

МАШИНОСТРОЕНИЕ, МЕХАНИКА

УДК 629.113-587

М. С. ВЫСОЦКИЙ¹, Д. А. ДУБОВИК¹, А. С. ЛИСИЧИК², Ю. И. НИКОЛАЕВ³

УПРАВЛЕНИЕ ТЯГОВЫМИ УСИЛИЯМИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОДОВЫХ СИСТЕМ КОЛЕСНЫХ МАШИН

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,

²Белорусский автомобильный завод,

³Минский завод колесных тягачей

(Поступила в редакцию 03.12.2008)

Введение. Эффективность ходовых систем колесных машин во многом зависит от распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами [1–4], что делает актуальным создание и развитие методов поиска закономерностей оптимального распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами и разработку на их основе способов управления тяговыми усилиями ведущих колес.

Современный уровень развития методов управления тяговыми усилиями ведущих мостов и колес характеризуется способами, основанными на реализации ведущими мостами и колесами величин тяговых усилий (крутящих моментов, мощности), соответствующих оптимальным распределениям тяговых усилий между ведущими мостами и колесами по критериям различных эксплуатационных свойств. При этом анализ научно-технической литературы свидетельствует о том, что разработанные способы управления тяговых усилий ориентированы на решение конкретных научно-исследовательских задач, стоявших перед исследователями [3, 4], и об отсутствии способа, объединяющего управление тяговыми усилиями как ведущих мостов, так и отдельных ведущих колес этих мостов для общего случая криволинейного движения колесных машин.

Так, согласно способу [3], в качестве оптимального распределения тяговых усилий между ведущими мостами принимается распределение, обеспечивающее наименьшие затраты мощности колесной машины на преодоление сопротивления движению. Область применения данного способа управления тяговыми усилиями распространяется на общий случай криволинейного движения двухосной колесной машины. Однако он методологически ориентирован на управление тяговыми усилиями (крутящими моментами) только ведущих мостов в зависимости от приходящейся на эти мосты массы колесной машины. При этом в данном способе не рассматривается оптимальное распределение и не предусматривается управление тяговыми усилиями ведущих колес разных бортов отдельных мостов.

В соответствии со способом [4] под оптимальной характеристикой распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами понимается такое распределение, которое обеспечивает наибольшие значения транспортного КПД ходовой системы для случая прямолинейного движения при условии, если оно не ухудшает показатели поворачиваемости и устойчивости движения колесной машины ниже заданных пороговых величин. В случае невыполнения указанного условия полученные при оптимизации характеристики распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами корректируются в сторону снижения эффективности ходовой системы и эксплуатации колесной машины в целом. Получаемые таким образом зависимости распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами, соответствующие равенству или же несущественному отличию между коэффициентами буксований ведущих колес на эксплуатационных режимах движения машины [4], положены в основу аналитического

метода обоснования конструктивных параметров самоблокирующихся дифференциалов, алгоритмов управления дифференциалами привода ведущих мостов и колес. Вместе с тем данный способ методологически не учитывает влияние на получаемые в ходе оптимизации распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами, оказываемое действием факторов, характерных общему случаю криволинейного движения колесной машины. Не учитываются действие таких факторов, как возникающая при криволинейном движении центробежная сила и вызываемое действием этой силы перераспределение нормальной нагрузки колесной машины между колесами разных бортов, которые могут достигать значительных величин, и т. д.

В настоящей статье приводятся результаты разработки метода поиска закономерностей оптимального распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами, а также на его основе способа управления тяговыми усилиями ведущих мостов и колес для общего случая криволинейного движения многоприводных колесных машин и оценки эффективности последнего.

Способ управления тяговыми усилиями ведущих мостов и колес. В ходе проведения научно-исследовательских работ по заданию 2.05 ГКПНИ «Механика» разработан способ управления тяговыми усилиями ведущих мостов и колес для общего случая криволинейного движения многоприводных колесных машин. Он заключается в обеспечении в ходе движения колесных машин реализации ведущими мостами и колесами коэффициентов буксований, соответствующих оптимальному распределению тяговых усилий между ведущими мостами и колесами. Под оптимальным распределением тяговых усилий между ведущими мостами и колесами понимается распределение, соответствующее максимальным значениям показателя эффективности ходовых систем колесной машины [5]:

$$\eta_{rsa} = \frac{N_{k\alpha}}{N_k} = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{k\alpha ir} + N_{k\alpha il})}{\sum_{i=1}^n (N_{kir} + N_{kil})}, \quad (1)$$

где $N_{k\alpha}$ – мощность, расходуемая ходовой системой на осуществление движения машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; N_k – мощность, подводимая к ходовой системе; $N_{k\alpha ir}$ и $N_{k\alpha il}$ – мощность, расходуемая соответственно правым и левым колесами i -го моста на осуществление движения машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса (знаки r и l относятся соответственно к правому и левому колесам моста); N_{kir} и N_{kil} – мощность, подведенная соответственно к правому и левому колесам i -го моста.

