

УДК 536.12: 621.891

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТОРМОЗОВ ТРАКТОРА БЕЛАРУС-1222

В. А. БАЛАКИН^{а+}, В. П. СЕРГИЕНКО^б, В. П. ЧАУС^а

Приведен сравнительный анализ теплового режима работы сухих и маслоохлаждаемых тормозов трактора БЕЛАРУС-1222. Показана более высокая эффективность работы маслоохлаждаемых тормозов при длительных торможениях.

Ключевые слова: тормоз, трение, температура, тепловой поток, интенсивность фрикционного тепловыделения, толщина дисков.

Введение. Современные тракторы БЕЛАРУС-1222 выпускаются как с сухими, так и с маслоохлаждаемыми дисковыми тормозами (рис. 1).

В сухом тормозе работают шесть поверхностей трения, в маслоохлаждаемом — шестнадцать. Дисковые тормоза трактора БЕЛАРУС-1222 являются бортовыми. Передаточное отношение от оси тормоза к полуоси заднего колеса равно $i = \omega^*/\omega_0 = 6,9$.

Геометрические параметры тормозов приведены в табл. 1.

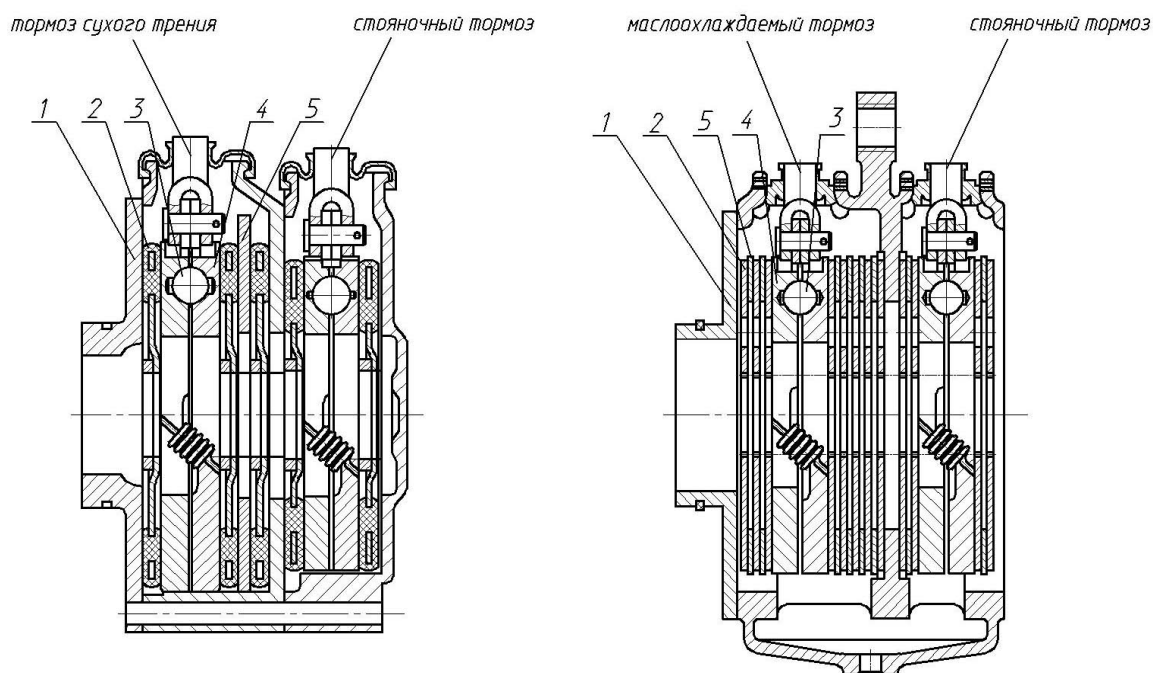


Рис. 1. Конструкции тормозов трактора БЕЛАРУС-1222: 1 — крышка корпуса; 2 — фрикционный диск; 3 — шарик; 4 — нажимной диск; 5 — промежуточный диск

а Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. Беларусь, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

б Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси. Беларусь, 246050, г. Гомель, ул. Кирова, 32а.

+ Автор, с которым следует вести переписку.

Таблица 1. Параметры тормозов

Параметры		Маслоохлаждаемый тормоз	Тормоз сухого трения
Количество пар трения n , шт		16	6
Объем масла, л	в правом тормозе	1	—
	в левом тормозе	1,5	—
Радиус трения, мм	Наружный r_2	102,5	102,5
	Внутренний r_1	76,0	67,5
	Средний r_{CP}	89,25	89,25
Угол наклона лунок, град		20	32
Радиус расположения распорных шариков, мм		83	83
Коэффициент трения f		0,08–0,12	0,30

Цель статьи — сравнительный анализ теплового режима работы тормозов трактора при его экстренном торможении от максимальной скорости движения на горизонтальной сухой асфальтовой дороге, а также при его движении по длинному спуску с уклоном 9%.

