

УДК 621.838: 621.891.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В. А. БАЛАКИН^{а+}, В. П. СЕРГИЕНКО^б

Приведены формулы для расчета интенсивности фрикционного тепловыделения, тепловых потоков и средних температурных полей, возникающих в дисковых и барабанных тормозах. Результаты расчетов обосновывают перспективность “вентилируемых” тормозов.

Ключевые слова: тормоз, интенсивность фрикционного тепловыделения, тепловые потоки, расчет, температура.

Введение. Дисковыми (по классификации, принятой в автомобильной промышленности) называются тормоза, состоящие из тормозного диска, охватываемого скобой (суппортом). В легковых автомобилях марок ВАЗ-(2101, 2103, 2106 и др.), Москвич-412, АЗЛК-2141, ЗАЗ (968М, 11022), ГАЗ-3102 скоба неподвижна. Например, у автомобиля ВАЗ-2101 (рис. 1) скоба 1 крепится двумя болтами со стопорной пластиной к кронштейну, установленному на поворотной цапфе. В скобе по обе стороны диска имеются отверстия, куда вставлены цилиндры 4 в сборе с поршнями 5 гидравлического привода тормозных колодок 8. Оба цилиндра соединены трубкой 10. Тормозной диск 11 прикреплен к ступице колеса и вращается вместе с ним. При нажиме на педаль тормоза, возникающее в гидравлической системе давление через поршни создает нормальную нагрузку в зоне фрикционного контакта накладки—диск, величина которой пропорциональна усилию, приложенному к педали. При отпуске педали давление в гидросистеме падает и колодки под действием сил упругости резиновых колец 6 отходят от диска, образуя зазор до 0,1 мм.

У перечисленных выше марок легковых автомобилей дисковыми тормозами оборудованы передние колеса.

Ряд марок легковых автомобилей, например Mercedes Benz (230TE, 250T, 280TE, 230CE, 280CE и т. п.) серии W123, имеют дисковые тормоза с неподвижной скобой на передних и задних колесах (рис. 2) [1]. В тормозе переднего колеса автомобиля “Нива” (ВАЗ-2121) скоба — плавающая с одним поршнем (рис. 3). Под действием давления в надпоршневом пространстве

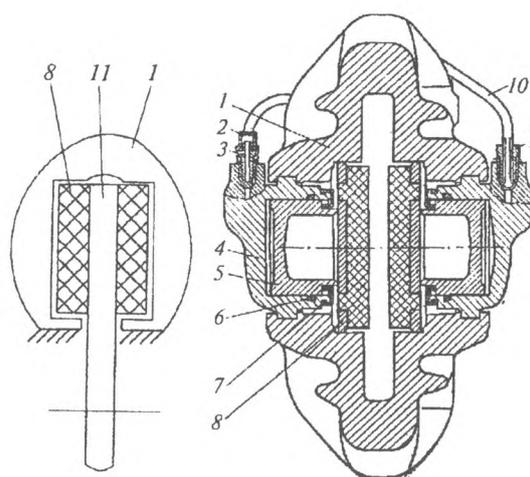


Рис. 1. Дисковый тормоз автомобиля ВАЗ-2101 с неподвижной скобой: 1 — корпус суппорта, 2 — грязезащитный колпачок клапана выпуска воздуха, 3 — клапан выпуска воздуха, 4 — колесный цилиндр, 5 — поршень, 6 — уплотнительное кольцо, 7 — пылезащитный колпачок, 8 — тормозная колодка, 9 — штуцер трубки, 10 — трубка, 11 — тормозной диск

^а Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. Беларусь, 246747, г. Гомель, пр. Октября, 48.

^б Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАНБ.

+ Автор, с которым следует вести переписку.

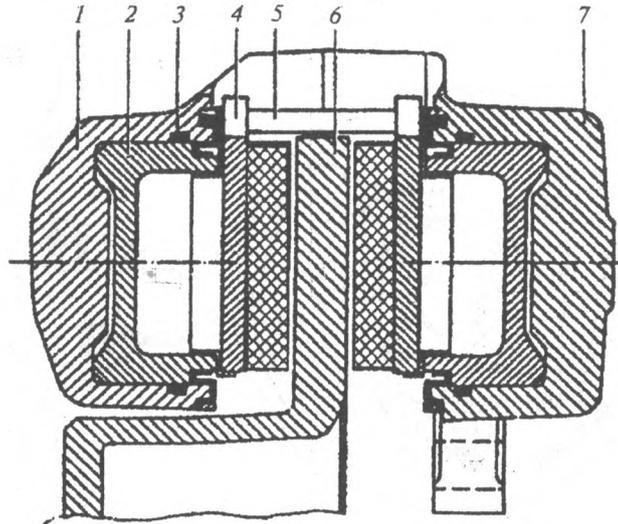


Рис. 2. Тормоз легкового автомобиля Mercedes Benz: 1, 7 – скоба, 2 – поршень, 3 – уплотнительное кольцо, 4 – тормозная колодка, 6 – тормозной диск

