

лес, а также уменьшением величины кинематического несоответствия в приводе переднего моста.

Л и т е р а т у р а

1. Будько В.В. Исследование тягово-сцепных свойств и нагруженности переднего ведущего моста универсально-пропашного трактора 4x4 класса 1,4 тс повышенной энергонасыщенности. Автореф. канд.дис. Минск, 1975. 2. Гуськов В.В., Буймов Л.Н. Вопросы теории выбора коэффициента кинематического несоответствия и схемы привода ведущих мостов трактора 4x4 с одинаковыми колесами. - Труды ЦНИИМЭСХ, т.1У. Минск, 1969.

УДК 629.113

А.Т.Скойбеда, канд.техн.наук

АВТОМАТИЧЕСКОЕ БЛОКИРОВАНИЕ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ТРАКТОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ

Все факторы, влияющие на тормозную динамику трактора, можно разделить на факторы эксплуатационного характера и конструктивного. К первым относятся такие, которые изменяются в процессе эксплуатации, а ко вторым - обусловленные конструктивными особенностями трактора. Основными эксплуатационными факторами являются: изменение сцепления с опорной поверхностью и весовых нагрузок колес одной оси, изменение кинематических параметров колес (различный износ шин, давления воздуха в них и др.).

Факторы конструктивного характера не зависят от времени эксплуатации трактора. К ним относятся различия характеристик тормозных механизмов (моменты трения, зазоры между дисками и т.д.) и их приводов (различные жесткости, сопротивления трубопроводов и т.д.).

Максимальная тормозная сила колес одной оси при отсутствии конструктивных факторов неравномерности работы тормозных механизмов определяется

$$T_{\max} = \sum_{i=1}^n N_i \varphi_{ск_i}, \quad (i=1, 2, 3, \dots, n), \quad (1)$$

где N_i - нормальная реакция дороги на колесо; $\varphi_{ск_i}$ - коэффициент сцепления i -го колеса с опорной поверхностью.

Текущие значения тормозной силы колеса определяются величинами нормальной реакции N_i , являющейся функцией замедления, и коэффициента сцепления $\varphi_{ск}$, который, в свою очередь, зависит от нормальной реакции N_i и скольжения колеса S_i . Тогда зависимость (1) можно представить в виде

$$T = \sum_{i=1}^n \left[N_{ст} \pm \left(\frac{\partial N}{\partial j} \right)_0 j \right] \left[\left(\frac{\partial \varphi_{ск}}{\partial N} \right)_0 N + \left(\frac{\partial \varphi_{ск}}{\partial S} \right)_0 S \right], \quad (2)$$

где $\left(\frac{\partial N}{\partial j} \right)_0$, $\left(\frac{\partial \varphi_{ск}}{\partial N} \right)_0$, $\left(\frac{\partial \varphi_{ск}}{\partial S} \right)_0$ - частные производные,

определяемые как тангенсы углов наклона касательных к соответствующим экспериментальным зависимостям $N = f_1(j)$; $\varphi_{ск} = f_2(N)$; $\varphi_{ск} = f_3(S)$ к осям изменения j , N и S ; j - замедление трактора при торможении; N - текущее значение реакции опорной поверхности на тормозящее колесо; S - скольжение колеса относительно опорной поверхности.

При линейризации зависимостей $N = f_1(j)$, $\varphi_{ск} = f_{2,3}(N, S)$ принято: $\Delta j = j$; $\Delta N = N$; $\Delta S = S$.

На рис. 1 представлены графические зависимости коэффициента сцепления от величины скольжения и весовой нагрузки, которые показывают, что сцепление колеса с опорной поверхностью при колебаниях весовой нагрузки в пределах 50...60% отличаются на 10...15% по сравнению с их значениями при постоянной весовой нагрузке.

При этом коэффициент сцепления менее нагруженного колеса имеет большие значения по сравнению с колесом более нагруженным. Этим объясняется непропорциональное изменение тормозной силы колеса и его весовой нагрузки [1]. В осенне-зимний и весенний периоды торможение трактора может совершаться при коэффициентах сцепления колес, отличающихся более чем в 2 раза [2].

Весовые нагрузки колес в эксплуатационных условиях изменяются в меньшей степени, однако при движении по дорогам с продольным и поперечным уклонами разность нормальных реакций на колесах одной оси может достигать 20%.

