

УДК 621.891: 536.12

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА НА ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТОРМОЗАВ. А. БАЛАКИН^{а+}, В. П. СЕРГИЕНКО^б, В. П. ЧАУС^а, А. А. ИВАНОВ^а

Выполнены расчеты среднего приращения температуры на контактных поверхностях пары трения в тормозных устройствах, имеющих различную степень износа металлических дисков. Приведен анализ влияния износа на тепловые режимы работы тормозов автомобилей. Дано сравнение результатов расчетов тепловой нагрузки в передних и задних тормозах для условий экстренного торможения.

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

Введение. Современные легковые автомобили, как правило, оснащены дисково-колодочными тормозами со сплошными (ДСК) или вентилируемыми (ДВК) металлическими дисками. У некоторых марок автомобилей задние тормоза являются барабанными (Б). Обычно правилами технической эксплуатации автомобилей допускается односторонний износ дисков (барабанов) $\approx 1 \cdot 10^{-3}$ м. Тепловая напряженность узла трения увеличивается по мере изнашивания теплопоглотителя — металлического диска, при этом снижается эффективность тормоза и увеличивается вероятность его отказа.

Цель работы — анализ влияния износа металлических дисков на тепловое состояние тормозов различной конструкции.

Постановка задачи. Тепловой расчет тормозов автомобилей проводили для условий, при которых реализуется максимальный нагрев поверхностей трения — экстренное торможение со скорости 120 км/ч на сухой горизонтальной асфальтовой дороге с коэффициентом сцепления колес и дорожного покрытия $\varphi = 0,8$. Расчет выполняли для различной толщины металлического диска тормоза: 1 — неизношенная (исходная), 2 — изношенная на предельно допустимую величину ($1 \cdot 10^{-3}$ м) и сверх допустимой нормы, например, на $2 \cdot 10^{-3}$ м.

Исследование влияния износа диска на тепловой режим работы тормозов различной конструкции проводили для автомобилей следующих марок: Mazda 626 2.2i, VAZ-2109, Fiat Croma 2.0i Turbo, Volvo 780. В табл. 1 приведены геометрические параметры тормозов с исходными неизношенными дисками (барабанами).

Таблица 1. Геометрические параметры тормозов

Марка автомобиля	Тормоза							
	Передний				Задний			
	Вид тормоза	h_2 , мм	A_{a1} , мм ²	$K_{вз}$	Вид тормоза	h_2 , мм	A_{a1} , мм ²	$K_{вз}$
VAZ-2109	ДСК	5	3298	0,125	Б	6,0	8399	0,668
Mazda 626	ДВК	6	5130	0,194	ДСК	6,5	2892	0,110
Fiat Croma	ДВК	6	3448	0,085	ДСК	5,0	3572	0,125
Volvo 780	ДВК	6	5392	0,160	ДСК	6,5	5538	0,164

а 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.

Из приведенных в табл. 1 данных видно, что тормоза отличаются друг от друга величиной коэффициента взаимного перекрытия трущихся пар $K_{вз} = \frac{A_{a1}}{A_{a2}}$, и толщиной сплошного диска $2h_2$, которая колеблется в пределах от 10 (ВАЗ-2109, Fiat Croma) до 13 мм (Mazda 626, Volvo 780).

При расчетных исследованиях температурных полей на контактных поверхностях пары трения тормоза в процессе торможения были приняты следующие допущения [1—3]:

- тепловой поток одномерный и направлен по нормали к поверхности трения;
- теплофизические характеристики материалов пары трения не зависят от температуры;
- в связи с кратковременностью процесса торможения конвективным теплообменом при фрикционном нагреве можно пренебречь;
- силы инерции, возникающие в процессе торможения, не учитываются.

