

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАССОГЛАСОВАНИЯ В СИСТЕМЕ С КАЧЕНИЕМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

К системам с качением относятся, в частности, многоосные полноприводные колесные машины. При торможении подобных систем существует кинематическое несоответствие, заключающееся в различии угловых скоростей колес на разных осях при одной и той же поступательной скорости движения центра масс колесного средства. Поэтому в процессе торможения, например, возникает сложная система распределения продольных сил в контактах колес с опорной поверхностью и между узлами рассматриваемой системы.

В данной работе на конкретном примере мобильного энергетического средства МЭС-200 типа 6К6 решается задача о распределении упомянутых выше продольных сил в процессе торможения.

Для исследования распределения тормозных сил между мостами МЭС рассмотрим систему, находящуюся под действием активных сил и реакций связи (рис. 1) Составим систему уравнений равновесия сил, действующих на МЭС при торможении:

$$\left. \begin{aligned} N_1 + N_2 + N_3 &= G_T + G_M; \\ F_1 + F_2 + F_3 &= P_{jT} + P_{jM}; \\ N_2 L_T + N_3 L &= -P_{jT} h_T + G_T l_1 - P_{jM} h_M + G_M (L_T + a_{ш} + l_{1M}), \end{aligned} \right\} (1)$$

где N_j, F_j — нормальные реакции и тормозные силы на мостах МЭС; G_T, G_M — сила тяжести трактора и технологического модуля; P_{jT}, P_{jM} — инерционные силы поступательно движущихся масс трактора и технологического модуля; h_T, h_M — высота центра тяжести трактора и модуля; L, L_T — база соответственно МЭС и трактора; l_1, l_{1M} — продольная координата центра масс соответственно трактора и технологического модуля.

Тормозные силы F_j зависят от нормальной реакции и удельной тормозной силы γ_j , которая является функцией скольжения S_j [1]:

$$\begin{aligned} F_j &= \gamma_j N_j; \\ \gamma_j &= A_j (B_j - S_j), \end{aligned} \quad (2)$$

где A_j, B_j — коэффициенты аппроксимации экспериментальных зависимостей $\gamma_j = f(S_j)$.

При прямолинейном движении многоосной ходовой системы с заблокированными межосевыми связями вследствие равенства действительных поступательных скоростей колес имеем [1]:

$$v = v_{T1} / (1 - S_1) = v_{T2} / (1 - S_2) = \dots = v_{Ti} / (1 - S_i), \quad (3)$$

где $v_{T1}, v_{T2}, \dots, v_{Ti}$ — теоретические скорости колес i -го моста.

При включенных межосевых приводах окружные скорости колес взаимосвязаны [1]:

$$m_i = (v_{T(i+1)} - v_{Ti}) / v_{Ti}, \quad (4)$$

где m_i — коэффициент кинематического несоответствия между i -й и $(i+1)$ -й осями.

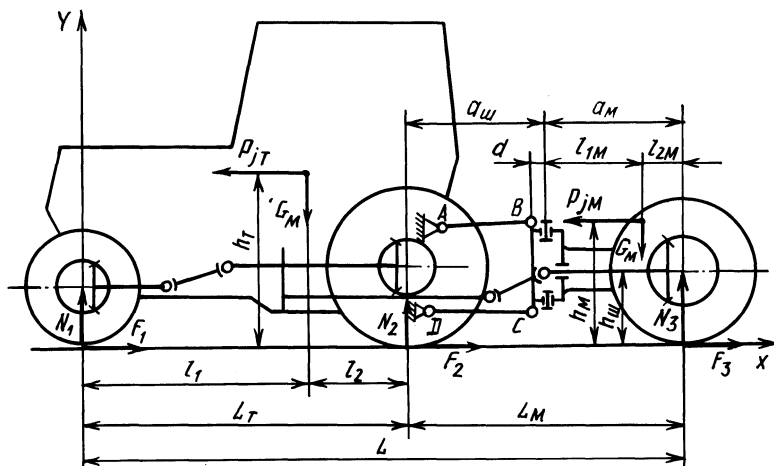


Рис. 1. Расчетная схема движения МЭС типа 6К6 в тормозном режиме

Преобразовав выражение (3) с учетом выражения (4), получим зависимость (2) удельной тормозной силы a_j на колесах i -го моста многосной ходовой системы в функции скольжения колес первого моста

$$\gamma_i = A_i \left[B_i - \frac{\sum_{k=1}^{i-1} m_k}{(1 - m_{(i-1)})!} \right] \quad (i = 2, 3, \dots, n).$$

