

выдоенное молоко эвакуируется в коллектор.

2. Диаметр молочной трубки (формула 17) зависит от разности внутривыменного давления и давления в подсосковой камере доильного стакана, а также конструктивных параметров сосковой резины, молочной трубки и коллектора.

3. Результаты теоретических исследований позволяют сделать вывод о том, что предотвратить обратный ток молока в сосок вымени животного, а, соответственно, снизить затраты энергии на процесс доения и повысить лактационное долголетие животного возможно путем увеличения скорости эвакуации молока из доильного стакана.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Китиков, В.О. Стратегическое направление развития машинного доения коров / В.О. Китиков, А.Н. Леонов // Вести Национальной Академии наук Беларуси. Серия аграрных наук. – 2013. – №4. – С. 91–104.

2. Китиков, В.О. Научные основы создания технологического оборудования и физиологически-адаптирующего процесса машинного доения коров: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / В.О. Китиков. – Минск, 2015. – 412 с.

3. Исследование процесса гидродинамического движения газожидкостной смеси в замкнутом контуре «молочная железа – доильная машина – счетчик молока – молокопровод» системы «Ч–М–Ж–С» / В.А. Шахов [и др.] // Известия Оренбургского Государственного аграрного университета. – 2015. – №5. – С. 86–88.

4. Александров, Ю.Б. Расчет гидравлических систем: учеб. пособие / Ю.Б. Александров, В.А. Кузьмин, В.И. Панченко. – Казань: Казан. гос. технич. ун-т. – 2010. – 59 с.

5. Зезин, В.Г. Механика жидкости и газа: учеб. пособие / В.Г. Зезин. – Челябинск: ЮУрГУ. – 2016. – 250 с.

6. Калекин, А.А. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пос. / А.А. Калекин. – М.: Мир. – 2005. – 512 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 13.03.2019

УДК 629.114.2

ПОКАЗАТЕЛИ ТРАКТОРА «БЕЛАРУС» СО СДВОЕННЫМИ КОЛЕСАМИ ПРИ ПОВОРОТЕ

А.И. Бобровник,

зав. каф. «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ, докт. техн. наук, профессор

Т.А. Варфоломеева,

ст. преподаватель каф. тракторов и автомобилей БГАТУ

В статье рассмотрены показатели колесного трактора со сдвоенными колесами при установке механизма управления сдвиганием колес при повороте, определены потери мощности на тангенциальную деформацию шин сдвоенных колес, параметры ходовой системы колесного трактора, предложены технические решения по снижению циркуляции мощности в сдвоенных колесах при повороте.

Ключевые слова: трактор «БЕЛАРУС», мощность, давление в шинах, почва, динамический радиус колеса, скорость движения, муфта, сдвоенные колеса.

The efficiency of a double wheeled tractor using disconnection mechanism while turning is outlined, power loss at the tangential deformation of double wheeled tires and the parameters of the driving system of the wheeled tractor are defined, technical solutions to reduce the power circulation of double wheels when turning are given in the article.

Keywords: tractor "BELARUS", tire pressure, peat soils, dynamic wheel radius, speed, support, double wheels.

Введение

В соответствии с Государственной программой развития аграрного бизнеса в Республике Беларусь на 2016 – 2020 годы предусматривается совершенствование структуры посевных площадей в соответствии с зональными системами земледелия и повышение к концу 2020 года урожайности зерновых культур на 9 % к уровню 2015 года, производство зерна планируется в объеме не менее 10 млн тонн [1].

Для этого необходимо обеспечить хозяйства энергонасыщенными тракторами мощностью двигателя 250 и более л. с. (72,5 %), кормоуборочными комбайнами с мощностью двигателя 350 и более л. с. (53 %), широкозахватными почвообрабатывающими агрегатами.

Выполнение этих задач возможно за счет высокоэффективного использования современных сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов

(МТА), которые предусматривают использование тракторов большой мощности в агрегате с почвообрабатывающей и посевной техникой.