Теоретические зависимости. При расчете пути торможения принимаем, что момент сил трения качения равен моменту сил трения в тормозах. Пренебрегая также силой аэродинамического сопротивления воздуха, воспользуемся зависимостью

$$\frac{mv_0^2}{2} = T_{\kappa} S_{\tau} = \varphi mg S_{\tau},$$

откуда величина тормозного пути с момента начала срабатывания тормоза определяется по формуле

$$S_{\tau} = \frac{v_0^2}{2g\varphi}. \quad (1)$$

Среднее приращение температуры поверхности трения в тормозах с неизношенными дисками для случая экстренного торможения при условии $T = \text{const}$ определяется формулой [4—6]

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_{\tau}) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta_2'(0, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_{\tau}) K_{вз} q_0 h_2^3}{t_{\tau} \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_2), \quad (2)$$

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

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

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

$$\alpha_{\tau} = \frac{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}, \quad q_0 = 2q_{cp} = \frac{2W_1}{A_{a1} t_{\tau}}, \quad q_{cp} = \frac{W_1}{A_{a1} t_{\tau}}.$$

Если пренебречь силой инерции автомобиля при его экстренном торможении, то

$$W_1 = \frac{mv_0^2}{n_1 n_2} = \frac{mv_0^2}{8}.$$

Полученные зависимости свидетельствуют о том, что тормозной путь S_{τ} не зависит, а интенсивность фрикционного тепловыделения \dot{q}_{τ} зависит от массы автомобиля.

Среднее приращение температуры поверхности трения в тормозах с изношенными дисками определяется зависимостью

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_{\tau}) q_0 K_{вз} (h_2 - \Delta h_2)}{\lambda_2} \Theta_2'(0, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_{\tau}) q_0 K_{вз} (h_2 - \Delta h_2)^3}{t_{\tau} \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_2), \quad (3)$$

где $Fo_2 = \frac{a_2 t}{(h_2 - \Delta h_2)^2} .$

В соответствии с принятыми выше ограничениями для дисков с допустимым максимальным износом $\Delta h_2 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и для дисков, износ которых превысил допустимую норму $\Delta h_2 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Из выражений (2, 3) видно, что среднее приращение температуры поверхности трения прямо пропорционально коэффициенту взаимного перекрытия трущихся пар $K_{вз}$, начальной интенсивности фрикционного тепловыделения q_0 и зависит от толщины дисков (барабанов), изменяется в результате изнашивания. От толщины диска (барабана) зависят также безразмерные функции Fo_2 , $\Theta_2'(0, Fo_2)$, $\Theta_2''(0, Fo_2)$.

Результаты расчетов и их анализ. Сравнительный анализ теплового режима работы тормозов автомобилей проводили при условии, что трущиеся пары выполнены из одинаковых материалов. Считаем, что фрикционную пару образуют накладки из безасбестового фрикционного материала, имеющие следующие теплофизические характеристики: $\lambda_1 = 0,96 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $c_1 = 1200 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, $\rho_1 = 2000 \text{ г/м}^3$, $a_1 = 4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ и контртело, изготовленно из чугуна: $\lambda_2 = 30 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $c_2 = 540 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, $\rho_2 = 7700 \text{ кг/м}^3$, $a_2 = 7,21 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

В расчетах учитывались параметры, приведенные в табл. 2. Результаты расчетов, приведенные в табл. 3 и 4, свидетельствуют о том, что максимальное значение среднего приращения температуры поверхности трения в передних тормозах с предельно-допустимым износом дисков наблюдается у автомобилей с наибольшими значениями параметра $K_{вз} q_0$ (ВАЗ-2109, Mazda 626), а также наименьшим значением полутолщины сплошного диска. Соответственно, у автомобиля с наименьшим значением параметра $K_{вз} q_0$ (Fiat Croma) температура поверхности трения — минимальна.

Таблица 2. Основные параметры, определяющие тепловой режим работы тормозов

Марка автомобиля	Масса <i>m</i> , кг	Тормоз							
		передний				задний			
		$ q_0$, МВт/м ²	$ K_{вз} q_0$, МВт/м ²	$ h_2$, мм		$ q_0$, МВт/м ²	$ K_{вз} q_0$, МВт/м ²	$ h_2$, мм	
				предельно-допустимый износ дисков	диски, изношенные выше нормы			предельно-допустимый износ дисков	диски, изношенные выше нормы
ВАЗ-2109	1340	13,28	1,66	4	3	5,21	3,48	5,0	4,0
Mazda 626	1780	11,35	2,20	5	4	20,07	2,20	5,5	4,5
Fiat Croma	1750	16,59	1,41	5	4	16,03	2,00	4,0	3,0
Volvo 780	1600	9,68	1,54	5	4	9,44	1,54	5,5	4,5