Экстренное торможение трактора на сухой горизонтальной дороге. Расчетная схема трактора представлена на рис. 2.

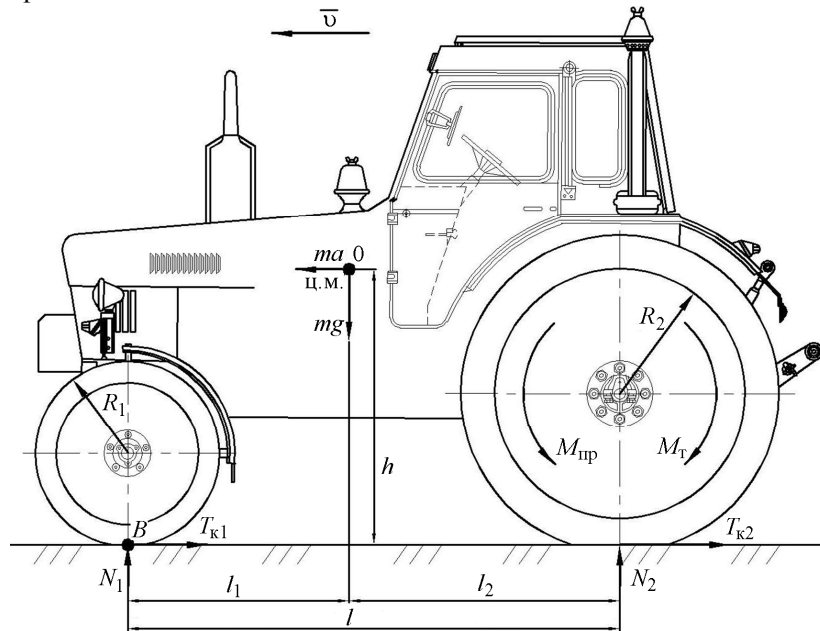


Рис. 2. Схема сил и моментов, действующих на трактор при торможении на сухой горизонтальной дороге

Эта схема учитывает случай торможения трактора с включенной передачей, а следовательно, с необходимостью гашения кинетической энергии его вращающихся масс.

Из уравнения моментов $\Sigma M_B = 0$ получаем

$$mah + 2N_2l - mgl_1 = 0,$$

откуда

$$N_2 = \frac{mgl_1 - mah}{2l}.$$

Поскольку $a = \varphi g$, то

$$N_2 = \frac{mg(l_1 - \varphi h)}{2l}.$$

Момент силы трения ведущего колеса равен:

$$M_{K_2} = \varphi N_2 R_2 = \varphi \frac{mg(l_1 - \varphi h)}{2l} R_2. \tag{1}$$

Максимальный момент трения при условии отсутствия юза равен:

$$M_{\tau} = M_{K_2} = TR_{cp},$$

откуда

$$T = \frac{M_{K_2}}{R_{cp}} = \varphi \frac{mg(l_1 - \varphi h)}{2l} \frac{R_2}{R_{cp}}. \quad (2)$$

Кинетическая энергия поступательного движения трактора и вращающихся масс его деталей и узлов (передних и задних колес, маховика, шестерен, валов, дисков) в процессе экстренного торможения на горизонтальной дороге равна работе сил трения в тормозах:

$$E = \frac{J_{пп} \omega_0^2}{2} + \frac{m v_0^2}{2} = 2TS_{\tau}^*, \quad (3)$$

где путь трения в тормозе при условии, что $T = \text{const}$, равен:

$$S_{\tau}^* = \frac{v_0^*}{2} t_{\tau} = \frac{\omega_0^* R_{cp}}{2} t_{\tau}, \quad (4)$$

где

$$\omega_0^* = i \omega_0. \quad (5)$$

Кинетическая энергия вращающихся масс трансмиссии трактора, приведенная к ведущей оси, равна:

$$E_{BP} = \frac{J_{пп} \omega_0^2}{2} = \frac{J_0 \omega_0^2}{2} + \sum_{i=1}^{i=k} \frac{J_i \omega_i^2}{2},$$