При движении под уклон (рис. 2, а) весовые нагрузки осей определяются по формулам

Рис. 1. Зависимость коэффициента сцепления шины 12-38¹¹ от скольжения S и весовой нагрузки N_k^k на грунтовой дороге: 1-3 - N_k^k - соответственно 25, 10, 5 кН; 4 - изменение максимальльных значений коэффициента сцепления.

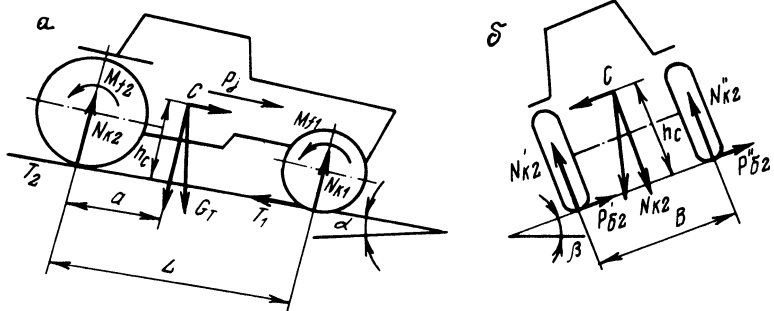
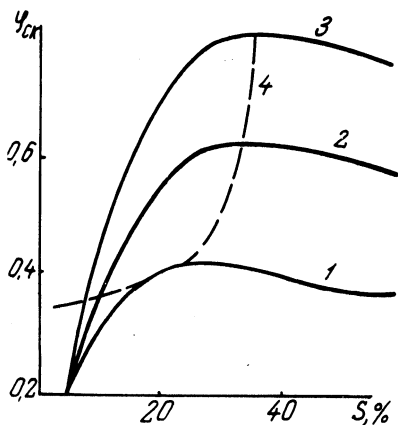


Рис. 2. Схема к определению реакций дороги на колеса трактора при движении по дороге с продольным (а) и боковым (б) наклоном.

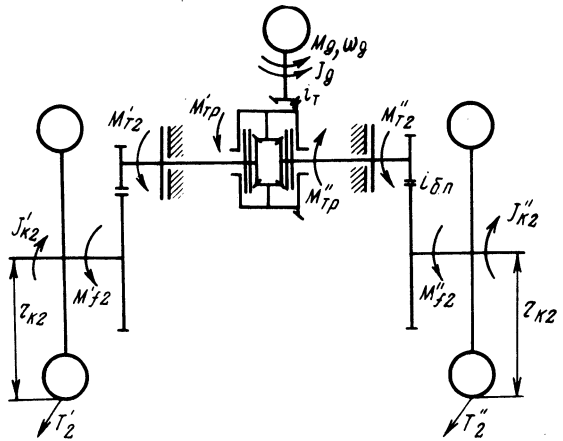


Рис. 3. Схема к определению обобщенных сил, действующих на трактор при торможении.

$$\left. \begin{aligned} N_{к1} &= \frac{1}{L} G_T \left[(a - fr_D) \cos \alpha + \left(\frac{j}{g} + \sin \alpha \right) h_C \right]; \\ N_{к2} &= \frac{1}{L} G_T \left[(L - a + fr_D) \cos \alpha - \left(\frac{j}{g} + \sin \alpha \right) h_C \right], \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где G_T - вес трактора; $N_{к1}$, $N_{к2}$ - нормальные нагрузки на колеса соответственно передней и задней осей; L , a - база трактора и расстояние от центра тяжести до задней оси; f - коэффициент сопротивления качению; r_D - динамический радиус колеса; j , g - замедление трактора и ускорение свободного падения; h_C - расстояние от поверхности дороги до центра тяжести трактора.

Если трактор движется под уклон с боковым креном (рис. 2, б), тогда на основании равенства моментов относительно центра тяжести получим

$$N_{к1,2}^{I,II} = N_{к1,2} \left(0,5 \cos \beta \pm \frac{h_C}{B} \sin \beta \right), \quad (3a)$$

где знаки один штрих и плюс (+) относятся к колесу, расположенному ниже по отношению к вершине склона, а два штриха и минус (-) выше; β - угол склона.