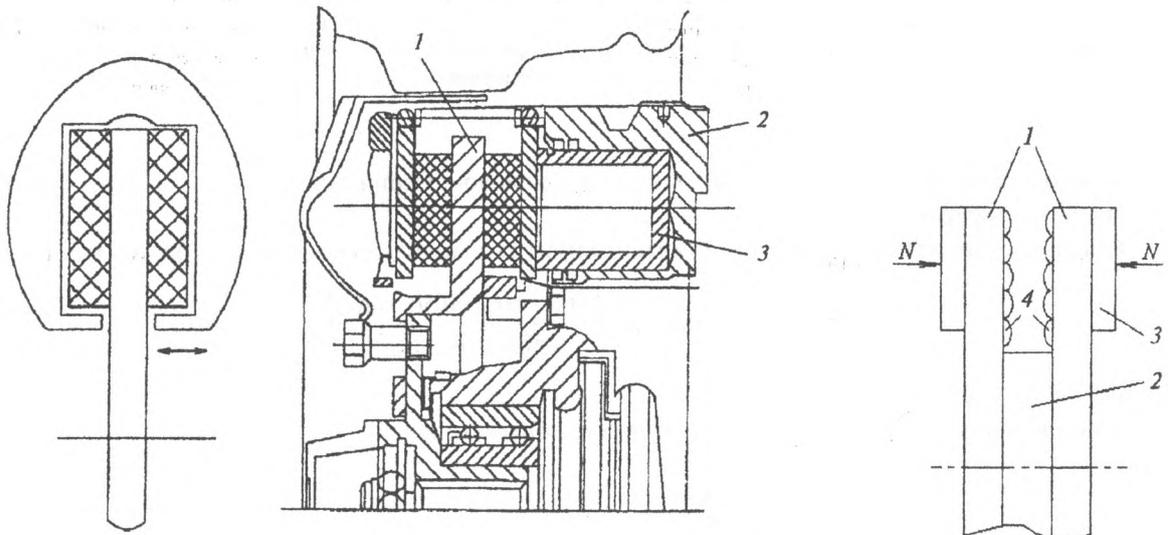


Рис. 3. Дисковый тормоз автомобиля ВАЗ-2121 с плавающей скобой: 1 – тормозной диск, 2 – скоба, 3 – поршень

Рис. 4. Схема “вентилируемого” дискового тормоза: 1 – тормозные диски, 2 – ступица, 3 – колодка, 4 – рифленные поверхности

нормальная нагрузка через поршень передается на правую колодку, а через скобу — на левую. Такой тормоз проще по конструкции, однако требует мер по уменьшению трения в зоне фрикционного контакта скоба — кронштейн. Тормозами с плавающей скобой и одним поршнем оборудованы передние и задние колеса автомобилей Audi (80, 100, 200), Peugeot 605, Fiat Croma 2000 и др. [2].

Передние колеса некоторых автомобилей, например Ford Sierra и др., оборудованы тормозами, у которых диски не сплошные, а двойные, разнесенные на некоторое расстояние друг от друга и соединенные между собой ступицей (рис. 4). С противоположных сторон от поверхностей трения поверхности дисков рифленые, что улучшает условия конвективного теплообмена с окружающей воздушной средой. Такие тормоза получили название — “вентилируемые”.

Задние колеса многих марок легковых автомобилей (ВАЗ, Москвич, ЗАЗ, ГАЗ, Mazda, Nissan, BMW, Volkswagen, Volvo и др.) оборудованы барабанными тормозами. Конструкция одного из таких тормозов представлена на рис. 5. При нажмe на пeдаль тормоза под действием давления жидко-

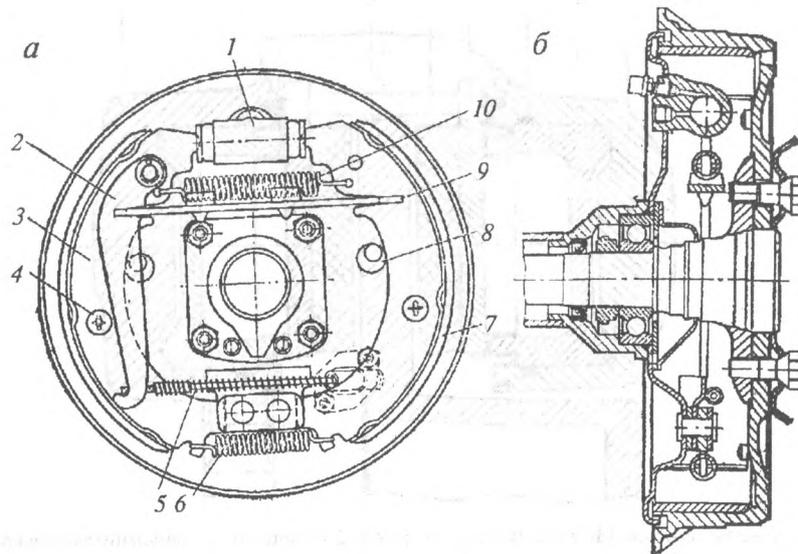


Рис. 5. Тормоз заднего колеса автомобиля ВА3-2101: а – общий вид (тормозной барабан снят); б – поперечный разрез; 1 – колесный цилиндр, 2 – рычаг ручного привода, 3 – колодка тормоза, 4 – чашка и опорная стойка колодки, 5 – трос привода ручного тормоза с оболочкой, 6 – нижняя стяжная пружина, 7 – фрикционная накладка, 8 – эксцентрик регулировки зазора между колодкой и барабаном, 9 – распорная планка, 10 – верхняя стяжная пружина

сти в гидроцилиндре 1, фрикционные накладки 7 колодок 3 прижимаются к вращающемуся вместе с колесом барабану.

