

ми колесами, уменьшить динамические нагрузки в трансмиссии ходовой системе трактора, истирание почвы при криволинейном движении трактора, повысить транспортную скорость, уменьшить расход топлива, увеличить ресурс шин и узлов трансмиссии.

Список использованной литературы

1 Продан М. О теоретической основе уплотнения почв ходовыми системами машин- М.: учебник для вузов, 2003г. – 258 с

2 Тракторы. Теория: учеб. для студентов вузов/ В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

3 Устройство для улучшения опорно-сцепной проходимости движителя: патент на изобретение № 16282, ВУ 1682 С1 2012.08.30.

УДК 629.366.032

А.И. Бобровник¹, д.т.н., профессор, Т.А. Варфоломеева², А.Г. Вагонный³, к.т.н., Н.А. Поздняков³

¹Белорусский национальный технический университет

²УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», ³ГНУ «ОИИ НАН Беларуси», г. Минск

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ВЕДУЩИХ СДВОЕННЫХ КОЛЕС ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС» ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Введение

Движение колесного трактора, оборудованного сдвоенными ведущими колесами на технологических поворотах при выполнении полевых работ, а также при технологических переездах и транспортных работах сопровождается возникновением паразитных мощностей, циркулирующих между сдвоенными колесами на правой и левой полуосях и вызывающих дополнительные динамические нагрузки в узлах трансмиссии и снижающих тягово-энергетические показатели трактора.

Основная часть

Возникновение «паразитных» мощностей вызвано значительным кинематическим рассогласованием угловых скоростей сдвоенных колес на правом и левом бортах трактора.

Анализируя кинематику поворота ведущей задней оси трактора и особенности дифференцированного привода колес и взаимодей-

стве пневматической шины с опорной поверхностью можно сделать вывод, что линейные v и угловые ω скорости движения колес пропорциональны радиусам R поворота внутреннего и наружного колес.

Необходимость полной реализации тягово-сцепных свойств трактора со сдвоенными колесами предполагает жесткое соединение обоих колес с полуосью. Только в этом случае крутящий момент, подводимый к полуоси будет реализован на обоих сдвоенных колесах.

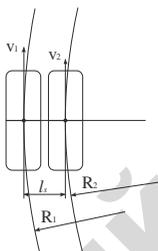


Рис. 1. Схема движения сдвоенных колес трактора при повороте

Однако при криволинейном движении вследствие разности угловых скоростей вращения происходят следующие параллельные процессы: скручивание участка полуоси между точками закрепления внутреннего и наружного колес с величиной скручивающего момента, пропорционального расстоянию l_s (рис. 1); тангенциальная деформация шины преимущественно наружного колеса из-за его большей угловой скорости ($\omega_1 > \omega_2$).

Описанные процессы сопровождаются затратами мощности, подводимой к ведущим колесам на скручивание полуоси и деформацию шины. Следует отметить, что с момента начала возникновения этих процессов скручивание полуоси и деформация шины носят накопительный характер. Анализируя величины жесткости стального вала полуоси и крутильной жесткости пневматической шины, можно сделать вывод, что на величину потери мощности из-за кинематической разности движения колес оказывают наибольшее влияние свойства пневматической шины и ее взаимодействие с опорной поверхностью. Поэтому при предварительных исследованиях жесткостью полуоси можно пренебречь, считая ее абсолютно жесткой.

Для выполнения расчетных исследований нами была составлена модель в среде математического моделирования MATLAB/Simulink (рис. 2).

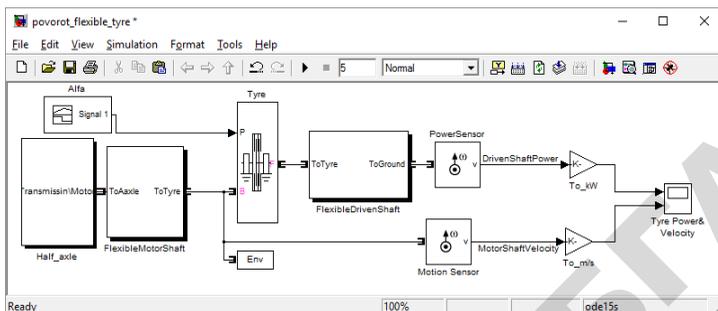


Рис. 2. Схема математической модели в среде MATLAB/Simulink

Модель описывает математические зависимости энергетических показателей системы, представляющей собой часть трансмиссии с подводимой к полуоси мощности двигателя и установленных на ней двояных колес и их взаимодействие с опорной поверхностью. В процессе расчетного исследования задавалась зависимость угла поворота α управляемых колес трактора БЕЛАРУ-3022ДВ от времени моделирования. На каждом шаге расчета определялись радиусы качения ведущих колес относительно центра поворота и их угловые скорости вращения.

В качестве результатов расчетных исследований определены зависимости линейной скорости движения v_k одного из двояных колес (например, наружного) и теряемой подводимой мощности N_T на ведущей полуоси трактора по времени моделирования t .

Как видно из рис. 4 при увеличении угла поворота управляемых колес растет теряемая мощность на полуоси. При этом в шине наружного колеса накапливаются деформации, обусловленные ее продольной эластичностью. При накоплении деформации шины выше предельного значения, при котором усилие на ее деформацию становится выше силы сцепления колеса с опорной поверхностью, происходит резкая потеря сцепления и накопленная потенциальная энергия деформации раскручивает колесо. При этом его частота вращения резко увеличивается (при $t \approx 2,5$ с на рис. 4). Увеличение частоты вращения происходит то тех пор, пока не установится исходная деформация шины. Таким образом процессы накопления деформации, сопровождающиеся потерями мощности N_T и

ее восстановление носят колебательный затухающий характер при неизменном угле поворота управляемых колес.

Заключение

Представленные результаты расчетного моделирования являются частным примером более широких возможностей использования разработанной модели, которые будут реализованы при дальнейших исследованиях тягово-сцепных, мощностных и экономических свойств тракторов со сдвоенными ведущими колесами.

Список использованной литературы

1. Гуськов, В.В. Тракторы: теория. Часть II / В.В. Гуськов. - Минск. Высшая школа, 1977. — 384 с.
2. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. - М.: Высшая школа, 1986. -416с.

УДК 629.3.014.2.072

Г.С. Горин, д.т.н., В.М. Головач

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск

ЭМПИРИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИБРИДНОЙ ТЕОРИИ КРУГОВОГО ПОВОРОТА (ГТП) ПОЛНОПРИВОДНЫХ МОБИЛЬНЫХ СРЕДСТВ

Введение

Задач роботизации управления полноприводных ТТС большой мощности решают во многих отраслях гражданской и специальной техники (сельхозмашиностроении, автостроении, строительного- дорожного). Запад переходит к производству техники четвертого и пятого технологических укладов, оснащенных компьютерными системами управления. Особенности современных комбинированных МТА на базе сельскохозяйственных тракторов мощностью 250...450 л.с.- рабочая ширина захвата, обычно не превышающая 6,5 м, и большая кинематическая длина, достигающая 17 ... 18 м; относительно большой удельный вес полуприцепных сельскохозяйственных машин, создающих тяговое сопротивление на повороте. Это привело к увеличению ширины поворотной полосы, достигшей $B = 40 \dots 50$ м. Чтобы снизить ширину последней после прохождения рабочего гона выглубляют поочередно первый, второй и т.д. корпуса плуга. На базе существующих теорий поворота не могут быть разработаны конкурентоспособные технологические комплексы.