Пропашные тракторы оборудуются тормозами одной задней оси, поэтому в дальнейшем будем рассматривать движение только этой оси.

Разность весовых нагрузок колес задней оси будет:

$$\begin{aligned} \Delta N_{к2} &= N'_{к2} - N''_{к2} = 2G_T \frac{h_C}{BL} \left[(L - a + f | r_{д2} - \right. \\ &\left. - r_{д1} |) \cos \alpha - \left(\frac{j}{g} + \cos \alpha \right) h_C \right] \sin \beta. \end{aligned} \quad (4)$$

В случае различных коэффициентов сцепления и радиусов качения колес одной оси разность тормозных сил будет

$$\Delta T_2 = 2G_T \frac{h_C}{BL} (\varphi'_2 - \varphi''_2) \left[(L - a + f | r_{д2} - \right.$$

$$-r_{д1} |) \cos \alpha - \left(\frac{1}{g} + \cos \alpha h_c \right) \sin \beta, \quad (5)$$

где $\varphi_2^I, \varphi_2^{II}, r_{д2}^I, r_{д2}^{II}$ - коэффициенты сцепления и динамические радиусы нижнего и верхнего колес по отношению к склону.

Разность тормозных сил создает разворачивающий момент, действующий в плоскости дороги и отклоняющий трактор от первоначального направления движения,

$$M_{от} = \Delta T_2 \frac{B}{2} = G_T \frac{h_c}{L} (\varphi_2^I - \varphi_2^{II}) \left[(L - a + f |r_{д2}^I - r_{д2}^{II} |) \cos \alpha - \left(\frac{1}{g} + \cos \alpha h_c \right) \sin \beta \right]. \quad (6)$$

Тормозные механизмы в этом случае нагружаются различными моментами, так как угловые скорости колес до торможения вследствие различных радиусов качения и весовых нагрузок были различны:

$$\left. \begin{aligned} M_{T2}^I &= T_2^I (r_{к2}^{0I} - \lambda_{M2}^I M_{T2}^I - \lambda_{G2}^I N_{к2}^I); \\ M_{T2}^{II} &= T_2^{II} (r_{к2}^{0II} - \lambda_{M2}^{II} M_{T2}^{II} - \lambda_{G2}^{II} N_{к2}^{II}), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где $r_{к}^{0I, II}$ - радиусы колес, не нагруженных радиальной и тангенциальной нагрузками; $\lambda_{M}^{I, II}, \lambda_{G}^{I, II}$ - угловая и радиальная жесткости шин.

Из уравнений (7) получим значения крутящих моментов, нагружающих тормозные механизмы:

$$\left. \begin{aligned} M_{T2}^I &= \frac{T_2^I (r_{к2}^{0I} - \lambda_{G2}^I N_{к2}^I)}{1 + T_2^I \lambda_{M2}^I}; \\ M_{T2}^{II} &= \frac{T_2^{II} (r_{к2}^{0II} - \lambda_{G2}^{II} N_{к2}^{II})}{1 + T_2^{II} \lambda_{M2}^{II}}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где T_2^I, T_2^{II} - тормозные силы колес задней оси трактора;
 $N_{к2}^I, N_{к2}^{II}$ - весовые нагрузки колес.

Межколесный дифференциал оказывает различное влияние на распределение ведущих и тормозных моментов.

Если ось работает в тяговом режиме, то дифференциал делит подводимый к нему крутящий момент двигателя примерно поровну между колесами, так как применяемые в ведущих мостах конические дифференциалы обладают малым внутренним трением.

В случае торможения при качении колес дифференциал участвует в распределении моментов инерции деталей двигателя (если он не отключен) и трансмиссии, которые действуют на тормозные механизмы, а также тормозных моментов при относительном вращении колес.

Для изучения влияния дифференциала на тормозную динамику трактора составим дифференциальные уравнения вращения колес. Уравнения составим в форме уравнений Лагранжа 2-го рода в обобщенных координатах [3]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (9)$$

где T - кинетическая энергия системы; Q_i - обобщенная сила по i -й координате; q_i, \dot{q}_i - обобщенная координата и обобщенная скорость.

