

сти буксования t_b , значительно возрастают максимальный удельный тепловой поток $\theta_{удтах}$ и пиковые динамические моменты на выходном валу ГМП $M_{втах}$ и полуосях $M_{птах}$. Только при переключении передач с четвертой прямого хода на четвертую заднего динамическая нагруженность трансмиссии соответствует нагрузкам, полученным при трогании автомобиля. В других случаях $M_{втах}$ и $M_{птах}$ возрастают в 1,5...2 раза. При реверсировании на третьих и четвертых передачах возникает явление противовращения гидротрансформатора [3, 4], приводящее к увеличению времени буксования фрикциона и ухудшению ряда показателей качества переходных процессов в трансмиссии.

Таким образом, при доводке многовалных реверсивных ГМП автомобилей для улучшения их динамических свойств исследовательские работы необходимо вести в направлении создания систем управления скоростным и нагрузочным режимами работы машинного агрегата при переключении передач, например принудительным снижением скорости движения с применением тормозов (патент США 3876033), установкой модулирующей фрикционной муфты (патент США 3896910) и т. д.

ЛИТЕРАТУРА

1. Динамика многодисковых фрикционных муфт гидромеханических передач автомобилей большой грузоподъемности / Н.Н. Филиппова, С.Б. Самарцев, В.П. Тарасик, О.Н. Казюк // Автомоб. пром-сть. — 1982. — № 7. — С. 15—17. 2. Сидоров Н.А., Самарцев С.Б., Филиппова Н.Н. Исследование переходных процессов при переключении передач в автопоезде МоАЗ-6401 // Экспресс-информ. Конструкции автомобилей. — М., 1982. — № 2. — С. 30—32. 3. Бриммер А.А., Каракос Л.И. Исследование переходных процессов в гидромеханическом приводе хода большегрузного фронтального погрузчика // Тр. МАДИ. Методы анализа гидро- и пневмосистем. — М., 1983. — С. 133—136. 4. Нарбут А.Н. Особенности работы гидротрансформатора при реверсировании колесных машин // Автомоб. пром-сть. — 1974. — № 7. — С. 24—26.

УДК 629.113.2-587

А.Ф. АНДРЕЕВ, В.В. ВАНЦЕВИЧ,
А.Х. ЛЕФАРОВ, Л.М. ЛУКЕРЧИК, В.Г. ЕРМАЛЕНКО

ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ В ПРИВОДЕ МОСТОВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

При проектировании мобильных энергетических средств (МЭС) тягово-приводной концепции на базе полноприводного трактора и дополнительного ведущего моста (технологического модуля) возникает ряд проблем. Одна из них — выбор схемы привода мостов, обуславливающей эксплуатационные свойства МЭС: тягово-сцепные, поворачиваемость, устойчивость и др. Так, например, на основе метода оптимизационного синтеза показано [1], что в зоне эксплуатационных тяговых нагрузок КПД ходовой системы МЭС с колесной формулой 6К6 максимален при условии равенства теоретических скоростей $v_{тi}$ колес мостов. С целью автоматизации подключения и отключения дополнительных мостов с помощью муфт свободного хода (МСХ) возникает необходимость введения кинематического несоответствия m'_H в приводе мостов. Ес-

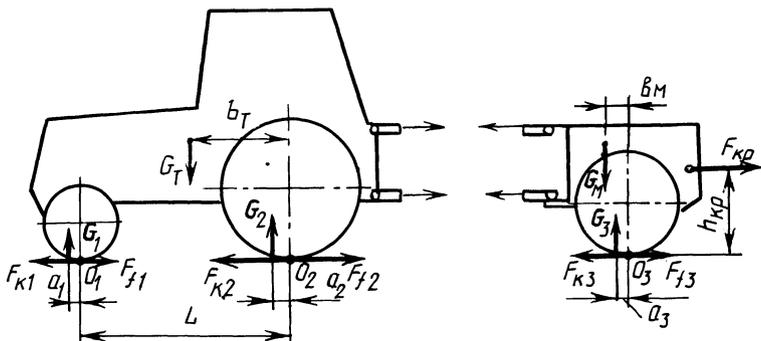


Рис. 1. Расчетная схема МЭС

ли для тракторов с колесной формулой 4К4 кинематическое несоответствие в приводе мостов обосновано, для МЭС с тремя и более ведущими мостами обоснование $m_{нi}$ в приводах дополнительных мостов и последовательность их подключения отсутствуют.