Выражая мощности в уравнении (1) через произведения тягового усилия на поступательную скорость движения колес, получаем уравнение, непосредственно связывающее величину показателя эффективности ходовой системы η_{rsa} со значениями тяговых усилий ведущих колес:

$$\eta_{rsa} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{k\alpha ir} v_{\alpha ir} + P_{k\alpha il} v_{\alpha il})}{\sum_{i=1}^n (P_{kir} v_{ir} + P_{kil} v_{il})} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{kir} v_{ir} \cos^2 \varepsilon_{ir} + P_{kil} v_{il} \cos^2 \varepsilon_{il})}{\sum_{i=1}^n (P_{kir} v_{ir} + P_{kil} v_{il})}, \quad (2)$$

где $P_{k\alpha ir}$ и $P_{k\alpha il}$ – тяговые усилия, реализуемые соответственно правым и левым ведущими колесами i -го моста в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; P_{kir} и P_{kil} – тяговые усилия, реализуемые соответственно правым и левым колесами i -го моста; $v_{\alpha ir}$ и $v_{\alpha il}$ – скорость поступательного движения соответственно правого и левого ведущих колес i -го моста в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; v_{ir} и v_{il} – скорость поступательного движения соответственно правого и левого ведущих колес i -го моста; ε_{ir} и ε_{il} – углы между направлением качения соответственно правого и левого ведущих колес i -го моста и направлением движения, задаваемым водителем поворотом рулевого колеса.

В каждый момент времени движения оптимальное распределение тяговых усилий определяется исходя из складывающихся условий эксплуатации в общем случае криволинейного движения m -осной колесной машины с n ведущими с k управляемыми мостами, описываемых следующей системой уравнений движения в форме Аппеля [6]:

$$m_v \delta_r (\ddot{\pi}_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3) = \sum_{i=1}^k (P_{kir} \cos \alpha_{ir} + P_{kil} \cos \alpha_{il}) + \sum_{i=k+1}^n (P_{kir} + P_{kil}) - \sum_{i=1}^k (P_{fir} \cos \alpha_{ir} + P_{fil} \cos \alpha_{il}) - \sum_{i=k+1}^m (P_{fir} + P_{fil}) - \sum_{i=1}^k (P_{sir} \sin \alpha_{ir} + P_{sil} \sin \alpha_{il}) - P_a; \quad (3)$$

$$m_v (\ddot{\pi}_2 + \dot{\pi}_1 \dot{\pi}_3) = \sum_{i=1}^k (P_{kir} \sin \alpha_{ir} + P_{kil} \sin \alpha_{il}) - \sum_{i=1}^k (P_{fir} \sin \alpha_{ir} + P_{fil} \sin \alpha_{il}) + \sum_{i=1}^k (P_{sir} \cos \alpha_{ir} + P_{sil} \cos \alpha_{il}) + \sum_{i=k+1}^{m-k} (P_{sir} + P_{sil}); \quad (4)$$

$$m_v \rho_v^2 \ddot{\pi}_3 = 0,5 \left\{ \sum_{i=1}^k B_i (P_{kir} \cos \alpha_{ir} - P_{kil} \cos \alpha_{il}) + \sum_{i=k+1}^n B_i (P_{kir} - P_{kil}) - \sum_{i=1}^k B_i (P_{fir} \cos \alpha_{ir} - P_{fil} \cos \alpha_{il}) - \sum_{i=k+1}^m B_i (P_{fir} - P_{fil}) - \sum_{i=1}^k B_i (P_{sir} \sin \alpha_{ir} - P_{sil} \sin \alpha_{il}) \right\} + \sum_{i=1}^k (l_v - l_i) \left[(P_{kir} - P_{fir}) \sin \alpha_{ir} + (P_{kil} - P_{fil}) \sin \alpha_{il} \right] + \sum_{i=1}^k (l_v - l_i) (P_{sir} \cos \alpha_{ir} + P_{sil} \cos \alpha_{il}) + \sum_{i=k+1}^m (l_v - l_i) (P_{sir} + P_{sil}) - M_r, \quad (5)$$