Теоретическая часть. Для расчета тормозного пути автомобиля рекомендуется формула [3]

$$S_T = v_0(t_c + 0,5t_n) + \frac{K[v_0 + g(t_c + 0,5t_n) \sin \alpha]^2}{2g(\varphi \cos \alpha + \sin \alpha)},$$

где $[v_0] = \text{м/с}$; $[\alpha] = \text{град}$.

Установившееся замедление a определяется из выражения

$$a = \frac{g}{K}(\varphi \cos \alpha + \sin \alpha), [a] = \text{м/с}^2.$$

Для легковых автомобилей с гидравлическим приводом $t_c = 0,2 \text{ с}$. Значения t_n и K зависят от массы автомобиля и коэффициента сцепления φ (табл. 1). При $\varphi = 0,7$; $t_n = 0,5 \div 0,6$; $K = 1,1 \div 1,2$.

Таблица 1. Коэффициент сцепления φ при скорости 40 км/ч для различных дорожных покрытий, находящихся в удовлетворительном состоянии

Дорожные условия	Сухое покрытие	Мокрое покрытие
Асфальто- и цементнобетонные покрытия	0,7–0,8	0,4–0,5
Гравийное покрытие	0,6–0,7	0,3–0,4
Грунтовая дорога	0,5–0,6	0,2–0,4
Дорога, покрытая укатанным снегом	0,2–0,3	0,2–0,3
Обледенелая дорога	0,1–0,2	0,1–0,2

Примечание. При увеличении скорости движения АТС и изношенных шинах, а также при грязных покрытиях коэффициент сцепления резко снижается.

На горизонтальной поверхности дороги ($\alpha = 0^\circ$), тормозной путь определяется как

$$S_T = v_0(t_c + 0,5t_n) + \frac{Kv_0^2}{2g\varphi}.$$

При расчете тепловых процессов в тормозах легковых автомобилей принимаем

$$S_T = \frac{Kv_0^2}{2g\phi} \quad (1)$$

Значения тормозных путей для легковых автомобилей разных марок приведены в табл. 2.

Таблица 2. Технические характеристики тормозов легковых автомобилей

Марка	Полная масса, кг	Тормоза		Тормозной путь со скорости 80 км/ч S_T , м
		передние	задние	
ВАЗ-1111 "Ока"	975	дисковые	барабанные	38
ЗАЗ-968М "Запорожец"	1200	—"	—"	43,2
ЗАЗ-11022 "Таврия"	1127	—"	—"	43,2
ВАЗ-2101, 21011	1355	—"	—"	38
ВАЗ-2105	1395	—"	—"	38
ВАЗ-2106	1435	—"	—"	38
ВАЗ-2108	1325	—"	—"	38
ВАЗ-2109, 21093, 21099	1340	—"	—"	38
Москвич-412	1400	—"	—"	43,2
АЗЛК-2141	1455	—"	—"	43,2
ГАЗ-2410 "Волга"	1790	—"	—"	43,2
ГАЗ 3102 "Волга"	1850	—"	—"	43,2
ВАЗ-2121 "Нива"	1550	—"	—"	40
УАЗ-3151	2480	—"	—"	43,2
Mercedes Benz 230CE, сер. W230	1900	—"	дисковые	38
Fiat Croma 2000	1710	—"	—"	38
Audi 100	1600	—"	—"	38
Peugeot 605	1600	—"	—"	38
Ford Sierra	1600	—"	барабанные	38

Считая торможение равнозамедленным, полное время торможения определяем по формуле

$$t_T = \frac{2S_T}{v_0} \quad (2)$$

Кинетическая энергия автомобиля движущегося со скоростью v_0 находится из соотношения

$$W = \frac{mv_0^2}{2} \quad (3)$$

Если пренебречь сопротивлением воздуха и кинетической энергией вращающихся масс (колес, валов, зубчатых передач и т. п.), то при экстренном торможении каждый тормоз поглощает кинетическую энергию

$$W_T = \frac{W}{4} \quad (4)$$

Эта энергия в виде теплоты выделяется в зонах контакта фрикционная накладка — диск (в дисковых тормозах) либо фрикционная накладка — барабан (в барабанных тормозах).