Цель данной работы — исследовать влияние кинематического несоответствия в приводе мостов на тягово-сцепные свойства МЭС с колесной формулой 6К6 и обосновать последовательность подключения переднего моста трактора и технологического модуля.

На рис. 1 показана расчетная схема МЭС на базе трактора 4К4 и технологического модуля с заблокированным приводом всех трех мостов. Причем колеса модуля приводятся в движение от синхронного вала отбора мощности трактора.

Уравнение тягового баланса МЭС для равномерного прямолинейного движения имеет вид:

$$\sum_{i=1}^3 F_{ki} = \sum_{i=1}^3 F_{fi} + F_{кр} = \sum_{i=1}^3 f_i G_i + F_{кр}, \quad (1)$$

где F_{ki} — сила тяги колес i -го моста; F_{fi} , G_i , f_i — соответственно сила сопротивления качению, нормальная нагрузка и коэффициент сопротивления качению колес i -го моста; $F_{кр}$ — тяговая нагрузка.

Примем, что сила тяги F_{ki} моста связана экспоненциальной зависимостью с буксованием δ_i его колес:

$$F_{ki} = \varphi_i G_i [1 - \exp(-K_i |\delta_i|)] \operatorname{sgn} \delta_i, \quad (2)$$

где φ_i , K_i — эмпирические коэффициенты.

Буксование δ_i связано с кинематическим несоответствием $m_{ни}$ и буксованием трактора (относительной потерей скорости) δ_a зависимостью [3]:

$$\delta_i = m_{ни} + \delta_a (1 - m_{ни}), \quad (3)$$

где

$$m_{ни} = 1 - (u_i \sum_{i=1}^3 K_i r_{ki} / u_i) / (r_{ki} \sum_{i=1}^3 K_i);$$

K_i — коэффициент тангенциальной жесткости; r_{ki} — радиус качения колес моста в ведомом режиме; u_i — передаточное число участка трансмиссий от вала раздаточного редуктора до колес i -го моста.

Тяговый КПД МЭС

$$\eta_T = \eta_{к.п} F_{кр} / \left[\sum_{i=1}^3 \frac{F_{ki}}{(1 - \delta_i) \eta_i^k} \right], \quad (4)$$

где $\kappa = \text{sgn} \delta_i$; $\eta_{к.п}$ — механический КПД коробки передач; η_i — механический КПД передачи от вторичного вала коробки передач до ведущих колес i -го моста.

Как видно из формул (2)–(4), кинематическое несоответствие в приводе мостов МЭС оказывает влияние на тяговые силы и буксование колес, от которых зависит η_T . Изменяя u_i , r_{ki} и K_i , можно изменять m_{hi} , а значит и η_T .

Для ведения расчетов по приведенным зависимостям выполним некоторые их преобразования. Подставим формулы (2) и (3) в формулу (1) и полученную зависимость приведем к виду

$$\delta_a = \frac{m_{h2}}{1 - m_{h2}} - \frac{1}{K_2} \ln \left(1 + \frac{F_{k1} + F_{k3}}{\varphi_2 G_2} \right). \quad (5)$$

Нормальные нагрузки мостов определим при условии, что распределитель навесной системы трактора установлен в "плавающее" положение, а тяги механизма навески параллельны опорному основанию. В этом случае перераспределение нормальных нагрузок происходит только между мостами трактора:

$$G_1 = \frac{G_T b_T - f_2 G_T r_2 - f_3 G_M r_3 + G_M b_M - F_{кр} h_{кр}}{L + f_1 r_1 - f_2 r_2}; \quad (6)$$