Таблица 3. Результаты расчетов приращения температуры для передних тормозов

Марка автомобиля	Максимальное значение среднего приращения температуры поверхности трения, К			Отношение средних приращений температур $ \Delta \theta_{изн} / \Delta \theta_{неизн}$, %	
	Неизношенный диск	$ \Delta h_2$, мм		$ \Delta h_2$, мм	
		1	2	1	2
ВАЗ-2109	185	220	285	18,9	54
Mazda 626	225	245	290	8,8	28,8
Fiat Croma	145	160	190	10,3	31
Volvo 780	160	175	205	9,3	28,1

Таблица 4. Результаты расчетов приращения температуры для задних тормозов

Марка автомобиля	Максимальное значение среднего приращения температуры поверхности трения, К			Отношение средних приращений температур $ \Delta \theta_{изн} / \Delta \theta_{неизн}$, %	
	Неизношенный диск (барабан)	$ \Delta h$, мм		$ \Delta h$, мм	
		1	2	1	2
ВАЗ-2109	340	370	440	8,8	29,4
Mazda 626	220	235	260	6,8	18,1
Fiat Croma	225	265	345	17,7	53,3
Volvo 780	155	165	185	6,4	19,3

Максимальное значение среднего приращения температуры поверхности трения в задних тормозах наблюдается в барабанных тормозах. Значение параметра $K_{вз}q_0$ в этом случае — наибольшее (ВАЗ-2109). Наименьшее значение максимального среднего приращения температуры поверхности трения — у тормозов с наибольшей толщиной диска $2h_2$ и наименьшим значением параметра $K_{вз}q_0$ (Volvo 780).

Заключение. Получены формулы для теплового расчета среднего приращения температуры поверхности трения в тормозах легковых автомобилей, учитывающие износ металлического диска (барабана).

Анализ теплового режима работы тормозов автомобилей показал, что среднее приращение температуры поверхности трения зависит от коэффициента взаимного перекрытия, начальной интенсивности фрикционного тепловыделения и толщины металлического контртела — диска или барабана. С увеличением износа, объем материала теплопоглотителя (контртела) уменьшается, что приводит к увеличению нагрева материалов пары трения.

Обозначения

t — время; t_r — полное время торможения; v_2 — температуры поверхности трения диска (барабана); v_0 — начальная температура поверхности трения; Δv — приращение температуры; $q_{ср}$ — средняя интенсивность фрикционного тепловыделения; q_0 — начальная интенсивность фрикционного тепловыделения; α_r — коэффициент распределения тепловых потоков; $K_{вз}$ — коэффициент взаимного перекрытия трущихся пар; A_{a1}, A_{a2} — номинальные площади контакта фрикционной накладки и дорожки трения металлического контртела; $\lambda_{1,2}, c_{1,2}, \rho_{1,2}, \alpha_{1,2}$ — теплопроводность, теплоемкость, плотность, температуропроводность материалов фрикционной накладки (индекс 1) и металлического контртела (индекс 2); $2h_2$ — толщина контртела (диска, барабана); T — сила трения; T_k — сила трения качения, Δh_2 — линейный износ металлического диска (барабана), m — масса автомобиля; φ — коэффициент сцепления; v_0 — начальная скорость автомобиля; S_r — тормозной путь; n_1 — количество тормозов; n_2 — количество фрикционных пар в тормозе; W — кинетическая энергия автомобиля в начале торможения; W_1 — кинетическая энергия, поглощаемая одним тормозом; Fo_2 — критерий Фурье.

Литература

1. Чичинадзе А. В., Матвеевский Р. М., Браун Э. Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. — М.: Наука. — 1986
2. Колесников В. И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах. — М.: Наука. — 2003
3. Тарасик В. П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. — Мн.: Наука и техника. — 1973
4. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ. — 1999
5. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловой расчет тормозов легковых автомобилей // Трение и износ. — 1999(20), № 3, 270—281
6. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Лысенко Ю. В. Оптимизация вентилируемых тормозов автомобилей // Трение и износ. — 2004 (25), № 5, 474—480

Поступила в редакцию 22.11.05

Balakin V. A., Sergienko V. P., Chaus V. P., and Ivanov A. A. **Effect of wear on heat conditions of brake operation.**

The average temperature rise on contact surfaces of a friction pair of brakes with the different wear of metallic discs has been calculated. The effect of wear on heat conditions of car brake operation has been analyzed. Calculated data on the temperature rise in front and rear brakes in emergency braking are compared.