

при нелинейной зависимости между силой тяги и буксованием колес.

Л и т е р а т у р а

1. Guskov V.V. Making the 4 w.d. more competitive Some theoretical aspects of the performance vis a vis the 2 w.d. - J. Farm machine design Engineering. England, 1968, Dec.

УДК 629.113-592

Ю.М.Жуковский

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАКТОРОВ

Основными факторами, влияющими на механические и фрикционные свойства пар трения тормозных механизмов, являются их объемная и поверхностная температуры, а также температурный градиент. При высоких температурах существенно меняются механические свойства фрикционных материалов и характер взаимодействия элементов пар трения [1-3].

В конструкции серийных тормозных механизмов тракторов "Беларусь" кл. 14 кН используется эффект самоусиления. Это приводит к заклиниванию механизмов даже при служебных торможениях. В Отраслевой НИЛ колесных тракторов и на кафедре "Тракторы" БПИ созданы конструкции дисковых тормозных механизмов прямого действия с пневматическим приводом. Режимы работы этих тормозных механизмов существенно отличаются от режимов работы серийных конструкций, поэтому возникла необходимость их теплового расчета.

Динамическая схема для исследования энергетического баланса процесса торможения трактора в общем случае изображена на рис. 1. Если при торможениях с высокой интенсивностью можно пренебречь силами сопротивления качению, силами трения в трансмиссии и силой сопротивления воздуха, так как величина тормозных сил доходит до 98% от всех замедляющих сил [4-6], то при некоторых исследованиях, например при испытаниях типа II [7,8], пренебрежение этими силами сопротивления недопустимо вследствие того, что они соизмеримы с тормозными силами. Сила сопротивления движению трактора определяется следующим выражением:

$$P_c = P_T + P_f + P_T' + P_{сц} \cos \gamma + P_B - m_T g \sin \alpha, \quad (1)$$

где P_T – суммарная тормозная сила на колесах трактора; P_f – сила сопротивления качению; P'_T – сила трения в трансмиссии, приведенная к колесам трактора; $P_{сц}$ – усилие в сцепном устройстве между трактором и прицепом; P^B – сила сопротивления воздуха; $m_T g \sin \alpha$ – составляющая от веса трактора, параллельная наклонной плоскости.

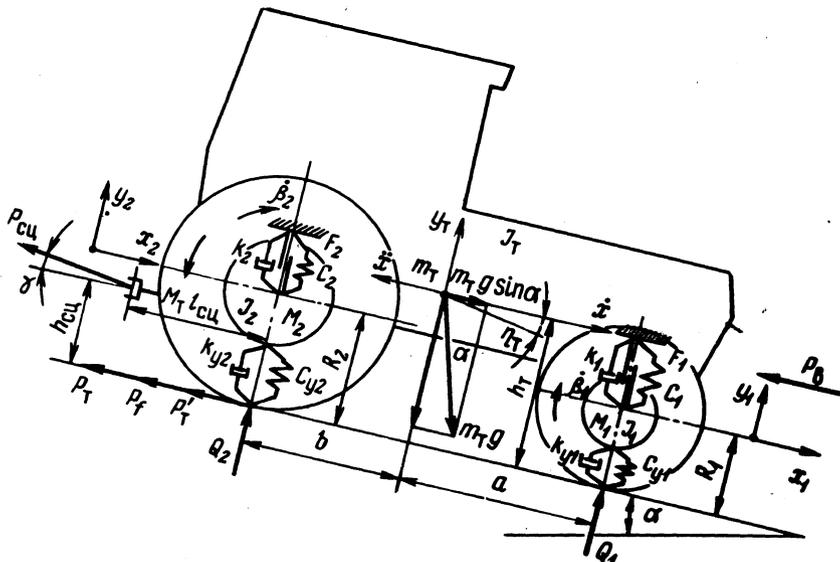


Рис. 1. Динамическая схема исследования энергетического баланса процесса торможения.

Известно, что тормозная сила не может превышать определенного значения, обусловленного нормальной реакцией на колесах заднего моста и коэффициентом сцепления колес с опорной поверхностью

$$P_T = \frac{M_T}{R_2} \leq Q_2 \varphi_{\max}, \quad (2)$$

где M_T – суммарный тормозной момент на задних колесах трактора; R_2 – радиус заднего колеса.

