

Преобразуем выражение (2):

$$a' = (ah_{ш} + \alpha_0 h_r) / h_c, \quad (3)$$

где  $h_c$  — деформация шины и основания в поперечном сечении, проходящем через центр давления колеса.

Заменив в (3)  $h_{ш}$  и  $h_r$  их выражениями, полученными ранее [2], получим

$$a' = \frac{\alpha_0 c + ak \sqrt{D_0 B B_\alpha h_c}}{c + k \sqrt{D_0 B B_\alpha h_c}}, \quad (4)$$

где  $c$  — коэффициент радиальной жесткости шины;  $k$  — коэффициент объемного смятия грунта, приведенный к размерам колеса [3];  $D$  — свободный диаметр колеса;  $B_\alpha$  — ширина пятна контакта.

Значения  $h_c$  и  $B_\alpha$  могут быть вычислены по зависимостям, приведенным в работе [2], остальные, характеризующие жесткость шины, сминаемость грунта и параметры колеса, задаются непосредственно.

В выражении (4) учитываются факторы, наиболее существенно влияющие на характер взаимодействия эластичного колеса с деформируемым наклонным основанием. По выражениям (4) и (1) можно производить расчет боковой реакции (основной характеристики этого взаимодействия) с большой точностью.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Коновалов В.Ф. Оценка бокового сцепления колесных тракторов при работе на склонах // Повышение тягово-сцепных качеств и проходимости колесных тракторов класса 1,4 тонны. — Горки, 1972. — С. 124—129. 2. Зеленый П.В. К вопросу взаимодействия колеса со склоном // Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. — Минск, 1982. — Вып. 17. — С. 63—67. 3. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. — Минск, 1977. — Ч. II. — 384 с.

УДК 629.114.2

В.И. МИРКИТАНОВ, Г.А. ТАЯНОВСКИЙ

### ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АКТИВИЗИРУЕМОГО ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА

Эффективное использование тракторных поездов в неблагоприятных почвенно-климатических и дорожных условиях возможно при существенном увеличении их тяговой способности [1]. Для агрегатирования с универсально-пропашными тракторами целесообразно иметь в парке тракторных прицепов часть активных или обычных прицепов, приспособленных для нетрудоемкой и быстрой замены одной или нескольких осей ведущими мостами. Значительное улучшение показателей проходимости тракторных поездов на базе универсально-пропашного трактора класса 2 достигается применением прицепа с ведущими колесами.

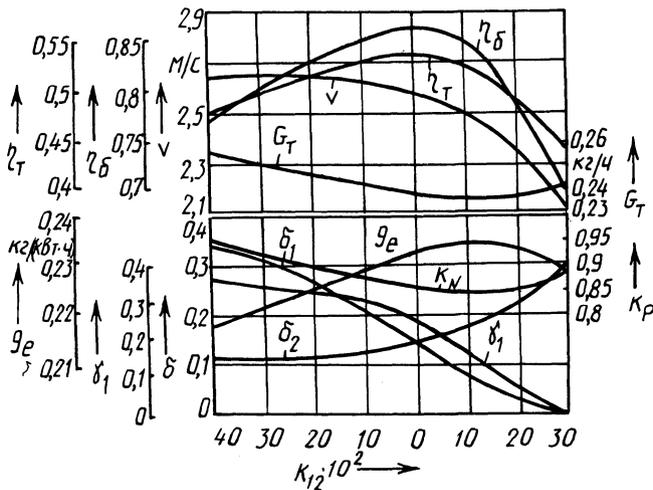


Рис. 1. Влияние кинематического несоответствия колес переднего моста трактора класса 2 схем 4К4 на показатели тракторного поезда при работе агрегата с полунавесным прицепом на поле из-под картофеля:

$\delta_1, \delta_2$  – буксование колес соответственно переднего и заднего мостов трактора;  $\kappa_P$  – коэффициент использования мощности двигателя;  $\eta_{\delta}, \eta_{\tau}$  – КПД соответственно буксования и тягового;  $G_{\tau}, g_e$  – часовой и удельный эффективный расход топлива;  $\gamma_1$  – отношение касательной силы тяги переднего моста трактора к общей касательной силе тяги;  $v$  – скорость движения поезда

