

УДК 621.838: 621.891

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В. А. БАЛАКИН^а, В. П. СЕРГИЕНКО^б, П. Е. РОДЗЕВИЧ^а, Ю. В. ЛЫСЕНКО^а

Проведены расчеты приращений температур на поверхностях трения тормозов грузовых автомобилей различных марок в режиме экстренного торможения на горизонтальном участке дороги.

Ключевые слова: тормоз, расчет приращений температур, грузовые автомобили, фрикционное тепловыделение, тепловые потоки.

Введение. Большинство современных моделей грузовых автомобилей оборудовано барабанными (Б) тормозами. Однако наблюдается тенденция перехода от барабанных к дисково-колодочным тормозам со сплошным (ДКС) и “вентилируемым” (ДКВ) дисками. Например, ДКС толщиной 32 мм используется в автомобиле БелАЗ-7555.

Последние модели автомобилей таких марок как IVECO, MERCEDES и др. оснащены ДКВ.

Постановка задачи. При сравнительной оценке тормозов грузовых автомобилей будем считать, что кинетическая энергия движущегося автомобиля в режиме экстренного торможения распределяется равномерно между всеми тормозами, работы сил трения в которых равны.

Оценку тормозов проводим по величине средних приращений температур, возникающих на поверхности трения фрикционная накладка — барабан (диск). Тепловую задачу рассматриваем как одномерную, без учета теплоотдачи в окружающую среду.

Расчеты будем вести для случая торможения грузового автомобиля полной массы с его максимально допустимой скорости движения на горизонтальной поверхности сухой асфальтовой дороги ($\varphi = 0,7$).

Считаем, что фрикционные накладки изготовлены из одних и тех же материалов. Они обладают следующими теплофизическими свойствами:

$$\lambda_1 = 0,42 \text{ Вт/(м·К)}, c_1 = 800 \text{ Дж/(кг·К)}, \rho_1 = 2600 \text{ кг/м}^3, a_1 = 2,0 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Теплофизические свойства барабанов (дисков):

$$\lambda_2 = 30 \text{ Вт/(м·К)}, c_2 = 540 \text{ Дж/(кг·К)}, \rho_2 = 7300 \text{ кг/м}^3, a_2 = 7,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Если в процессе торможения $T = \text{const}$, то интенсивность фрикционного тепловыделения и тепловые потоки изменяются по линейным зависимостям:

$$q(t) = q_0 \left(1 - \frac{t}{t_\tau}\right),$$

$$q_1(t) = \alpha_\tau q_0 \left(1 - \frac{t}{t_\tau}\right),$$

^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.

⁺ Автор, с которым следует вести переписку.

$$q_2(t) = (1 - \alpha_\tau) q_0 \left(1 - \frac{t}{t_\tau}\right),$$

где $\alpha_\tau = \frac{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}$, $K_{вз} = \frac{2A_{a1}}{A_{a2}}$ — для барабанных и дисково-колодочных тормозов, имеющих по две колодки на одной дорожке трения.

Теоретическая часть. Тепловой расчет тормозов проводим по методике, изложенной в работах [1–4].

Средние приращения температур поверхности трения определяем по формуле

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = K_1 \Theta_2'(0, Fo_2) - K_2 \Theta_2''(0, Fo_2), \quad (1)$$

где
$$K_1 = \frac{(1 - \alpha_\tau) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2}, \quad K_2 = \frac{(1 - \alpha_\tau) K_{вз} q_0 h_2^3}{t_\tau \lambda_2 a_2},$$

$$q_0 = 2q_{cp} = \frac{mv_0^3}{16A_{a1}S_\tau}, \quad S_\tau = \frac{Kv_0^2}{2g\varphi}, \quad t_\tau = \frac{2S_\tau}{v_0},$$

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

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

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

Коэффициенты K_1 и K_2 являются константами для заданных режимов торможения (m_n, v_0, φ), конструктивных особенностей тормозов ($A_{a1}, K_{вз}$) и теплофизических свойств трущихся пар ($\lambda_{1,2}, c_{1,2}$).