В каждом тормозе (дисковом и барабанном) имеется по две колодки, следовательно, кинетическая энергия, проходящая на одну фрикционную пару равна

$$W_1 = \frac{W_T}{2} \quad (5)$$

Среднюю интенсивность фрикционного тепловыделения определяем по формуле

$$q_{cp} = \frac{W_1}{A_{a1} t_T} \quad (6)$$

С учетом зависимостей (2)–(5), уравнение (6) принимает вид

$$q_{\text{ср}} = \frac{mv_0^3}{32A_{a1}S_T}.$$

При равнозамедленном торможении интенсивность фрикционного тепловыделения изменяется с течением времени по линейному закону

$$q(t) = q_0 \left(1 - \frac{t}{t_T} \right).$$

Тогда

$$q_0 = 2q_{\text{ср}} = \frac{mv_0^3}{16A_{a1}S_T}. \quad (7)$$

Рассмотрим фрикционный нагрев сплошного тормозного диска (рис. 6). Из рисунка видно, что с обеих сторон диска тепловыделение и теплоперенос симметричны.

При этом: $q(t) = q_1(t) + q_2(t)$, $q_1(t) = \alpha_T q(t)$, $q_2(t) = (1 - \alpha_T)q(t)$, $q_3(t) = \alpha'[\vartheta_2(0,t) - \vartheta_c]$.

С целью упрощения задачи переходим к односторонней тепловой схеме (рис. 7). Грань со стороны $z_2 = h_2$ принимаем теплоизолированной. Это значит, что

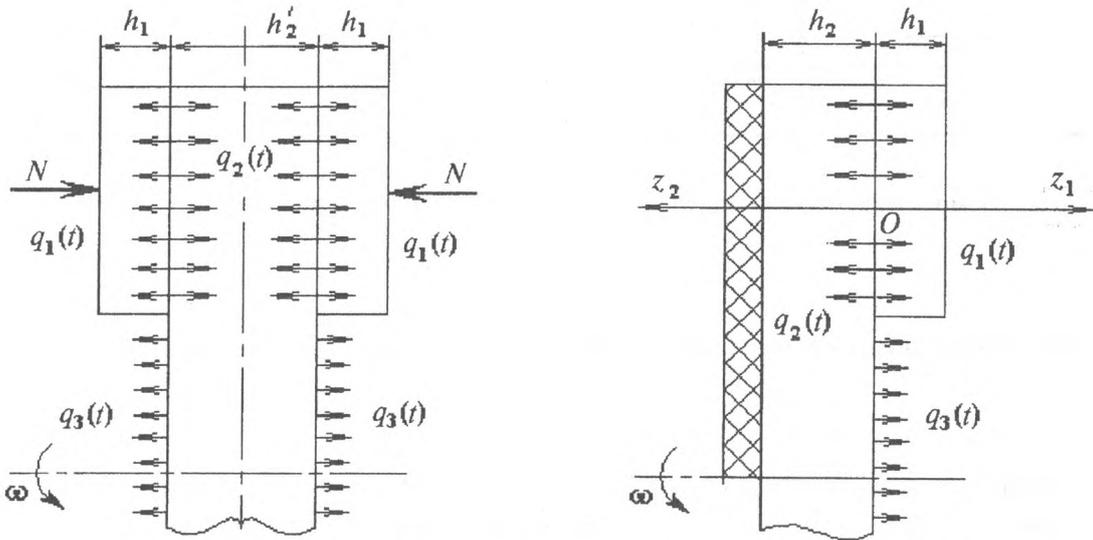


Рис. 6. Тепловая схема фрикционного нагрева сплошного тормозного диска двумя колодками

Рис. 7. Тепловая схема одностороннего фрикционного нагрева полудиска

$$\frac{\partial \vartheta_2(h_2, t)}{\partial z_2} = 0. \quad (8)$$

За время одного оборота диска в него путем теплопроводности входит количество теплоты, равное $q_2 A_{a1} (2\pi/\omega)$, а с нагретой дорожки трения диска в окружающую среду путем вынужденной конвекции выходит количество теплоты $\alpha'[\vartheta_2(0, t) - \vartheta_c](A_{a2} - A_{a1})2\pi/\omega$. Аккумулированная диском за один его оборот теплота

$$Q_2 = \left\{ q_2 A_{a1} - \alpha'[\vartheta_2(0, t) - \vartheta_c](A_{a2} - A_{a1}) \right\} \frac{2\pi}{\omega}. \quad (8)$$

Поделив левую и правую части уравнения (8) на $2\pi A_{a2}/\omega$, получаем значение средней интенсивности теплового потока, направленного в диск в некоторый фиксированный момент времени t :

$$q'_2(t) = q_2(t)K_{вз} - \alpha'[\vartheta_2(0,t) - \vartheta_c](1 - K_{вз}), \quad (9)$$

где $K_{вз} = A_{a1}/A_{a2}$.

Таким образом фрикционные накладки нагреваются тепловым потоком $q_1(t)$, а диск — тепловым потоком $q'_2(t)$.

Коэффициент теплопередачи может быть подсчитан по эмпирической формуле [4]:

$$\alpha' = 16,7(1 + 0,6\sqrt{v}), \quad (10)$$

где $[\alpha] = \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $[v] = \text{км}/\text{ч}$.