где m_v и ρ_v – масса колесной машины и радиус ее инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс; δ_r – коэффициент учета вращающихся масс; $\ddot{\pi}_1$, $\ddot{\pi}_2$, $\ddot{\pi}_3$ и $\dot{\pi}_1$, $\dot{\pi}_2$, $\dot{\pi}_3$ – квазиускорения и квазискорости, соответствующие движению колесной машины в направлении ее продольной и поперечной осей, а также поворота вокруг вертикальной оси, проходящей через центр масс; P_{fir} и P_{fil} – силы сопротивления качению правого и левого колес i -го моста; α_{ir} и α_{il} – углы поворота правого и левого колес i -го моста; P_{sir} и P_{sil} – боковые реакции правого и левого колес i -го моста; B_i – колея i -го моста; l_i и l_v – расстояние от первого моста до i -го моста и центра масс машины соответственно; M_r – общий момент сопротивления повороту машины в контакте колес с опорной поверхностью.

Для осуществления оптимизации распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами в постановке решения первой задачи динамики из уравнения движения (3) выражается суммарная проекция тяговых усилий на продольную ось машины:

$$P_{k \Sigma x} = \sum_{i=1}^k (P_{fir} \cos \alpha_{ir} + P_{fil} \cos \alpha_{il} + P_{sir} \sin \alpha_{ir} + P_{sil} \sin \alpha_{il}) + \sum_{i=k+1}^m (P_{fir} + P_{fil}) + P_a + m_v \delta_r (\ddot{\pi}_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3). \quad (6)$$

Тогда задача оптимизации распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами многоприводных колесных машин формулируется как задача условной однокритериальной оптимизации

$$\eta_{r\sigma\alpha} \rightarrow \max \quad (7)$$

при следующих ограничениях, накладываемых на управляемые параметры:

$$\sum_{i=1}^k (P_{kir} \cos \alpha_{ir} + P_{kil} \cos \alpha_{il}) + \sum_{i=k+1}^n (P_{kir} + P_{kil}) = P_{k\Sigma x}, \quad (8)$$

$$0 \leq P_{kir} \leq \varphi_{ir} P_{zir}, \quad 0 \leq P_{kil} \leq \varphi_{il} P_{zil}, \quad i = 1, n, \quad (9)$$

где φ_{ir} и φ_{il} – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес i -го моста с опорной поверхностью; P_{zir} и P_{zil} – нормальные реакции правого и левого колес i -го моста.

В случае осуществления оптимизации распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами многоприводных колесных машин в постановке решения второй задачи динамики на величину полного тягового усилия вместо (8) накладывается следующее ограничение:

$$\sum_{i=1}^k (P_{kir} r_{wir}^o \cos \alpha_{ir} + P_{kil} r_{wil}^o \cos \alpha_{il}) + \sum_{i=k+1}^n (P_{kir} r_{wir}^o + P_{kil} r_{wil}^o) = M_{дв} u_{тп} \eta_{тп}, \quad (10)$$

где r_{wir}^o и r_{wil}^o – радиусы качения правого и левого колес i -го моста в ведомом режиме [4]; $M_{дв}$ – текущее значение крутящего момента двигателя; $u_{тп}$ и $\eta_{тп}$ – передаточное число и коэффициент полезного действия трансмиссии.

В результате решения задачи условной однокритериальной оптимизации (7) определяются закономерности оптимального распределения $\{P_{k1r}^*, P_{k1l}^*, \dots, P_{knr}^*, P_{knl}^*\}$ тяговых усилий между ведущими мостами и колесами, которые в соответствии с предлагаемым способом являются основой для управления тяговыми усилиями ведущих мостов и колес.

Результаты исследований и их обсуждение. Для оценки эффективности разработанного способа проводились расчетные исследования движения внедорожной колесной машины МЗКТ-79091 полной массой 43,5 т с колесной формулой 8×8 и шинами 1500×600–635 с двумя передними управляемыми мостами ($m = n = 4, k = 2$) при выполнении маневра «переставка» со скоростью 8 м/с. Движение моделировалось на характерной для эксплуатации внедорожных колесных машин разбитой грунтовой дороге с различными значениями коэффициентов сцепления ведущих колес с опорной поверхностью под колесами разных бортов.

Для сравнительной оценки эффективности разработанного способа осуществлялось компьютерное моделирование движения трех колесных машин с одними и теми же массовыми, геометрическими и другими параметрами, близкими к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79091, но с различным распределением тяговых усилий между ведущими мостами и колесами. В машине 1 распределение тяговых усилий между ведущими мостами и колесами моделировалось простым симметричным дифференциальным приводом. В машине 2 распределение тяговых усилий между ведущими мостами и колесами моделировалось в соответствии со способом управления тяговыми усилиями [4], обеспечивающим равенство коэффициентов буксований ведущих колес. В машине 3 распределение тяговых усилий между ведущими мостами и колесами моделировалось в соответствии с предлагаемым способом.

