

пропорциональный рост максимальных температур дисков. За счет большой длительности теплопередачи диски прогреваются равномерно, в связи с чем температуры на поверхности и в середине отличаются незначительно. Однако за период буксования, составляющий (для муфт гидромеханических передач) 0,2–1,2 с, разница в нагреве отдельных точек фрикционных элементов весьма существенна. Особенно это характерно для металлокерамических дисков, как более массивных, по сравнению со стальными, обладающими меньшим коэффициентом теплопроводности.

Согласно проведенным исследованиям, для муфт с экспоненциальным законом нарастания усилия сжатия оптимальное значение времени буксования находится в пределах 0,4–0,6 с. При использовании устройств плавного включения время буксования муфты возрастает до 1,4–1,7 с. В условиях граничного трения увеличение этого времени связано со снижением коэффициента трения и достигает 2–3 с.

Разработанные рекомендации могут быть реализованы при проектировании и доводке конструкции различных трансмиссионных муфт и тормозов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зельцерман И.М., Каминский Д.М., Онопко А.Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. – М., 1965. – 240 с.
2. Трение, изнашивание и смазка: Справочник/Под ред. И.В.Крагельского и В.В.Алисына. – М., 1979, т. 2, с. 239–240.
3. Раковский В.С. Металлокерамические фрикционные материалы. – Вестник машиностроения, 1962, № 7, с. 51–52.
4. К вопросу измерения температуры нагрева фрикционных элементов тормозных устройств малоинерционными термоприемниками/А.В.Вовк, В.В.Герашенко, В.Н.Гурленя, С.Б.Самарцев. – Трение и износ, 1983, т. 5, с. 634–641.
5. Методы снижения нагрева многодисковых фрикционных муфт ГМП автомобилей/С.Б.Самарцев, В.П.Тарасик, В.Н.Гурленя, А.Ф.Митяев. – Машиноведение, 1982, № 3, с. 86–90.

УДК 629.114.2.001

В.С.БАЕВ (БПИ)

ВЛИЯНИЕ УГЛОВ УВОДА НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ НАГРУЗОК ПО МОСТАМ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА "БЕЛАРУСЬ"

При изучении поворачиваемости полноприводных тракторов первостепенное значение имеют вопросы распределения тяговых сил и буксований между мостами. Влияние касательных сил тяги на поворачиваемость колесной машины проявляется различным образом. Касательные силы тяги изменяют коэффициенты сопротивления увода шин, которые в свою очередь влияют на углы увода. В зависимости от значения и направления касательных сил, действующих на колесах переднего и заднего мостов, меняется соотношение между их углами увода. В свою очередь углы увода также влияют на распределение тяговых сил. В данной работе рассмотрим, какой зависимостью связаны углы увода и значения сил тяги мостов трактора 4×4 с блокированным межосевым приводом.

Для упрощения исследования примем допущение, что сцепные условия колес в их продольном направлении не зависят от углов увода. На рис. 1 представлен общий случай движения трактора на повороте, когда действительные скорости переднего $V_{д1}$ и заднего $V_{д2}$ мостов направлены под углом к плоскости их качения.

Проектируя действительные скорости переднего и заднего мостов на продольную ось трактора, получим

$$V_{д1} \cos(\alpha_{ср} - \psi_1) = V_{д2} \cos \psi_2, \quad (1)$$

где ψ_1 и ψ_2 — средние углы увода колес переднего и заднего мостов; $\alpha_{ср}$ — средний угол поворота управляемых колес трактора.

Составляющая действительной скорости колеса $V_{ки}$ лежит в плоскости его качения. Согласно [1] запишем, что

$$V_{ки} = V_{ди} \cos \psi_i = V_{Ти} (1 - \delta_i), \quad (2)$$

где i — номер моста; $V_{Ти}$ — теоретическая скорость движения колес мостов; δ_i — буксования, отнесенные к центрам мостов.