Силу трения в зоне контакта фрикционная накладка—барабан (диск) можно выразить формулой

$$T = \tau A_{a1}.$$

Одна фрикционная пара при экстренном торможении на горизонтальном участке дороги гасит кинетическую энергию

$$W_1 = TS_\tau = \tau A_{a1} S_\tau,$$

откуда

$$\tau = \frac{W_1}{A_{a1} S_\tau}.$$

В то же время $W_1 = q_{cp} A_{a1} t_\tau$, тогда

$$\tau = \frac{q_{cp} t_\tau}{S_\tau} = \frac{q_{cp}}{v_{cp}} = \frac{2q_{cp}}{v_0} = \frac{q_0}{v_0}. \quad (2)$$

Выражение для q_0 можно представить также в виде

$$q_0 = \frac{m_n v_0^2}{nn A_{a1}}.$$

В знаменатель формулы (2) входит скорость скольжения v_0^* барабана (диска) относительно фрикционной накладке в начальный момент торможения. Эта скорость ниже скорости движения машины v_0 .

$$\text{Поскольку } v_0 = \omega R_k, \text{ а } v_0^* = \omega R, \text{ то } v_0^* = \frac{v_0 R}{R_k}.$$

$$\text{Тогда уравнение (2) приобретает вид } \tau = \frac{q_0 R_k}{v_0 R}.$$

Знание величины τ позволяет проводить оценку теплового и напряженно-деформированного состояний поверхностных слоев трущихся пар тормозов в зоне их фрикционного контакта.

Результаты расчетов. Среднее приращение температуры на поверхности трения определяли по формуле (1). Его величина зависит от кинетической энергии движущихся автомобилей, особенностей конструкции тормозов и времени торможения (рис. 1, 2).

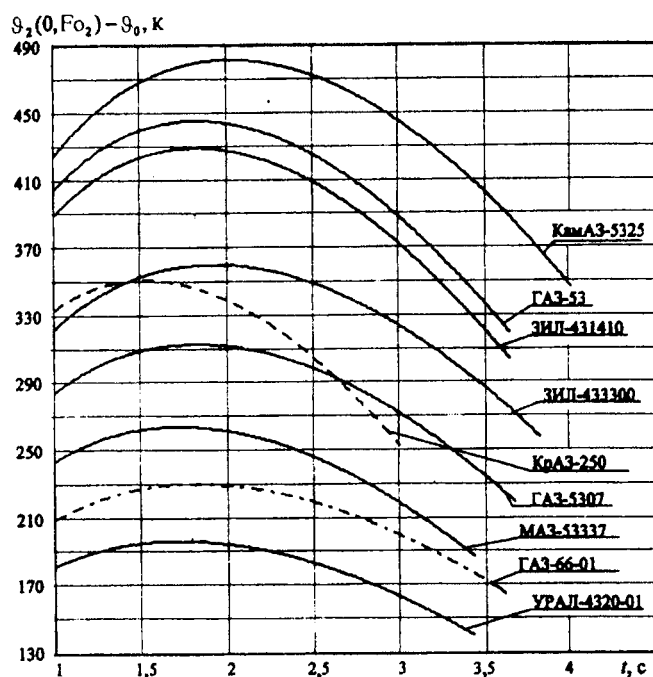


Рис. 1. Сравнительная оценка приращений температур в тормозах грузовых автомобилей общего назначения

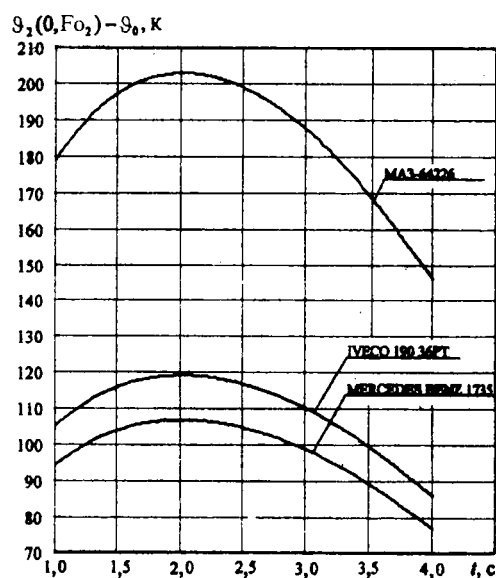


Рис. 2. Сравнительная оценка приращений температур в тормозах автопоездов

В таблице представлены данные о значениях полных масс грузовых автомобилей разных марок, максимально допустимых скоростях их движения, полных времен экстренного торможения на горизонтальной сухой асфальтовой дороге, интенсивностей фрикционного тепловыделения, коэффициентов распределения тепловых потоков, удельных сил трения, об особенностях конструкции тормозов и максимальных значениях приращений температур в зоне фрикционного контакта.

Наименьшее значение максимального приращения температуры и удельной силы трения, равное соответственно 107 К и 170 кН/м², наблюдается в тормозах автопоезда MERCEDES BENZ 1735 с трехосным полуприцепом. Этот автопоезд имеет сравнительно небольшую полную массу и оснащен десятью тормозами. Несколько большая теплонагруженность тормозов в автопоезде МАЗ-64226 с двухосным полуприцепом. Этот автопоезд обладает большей грузоподъемностью и также оборудован десятью тормозами.

В процессе торможения грузовых автомобилей ГАЗ-66 и УРАЛ-4320-01 удельная сила трения $\tau = 477$ кН/м². При этом средние приращения температур в зоне контакта фрикционная накладка—барабан не превышают 230 К.