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что простой симметричный дифференциальный привод ведущих мостов и колес обеспечивает реализацию ведущими колесами тяговых усилий, несущественно отличающихся друг от друга как при прямолинейном, так и криволинейном движении машины 1. Численные значения тяговых усилий находятся в интервале 8,307–9,486 кН и изменяются в зависимости от кривизны траектории движения машины. С увеличением кривизны траектории движения численные значения тяговых усилий растут от минимальных величин при прямолинейном движении до максимальных при криволинейном движении машины с наибольшими углами поворота управляемых колес.

Простой симметричный дифференциальный привод ведущих мостов и колес способствует реализации ведущими колесами различных по величине коэффициентов буксований, зави-

симости которых приведены на рис. 1. Коэффициенты буксований ведущих колес машины 1 при выполнении маневра «переставка» на разбитой грунтовой дороге находятся в интервале 0,0454–0,1447. При прямолинейном движении колесной машины ведущие колеса, движущиеся по опорной поверхности с более низким коэффициентом сцепления, буксуют в 1,31–1,33 раза больше, чем ведущие колеса, движущиеся по опорной поверхности с более высоким коэффициентом сцепления.

При повороте управляемых колес значения коэффициентов буксований ведущих колес машины 1 увеличиваются. Более интенсивный рост коэффициентов буксований наблюдаются у ведущих колес первого управляемого моста и у внутренних по отношению к центру поворота колес ведущих мостов машины. Так, коэффициент буксования внутреннего по отношению к центру поворота ведущего колеса первого управляемого моста при смене полосы движения увеличивается в 1,81 раза: от 0,0798 до 0,1444. В то же время значения коэффициента буксования наружного по отношению к центру поворота ведущего колеса первого моста находятся в интервале значений 0,0599–0,0708. Коэффициент буксования внутреннего по отношению к центру поворота ведущего колеса четвертого моста увеличивается в 1,57 раза: от 0,0608 до 0,0956. При возвращении колесной машины к первоначальному направлению движения коэффициент буксования внутреннего по отношению к центру поворота ведущего колеса четвертого моста превышает минимальное значение коэффициента буксования внутреннего по отношению к центру поворота ведущего колеса первого управляемого моста и достигает 0,1003. При этом коэффициент буксования наружного по отношению к центру поворота ведущего колеса четвертого моста составляет 0,0464, изменяется незначительно при смене полосы движения и увеличивается до 0,0683 при возвращении колесной машины к первоначальному направлению движения.

Зависимость показателя эффективности ходовой системы η_{rsa} машины 1 представлена на рис. 2. Из рисунка видно, что при прямолинейном движении машины на разбитой грунтовой дороге показатель η_{rsa} равен значению 0,9386. При увеличении кривизны траектории движения машины 1 эффективность ее ходовой системы уменьшается в 1,017–1,028 раза, при уменьшении кривизны траектории эффективность соответственно возрастает до значений, характерных прямолинейному движению. При повороте управляемых колес влево показатель η_{rsa} уменьшается

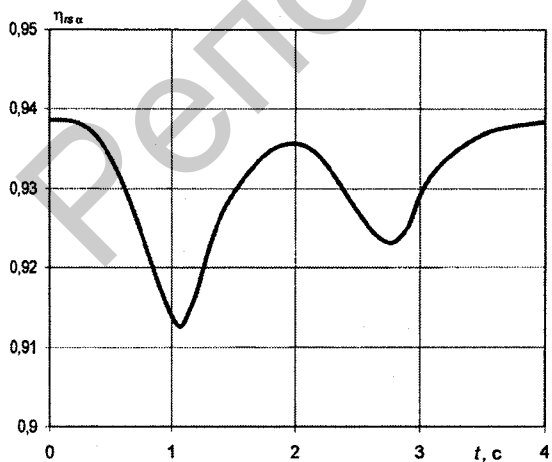


Рис. 2. Зависимость показателя эффективности ходовых систем машины 1 от времени выполнения маневра «переставка»