В первом приближении пренебрегаем действием теплового потока $q_3(t)$ за время однократного торможения автомобиля и считаем, что

$$q'_2(t) = q_2(t)K_{вз} = (1 - \alpha_T)q(t)K_{вз}. \quad (11)$$

Значения коэффициента распределения тепловых потоков для дисковых и барабанных тормозов находим по формуле [5, 6]:

$$\alpha_T = \frac{K_{вз}\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{вз}\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}. \quad (12)$$

В этом уравнении α_T не зависит от времени. Следовательно выражение (11) можно представить в виде

$$q'_2(t) = (1 - \alpha_T)K_{вз}q_0 \left(1 - \frac{t}{t_T}\right) = (1 - \alpha_T)K_{вз}q_0 - \frac{(1 - \alpha_T)K_{вз}q_0}{t_T} t. \quad (13)$$

Выражение (13) дает возможность использования метода суперпозиции при расчете температурного поля в диске, а именно, позволяет рассматривать фрикционный нагрев как два независимых друг от друга тепловых процесса: от постоянного $(1 - \alpha_T)K_{вз}q_0$ и линейно изменяющегося $((1 - \alpha_T)K_{вз}q_0/t_T)t$ тепловых потоков с последующим алгебраическим сложением полученных данных.

Приращение температур в полудиске под действием линейно уменьшающегося теплового потока при экстренном торможении описывается уравнением [7]

$$\vartheta_2(\eta_2, \text{Fo}_2) - \vartheta_c = \frac{(1 - \alpha_T)K_{вз}q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta'_2(\eta_2, \text{Fo}_2) - \frac{(1 - \alpha_T)K_{вз}q_0 h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta''_2(\eta_2, \text{Fo}_2), \quad (14)$$

где $\Theta'_2(\eta_2, \text{Fo}_2) = \text{Fo}_2 - \eta_2 + \frac{\eta_2^2}{2} + \frac{1}{3} + \sum_{n=1}^{\infty} A'_n \exp(-\mu_n^2 \text{Fo}_2) \cos[\mu_n(1 - \eta_2)]$,

$$\eta_2 = \frac{z_2}{h_2}, \quad \text{Fo}_2 = \frac{a_2 t}{h_2^2}, \quad \mu_n = n\pi, \quad A'_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2 n},$$

$$\Theta''_2(\eta_2, \text{Fo}_2) = \frac{\text{Fo}_2^2}{2} + \frac{\text{Fo}_2}{3} + \frac{\text{Fo}_2 \eta_2^2}{2} - \text{Fo}_2 \eta_2 + \frac{\eta_2^4}{24} - \frac{\eta_2^3}{6} + \frac{\eta_2^2}{6} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-\mu_n^2 \text{Fo}_2) A''_n \cos[\mu_n(1 - \eta_2)],$$

$$A_n'' = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^4}.$$

Приращение температуры на поверхности трения (при $\eta_2 = 0$) определяется как

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_c = \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta_2'(0, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_2), \quad (15)$$

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

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

В центре диска приращение температуры определяется выражением

$$\Theta_2''(1, Fo_2) - \vartheta_c = \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta_2'(1, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(1, Fo_2).$$

При многократных торможениях (или притормаживаниях) приращения температур с обеих сторон сплошного диска также определяются правой частью выражения (14). Для нахождения истинного температурного поля в этом случае необходимо знать начальное температурное распределение по толщине полудиска $\vartheta_2(\eta_2)$, являющееся следствием предшествующих тепловых процессов фрикционного тепловыделения и теплопереноса. После каждого цикла торможения (или притормаживания) в диске происходят три параллельных процесса теплопереноса: путем теплопередачи в радиальном к оси диска направлении, теплоотдачи с поверхностей $z_2 = 0$ и $z_2 = h_2$ и теплоотдачи с поверхности радиусом R_2 . Температура диска при этом выравнивается до значения $\vartheta_{2cp}(t)$. С целью увеличения интенсивности охлаждения диска применяются конструкции вентилируемых тормозов (рис. 3).

При фрикционном нагреве вентилируемого диска тепловым потоком $q_2'(t)$ со стороны $z_2 = 0$, с поверхности $z_2 = h_2$ в окружающую среду направлен тепловой поток $q_4(t) = \alpha''[\vartheta_2(h_2, t) - \vartheta_c]$ (рис. 8). Если поверхность $z_2 = h_2$ рифленая, то $\alpha'' > \alpha'$.

Теория теплопроводности дает точное решение одномерного уравнения Фурье для случая, когда на поверхности $z_2 = 0$ неограниченной пластины действует тепловой поток $q_2' = \text{const}$, а на поверхности $z_2 = h_2$ происходит теплоотдача в окружающую среду с $\alpha'' = \text{const}$, начальная температура при этом $\vartheta_0 = \vartheta_c = \text{const}$ [8]:

$$\vartheta_2(\eta_2, Fo_2) = \vartheta_c + \frac{q_2' h_2}{\lambda_2} \Theta_3''(\eta_2, Fo_2), \quad (16)$$

где $\Theta_3'' = 1 - \eta_2 + \frac{1}{Bi_2} - \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-\mu_n^2 Fo_2) A_n''' \cos(\mu_n \eta_2)$, $Bi_2 = \frac{\alpha'' h_2}{\lambda_2}$, $\text{ctg } \mu_n = \frac{1}{Bi_2} \mu_n$,

$$A_n''' = \frac{2(\mu_n^2 + Bi_2^2)}{\mu_n^2(\mu_n^2 + Bi_2^2 + Bi_2)}.$$

Численные значения безразмерной функции Θ_3'' представлены на рис. 9. При расчете приращений температур $\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_c$ необходимо пользоваться графиком, изображенным на рис. 9, а, при расчете приращений температур $\vartheta_2(1, Fo_2) - \vartheta_c$ — графиком на рис. 9, б.