Поскольку теоретические скорости колес переднего $V_{Т1}$ и заднего $V_{Т2}$ мостов, которые представляют собой произведения угловых скоростей

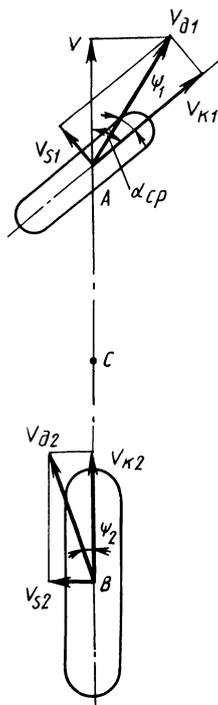


Рис. 1. Расчетная схема поворота трактора.

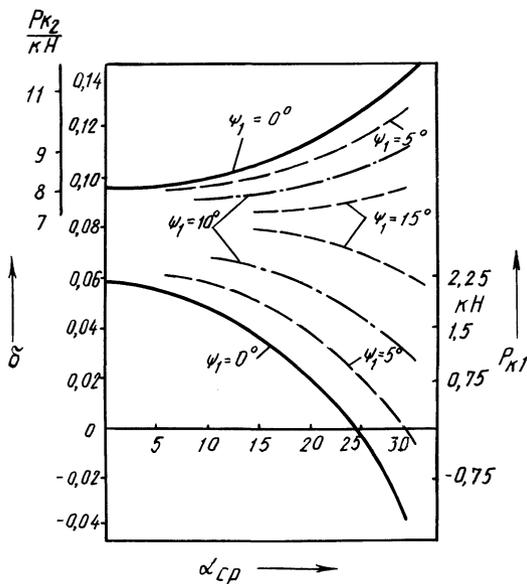


Рис. 2. Зависимость буксований и касательных сил тяги переднего и заднего мостов от угла поворота управляемых колес и угла увода переднего моста.

на радиусы качения в ведомом режиме, не зависят от углов увода [2], то и при качении с уводом остается справедливой зависимость [3]

$$m = 1 - \frac{V_{T2}}{V_{T1}}, \quad (3)$$

где m — конструктивное кинематическое несоответствие трактора.

Используя выражения (1)–(3), получим зависимость между буксованиями, отнесенными к центрам мостов:

$$\delta_2 = 1 - \frac{(1 - \delta_1)(1 - m)\cos(\alpha_{cp} - \psi_1)}{\cos \psi_1} \quad (4)$$

Полученное выражение иллюстрирует связь между буксованиями колес мостов при заблокированном межосевом приводе с учетом углов увода. При угле увода переднего моста $\psi_1 = 0$ формула (4) принимает вид зависимости, полученной в работе [4], которая обычно используется в расчетах

$$\delta_2 = 1 - (1 - \delta_1)(1 - m)\cos \alpha_{cp}. \quad (5)$$

Для определения касательных сил тяги мостов трактора с заблокированным межосевым приводом воспользуемся зависимостью между касательной силой тяги моста и его буксованием, которая описывается экспоненциальной функцией [5]. Допустим, что значение суммарной касательной силы тяги $P_{к.с}$ в процессе поворота постоянно. В результате система уравнений, описывающих распределение касательных сил тяги по мостам, примет вид

$$\begin{cases} P_{к1} = G_1 \varphi_1 (1 - e^{-\kappa_1 \delta_1}); \\ P_{к2} = G_2 \varphi_2 (1 - e^{-\kappa_2 \delta_2}); \\ P_{к.с} = P_{к1} + P_{к2}; \\ \delta_2 = 1 - \frac{(1 - \delta_1)(1 - m)\cos(\alpha_{cp} - \psi_1)}{\cos \psi_1}, \end{cases} \quad (6)$$

где G_1 и G_2 — вертикальные нагрузки на передний и задний мосты трактора; $\varphi_{1,2}$ и $\kappa_{1,2}$ — постоянные эмпирические коэффициенты; $P_{к1}$ и $P_{к2}$ — касательные силы тяги переднего и заднего мостов.

