепные свойства проектируемого трактора при работе на переувлажненных землях.

2. Разработанная методика построения теоретической тяговой характеристики проектируемого трактора тягового класса 0.9 с двигателем мощностью 60 л. с. позволяет оценить его наиболее благоприятный тяговый и скоростной диапазоны ($D_{F_{кр}}$ и D_{v_d}).

3. Вместе с тем, тяговый диапазон крюковых усилий указанного трактора недостаточен для агрегатирования с рядом сельхозмашин, предназначенных для возделывания риса.

4. С целью увеличения тягового диапазона предлагается применить дополнительные решетчатые колеса, увеличивающие силу тяги в 1,5...2 раза и уменьшающие буксование трактора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабков, В.Ф. Проходимость колесных машин по грунту / В.Ф. Бабков. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 182 с.

2. Беккер, М.Г. Введение в теорию системы местность-машина; перевод с английского д-ра техн. наук, профессора В.В. Гуськова – М.: Машиностроение, 1973 – 519 с.

3. Гуськов, В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В.В. Гуськов – М.: Машиностроение, 1966 – 196 с.

4. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов [и др.]; под ред. В.В. Гуськова / М.: Машиностроение, 1988 – 376 с.

5. Загниев, А.А. Производственная эксплуатация машинно-тракторного парка / А.А. Загниев, Г.П. Лышко, А.Н. Скороходов. – М.: Колос, 1996. – 320 с.

6. Колобов, Г.Г. Тяговые характеристики тракторов / Г.Г. Колобов, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1972 – 151 с.

7. Научно-исследовательский отчет по выполнению задания 1.6 «Разработать и освоить производство тракторов мощностью 42, 60 л.с. для стран Юго-Восточной Азии, Африки и Латинской Америки» подпрограммы «Автотракторокомбайностроение» Государственной научно-технической программы «Машиностроение и машиностроительные технологии» на 2015...2020 гг.

8. Lapan Hasie Pencijjan Tractor Roda Empat. Отчет по испытаниям тракторов «БЕЛАРУС» – 421, Индонезия, 2016.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 19.03.2019