В рассматриваемой задаче тепловой поток $q_2' = (1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 = \text{const}$. На самом деле $q_2'(t)$ уменьшается по линейному закону. Поэтому, используя метод суперпозиции, решение тепловой задачи для экстренного торможения вентилируемым тормозом можно представить в виде

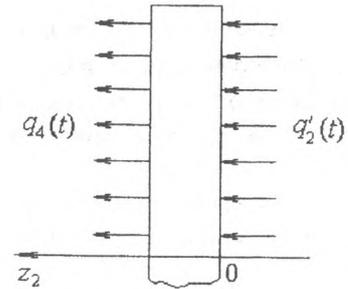


Рис. 8. Тепловая схема "вентилируемого" диска

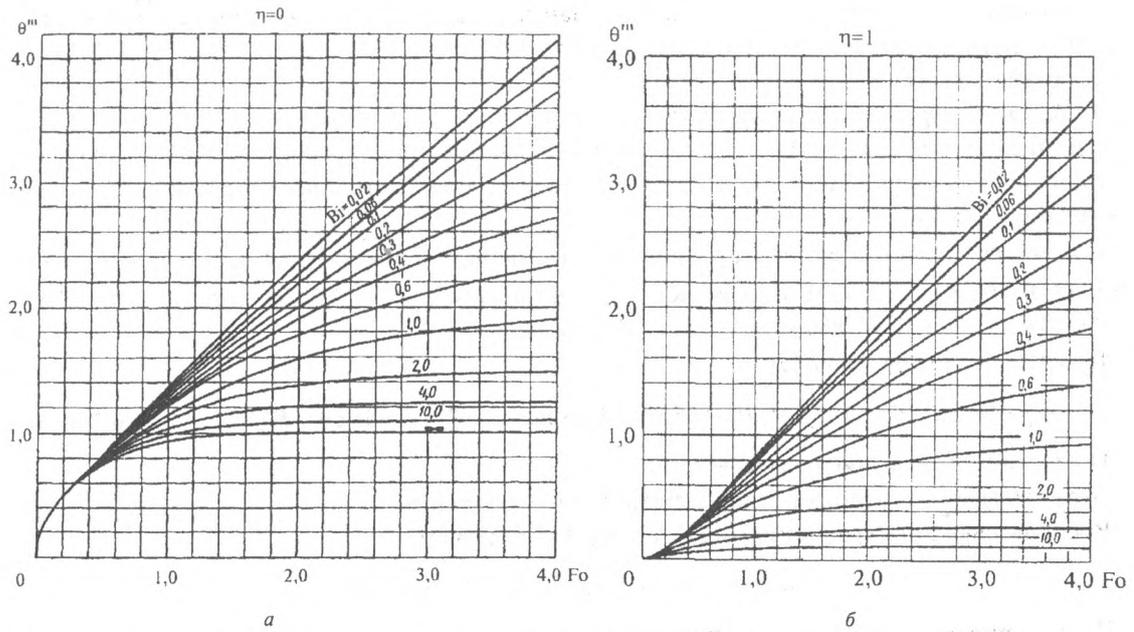


Рис. 9. Зависимость комплекса Θ''' от критериев Фурье (Fo) и Био (Bi) при: а - $\eta = 0$; б - $\eta = 1$

$$\vartheta_2(\eta_2, Fo_2) - \vartheta_c = \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta_3'''(\eta_2, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(\eta_2, Fo_2). \quad (17)$$

Соответственно приращение температуры на поверхности трения ($\eta_2 = 0$) определяется выражением

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_c = \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta_3'''(0, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_2), \quad (18)$$

а на поверхности $z_2 = h_2$ ($\eta_2 = 1$) —

$$\vartheta_2(1, Fo_2) - \vartheta_c = \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta_3'''(1, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(1, Fo_2). \quad (19)$$

В условиях вынужденной конвекции коэффициент теплоотдачи α'' не является константой, а зависит от скорости вращения диска, и от времени t . При расчете по формуле (16) можно пользоваться средним значением

$$\alpha''_{ср} = \frac{\int_0^{t_T} \alpha''(t) dt}{t_T}.$$

При расчете тепловых процессов в барабанных тормозах толщина фрикционных накладок h_1 значительно меньше радиуса барабана R . Поэтому барабан можно рассматривать как неограниченную пластину толщиной h_2 . Приращения температур в нем при однократном торможении (или притормаживании) описываются выражениями (14) и (15). Существенным недостатком барабанного тормоза является то, что как дорожка трения, так и колодки с фрикционными накладками находятся внутри замкнутого пространства. При повторно повторяющихся торможениях температура воздуха и накладок в таком тормозе быстро растет.