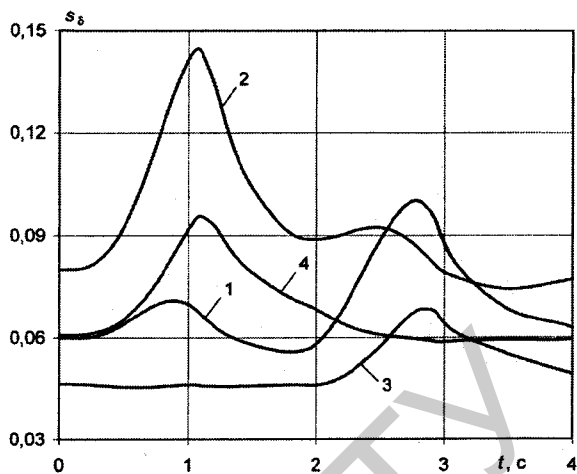


Рис. 1. Зависимости коэффициентов буксований ведущих колес первого и четвертого мостов машины 1 от времени выполнения маневра «переставка»: 1 – $s_{\delta 1r}$; 2 – $s_{\delta 1l}$; 3 – $s_{\delta 4r}$; 4 – $s_{\delta 4l}$

до 0,9127, при повороте управляемых колес вправо – до 0,9232. При возвращении управляемых колес в нейтральное положение показатель η_{rsa} возрастает (0,9356–0,9383).

Управление тяговыми усилиями ведущих колес в соответствии со способом [4] ведет к реализации ведущими колесами машины 2 различных по величине тяговых усилий, зависимости которых для колес первого и четвертого мостов представлены на рис. 3.

При прямолинейном движении машины 2 наибольшие тяговые усилия реализуют ведущие колеса, имеющие большую нормальную нагрузку, а также движущиеся по опорной поверхности с более высоким коэффициентом сцепления. Численные значения тяговых усилий на ведущих ко-

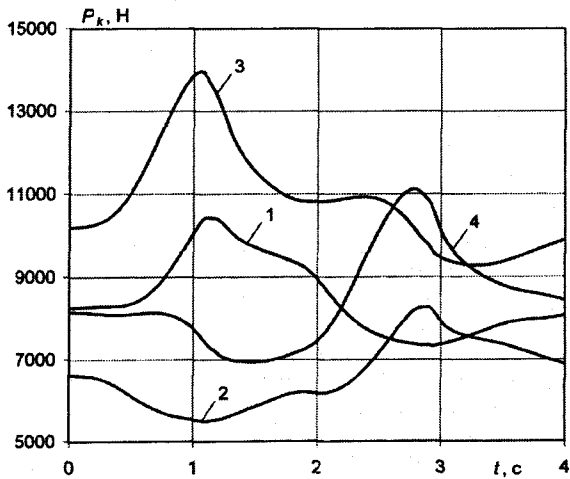


Рис. 3. Зависимости тяговых усилий на ведущих колесах первого и четвертого мостов машины 2 от времени выполнения маневра «переставка»: 1 – P_{k1r} ; 2 – P_{k2r} ; 3 – P_{k3r} ; 4 – P_{k4r}

увеличиваются в 1,251–1,262 раза, на внешних ведущих колесах четвертого моста – в 1,362–1,367 раза. Тяговые усилия на внутренних ведущих колесах первого моста соответственно уменьшаются в 1,128–1,208 раза, на внутренних ведущих колесах четвертого моста – в 1,101–1,177 раза.

Управление тяговыми усилиями ведущих колес в соответствии со способом [4] обеспечивает несущественное отличие коэффициентов буксований ведущих колес. Численные значения коэффициентов буксований при выполнении машиной 2 маневра «переставка» на разбитой грунтовой дороге меняются с изменением кривизны траектории движения в 1,252 раза и находятся в интервале 0,0595–0,0745. Минимальные значения коэффициентов буксований соответствуют движению машины с наименьшей кривизной траектории, максимальные значения коэффициентов буксований – движению машины с наибольшей кривизной траектории.

Показатель эффективности ходовой системы η_{rsa} машины 2 при прямолинейном движении составляет 0,9405 и превышает показатель эффективности ходовой системы машины 1 на 0,0019 или 0,19 % (рис. 4). При криволинейном движении с увеличением кривизны траектории показатель эффективности ходовой системы снижается. При этом у машины 2 снижение показателя η_{rsa} происходит на более стабильную величину по сравнению с машиной 1. При повороте влево и вправо управляемых колес на максимальные углы при выполнении моделируемого маневра «переставка» показатель η_{rsa} снижается соответственно в 1,015 и 1,016 раза. При возвращении управляемых колес

в нейтральное положение показатель η_{rsa} возрастает до 0,9383–0,9397. Из рис. 4 следует, что в ходе выполнения маневра «переставка» показатель η_{rsa} машины 2 превышает показатель η_{rsa} машины 3 на 0,06–1,42 %.