Таким образом, подставив в систему уравнений (1) выражение (2) для F_i с учетом того, что $\gamma_i = f(S_1)$; $P_{jT} = jm_T$; $P_{jM} = jm_M$, где m_T и m_M — массы трактора и технологического модуля, а j — замедление, получим при трех уравнениях пять неизвестных: N_1, N_2, N_3, S_1, j . Для того чтобы система (1) была разрешимой, необходимо составить еще два уравнения. Одно из них будет представлять собой равенство моментов, которые подводятся от передних и задних колес трактора и колес технологического модуля к тормозным механизмам МЭС, и моментов M_{Tj} , развиваемых непосредственно тормозными механизмами:

$$F_1 r_1 i_1 + F_2 r_2 + F_3 r_3 i_2 = M_{T2} + M_{T3} i_2,$$

где r_1, r_2, r_3 — радиусы соответственно передних и задних колес трактора и технологического модуля; i_1, i_2 — передаточные числа соответственно от задних колес трактора до его передних колес и от колес технологического модуля до задних колес трактора.

Второе недостающее уравнение составим, рассмотрев навесную систему трактора (рис. 2), находящуюся в равновесии под действием сил P_{jM}, G_M, N_3, F_3 . Для этого используем принцип возможных перемещений, по которому

$$-P_{1np} \delta Y_k - P_{2np} \delta X_k + M_{np} \delta \varphi_2 = 0, \quad (5)$$

где $P_{1np} = P_{jM} - F_3$; $P_{2np} = N_3 - G_M$; $M_{np} = P_{jM} (h_M - h_{ш}) - G_M (l_{1M} + d) + N_3 (a_M + d) + F_3 h_{ш}$; $\delta X_k, \delta Y_k, \delta \varphi_2$ — возможные перемещения точки k .

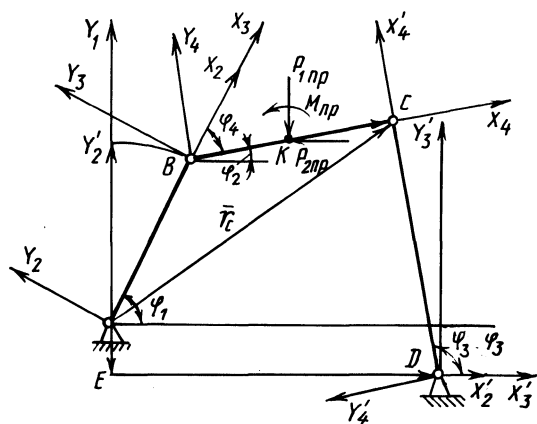


Рис. 2. Схема шарнирного четырехзвенника для расчета кинематики навесного устройства трактора

Учитывая, что возможное перемещение есть вариация соответствующей координаты, проведем кинематический анализ шарнирного четырехзвенника. Для определения кинематических параметров механизма матричным методом [2]. Представим механизм в виде замкнутого контура $ABCDE$. Составим два матричных уравнения вида

$$r_{c1} = A_{21} A_{43} r_{c4} + A_{21} r_{32};$$

$$r_{c1} = A_{4'3'} r_{c4'} + r_{2'1'} + r_{3'2''} \quad (6)$$

где $r_{c4} = \begin{vmatrix} BC \\ 0 \end{vmatrix}$; $r_{c4'} = \begin{vmatrix} CD \\ 0 \end{vmatrix}$; $r_{32} = \begin{vmatrix} AB \\ 0 \end{vmatrix}$; $r_{2'1'} = \begin{vmatrix} 0 \\ -l_{AE} \end{vmatrix}$; $r_{3'2''} = \begin{vmatrix} ED \\ 0 \end{vmatrix}$;

$A_{21} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 & -\cos \varphi_1 \end{vmatrix}$; $A_{43} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_4 & -\sin \varphi_4 \\ \sin \varphi_4 & \cos \varphi_4 \end{vmatrix}$; $A_{4'3'} = \begin{vmatrix} \sin \varphi_3 & -\sin \varphi_3 \\ \cos \varphi_3 & \cos \varphi_3 \end{vmatrix}$.

Подставив в систему уравнений (6) значения соответствующих матриц, найдем зависимости

$$X_{\kappa} = f_1(\varphi_1), Y_{\kappa} = f_2(\varphi_1); \varphi_2 = f_3(\varphi_1),$$

где φ_1 — угол поворота кривошипа шарнирного четырехзвенника.