откуда приведенный к осям заднего колеса момент инерции вращающихся масс трактора равен:

$$J_{пп} = J_0 + \sum_{i=1}^{i=k} J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_0} \right)^2,$$

$$J_i = m_i r_i^2.$$

Подставляя правые части формул (2), (4), (5) в уравнение (3), имеем:

$$E = \frac{\varphi mg(l_1 - \varphi h) i v_0 t_{\tau}}{2l},$$

откуда полное время торможения трактора:

$$t_{\tau} = \frac{2El}{\varphi mg(l_1 - \varphi h) i v_0}. \quad (6)$$

Путь торможения трактора равен:

$$S_{\tau} = \frac{v_0}{2} t_{\tau}.$$

Начальная интенсивность фрикционного тепловыделения на поверхности контакта двух дисков тормоза:

$$q_0 = \frac{M_{\tau}^* \omega_0^*}{A_{a_1} n}.$$

Если пренебречь трением в подшипниках и в конечной зубчатой передаче, то:

$$M_{\tau}^* \omega_0^* = M_{\tau} \omega_0,$$

откуда
$$M_{\tau}^* = M_{\tau} \frac{\omega_0}{\omega_0^*},$$

и, следовательно,

$$q_0 = \frac{M_{\tau} \omega_0}{A_{a_1} n} = \frac{M_{\tau} v_0}{A_{a_1} n R_2}, \quad (7)$$

где $\omega_0 = v_0 / R_2$.

С учетом формулы (1) уравнение (7) принимает вид:

$$q_0 = \frac{\varphi mg (l_1 - \varphi h) v_0}{2 A_{a_1} n l}. \quad (8)$$

Отсюда видно, что начальная интенсивного фрикционного тепловыделения обратно пропорциональна количеству пар трения n , а следовательно, в сухом тормозе она выше, чем в маслоохлаждаемом.

Наибольшие средние приращения температур возникают на поверхности трения промежуточного диска (рис. 1, поз. 5) и равны [1, 2]:

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{\alpha_{\tau} K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta_2'(0, Fo_2) - \frac{\alpha_{\tau} K_{вз} q_0 h_2^3}{t_{\tau} \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_2), \quad (9)$$

где

$$\Theta_2'(0, Fo_2) = Fo_2 + \frac{1}{3} + \sum A_n' \cos \mu_n \exp(-\mu_n^2 Fo_2);$$

$$\Theta_2''(0, Fo_2) = \frac{Fo_2^2}{2} + \frac{Fo_2}{3} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A_n'' \cos \mu_n \exp(-\mu_n^2 Fo_2);$$

$$Fo_2 = \frac{a_2 t}{h_2^2}, \quad \mu_n = n\pi, \quad A_n' = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2}, \quad A_n'' = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^4}.$$

Функции $\Theta_2'(0, Fo_2)$, $\Theta_2''(0, Fo_2)$ зависят от числа Фурье.

Коэффициенты распределения тепловых потоков α_{τ} и взаимного перекрытия $K_{вз}$ равны:

$$\alpha_{\tau} = \frac{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}, \quad K_{вз} = \frac{A_{a_1}}{A_{a_2}}.$$

Уравнение (9) переписываем в следующем виде:

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = K_1 \Theta_2'(0, Fo_2) - K_2 \Theta_2''(0, Fo_2), \quad (10)$$

где $K_1 = \frac{\alpha_{\tau} q_0 h_2}{\lambda_2}$, $K_2 = \frac{\alpha_{\tau} q_0 h_2^3}{t_{\tau} \lambda_2 a_2}$.

Торможение трактора на длинном горном спуске. В условиях торможения трактора на длинном спуске (рис. 2) тепловую задачу можно рассматривать как стационарную. В этом случае работа проекции силы тяжести $mg \sin \alpha$ на пути S_{τ} преобразуется в теплоту трения в тормозах, которая поглощается его деталями (маслом) и частично передается в окружающую среду путем конвекции. Если пренебречь конвекцией, а также трением в трансмиссии, то:

$$S_{\tau} mg \sin \alpha = 2Q, \quad (11)$$

$$Q = \Delta \vartheta \sum c_i m_i.$$

Формулу (11) переписываем в виде:

$$v t_{\tau} mg \sin \alpha = 2 \Delta \vartheta \sum c_i m_i,$$

откуда:

$$\Delta\theta = \frac{v t_T m g \sin \alpha}{2 \sum c_i m_i} \quad (12)$$

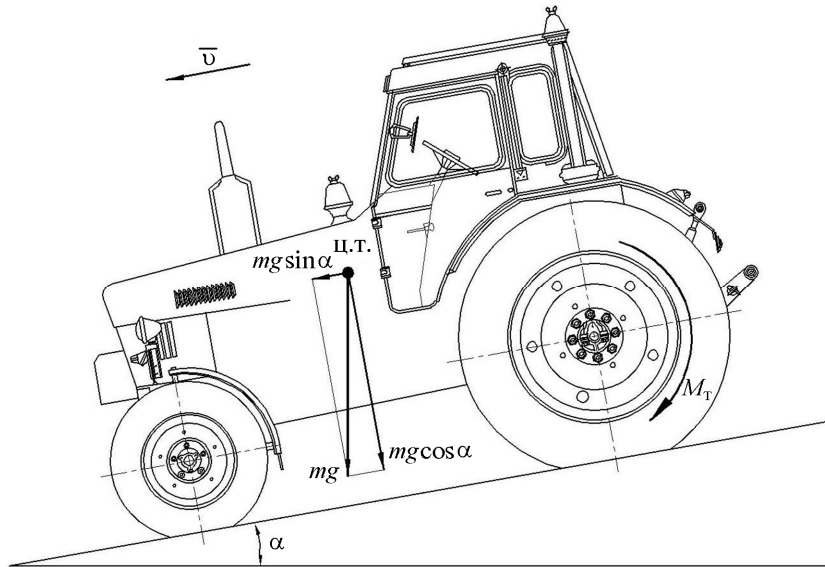


Рис. 3. Торможение трактора на горном спуске

Примеры расчета. 1. Проведем тепловой расчет сухого тормоза трактора БЕЛАРУС-1222 в условиях экстренного торможения от допустимой максимальной скорости $v_0 = 39,8$ км/ч (11,05 м/с) и имеющего максимальную разрешенную массу $m = 8000$ кг на горизонтальной дороге при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,7$. Воспользуемся данными: $\lambda_1 = 0,96$ Вт/м·К; $\rho_1 = 2000$ кг/м³; $c_1 = 1200$ Дж/кг·К; $a_1 = 4 \cdot 10^{-7}$ м²/с; $\lambda_2 = 30$ Вт/м·К; $\rho_2 = 7700$ кг/м³, $c_2 = 540$ Дж/кг·К; $a_2 = 7,21 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $A_{a1} = 0,019$ м²; $K_{ВЗ} \approx 0,9$; $\alpha_T = 0,12$; $2h_2 = 6$ мм; $l = 2760$ мм; $l_2 = 1104$ мм; $h = 965$ мм; $J_{ПР} = 4160$ кг·м².

Результаты расчетов приращений температур по формулам (6, 8—10) сведены в табл. 2.

2. В маслоохлаждаемом тормозе трактора БЕЛАРУС-1222 ($K_{ВЗ} = 0,6$; $A_{a2} = 0,015$ м²; $A_{a1} = 0,009$ м²; $2h_2 = 5$ мм) при экстренном торможении от максимальной допустимой скорости на сухой горизонтальной дороге интенсивность фрикционного тепловыделения $q_0 = 755$ кВт/м²; $[\theta_2(0, F_{O_2}) - \theta_0]_{\max} = 23,5$ К. Расчет температуры проведен по формуле (10) без учета нагрева масла.

3. Расчет среднего приращения температуры в сухом тормозе при движении трактора БЕЛАРУС-1222 со скоростью $v = 18$ км/ч (5 м/с) по спуску длиной 1000 метров с уклоном 9% проводим по формуле (12):

$$\Delta\theta = \frac{v t_T m g \sin \alpha}{2(c_1 m_1 + c_2 m_2)} = 152 \text{ К,}$$

где $m_1 = 2,5$ кг — масса фрикционных элементов; $m_2 = 37,5$ кг масса металлических деталей тормоза, участвующих в теплопоглощении.

4. Среднее приращение температуры в маслоохлаждаемом тормозе при движении трактора БЕЛАРУС-1222 со скоростью $v = 18$ км/ч по спуску длиной 1000 метров и уклоном 9%, в соответствии с формулой (12), равно:

Таблица 2. Результаты расчетов

Параметр	Значение
$\frac{J_{ПР} \omega_0^2}{2}$, кДж	330
$\frac{m v_0^2}{2}$, кДж	488
$W = \frac{J_{ПР} \omega_0^2}{2} + \frac{m v_0^2}{2}$, кДж	818
$t_T = \frac{(J_{ПР} \omega_0^2 + m v_0^2) \gamma}{\varphi m g (l_1 - \varphi h) v_0}$, с	1,1
$S_T = \frac{v_0}{2} t_T$, м	6,07
$q_0 = \frac{\varphi m g (l_1 - \varphi h) v_0}{2 A_{a1} n l}$, кВт/м ²	961
$K_1 = \frac{(1 - \alpha_T) q_0 h_2 K_{ВЗ}}{\lambda_2}$, К	77,09
$K_2 = \frac{(1 - \alpha_T) q_0 K_{ВЗ} h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2}$, К	87,46
$[\theta_2(0, F_{O_2}) - \theta_0]_{\max}$, К	40,7

$$\Delta\vartheta = \frac{\upsilon t_1 mg \sin \alpha}{2(c_1 m_1 + c_2 m_2 + c_3 m_3)} = 70 \text{ К},$$

где $m_1 = 2$ кг — масса фрикционных элементов; $m_2 = 81,4$ кг — масса металлических деталей тормоза, участвующих в теплопоглощении; $m_3 = 1,35$ кг — масса масла; $c_3 = 3000$ Дж/кг·К — удельная теплоемкость масла.

Заключение. Анализ теплового режима работы тормозов в условиях экстренного торможения трактора Беларус-1222 показал, что максимальные приращения средних температур поверхностей трения в маслоохлаждаемых тормозах ниже, чем в сухих. Это, в основном, обусловлено увеличением количества пар трения и снижением интенсивности фрикционного тепловыделения.

При торможении трактора на длинном спуске маслоохлаждаемые тормоза обладают лучшей способностью поглощать теплоту трения за счет большей суммарной массы промежуточных дисков и наличия масла. Необходимо также учесть, что масло передает теплоту трения корпусу тормоза, увеличивая конвективный теплоотвод. Смазывание поверхностей трения уменьшает их износ.

Недостатком маслоохлаждаемого тормоза являются его большие осевые габариты и связанная с этим трудность размещения его в околоколесном пространстве.

Обозначения

m — масса трактора; $m_{1,2,3,4,5}$ — массы крышек промежуточных дисков, фрикционных элементов, нажимных дисков, масла; m_i — массы отдельных деталей и узлов; a — ускорение торможения; g — ускорение свободного падения; l — база трактора; l_1 — расстояние от передней оси до центра тяжести трактора; h — расстояние от дороги до центра тяжести; φ — коэффициент сцепления; N_2 — реакция со стороны дороги на заднее колесо; R_2 — радиус заднего колеса; R_{cp} — средний радиус трения в тормозе; T — сила трения в тормозе; T_{K_1}, T_{K_2} — силы трения качения передних и задних колес; υ_0 — начальная скорость торможения; υ — скорость; ω_0^* , ω_0 — угловые скорости вала тормоза и заднего колеса; ω_i — угловые скорости отдельных деталей и узлов; E — кинетическая энергия; E_{BP} — кинетическая энергия вращающихся масс трансмиссии; S_T^* — тормозной путь в тормозе; S_T — путь торможения трактора; t_T — полное время торможения; J_0 — момент инерции задних колес; $J_{пр}$ — приведенный к оси трактора момент инерции; r_i — радиус инерции отдельных деталей; k — количество вращающихся деталей и узлов; M_T^* , M_T — моменты трения в тормозе и заднем колесе; ϑ_0 — начальная температура; ϑ_2 — средняя температура поверхности трения тормоза; $\Delta\vartheta$ — средняя объемная температура трущихся частей тормоза; α — угол наклона дороги; $\lambda_{1,2}$, $c_{1,2}$, $\rho_{1,2}$, $a_{1,2}$ — теплопроводность, удельная теплоемкость, плотность, температуропроводность фрикционной накладки и контртел; c_3 — удельная теплоемкость масла; h_2 — полутолщина промежуточного диска; A_{a_1}, A_{a_2} — номинальные площади контакта фрикционной накладки и диска; $K_{вз}$ — коэффициент взаимного перекрытия; α_T — коэффициент распределения тепловых потоков; q_0 — начальная интенсивность фрикционного тепловыделения; Q — теплота трения; Fo_2 — критерий Фурье.

Литература

1. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ. — 1999
2. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Лысенко Ю. В. Тепловой расчет маслоохлаждаемого тормоза // Трение и износ. — 2004 (25), № 6, 585—592

Поступила в редакцию 23.10.06.

Balakin V. A., Sergienko V. P., and Chau V. P. Comparative analysis of brakes of tractor Belarus-1222.

The comparative analysis of the thermal state of dry and oil-cooled brakes of a tractor Belarus-1222 is carried out. It is shown that oil-cooled brakes are more effective at long brakings.

Keywords: brake, friction, temperature, heat flow, frictional heat intensity, disc thickness.