Слагаемые, входящие в правую часть уравнения (1), могут быть определены как расчетным, так и экспериментальным путем [9,10]. Эффективность торможения прицепа, оборудованного тормозными механизмами на всех колесах, выше, чем трактора, имеющего тормозные механизмы лишь на задних колесах, поэтому, как показали исследования, наиболее энергонагруженным для тормозных механизмов трактора является процесс торможения одиночного трактора. Для исследования изменения нормальных реакций на колесах трактора при торможении составим

систему дифференциальных уравнений, допустив, что вектор силы сопротивления воздуха проходит через центр тяжести трактора и колебания в продольном направлении не влияют на изменения нормальных реакций.

$$\left. \begin{aligned} M'_T \ddot{y}_T &= -Q_{\Pi 1} - Q_{\Pi 2} - P_{\text{сц}} \sin \gamma; \\ M_1 \ddot{y}_1 &= -Q_1 + Q_{\Pi 1}; \\ M_2 \ddot{y}_2 &= -Q_2 + Q_{\Pi 2}; \\ J_T \ddot{\eta}_T &= Q_{\Pi 1} a - Q_{\Pi 2} b + (P_T + P_f + P'_T) h_T + \\ &+ P_{\text{сц}} [(h_T - h_{\text{сц}}) \cos \gamma + (b + l_{\text{сц}}) \sin \gamma], \end{aligned} \right\} (3)$$

где M'_T — подрессоренная масса трактора; M_1 и M_2 — неподдресоренные массы соответственно переднего и заднего мостов; J_T — момент инерции остова трактора относительно оси, перпендикулярной его продольной плоскости и проходящей через центр тяжести; $Q_{\Pi 1}$ и $Q_{\Pi 2}$ — усилия в упругих элементах подвесок передних и задних колес; Q_1 и Q_2 — вертикальные реакции на колесах переднего и заднего мостов

$$\begin{aligned} Q_{\Pi 1} &= 2 [c_1 (y_T - a \eta_T - y_1) + k_1 (\dot{y}_T - a \dot{\eta}_T - \dot{y}_1) + \\ &+ F_1 \text{sign}(\dot{y}_T - a \dot{\eta}_T - \dot{y}_1)]; \\ Q_{\Pi 2} &= 2 [c_2 (y_T + b \eta_T - y_2) + k_2 (\dot{y}_T + b \dot{\eta}_T - \dot{y}_2) + \\ &+ F_2 \text{sign}(\dot{y}_T + b \dot{\eta}_T - \dot{y}_2)]; \\ Q_1 &= 2 (c_{y1} y_1 + k_{y1} \dot{y}_1); \quad Q_2 = 2 (c_{y2} y_2 + k_{y2} \dot{y}_2), \end{aligned} \quad (4)$$

где F_1 и F_2 — силы трения в подвесках передних и задних колес.

Характер протекания процессов буксования и скольжения пневматических шин в диапазоне рабочих режимов качественно одинаков и определяется взаимосвязью напряжений и деформаций в зоне контакта шины с опорной поверхностью, зависящими от физико-механических свойств обоих взаимодействующих тел. Это подтверждается теоретическими и экспериментальными исследованиями [11-13]. Математическая обработка кривых буксования тракторов показала, что они являются экспоненциальными функциями [14] и хорошо аппроксимируются зависимостями вида

$$\varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{кр max}} (1 - e^{-k\delta}). \quad (5)$$

Для процесса торможения выражение (5) примет вид

$$\varphi = \varphi_{\max} (1 - e^{-kS}), \quad (6)$$

где φ – текущее значение коэффициента использования сцепного веса при торможении.

Умножая обе части уравнения (6) на Q_2 и принимая во внимание, что φQ_2 – текущее значение тормозной силы P_T , после преобразований получим выражение для определения от-носительного скольжения задних колес трактора:

$$S = - \frac{\ln \left(1 - \frac{P_T}{Q_2 \varphi_{\max}} \right)}{k} \quad (7)$$

Замедление движения трактора с учетом инерционности задних колес и связанных с ними вращающихся масс трансмиссии

$$\ddot{x} = \frac{P_c}{m_T + \frac{2}{R_2^2}} \quad (8)$$

Скорость движения в момент времени t

$$\dot{x} = \dot{x}_{\text{нач}} - \int_0^t \ddot{x} dt, \quad (9)$$

где $\dot{x}_{\text{нач}}$ – начальная скорость движения перед торможением.

Тормозной путь, пройденный трактором за время t

$$x = \int_0^t \dot{x} dt. \quad (10)$$

Мощность, поглощаемая тормозными механизмами

$$N_T = M_T \ddot{\beta}_2 = M_T \frac{\dot{x}(1-S)}{R_2}. \quad (11)$$

Энергия, выделившаяся в тормозных механизмах трактора за время торможения t_T

$$W = \int_0^{t_T} M_T \dot{\beta}_2 dt. \quad (12)$$

Тепловая энергия, выделившаяся в одном тормозном механизме

$$W_{T.M} = \varphi W, \quad (13)$$

где Ψ - коэффициент, учитывающий распределение суммарного тормозного момента между колесами трактора.