При совмещении операций уменьшается число проходов агрегата по полю, снижается уплотнение почвы, механическое повреждение растений. Для снижения уплотнения почвы, улучшения эксплуатационных свойств тракторов, увеличения площади пятна контакта движителя на обеих осях трактора и снижения сопротивления перекачивания, устанавливают сдвоенные колеса. Предусмотрены мероприятия по сдваиванию шин передних и задних колес.

Движение трактора, оборудованного сдвоенными колесами, на технологических поворотах при выполнении полевых работ, переездах и транспортных работах, сопровождается возникновением дополнительных нагрузок между сдвоенными колесами, на полуосях, в узлах трансмиссии, снижающих эксплуатационные свойства МТА.

Теоретические основы определения оптимальных параметров МТА и эффективного использования технических средств заложены в трудах В.В. Гуськова [2], В.В. Скотникова и др.

Однако изменения эксплуатационных показателей колесных тракторов с усовершенствованным движителем и конструктивными изменениями трансмиссии изучены недостаточно.

Цель работы – улучшение эксплуатационных свойств трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 5,0 путем обоснования рациональных параметров и разработки управления механизмом сдваивания колес.

Основная часть

Анализ эксплуатации современных МТА в хозяйствах Беларуси позволяет сделать вывод о том, что тенденция наращивания доли использования колесных полноприводных тракторов с высоким отношением мощности двигателя к массе трактора продолжает сохраняться.

Так, трактор «БЕЛАРУС 3022ДЦ.1» предназначен для выполнения различных сельскохозяйственных работ общего назначения, основной и предпосевной обработки почвы, транспортных работ, а также для посева в составе широкозахватных и комбинированных агрегатов, уборочных работ в составе высокопроизводительных комплексов.

Однако для энергонасыщенных тракторов остается нерешенной проблема переуплотнения почвы движителями. При движении МТА в колее трактора плотность повышается на 0,1 ... 0,4 г/см³ относительно начальной, то есть на 10 ... 40 % [3]. Для выращивания большинства сельскохозяйственных культур оптимальная плотность почвы должна находиться в пределах 1,1 ... 1,3 г/см³.

Одним из основных требований, предъявляемых к движителям сельскохозяйственных тракторов, является улучшение их тягово-сцепных свойств с одновременным сохранением агроэкологических требований, установка сдвоенных колес, увеличивающих площадь пятна

контакта движителей с опорной поверхностью, снижающих удельное давление на грунт и глубину колеи. При этом большее количество почвозащепов принимают участие в создании касательной силы тяги, улучшая тягово-сцепные показатели трактора.

Для сдваивания колес тракторов используют различные устройства: специальные ободья W15Lx30, DDW18Lx42, серийные проставки 2522-3108015 (передняя) и 2522-3109031 (задняя), системы Шаад АW от Грасдорф Веннекамп с помощью проставочного кольца специальной формы и цепи для их крепления, системы ДТС с тремя зажимами для тракторов мощностью свыше 300 л.с., системы МД с использованием винтов и зажимных механизмов и др. (табл. 1).

Проведенные испытания на ОАО «МТЗ» специальных ободьев фирмы «MOLCON» (Бельгия) для сдваивания колес 540/65R30 «CONTINENTAL» на тракторе «БЕЛАРУС 3022В» показали, что при севе зерновых посевным агрегатом «RABE – 6,0 (Германия) и установке давления во внутренних передних и задних сдвоенных колесах 0,11 МПа, а во внешних – 0,10 МПа при эксплуатационной массе трактора 15800 кг и массе, приходящейся на правый/ левый задний движитель соответственно 4500 кг/4500 кг, были получены значения давления на почву (табл. 2).