Кинетическая энергия вращающихся масс

$$T = \frac{1}{2} J_k (\dot{\varphi}_{к.п}^2 + \dot{\varphi}_{к.л}^2) + J_d \dot{\varphi}_d^2, \quad (10)$$

где J_k, J_d - приведенные к корпусу дифференциала моменты инерций колес и вращающихся деталей двигателя и трансмиссии; $\dot{\varphi}_{к.л}, \dot{\varphi}_{к.п}, \dot{\varphi}_d$ - угловые скорости вращения левого и правого колес одной оси и вала двигателя.

Рассматриваемая система имеет две степени свободы. Угловая скорость вала двигателя связана с угловой скоростью колес зависимостью

$$\dot{\varphi}_d = \frac{1}{2} (\dot{\varphi}_{к.п} + \dot{\varphi}_{к.л}) i_T i_{б.п}, \quad (11)$$

где $i_T, i_{б.п}$ - передаточные числа трансмиссии от двигателя до корпуса дифференциала и бортовой передачи.

С учетом зависимости (11) общая кинетическая энергия системы будет

$$T = \frac{1}{2} J_{к.п.} (\dot{\varphi}_{к.п.}^2 + \dot{\varphi}_{к.л.}^2) + \frac{1}{8} J_{д.к.п.} (\dot{\varphi}_{к.п.}^2 + 2\dot{\varphi}_{к.п.} \dot{\varphi}_{к.л.} + \dot{\varphi}_{к.л.}^2) i_{т.б.п.}^2$$

Кинетическая энергия системы не зависит от обобщенных координат $\varphi_{к.п.}$, $\varphi_{к.л.}$.

Вычислим частные производные кинетической энергии по обобщенным скоростям $\dot{\varphi}_{к.л.}$ и $\dot{\varphi}_{к.п.}$, а также производные от них по времени. В результате получим

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{к.л.}} \right) = J_{к.л.}^{л(п)} \ddot{\varphi}_{к.л.(п)} + \frac{1}{4} J_{д.к.п.} (\ddot{\varphi}_{к.л.(п)} + \ddot{\varphi}_{к.п.(л)}) \times i_{т.б.п.}^2 \quad (12)$$

На рис. 3 показаны активные силы, действующие на систему: моменты тормозных механизмов $M_{т2}^I$, $M_{т2}^{II}$, моменты двигателя M ; моменты трения дифференциала $M_{тр}^I$, $M_{тр}^{II}$, а также тормозные силы колес T_2^I , T_2^{II} .

Обобщенные силы равны

$$\left. \begin{aligned} Q_{\varphi_{к.л.}} &= N_{к2}^I \varphi_{ск2}^I r_{к2}^I - M_{т2}^I + 0,5M_{д} - M_{f2}^I - |M_{тр}^I|; \\ Q_{\varphi_{к.п.}} &= N_{к2}^{II} \varphi_{ск2}^{II} r_{к2}^{II} - M_{т2}^{II} + 0,5M_{д} - M_{f2}^{II} + |M_{тр}^{II}|. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

После подстановки выражений (12, 13) в уравнение (9) получим дифференциальные уравнения вращения колес при торможении

$$\left. \begin{aligned} (J_{к.л.}^{л} + \frac{1}{4} J_{д.т.б.п.}^2) \ddot{\varphi}_{к.л.} + \frac{1}{4} J_{д.т.б.п.}^2 \ddot{\varphi}_{к.п.} &= Q_{\varphi_{к.л.}}; \\ (J_{к.п.}^{п} + \frac{1}{4} J_{д.т.б.п.}^2) \ddot{\varphi}_{к.п.} + \frac{1}{4} J_{д.т.б.п.}^2 \ddot{\varphi}_{к.л.} &= Q_{\varphi_{к.п.}} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Решив систему уравнений (14) относительно $\ddot{\varphi}_{к.л.}$ и $\ddot{\varphi}_{к.п.}$, определим угловые замедления колес

$$\left. \ddot{\varphi}_{к.л.} = \frac{CA - BD}{A_{л}^2 - B^2}; \right\} \quad (15)$$

$$\ddot{\varphi}_{к.п} = \frac{DA_{\Pi} - BC}{A_{\Pi}^2 - B^2}, \quad (15)$$

где $A_{л(п)} = J_{к}^{л(п)} + B$; $B = -\frac{1}{4} J_{д} i_{т}^2 i_{б.п}^2$;

$$C = \lambda_{N}'' N_{к2}'' \lambda_{\varphi_{ск}} \varphi_{ск}'' K_{к2} r_{к2}'' - \lambda_{M_{т}}'' M_{т2}'' + 0,5 M_{д} - \lambda_{M_{f}}'' M_{f2}'' - \lambda_{M_{тр}}'' M_{тр}'';$$

$$D = N_{к2}'' (1 - \lambda_{N}') \varphi_{ск}'' r_{к2}'' - M_{т2}'' + 0,5 M_{д} - M_{f2}'' + M_{тр}''.$$