В результате решения этой системы уравнений получим следующее выражение:

$$\begin{aligned} G_1 \varphi_1 e^{-\kappa_1 \delta_1} + G_2 \varphi_2 e^{-\kappa_2 \left(1 - \frac{(1 - \delta_1)(1 - m)\cos(\alpha_{cp} - \psi_1)}{\cos \psi_1}\right)} = \\ = G_1 \varphi_1 + G_2 \varphi_2 - P_{к.с} \end{aligned}$$

Полученное трансцендентное уравнение решается методом итераций относительно неизвестной δ_1 . Затем по уравнениям (6) находим значения δ_2 , $P_{к1}$ и $P_{к2}$. На основе приведенного алгоритма для ЭВМ ЕС-1022 составлена программа расчета тяговых сил и буксований мостов трактора с учетом углов увода. Расчеты выполнялись применительно к трактору МТЗ-142 при следующих исходных данных:

$$G_1 = 24,2 \text{ кН}; G_2 = 30 \text{ кН}; \varphi_1 = 0,51; \varphi_2 = 0,71;$$

$$\kappa_1 = 7,4; \kappa_2 = 9,1; P_{к.с} = 10 \text{ кН}; m = 0,04 .$$

На рис. 2 показаны зависимости буксований, отнесенных к центрам мостов, и касательных сил тяги от угла поворота $\alpha_{\text{ср}}$ управляемых колес и различных углов увода ψ_1 переднего моста.

Из анализа графика следует, что угол увода переднего моста оказывает существенное влияние на буксования и силы тяги колес переднего и заднего мостов. Угол увода переднего моста уменьшает разность между буксованиями колес переднего и заднего мостов. При этом уменьшается буксование колес заднего моста и увеличивается буксование передних. В результате на повороте происходит перераспределение тяговых нагрузок по мостам трактора в сторону увеличения силы тяги переднего моста и снижается одновременно вероятность появления отрицательной силы тяги на колесах переднего моста и циркуляции паразитной мощности.

Использование выражения (5) вместо (4) в расчетах распределения касательных сил тяги между мостами трактора при его повороте с уводом вызывает погрешности в определении сил тяги мостов. Это приводит к неточному определению радиусов поворота и размеров поворотной полосы. Так, например, при использовании формулы (4) различие расчетных и экспериментальных значений радиусов поворота трактора МТЗ-142 на поле под посев снижается с 15–17 % до 5–7 %. Следовательно, применение этой формулы более предпочтительно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. Ч. II. – Минск, 1977, с. 384. 2. А н д р е е в А.Ф., В а н ц е в и ч В.В., Л е ф а р о в А.Х. Связь кинематических и силовых параметров колеса при боковом уводе. – В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1982, вып. 17, с. 41–44. 3. Ч у д а к о в Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М., 1962, с. 182. 4. Я р м а ш е в и ч Ю.И. Тяговая динамика трактора с четырьмя ведущими колесами: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – Минск, 1965. – 21 с. 5. G u s k o v V.V. Making the 4 n.d. more competitive. – I. Farm machine design engineering. England, 1968, Dec., p. 42–46.

УДК 629.114–597.5

Л.В.БАРТАШЕВИЧ, канд.техн.наук (МТЗ),
И.И.БЕРГЕР, И.М.КОЗАЧА (ПКТИ "Гидро-
аппарат"), А.Э.ПАВЛОВИЧ (БПИ)

ТРАКТОРНЫЙ ПНЕВМОРЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО РАБОТЫ

Эффективность работы пневматического привода тормозов транспортных средств в значительной мере зависит от обеспечения надежного регулирования давления сжатого воздуха в ресиверах. Современный регулятор давления [1] выполняется многофункциональным, содержит следующие блоки: фильтровальный, предохранительного клапана, автоматического удаления конденсата и отбора сжатого воздуха для дополнительных потребителей.