В известных технических решениях по сдваиванию колес тракторов одного борта реализованы жесткие кинематические связи между этими колесами и поэтому колеса вращаются с одинаковыми угловыми скоростями на всех режимах движения. Наиболее неблагоприятным, с точки зрения влияния на почву и силовые механизмы трактора, является отклонение от прямолинейного движения, особенно повороты с малыми радиусами.

Способы движения МТА при выполнении технологических процессов полевых работ предполагают криволинейные участки движения с выглублением (отключением) рабочих органов при поворотах или разворотах. Длина гона для Республики Беларусь составляет 200-1500 м, средняя – 800 м. При этом удельный вес криволинейного движения по времени, в зависимости от конфигурации поля и выбранного способа движения может достигать 5...10 % [2].

Для улучшения эксплуатационных качеств трактора при повороте (уменьшение радиуса поворота), предлагается устанавливать механизм управления сдваиванием колес, с возможностью отключения муфтой управления наружного от внутреннего колеса, предусматривающий при повороте и соединении сдвоенных колес с полуосью при прямолинейном движении (рис. 1). Отключение наружного колеса от ведущего режима приводит к уменьшению снижения тягово-сцепных свойств отключаемого борта колесного трактора.

Авторами предложено также устройство [4], позволяющее оператору осуществлять отключение наружного колеса от передаваемого с полуосью момента при помощи пневматической муфты.

Таблица 1. Системы сдваивания колес

| Мягкие | | |
|---|---|---|
| «З» Зацепы | «К» Крюки | «Р» Ригель центральный |
| Конструкция системы «проставка» | | Конструкция системы «обечайка» |
|  |  |  |
| Жесткие | | |
| «М» Муфта | «Б» Барабан (полубарабан) | «Д» Две ступицы (подвижные) |
| Разъемная конструкция | Разъемные, полуразъемная конструкция | Разъемная конструкция |
|  |  |  |

Таблица 2. Давление на почву трактора «БЕЛАРУС 3022 В»

| Давление | Передние колеса | Задние колеса |
|----------------------------|-----------------|---------------|
| Среднее давление, МПа | 0,072...0,0742 | 0,084-0,085 |
| Максимальное давление, МПа | 0,1083-0,1096 | 0,126-0,127 |
| Колея ПВМ: | | |
| по внутренним колесам, мм | 1840 | 1820 |
| по внешним колесам, мм | 3070 | 3240 |



Рис. 1. Макет образца устройства сдваивания ведущих колес с механизмом блокировки

Наименьший радиус поворота трактора составляет 5,0 м за счет подтормаживания борта. При работе агрегатов со сдвоенными колесами трактора радиус поворота увеличивается, что приводит к увеличению времени и пути поворота, необходимости заделки следов агрегата при повороте.

Режим движения трактора со сдвоенными колесами при повороте будем характеризовать следующими параметрами (рис. 2):

– средней поступательной скоростью V_{cp} , км/ч, определяемой вектором, приложенным к продольной оси трактора;

– средним радиусом поворота R_{cp} , м, измеренном между центром поворота и продольной осью трактора.

Частоты вращения левой и правой полуосей ведущего моста определим из равнодействующего момента сопротивления вращению полуоси. При равной угловой скорости вращения сдвоенных колес одного борта, увеличенная скорость внешнего по отношению к центру поворота колеса равносильна увеличению его кинематического радиуса r_k . Таким образом, $r_{k1} < r_{k2}$ и $r_{k3} < r_{k4}$.

Как известно, величина буксования каждого из колес δ зависит от нормальной нагрузки G_k и реализуемой колесом касательной силы F_k [3]. При допущении равных нагрузок на каждое из колес и принятом выше допущении о равных условиях сцепления колес, при использовании симметричного дифференциала буксования δ всех колес будут равны.

Увеличенный кинематический радиус внешнего колеса вызывает его дополнительную тангенциальную деформацию и может быть оценен [3] величиной $\Delta r_k = (1 - \delta) \cdot F_k / \lambda_\tau$, м,

где F_k – касательная сила тяги, реализуемая колесом, Н;

λ_τ – тангенциальная жесткость шины, Н/м.