Зависимости изменений тяговых усилий ведущих колес машины 3 с приводом, реализующим управление тяговыми усилиями по разработанному способу, представлены на рис. 5. При прямолинейном движении машины 3 значения тяговых усилий ее ведущих колес находятся в диапазоне 6,6–10,2 кН и соответствуют значениям тяговых усилий ведущих колес машины 2.

При повороте управляемых колес и увеличении кривизны траектории движения у машины 3, как и у машины 2, тяговые усилия на внешних ведущих колесах увеличиваются, а на внутрен-

них, движущиеся по опорной поверхности с более высоким коэффициентом сцепления, разных мостов составляют 8,26–10,2 кН и превышают тяговые усилия на ведущих колесах, движущихся по опорной поверхности с более низким коэффициентом сцепления, в 1,22–1,27 раза.

При криволинейном движении возникает центробежная сила, действующая на машину, которая возрастает с увеличением кривизны траектории движения и приводит к перераспределению нормальных реакций между колесами разных бортов. Такое перераспределение ведет к увеличению тяговых усилий на ведущих колесах, внешних по отношению к центру поворота, и к уменьшению тяговых усилий на ведущих колесах, внутренних по отношению к центру поворота. При выполнении моделируемого маневра «переставка» тяговые усилия на внешних ведущих колесах первого моста

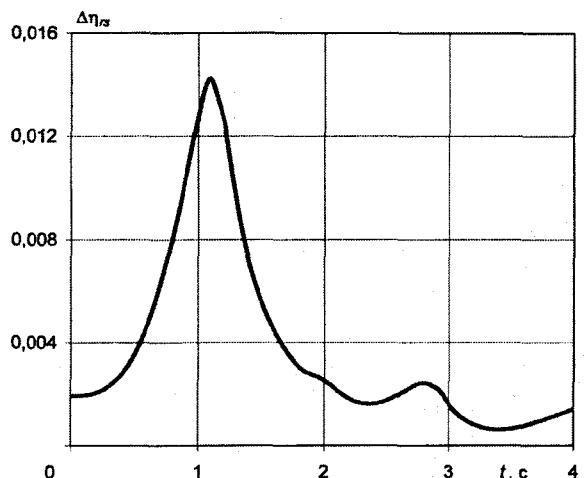


Рис. 4. Зависимость разности показателей эффективности ходовых систем машин 2 и 1 от времени выполнения маневра «переставка»

них ведущих колеса уменьшаются. Однако в отличие от машины 2 у машины 3 происходит более интенсивное увеличение тяговых усилий на ведущих колесах первого моста, а также менее интенсивное уменьшение тяговых усилий на ведущих колесах первого и четвертого мостов и увеличение тяговых усилий на ведущих колесах четвертого моста. У машины 3 тяговые усилия на ведущих колесах первого моста увеличиваются в 1,296–1,303 раза, на внешних ведущих колесах четвертого моста – в 1,336–1,348 раза. Тяговые усилия на внутренних ведущих колесах первого моста соответственно уменьшаются в 1,096–1,156 раза, на внутренних ведущих колесах четвертого моста – в 1,089–1,159 раза. В результате менее интенсивных увеличения и уменьшения тяговых усилий у зависимости изменения тягового усилия на правом ведущем колесе четвертого моста машины 3 в отличие от машины 2 отсутствует точка перегиба при выходе из левого поворота и входе в правый поворот маневра «переставка».

Как видно из анализа зависимостей на рис. 3 и 5, средние значения тяговых усилий на ведущих колесах первого моста машины 3 превышают средние значения тяговых усилий на ведущих колесах первого моста машины 2 в 1,015–1,017 раза. В то же время средние значения тяговых усилий на ведущих колесах четвертого моста машины 2 превышает средние значения тяговых усилий на ведущих колесах четвертого моста машины 3 в 1,002–1,003 раза. Это свидетельствует о том, что оптимальное распределение тяговых усилий между ведущими мостами и колесами при движении колесных машин по криволинейным траекториям требует перераспределения дополнительного крутящего момента к ведущим колесам передних управляемых мостов по сравнению со способом управления тяговыми усилиями [4].

Анализ зависимостей изменения коэффициентов буксований ведущих колес машины 3 (рис. 6) показывает, что при прямолинейном движении колесной машины максимум показателя эффективности ее ходовой системы обеспечивается равенством или же несущественным отличием коэффициентов буксований ведущих колес. Равенство коэффициентов буксований ведущих колес является целью управления тяговыми усилиями по способу [4]. Это объясняется правомерностью способа управления тяговыми усилиями [4] для случая прямолинейного движения колесных машин.