В качестве материала фрикционных накладок используются различные марки безасбестовых материалов: Феррит 346/1GG (у автомобиля марки Fiat Croma), Гирлинг 600FF (у автомобиля мар-

ки Ford Sierra) и т. п. Теплофизические свойства этих материалов в литературе отсутствуют. Поэтому в дальнейших расчетах будем использовать данные о теплофизических свойствах безасбестового фрикционного материала Ф41-1, разработанного в ИММС НАНБ.

Примеры расчета.

1. Дисковый тормоз со сплошным диском.

Рассчитаем средние температуры поверхности трения сплошного диска передних колес легкового автомобиля марки Audi 100 массой $m = 1600$ кг при экстренном торможении со скорости $v_0 = 100$ км/ч (27,8 м/с).

В качестве исходных данных примем: $h_2' = 14$ мм, $h_2 = 7$ мм, $\varphi = 0,7$, $k = 1,1$, $\vartheta_0 = \vartheta_c = 293$ К, $\lambda_1 = 0,42$ Вт/(м·К), $c_1 = 801$ Дж/(кг·К), $\rho_1 = 2600$ кг/м³, $a_1 = 2,0 \cdot 10^{-7}$ м²/с, $\lambda_2 = 43$ Вт/(м·К), $c_2 = 481$ Дж/(кг·К), $\rho_2 = 7850$ кг/м³, $a_2 = 11,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Геометрические размеры [9]:

$$A_{a1} = 60 \text{ см}^2, R_2 = 125 \text{ мм}, R_1 = 65 \text{ мм}, A_{a2} = \pi(R_2^2 - R_1^2) = 358 \text{ см}^2, K_{вз} = A_{a1}/A_{a2} = 0,168.$$

По формуле (12) вычисляем $\alpha_T = 0,012$.

Это значит, что полудиск поглощает 98,8% теплоты трения.

Воспользовавшись уравнениями (1), (2) и (7) определяем

$$S_T = 61,9 \text{ м}, t_T = 4,45 \text{ с}, q_0 = 5,78 \text{ МВт/м}^2.$$

Расчет приращений температур поверхности трения диска проводим по формуле (15) и результаты сведены в табл. 3.

Таблица 3. Расчетные данные

$t, \text{ с}$	1	2	3	4	4,45
Fo_2	0,23	0,46	0,70	0,93	1,03
$\Theta_2'(0, Fo_2)$	0,54	0,77	1,03	1,26	1,36
$\Theta_2''(0, Fo_2)$	0,081	0,230	0,456	0,720	0,851
$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_c, \text{ К}$	72	86	92	88	84
$q_2(t)K_{вз}, \text{ кВт/м}^2$	744	528	313	97	0
$v(t), \text{ км/ч}$	77,5	55,0	32,6	10,1	0
$\alpha', \text{ Вт/м}^2\text{К}$	105	91	74	48	16,7
$\alpha'[\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_c](1 - K_{вз}), \text{ кВт/м}^2$	6,3	6,5	5,7	3,5	1,2
$q_2'(t), \text{ кВт/м}^2$	737,7	521,5	307,3	93,5	-1,2
$\Theta_2'(1, Fo_2)$	0,09	0,29	0,53	0,76	0,89
$\Theta_2''(1, Fo_2)$	0,019	0,049	0,146	0,297	0,378
$\vartheta_2(1, Fo_2) - \vartheta_c, \text{ К}$	11	38	61	74	82

Видно, что максимальное значение приращения средней температуры поверхности трения равно 92 К к моменту времени $t = 3$ с. Количественный анализ конвективного теплообмена, выраженного произведением $\alpha'[\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_c](1 - K_{вз})$, показывает, что его значение мало по сравнению с тепловым потоком $q_2(t)K_{вз}$, направленным в диск за время одного оборота. Величина α' определялась по формуле (10). В табл. 3 приведены также данные по фактическому изменению теплового потока $q_2'(t)$, а также по приращению температуры посередине диска. К концу торможения температура в диске выравнивается.

2. Вентилируемый дисковый тормоз.

Рассмотрим экстренное торможение легкового автомобиля марки Audi 100 массой $m = 1600$ кг со скорости $v_0 = 100$ км/ч, передние колеса которого оборудованы вентилируемыми тормозами. Исходные данные: $h_2, K_{вз}, \alpha_T, S_T, t_T, q_0, \alpha'$ примем такими же как и в примере 1. Конструктивные

особенности достижения вентилируемого эффекта со стороны $z_2 = h_2$ могут быть различными, что позволяет увеличить α'' по сравнению с α' у гладкой поверхности диска со стороны $z_2 = 0$.

В первом приближении примем

$$\alpha''_{cp} = 2\alpha'_{cp} = 160 \text{ Вт/м}^2\text{К}, \quad \text{Bi}_2 = \frac{\alpha''_{cp} h_2}{\lambda_2} = 0,026.$$

Результаты расчетов приращений температуры поверхности трения диска сводим в табл. 4. Отсюда видно, что при однократном (экстренном) торможении вентилируемые диски не приводят к существующему снижению температуры поверхности трения. К концу торможения $t_T = 4,45$ с приращение температуры дорожки трения диска уменьшилось лишь на 2 К.