Величина касательной силы тяги при известных буксовании δ и нормальной нагрузке G_k может быть определена по результатам испытания шины (рис. 3).

Тогда потеря мощности на тангенциальную деформацию наружного колеса может быть определена, как

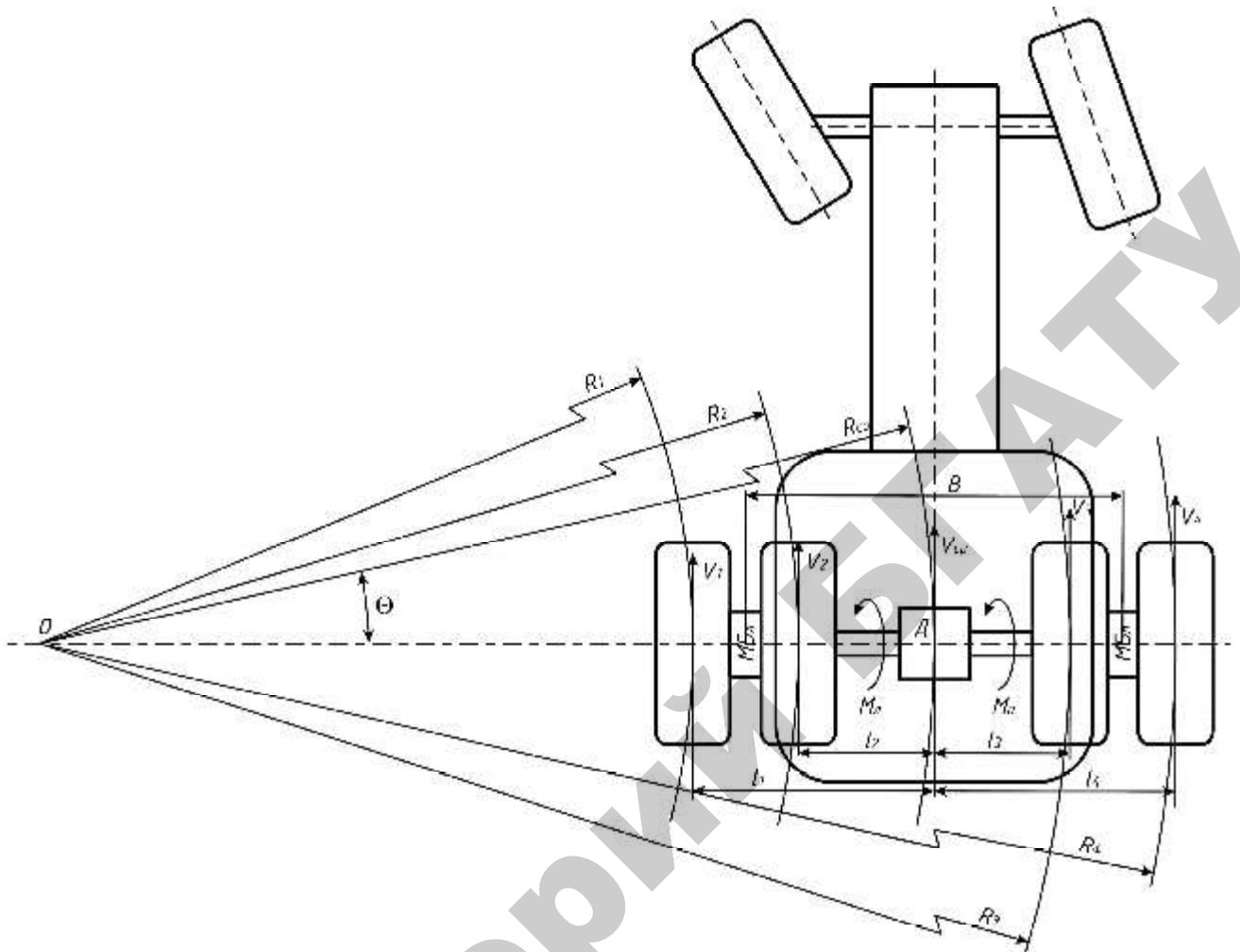


Рис. 2. Схема трактора со сдвоенными ведущими задними колесами при повороте:

R_1, R_2, R_3, R_4 – радиус поворота трактора по середине ведущих колес; R_{cp} – радиус поворота трактора, по продольной оси; V_1, V_2, V_3, V_4 – линейные скорости поступательного движения ведущих колес; V_{cp} – поступательная скорость трактора; l_1, l_2, l_3, l_4 – координаты установки ведущих колес относительно продольной оси трактора; $M_л, M_п$ – крутящий момент на левой и правой полуосях; $MB_л, MB_п$ – муфты блокировки: левая и правая, B – ширина колеи

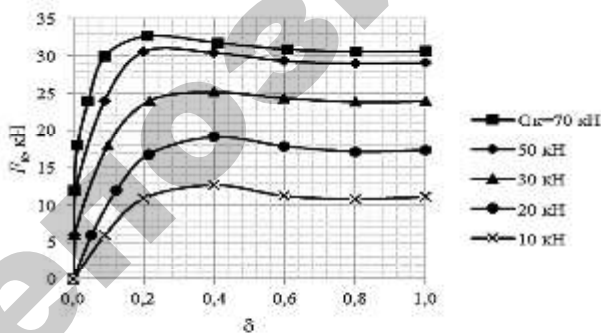


Рис. 3. Тяговая характеристика шины 620/70R42 Dneproshina

$$N_{\tau} = \Delta V \cdot F_k = \omega \cdot \Delta r_k \cdot F_k = (1 - \delta) \cdot \frac{\omega \cdot F_k^2}{\lambda_{\tau}}, \quad (1)$$

где ΔV – кинематическая скорость тангенциальной деформации шины, м/с;

ω – угловая скорость вращения полуоси, c^{-1} .

При заданных режимах поворота V_{cp} и R_{cp} при заблокированных муфтах угловые скорости вращения полуосей можно определить по зависимостям:

– левой (рис. 2)

$$\omega_{л} = \frac{V_{cp} \cdot \left(1 - \frac{tg\theta}{L} \cdot \left(\frac{l_1 + l_2}{2}\right)\right)}{r_k \cdot (1 - \delta)}; \quad (2)$$

– правой (рис. 2)

$$\omega_{п} = \frac{V_{cp} \cdot \left(1 + \frac{tg\theta}{L} \cdot \left(\frac{l_3 + l_4}{2}\right)\right)}{r_k \cdot (1 - \delta)}, \quad (3)$$

где θ – угол поворота управляемых колес, град.;
 L – колесная база трактора, м;
 $l_1 \dots l_4$ – координаты установки ведущих колес относительно продольной оси трактора, м.

Подставляя выражения (2) и (3) в (1), получаем формулы для оценки потерь мощности на тангенциальную деформацию наружных шин при заблокированном механизме сдвигания:

$$N_{\text{вл}} = \frac{F_k^2}{\lambda_\tau} \cdot \frac{V_{\text{ср}} \cdot \left(1 - \frac{\text{tg}\theta}{L} \cdot \left(\frac{l_1 + l_2}{2}\right)\right)}{r_k}; \quad (4)$$

$$N_{\text{сп}} = \frac{F_k^2}{\lambda_\tau} \cdot \frac{V_{\text{ср}} \cdot \left(1 + \frac{\text{tg}\theta}{L} \cdot \left(\frac{l_3 + l_4}{2}\right)\right)}{r_k},$$

и приходим к выводу, что исследуемые потери мощности зависят от величины реализуемой касательной силы тяги и тангенциальной жесткости колеса, и не зависят от величины буксования.