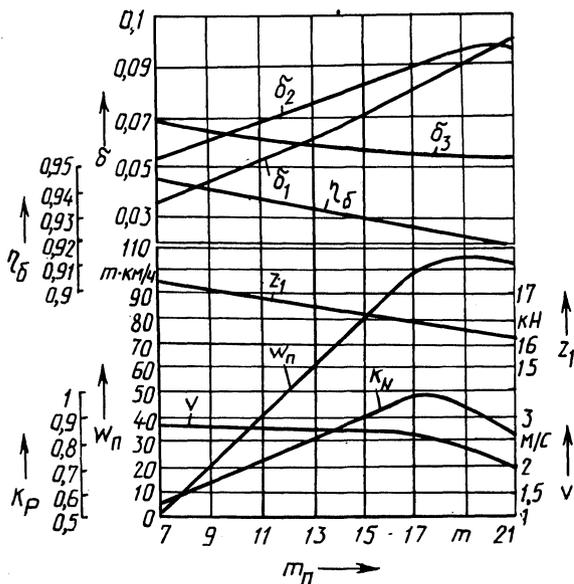


Рис. 2. Зависимость показателей активного тракторного поезда с колесной формулой 4К4+4К2 на базе универсально-пропашного трактора класса 2 от полной массы полунавесного прицепа:  $W_p$  – производительность;  $\delta_3$  – буксование колес ведущего моста прицепа;  $z_1$  – нормальная нагрузка на передний мост трактора

Для определения рациональных параметров тракторного поезда в составе универсально-пропашного трактора с прицепом, имеющим привод колес от заднего вала отбора мощности трактора, были проведены теоретические и экспериментальные исследования.

Представленные на рис. 1 и 2 результаты расчетов и натурных испытаний активного тракторного поезда в составе полноприводного трактора класса 2 и активного полунавесного двухосного прицепа с блокированными межосевыми приводами при двух и трех ведущих мостах показывают, что наиболее целесообразно тягово-цепной потенциал его движителя реализуется при полном кинематическом соответствии окружных скоростей ведущих колес.

При движении по криволинейному участку пути из-за того, что ведущие колеса прицепа движутся по траекториям с меньшими радиусами, чем соответствующие колеса трактора, происходит дополнительное рассогласование окружных скоростей ведущих колес прицепа и колес трактора и изменяется тяговая эффективность ведущих мостов тракторного поезда. Использование в приводе колес прицепа карданного вала с шарнирами неравных угловых скоростей приводит к появлению циклического кинематического рассогласования окружных скоростей ведущих колес различных мостов, амплитуда изменения которого зависит от угла поворота тележки прицепа относительно трактора. Боковой увод колес также сказывается на рассогласовании скоростей колес разных мостов. Расчет кинематического несоответствия ведущих колес поворотной тележки прицепа можно произвести по выражению

$$k_{23} = 1 - \frac{r_2^0}{r_3^0} \frac{i_{2p} i_{пш}}{i_{3ш}} \frac{\cos \gamma}{1 - \cos^2 \varphi_0} \frac{\cos(\alpha - \varphi_1)}{\sin^2 \gamma \cos \psi_3} \times$$

$$\times \frac{\cos[(\alpha - \psi_1) + \psi_2]}{\cos[(\gamma + \psi_3) - \psi_2]}, \quad (1)$$

где  $k_{23}$  — кинематическое несоответствие колес тележки прицепа относительно задних колес трактора;  $\alpha, \gamma$  — угол соответственно поворота управляемых колес трактора и тележки прицепа относительно трактора;  $r_2^0, r_3^0$  — радиус качения в ведомом режиме соответственно задних колес трактора и ведущих колес прицепа;  $\varphi_0$  — угол поворота вала привода колес прицепа;  $i_{2p}, i_{пш}, i_{3ш}$  — передаточные отношения частей трансмиссии от шарнира неравных угловых скоростей до соответствующих колес;  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  — углы бокового увода колес соответствующих мостов тракторного поезда.

Для определения крутящих моментов на колесях движителя активного тракторного поезда при блокированных межосевых приводах в случае его прямолинейного движения с установившейся скоростью в отличие от работы [2] получено выражение, которым удовлетворительно описывается состояние заблокированных ветвей трансмиссии и учитываются кинематические параметры привода и характеристики взаимодействия разновеликих колес многомостового движителя с поверхностью основания:

$$M_j = i_j M_0 + \sum_{i=1, i \neq j}^n \frac{r_j^0 i_i - r_i^0 i_j}{i_i \lambda_i} / (1 + \lambda_j \sum_{i=1, i \neq j}^n \frac{1}{\lambda_i}), \quad (2)$$

где  $M_j$  — крутящий момент на  $j$ -м колесе движителя;  $M_0$  — крутящий момент на вторичном валу коробки передач трактора;  $n$  — число ведущих мостов;  $r^0$  — радиусы качения  $i$  ( $j$ )-х колес движителя в ведомом режиме;  $\lambda_i$  ( $j$ ) — коэффициент или функция, характеризующие влияние тангенциальной деформации шины  $i$  ( $j$ )-го колеса и опорной поверхности от приложенного к ободу колеса крутящего момента на радиус его качения;  $i_i, i_j$  — передаточные отношения ветвей трансмиссии от раздаточного устройства до соответствующего колеса.