Сравнительные характеристики тормозов грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Тип тормоза	m_n , кг	v_0 , км/ч	t_T , с	q_0 , МВт/м ²	α_T	τ , кН/м ²	h_2 , мм	A_{a1} , см ²	A_{a2} , см ²	$K_{вз}$	R_k , м	R , м	$[\vartheta_2(0, t) - \vartheta_0]_{\max}$, К
ГАЗ-5312	Б	7850	90	3,64	7,756	0,053	848	10	217	669	0,649	0,485	0,177	446
ГАЗ-3307	Б	7850	90	3,64	5,691	0,051	581	12	296	955	0,620	0,485	0,190	313
ГАЗ-66	Б	5770	90	3,64	4,183	0,051	477	12	296	955	0,620	0,542	0,190	231
ЗИЛ-431410	Б	10400	90	3,64	7,791	0,050	757	15	280	924	0,606	0,510	0,210	429
ЗИЛ-433100	Б	11500	95	3,84	6,512	0,050	599	15	400	1319	0,606	0,510	0,210	359
КамАЗ-5325	Б	19000	100	4,04	8,516	0,049	828	20	532	1759	0,605	0,540	0,200	481
КрАЗ-250	Б	24000	75	3,03	7,477	0,051	881	20	410	1319	0,621	0,540	0,220	360
МАЗ-53371	Б	16000	85	3,44	4,606	0,054	502	20	704	2111	0,667	0,540	0,210	263
УРАЛ-4320-01	Б	13325	85	3,44	3,751	0,050	477	15	480	1583	0,606	0,630	0,210	196
БелАЗ-7555	ДКС	92000	50	2,02	13,640	0,037	3468	32	402	1797	0,447	0,983	0,290	409
МАЗ-64226	Б	24000	100	4,04	3,688	0,048	341	20	624	2111	0,591	0,540	0,210	203
IVECO 190 36PT	Б	17500	100	4,04	1,970	0,053	181	24	847	2612	0,649	0,540	0,211	119
MERCEDES BENZ 1735	Б	17000	100	4,04	1,798	0,052	170	22	902	2834	0,637	0,560	0,205	107

По мере возрастания удельной силы трения повышается и тепловая нагруженность тормозов. Наибольшие средние приращения температур в режиме экстренного торможения со скорости 100 км/ч, равные 481 К, возникают на поверхности трения тормоза автомобиля КамАЗ-5325, имеющего относительно большую полную массу (19 т).

Дисково-колодочные тормоза позволяют резко увеличивать значения удельных сил трения.

Так в автомобиле БелАЗ-7555, оборудованном ДКС, при $\tau = 3468$ кН/м² средние приращения температур на поверхности трения равны 409 К.

Закключение. Сравнительный анализ результатов теплового расчета тормозов грузовых автомобилей различных марок в режиме экстренного торможения на сухой асфальтовой дороге показал, что средние приращения температур на поверхности трения зависят от многих факторов, наиболее значимыми из которых являются кинетическая энергия движущихся автомобилей, удельная сила трения и конструкция тормозов.

Обозначения

t — время; t_T — полное время торможения; ϑ_2 — температура барабана (диска); ϑ_0 — начальная температура; v_0 — начальная скорость машины; v_0^* — средняя линейная скорость дорожки трения диска (линейная скорость барабана); S_T — тормозной путь; α_T — коэффициент распределения тепловых потоков; $K_{вз}$ — коэффициент взаимного перекрытия; A_{a1} , A_{a2} — номинальные площади контакта фрикционной накладкой и барабана (диска); $\lambda_{1,2}$, $c_{1,2}$, $\rho_{1,2}$, $a_{1,2}$ — теплопроводность, теплоемкость, плотность, температуропроводность фрикционной накладкой и барабана (диска); m_n — полная масса; φ — коэффициент сцепления; W_1 — кинетическая энергия, поглощаемая одной фрикционной парой; T — сила трения; τ — удельная сила трения; R_k — радиус колеса; R — радиус барабана (средний радиус дорожки трения диска); h_2 — полутолщина сплошного, толщина “вентилируемого” дисков (барабана); Fo — число Фурье; K — коэффициент эксплуатационного состояния тормозов; q_0 — начальная интенсивность фрикционного тепловыделения; q_{cp} — средняя интенсивность фрикционного тепловыделения; $q_{1,2}$ — тепловые потоки в фрикционную накладку и диск (барабан); n — количество тормозов; n^* — количество фрикционных накладок.

Литература

1. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. Гомель: ИММС НАН Б, 1999
2. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловой расчет тормозов легковых автомобилей // Трение и износ, 1999 (20), № 3, 270—281