При определении значений С и D введены следующие коэффициенты: $\lambda_{N} = \frac{N_{к2}'}{N_{к2}''}$ - неравномерности весовой нагрузки

колес одной оси; $\lambda_{\varphi_{ск}} = \frac{\varphi_{ск}'}{\varphi_{ск}''}$ - перераспределения коэффици-

циентов сцепления; $K_{к} = \frac{r_{к2}'}{r_{к2}''}$ - несоответствия радиусов ка-

чения колес одной оси; $\lambda_{M_{т}} = \frac{M_{т2}'}{M_{т2}''}$ - неравномерности тор-

мозных механизмов; $\lambda_{M_{f}} = \frac{M_{f2}'}{M_{f2}''}$ - неравномерности мо-

ментов сопротивления качению; $\lambda_{M_{тр}} = \frac{M_{тр}'}{M_{тр}''}$ - несиммет-

ричности блокирующих свойств дифференциала.

Если обобщенные силы рассматриваемой системы по координатам $\varphi_{к.л}$ и $\varphi_{к.п}$ равны ($C=D$), тогда

$$\ddot{\varphi}_{к.л} = \frac{C}{A_{л} + B}; \quad \ddot{\varphi}_{к.п} = \frac{D}{A_{п} + B}, \quad (16)$$

т.е. угловые замедления колес одной оси могут быть равными только при равенстве их обобщенных сил и моментов инерции, когда $A_{л} = A_{п}$.

Разность угловых замедлений колес при действии конструктивных и эксплуатационных факторов неравномерности тормозных качеств и условия равенства их моментов инерции определяется отношением разности обобщенных сил к моменту инерции колес:

$$\Delta \ddot{\varphi}_k = \ddot{\varphi}_{к.л} - \ddot{\varphi}_{к.п} = \frac{1}{J_k} \left\{ N_{к2}'' \varphi_{ск}'' r_{к2}'' \left[\lambda_N (\lambda_{\varphi_{ск}} K_k + 1) - 1 \right] + M_{т2}'' (1 - \lambda_{M_t}) + M_{f2}'' (1 - \lambda_{M_f}) - M_{тр}'' (1 + \lambda_{M_{тр}}) \right\}. \quad (17)$$

Для устранения разности угловых замедлений колес одной оси при торможении необходимо заблокировать дифференциал моментом, значение которого определим, приравняв выражение (17) к нулю:

$$M_{тр} = \frac{1}{i_{б.п} (1 + \lambda_{M_{тр}})} \left\{ N_{к2}'' \varphi_{ск}'' r_{к2}'' \left[\lambda_N (\lambda_{\varphi_{ск}} K_k + 1) - 1 \right] + M_{т2}'' (1 - \lambda_{M_t}) + M_{f2}'' (1 - \lambda_{M_f}) \right\}.$$

Принимая коэффициенты неравномерности равными: $\lambda_N = 0,45$; $\lambda_{\varphi_{ск}} = 0,7$; $\lambda_{M_t} = 0,95$; $\lambda_{M_f} = 0,9$; $K_k = 0,9$; $\lambda_{M_{тр}} = 0,95$; при $N_{к2} = 20$ кН; $\varphi_{ск}'' = 0,7$; $r_{к2}'' = 0,73$ м; $f'' = 0,1$; $i_{б.п} = 4,5$, получим значение момента трения муфты блокирования дифференциала применительно к тракторам "Беларусь", равное 0,34 кН·м.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М., 1966, с. 5-60. 2. Скойбеда А.Т. Об оценочном критерии параметров системы автоматического блокирования межколесных дифференциалов трактора. - В сб.: Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1976, вып. 8. 3. Хачатуров А.А. и др. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель. М., 1976, с. 367-404.