Разблокировка дифференциала в используемых системах управления происходит при угле поворота рулевого колеса на угол $\theta > 10^\circ$. Расчет значений потерь мощности при различных углах поворота θ представлен на рис. 4 для следующих условий: трактор «БЕЛАРУС 3022ДЦ» с шинами задних колес 620/70R42

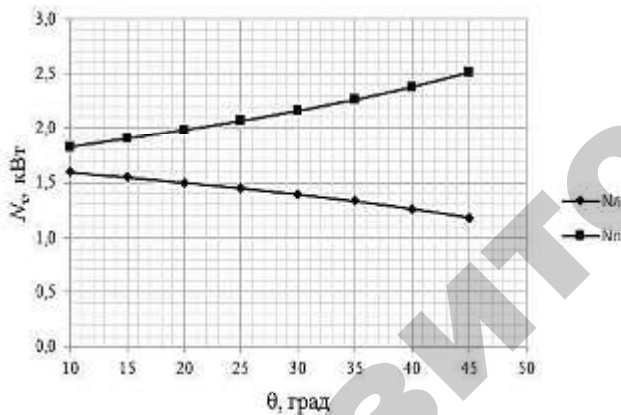


Рис. 4. Графики зависимости потерь мощности в сдвоенных ведущих колесах от угла поворота управляемых колес

Днепршшина, полуприцепной плуг ППО-9.30/45, давление воздуха в шинах внутреннего колеса – 0,16 МПа, давление воздуха в шинах наружного колеса – 0,13 МПа, агрофон – стерня колосовых ($f=0,092$; $\varphi=0,68$), скорость движения – 2,5 м/с (9 км/ч).

Как видно на рис. 4, потери мощности на внутренней (левой) полуоси снижаются при увеличении

угла поворота. Это объясняется снижением угловой скорости вращения полуоси. Увеличение относительной угловой скорости наружной (правой) полуоси приводит к увеличению потерь мощности с увеличением угла поворота, однако суммарная мощность потерь левой и правой полуосями увеличивается. С целью снижения этих потерь необходимо устанавливать систему управления муфтой блокировки механизма сдвигания колес.

Заключение

Приведены технические и тяговые характеристики тракторов «БЕЛАРУС 3022ДЦ» и «БЕЛАРУС 2522». Экспериментально установлено, что движение на поворотах данных тракторов составляет 5-10 % времени в зависимости от длины гона.

Спроектирована и изготовлена конструкция механизма сдвигания задних колес, позволяющая отключать при поворотах наружное колесо и переводить его в ведомый режим. Определены потери мощности на тангенциальную деформацию наружных шин (4) при заблокированном механизме сдвигания колес, достигающие 1,5...2,5 кВт.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Государственная программа развития аграрного бизнеса в Республике Беларусь на 2016 – 2020 годы (в ред. постановлений Совмина от 30.12.2016 № 1129, и от 01.02.2017 № 87). – С. 32.
2. Тракторы. Теория: учебн. для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – С. 376.
3. Бобровник, А.И. Кинематика параметра БЕЛАРУС со сдвоенными шинами / А.И. Бобровник, Т.А. Варфоломеева // Транспорт и транспортные системы, конструирование эксплуатация технологии: сб. научных трудов по результатам междунар. научно-практич. конф., 26-27.10.2017 г. – Минск: Новое знание. – 2018. – С. 5-25.
4. Устройство для улучшения опорно-сцепной проходимости движителя: пат. ВУ 17002 С1 2013.04.30 Респ. Беларусь, МПК В 60С 3/00/ М.А. Прищепов, С.К. Карпович, А.И. Бобровник, В.П. Бойков, В.Г. Ермаленок, В.С. Лешков, Т.А. Варфоломеева; заявитель Бел. гос. аграрн.-техн. ун-т. – № а 20101359; заявл. 22.09.10; опубл. 30.04.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 3. – С. 156-157.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 14.05.2019