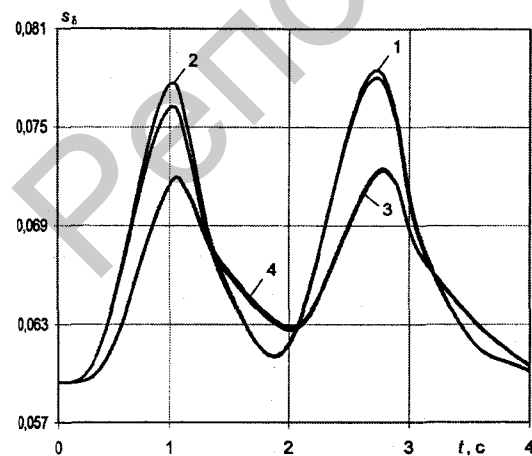


Рис. 6. Зависимости коэффициентов буксований ведущих колес первого и четвертого мостов машины 3 от времени выполнения маневра «переставка»:

1 – s_{s1r} ; 2 – s_{s1l} ; 3 – s_{s4r} ; 4 – s_{s4l}

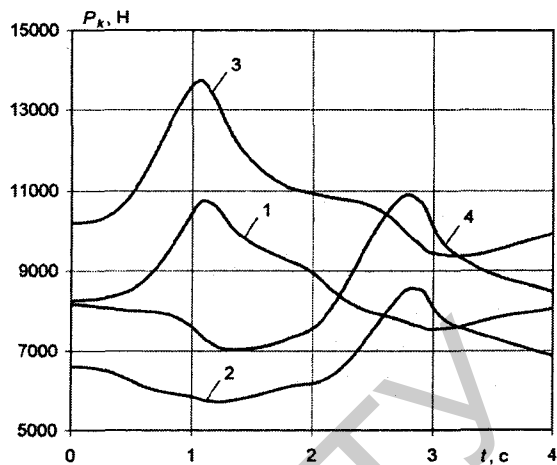


Рис. 5. Зависимости тяговых усилий на ведущих колесах первого и четвертого мостов машины 3 от времени выполнения маневра «переставка»: 1 – P_{k1r} ; 2 – P_{k1l} ; 3 – P_{k4r} ; 4 – P_{k4l}

Численные значения коэффициентов буксований ведущих колес машины 3 при выполнении маневра «переставка» находятся в интервале 0,05948–0,078. При криволинейном движении машины 3 с увеличением кривизны траектории движения коэффициенты буксований ведущих колес увеличиваются, при уменьшении кривизны траектории коэффициенты буксований ведущих колес уменьшаются. Однако максимальные значения эффективности ходовой системы в отличие от управления тяговыми усилиями по способу [4] достигаются при реализации ведущими колесами различных по величине коэффициентов буксований как ведущих мостов, так и ведущих колес разных бортов отдельных мостов. При этом разность коэффициентов буксований мостов и колес, обеспечивающих максимальное значение эффективности ходовой системы, растет с увеличением кривизны траектории движе-

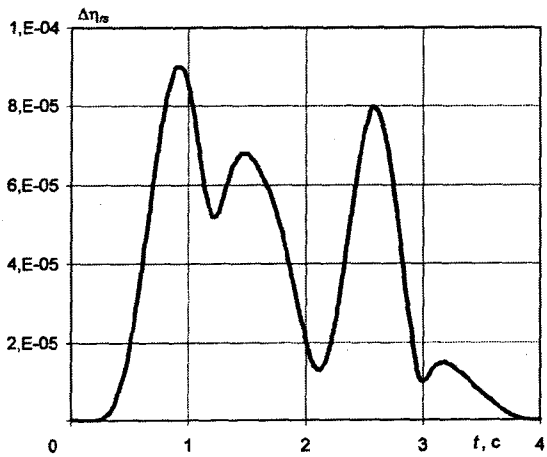


Рис. 7. Зависимость разности показателей эффективности ходовых систем машин 3 и 2 от времени выполнения маневра «переставка»

моста достигает 1,018. При осуществлении входа в левый поворот отношение коэффициента буксования правого ведущего колеса к коэффициенту буксования левого ведущего колеса первого моста составляет 1,006. Коэффициенты буксований ведущих колес четвертого моста имеют несущественное отличие: их отношения при выполнении маневра «переставка» не превышают значения 1,005.

Таким образом, можно отметить, что для общего случая криволинейного движения коэффициенты буксований ведущих мостов и колес, соответствующие максимальным значениям эффективности ходовых систем колесных машин, имеют различные значения. Оптимальные значения коэффициентов буксований зависят и определяются массогеометрическими параметрами самих колесных машин, характеристиками системы подвеска–колесо–грунт, параметрами кинематики прямолинейного движения и такими эксплуатационными факторами, как параметры кинематики криволинейного движения, управляющие действия водителя на рулевое колесо и т. п.