Расчет температурных полей в металлических деталях тормозных механизмов производился по формуле, приведенной в работе [1]:

$$\vartheta_1 = \frac{(1 - \alpha_{т.п}) W_{т.м} b_1}{\lambda_1 t_T A_{a1}} \left\{ \left[\frac{1}{3} - \varepsilon_1 \left(1 - \frac{\varepsilon_1}{2} \right) \right] \tau_{N1} + \right. \\ \left. + \tau_{W F_{o1}} - \frac{2 \tau_N}{\pi^2} \sum_n \frac{1}{n^2} e^{-(\pi n)^2 F_{o1}} \tau \cos \pi n \varepsilon_1 \right\}, \quad (14)$$

с введением в нее коэффициента ξ_i , учитывающего долю тепловой энергии, выделяющуюся на i -й поверхности трения, с использованием аналитических зависимостей, рассчитанных по формулам (11 и 12).

$$\vartheta'_{1i} = \vartheta_1 \xi_i \quad (15)$$

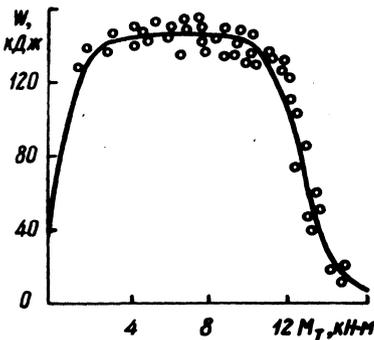


Рис. 2. Энергонагруженность тормозных механизмов в зависимости от суммарного тормозного момента на колесах трактора ($\psi = 0,5$). Торможение с начальной скоростью 9,1 м/с на асфальтированном шоссе ($\varphi_{\max} = 0,94$, $k = 13,2$). — — — расчетная зависимость; \circ — результаты эксперимента.

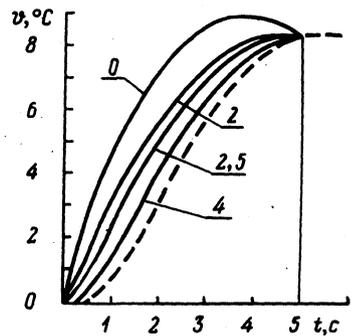


Рис. 3. Температура корпуса тормозного механизма на разных глубинах от поверхности трения ($W_{т.м} = 65,6$ кДж, $t_T = 5,0$ с). — — — расчетные зависимости; — — — экспериментальная зависимость.

Для тормозного механизма с четырьмя парами трения

$$\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 = 1. \quad (16)$$

С использованием настоящей методики составлена программа расчета на ЭЦВМ тепловых режимов работы тормозных механизмов тракторов.

Некоторые результаты экспериментальных исследований и теоретических расчетов представлены на рис. 2 и 3.

Экспериментальная зависимость на рис. 3, характеризующая рост температуры на глубине 2,5 мм от поверхности трения, полностью совпала с зависимостью температуры от времени для точки, находящейся на глубине 6 мм от поверхности трения, и оказалась смещенной от расчетной зависимости для глубины 2,5 мм. Это объясняется нарушением однородности материала корпуса тормозного механизма при установке в него термодатчика и ее инерционностью.

Таким образом, расчетные значения температур достаточно точно совпадают с экспериментальными.

Л и т е р а т у р а

1. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. — М., 1967.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. — М., 1968.
3. Зиновьев Е.В., Чичинадзе А.В. Физико-химическая механика трения и оценка асбестовых материалов. — М., 1978.
4. Гуськов В.В. Тракторы. Теория. — Мн., 1977, ч. II.
5. Sagi Ram. Eine theoretische Untersuchung des Bremsverhaltens Schlepper-Anhänger. — Grundlagen Landtechnik, 1970, N 6.
6. Dwyer M. The bracing performance of tractor-combinations. — J. Agr. Eng. Res., 1970, N 2.
7. ОСТ 37.001.016-70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытаний. Введ. 01.01.73.
8. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования. Введ. 01.01.81. Срок действия до 01.01.86.
9. Newcomb T.P., Spurr R.T. Braking of Road Vehicles. London, 1967.
10. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. — М., 1972.
11. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. — М., 1960.
12. Ульянов Н.А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. — М., 1969.
13. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. — М., 1972.
14. Парфенов А.П. О номинальном тяговом усилии сельскохозяйственного трактора. — Тракторы и сельхозмашины, 1968, № 2.