Выражение (2) позволяет определить упругие моменты валов заблокированной трансмиссии многоосного транспортного агрегата во время буксирования или движения накатом. Так, при двух ведущих мостах из формулы (2) при  $M_0 = 0$  получены выражения, совпадающие с известными [3]:

$$M_1^y = \frac{r_1^0 - r_2^0 i_1 / i_2}{\lambda_1 + \lambda_2}; \quad M_2^y = \frac{r_2^0 - r_1^0 i_2 / i_1}{\lambda_1 + \lambda_2}. \quad (3)$$

Использование показателя "тяговый КПД" для энергооценки активного тракторного поезда затруднительно в связи с наличием ведущих колес в грузонесущем звене агрегата, а также при применении прицепов с догружающими дышлами. Предлагается оценивать энергетическую эффективность работы тракторного поезда безразмерным показателем

$$\theta_{т.п} = \frac{g m_{т.п} v}{P_d}, \quad (4)$$

где  $m_{т.п}$  — полная масса тракторного поезда;  $v$  — скорость его движения;  $P_d$  — мощность двигателя.

Из рис. 2 видно, что нагужение прицепа приводит к разгрузке колес переднего моста трактора и значительному увеличению их буксования, тогда как буксование наиболее нагруженного ведущего моста (поворотной тележки прицепа) изменяется незначительно. В данном случае фактором, ограничивающим увеличение полной массы буксируемого трактором класса 2 активного прицепа, является мощность двигателя, тогда как для состава с обычным прицепом — сцепные свойства ведущих колес трактора. Целесообразной колесной формулой активного тракторного поезда является 4К2 + 4К2, а рациональная по тяговым свойствам полная масса активного прицепа к трактору класса 2 — 16...18 т.

Таким образом, получены зависимости показателей некоторых эксплуатационных свойств тракторного поезда с активизируемым прицепом от его конструктивных параметров, позволившие определить распределение крутящего момента в разветвленной сблокированной трансмиссии, буксование колес агрегата и обосновать его рациональные колесную формулу и полную массу.

Изложенное позволяет также сделать вывод о том, что применение активных прицепов в агрегате с универсально-пропашными тракторами класса 2 или мобильными энергетическими средствами на их основе позволяет существенно улучшить показатели свойств проходимости тракторных поездов, повы-

сить их производительность и коэффициент использования мощности двигателя на сельскохозяйственном транспорте.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторные поезда / Под ред. В.В. Гуськова. — М., 1982. — 183 с. / Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. — М., 1975. — 225 с. / Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. — Минск, 1979. — 280 с.

УДК 629.114-597.5

А.Э. ПАВЛОВИЧ, Е.А. МАЛЯСОВ

### УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА

Недостатки тормозной системы отечественных универсально-пропашных тракторов, оборудованных механическим приводом с серводействием, обуславливают снижение конкурентоспособности их на внешнем рынке. Большие приводные усилия (свыше 500 Н) на тормозных педалях управления приводят к повышению утомляемости оператора. Кроме того, при экстренном торможении тракторного поезда (МТЗ-80 + 2ПТС-6) усилие сжатия в тягово-сцепном устройстве достигает 12 кН [1]. При эксплуатации это может вызвать опрокидывание трактора при неблагоприятных дорожных и погодных условиях.

На тракторе "Штейер 8160 А" [2] применяется пневмогидравлический привод, с помощью которого достигается удовлетворительное следящее действие тормозов и легкость управления ими. Благодаря установке ускорительного клапана во всех случаях первыми срабатывают тормоза прицепа. При этом усилия сжатия в сцепном устройстве незначительны. Кроме того, пневмоприводом тормозов трактора обеспечивается также и автоматическое отключение управления тормозами прицепа при нажатии трактористом на одну тормозную педаль, что необходимо для повышения маневренности тракторного поезда. Однако это достигается за счет введения дополнительных гидро- и пневмоаппаратов, усложняющих систему и повышающих вероятность ее отказа.

С целью усовершенствования подобных систем разработана конструкция подпедального комбинированного тормозного крана [3]. В его корпусе (рис. 1) расположены секции 1, 2 раздельного управления тормозами трактора и их общая следящая секция 5 прямого действия для управления тормозами прицепа. Педали 3, 4 закреплены таким образом, что только при их одновременном нажатии срабатывает секция 6 и прицеп тормозится.

Подпедальный тормозной кран устанавливался на тракторе МТЗ-102, оборудованном опытным пневмоприводом и дисковыми тормозными механизмами прямого действия [4] колес заднего моста. Дорожные испытания трактора, агрегатированного с груженым прицепом 2 ПТС-6, показали, что усилия на заблокированных педалях управления не превышали 300 Н, а максимальное