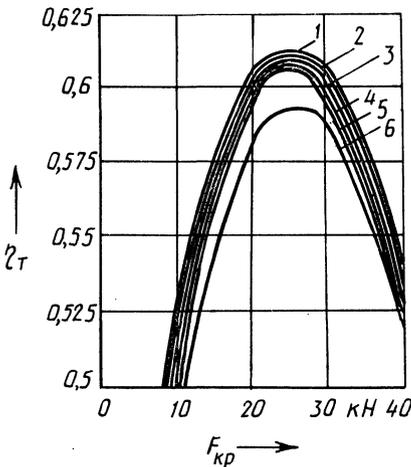


Рис. 2. Зависимость тягового КПД мобильного энергетического средства от соотношения v_{Ti} :

$$\begin{aligned} 1 - v_{T1} &= v_{T2} = v_{T3}; & 2 - v_{T2} &= v_{T3} > v_{T1}; \\ 3 - v_{T2} &> v_{T3} > v_{T1}; & 4 - v_{T2} &> v_{T3} = v_{T1}; \\ 5 - v_{T3} &> v_{T2} > v_{T1}; & 6 - v_{T2} &> v_{T1} > v_{T3}. \end{aligned}$$

$$G_2 = \frac{G_T(L - b_T) + f_1 G_T r_1 + f_3 G_M r_3 - G_M b_M + F_{кр} h_{кр}}{L + f_1 r_1 - f_2 r_2} \quad (7)$$

Расчеты выполнялись для МЭС, работающего на поле, которое предназначалось под посев. Масса трактора принималась равной 5,175 т, модуля — 1,9 т. Результаты расчетов приведены на рис. 2. Максимальные значения η_T получены при выполнении условий

$$v_{T1} = v_{T2} = v_{T3} \text{ или } r_{K1}/u_1 = r_{K2}/u_2 = r_{K3}/u_3 \quad (8)$$

Изменение передаточных чисел u_i ведет к неравенству v_{Ti} и снижению тягового КПД.

Из рассмотренных вариантов, когда не соблюдается равенство (8), максимальное значение η_T получается при $v_{T2} = v_{T3} > v_{T1}$. Введение МСХ в привод передних колес обеспечивает их автоматическое подключение и отключение. Если обеспечить соотношение $v_{T2} > v_{T3} > v_{T1}$, при котором с помощью одной МСХ подключаются колеса модуля, а с помощью второй — передние колеса трактора, η_T несколько уменьшится, но будет больше, чем при других соотношениях v_{Ti} .

Наихудшие тяговые свойства будет иметь МЭС при $v_{T2} > v_{T1} > v_{T3}$, когда первыми подключаются передние колеса трактора, а затем колеса модуля. При остальных сочетаниях v_{Ti} тяговый КПД имеет промежуточные значения.

Таким образом, проведенные исследования позволили оценить влияние конструктивного кинематического несоответствия на тяговые свойства МЭС с колесной формулой 6К6 и обосновать последовательность подключения переднего моста трактора и модуля. Последнее может быть достигнуто, например, путем соответствующего изменения передаточных чисел в приводе мостов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Исследование тяговых свойств трактора типа 6К6 // Автотракторостроение. — 1984. — Вып. 19. — С. 73–77.
2. О затратах мощности в двигателе полноприводных колесных тракторов / А.Ф. Андреев, В.В. Ванцевич, А.Х. Лефаров, С.И. Стригунов // Тракторы и сельхозмашины. — 1983. — № 12. — С. 8–10.

УДК 629-114.202-592

Н.В. БОГДАН

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Вспомогательная тормозная система (ВТС) многозвенного автотракторного поезда должна обладать не только достаточно высокой эффективностью, но и обеспечивать устойчивое движение звеньев поезда. Сложность такой тормозной системы заключается в необходимости согласования работы двух принципиально различных тормозных систем моторного тормоза-замедлителя