Вариации координат

$$\delta X_{\kappa} = \frac{\partial X_{\kappa}}{\partial \varphi_1} \delta \varphi_1;$$

$$\delta Y_{\kappa} = \frac{\partial Y_{\kappa}}{\partial \varphi_1} \delta \varphi_1;$$

$$\delta \varphi_2 = \frac{\partial \varphi_2}{\partial \varphi_1} \delta \varphi_1.$$

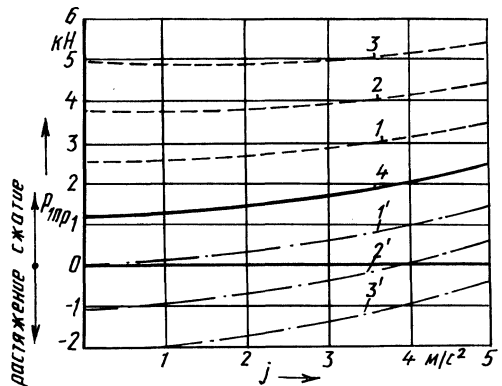
(7)

Преобразовав уравнение (5) с учетом выражений (7), получим второе уравнение:

$$jk_2 + N_3 \gamma_3 k_3 + N_3 k_4 + k_5 = 0, \quad (8)$$

где j — замедление МЭС; $k_1 = -G_M(l_{1M} + d)$; $k_2 = m_M \frac{\partial X_{\kappa}}{\partial \varphi_1} + (h_M - h_{\text{ш}}) \times \frac{\partial \varphi_2}{\partial \varphi_1}$; $k_3 = -\frac{\partial Y_{\kappa}}{\partial \varphi_1} + h_{\text{ш}} \frac{\partial \varphi_2}{\partial \varphi_1}$; $k_4 = \frac{\partial Y_{\kappa}}{\partial \varphi_1} + (a_M + d) \frac{\partial \varphi_2}{\partial \varphi_1}$; $k_5 = -G_M \times \frac{\partial Y_{\kappa}}{\partial \varphi_1} + k_1 \frac{\partial \varphi_2}{\partial \varphi_1}$.

Рис. 3. Изменение горизонтального усилия $P_{1\text{пр}}$ в сцепном устройстве трактора МТЗ-142 при торможении МЭС-200 при различных значениях коэффициента кинематического несоответствия m_2 ($m_1 = 0,05$):
 1,1' — $\pm 0,002$; 2,2' — $\pm 0,04$; 3,3' — $\pm 0,06$; 4 — 0



С использованием настоящей методики составлена программа расчета на ЭВМ ЕС-1022 параметров процесса торможения МЭС 6К6 на базе полноприводного колесного трактора МТЗ-142. На рис. 3 представлено изменение горизонтального усилия в сцепном устройстве трактора МТЗ-142, которое характеризует устойчивость движения МЭС при торможении, для различных значений коэффициента кинематического несоответствия m_2 между колесами технологического модуля и задними колесами трактора. Конструктивное кинематическое несоответствие трактора $m_1 = 0,05$. Из графика видно, что при

$m_2 > -0,02$ в сцепке трактора на протяжении всего процесса торможения будут действовать усилия сжатия. Характер изменения $P_{1пр}$ во всех случаях одинаков. Таким образом, для обеспечения устойчивого движения многоосной машины, т.е. $P_{1пр} \leq 0$, необходимо, чтобы кинематическое несоответствие $m_2 = -0,04 \dots -0,06$. На рис. 4 представлено изменение перераспределяющегося момента $\Delta M_{ТЗ}$ в зависимости от эффективности торможения для различных m_2 .

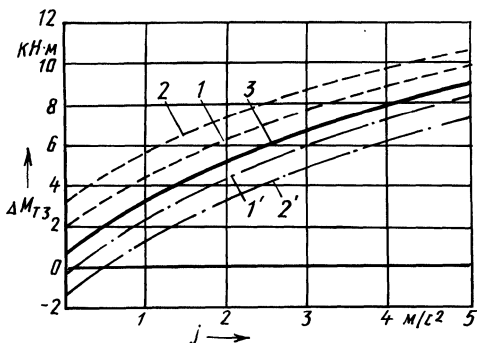


Рис. 4. Изменение перераспределяющегося момента $\Delta M_{ТЗ}$ в зависимости от эффективности торможения МЭС-200 при различном m_2 ($m_1 = 0,05$):
 1,1' — $\pm 0,03$; 2,2' — $\pm 0,06$; 3 — 0

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что с целью уменьшения нагруженности трансмиссии и обеспечения устойчивого движения МЭС при торможении необходимо, чтобы значение m_2 находилось в пределах $-0,04 \dots -0,06$ при $m_1 = 0,05$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторные поезда/Под редакцией В.В.Гуськова. — М., 1982, — 181 с. 2. Кудин В.В., Гребнев А.А., Мартинович С.В. К вопросу самоустанавливаемости в статически определенном кулисно-тангенсном механизме. — В кн.: Теоретическая и прикладная механика, Минск, 1980, вып. 7, с. 15–20.