На рис. 7 приведена зависимость разности показателя $\eta_{гс\alpha}$ машины 3 и машины 2. Из рисунка видно, что машины 2 и 3 имеют одинаковую эффективность ходовой системы только при прямолинейном движении. При криволинейном движении машина 3 имеет более высокие значения показателя $\eta_{гс\alpha}$, которые в каждый момент времени превышают показатель $\eta_{гс\alpha}$ машины 2 в зависимости от эксплуатационных условий на различные величины до 0,009 %.

Заключение. Разработан метод поиска оптимального распределения тяговых усилий между ведущими мостами и колесами по критерию эффективности ходовых систем для общего случая криволинейного движения многоприводных колесных машин в постановке решения как первой, так и второй задач динамики.

На основе разработанного метода поиска оптимального распределения предложен способ управления тяговыми усилиями ведущих колес для общего случая криволинейного движения колесных машин, заключающийся в реализации ведущими колесами коэффициентов буксований, соответствующих распределению тяговых усилий между ведущими мостами и колесами, оптимальному по критерию эффективности ходовой системы. Предложенный способ позволяет повысить эффективность ходовых систем, уровень реализации опорной проходимости и тягово-скоростных свойств колесных машин.

В ходе проведенных исследований установлено, что в общем случае криволинейного движения колесных машин наибольшая эффективность их ходовых систем достигается при реализации ведущими колесами различных по величине коэффициентов буксований. Оптимальные значения коэффициентов буксований определяются массогеометрическими параметрами самих колесных машин, характеристиками системы подвеска–колесо–грунт, параметрами кинематики прямолинейного движения и такими эксплуатационными факторами, как параметры кинематики криволинейного движения, управляющие действия водителя на рулевое колесо.

ния машины. С ростом кривизны траектории движения коэффициенты буксований ведущих колес первого моста увеличиваются более интенсивно, чем коэффициенты буксований ведущих колес второго и последующих мостов. При увеличении кривизны траектории движения машины 3 до $0,019\text{--}0,021\text{ м}^{-1}$ отношение коэффициентов буксований ведущих колес первого управляемого и четвертого неуправляемого мостов достигает $1,079\text{--}1,084$.

Ведущие колеса разных бортов машины 3 при криволинейном движении также реализуют различные по величине коэффициенты буксований. Большие значения коэффициентов буксований реализуют внутренние ведущие колеса. При осуществлении входа в левый поворот отношение коэффициента буксования левого ведущего колеса к коэффициенту буксования правого ведущего колеса первого

Выполненные исследования показали, что предложенный способ управления тяговыми усилиями ведущих колес при выполнении внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8x8 маневра «переставка» со скоростью 8 м/с на разбитой грунтовой дороге позволяет повысить эффективность ее ходовой системы: на 0,06–1,42% по сравнению с машиной с такими же массогеометрическими параметрами, но простым симметричным дифференциальным приводом ведущих мостов и колес; до 0,009% по сравнению с машиной с такими же массогеометрическими параметрами, но приводом, обеспечивающим реализацию равных коэффициентов буксований ведущих колес.

Литература

1. Скойбеда А. Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. Мн., 1979.
2. Аксенов П. В., Белоусов Б. Н. // Автомобильная промышленность. 1997. № 6. С. 19–21.
3. Пирковский Ю. В., Шухман С. Б. // Автомобильная промышленность. 1987. № 5. С. 15–16.
4. Лефаров А. Х., Высоцкий М. С., Ванцевич В. В. и др. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин. Мн., 1991.
5. Высоцкий М. С., Дубовик Д. А. // Докл. НАН Беларуси. 2007. Т. 51, № 2. С. 91–94.
6. Высоцкий М. С., Дубовик Д. А. // Вестн. Бел.-Рос. ун-та. 2008. № 2. С. 6–15.

M. S. VYSOTSKI, D. A. DOUBOVIK, A. S. LISICHIK, Yu. I. NIKOLAEV

CONTROL OF TRACTION FORCES OF DRIVING AXLES AND WHEELS FOR INCREASE OF EFFICIENCY OF RUNNING SYSTEMS OF WHEEL VEHICLES

Summary

The way of control by traction forces of driving axles and wheels for general case of curvilinear motion of multidrive wheel vehicles is developed. Results of researches of efficiency of the developed way with reference to control of traction forces of driving axles and wheels of the off-road wheel vehicle MZKT-79091 with the wheel formula 8x8 are brought.