Таблица 4. Расчетные данные

$t, \text{с}$	1	2	3	4	4,45
Fo_2	0,23	0,46	0,70	0,93	1,03
$\Theta_3''(0, \text{Fo}_2)$	0,54	0,77	1,03	1,25	1,34
$\Theta_2''(0, \text{Fo}_2)$	0,081	0,230	0,456	0,720	0,851
$\vartheta_2(0, \text{Fo}_2) - \vartheta_c, \text{К}$	72	86	92	87	82
$\Theta_3''(1, \text{Fo}_2)$	0,09	0,25	0,50	0,75	0,84
$\Theta_2''(1, \text{Fo}_2)$	0,019	0,049	0,146	0,297	0,378
$\vartheta_2(1, \text{Fo}_2) - \vartheta_c, \text{К}$	11	32	56	72	74

3. Барабанный тормоз.

Проведем тепловой расчет барабанного тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2106, конструкция которого аналогична, представленной на рис. 4.

Основные данные: $m = 1435$ кг; при экстренном торможении со скорости $v_0 = 80$ км/ч (22,2 м/с) тормозной путь $S_T = 38$ м (см. табл. 2).

Геометрические параметры: $R = 125$ мм, $l = 260$ мм, $K_{вз} = 2l/2\pi R = 0,66$, $b = 40$ мм, $A_{a1} = bl = 0,0104$ м².

Значения полного времени торможения, кинетической энергии автомобиля и интенсивности фрикционного тепловыделения, найденные по формулам (2), (3) и (7) равны: $t_T = 3,42$ с, $W = 353,6$ кДж, $q_0 = 2,48$ МВт/м².

Теплофизические свойства трущихся пар (безасбестовой фрикционной накладке $h_1 = 5$ мм и чугунного барабана $h_2 = 5$ мм): $\lambda_1 = 0,42$ Вт/(м·К), $c_1 = 801$ Дж/(кг·К), $\rho_1 = 2600$ кг/м³, $a_1 = 2,0 \cdot 10^{-7}$ м²/с; $\lambda_2 = 30$ Вт/(м·К), $c_2 = 540$ Дж/(кг·К), $\rho_2 = 7300$ кг/м³, $a_2 = 7,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Вычисляем коэффициент распределения тепловых потоков:

$$\alpha_T = \frac{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}} = 0,054.$$

Определяем параметры

$$\frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} = 258 \text{ К},$$

$$\frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2^3}{\lambda_2 a_2 t_T} = 248 \text{ К}.$$

Уравнение (15) представим в виде

$$\vartheta_2(0, \text{Fo}_2) - \vartheta_c = 258 \Theta_2'(0, \text{Fo}_2) - 248 \Theta_2''(0, \text{Fo}_2).$$

Результаты расчетов сведены в табл. 5.

Таблица 5. Расчетные данные

t, c	1	2	3	3,42
Fo_2	0,304	0,608	0,912	1,040
$\Theta'_2(0, Fo_2)$	0,637	0,941	1,245	1,373
$\Theta''_2(0, Fo_2)$	0,171	0,366	0,698	0,866
$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_c, K$	122	152	148	139

Видно, что максимальное значение приращения средней температуры поверхности трения (152 K) возникает на второй секунде процесса торможения.

Заклучение. Таким образом с помощью разработанной методики теплового расчета тормозов легковых автомобилей показано, что в условиях экстренного торможения автомобиля тепловая нагруженность дисковых тормозов ниже, чем барабанных. При многократных, повторяющихся друг за другом с небольшим интервалом времени торможения (притормаживаниях), наиболее эффективен “вентилируемый” дисковый тормоз. В промежутке времени между торможениями, путем вынужденной конвекции, обусловленной набегающим потоком воздуха, происходит двухстороннее охлаждение каждого из дисков “вентилируемого” тормоза. У дискового тормоза со сплошным диском эффект конвективной теплоотдачи существенно ниже. В барабанном тормозе источник фрикционного тепловыделения находится внутри замкнутого пространства. При многократной работе такого тормоза происходит аккумуляция теплоты трения фрикционными колодками, да и сама “горячая” дорожка трения находится на внутренней поверхности барабана.

Обозначения

t — время; t_T — полное время торможения; t_c — время запаздывания срабатывания тормозной системы; t_n — время нарастания замедления; $\vartheta_{1,2}$ — температуры во фрикционном элементе и диске (барабане); ϑ_0 — начальная температура; ϑ_c — температура среды; ϑ_{cp} — средняя температура; h_1 — толщина фрикционной накладки; h_2 — толщина полудиска, вентилируемого диска и барабана; h'_2 — толщина сплошного диска; $z_{1,2}$ — координаты по осям, перпендикулярным к поверхности трения и направленным в колодку и контртело; R — внутренний радиус барабана; R_1 , R_2 — внутренний и наружный радиус дорожки трения диска; A_{a1} , A_{a2} — номинальные площади контакта фрикционной накладки и диска (барабана); l — длина колодки по образующей цилиндра радиусом R ; b — ширина фрикционной накладки; $K_{вз}$ — коэффициент взаимного перекрытия; α_T — коэффициент распределения тепловых потоков; m — полная масса автомобиля; v_0 — начальная скорость; K — коэффициент эксплуатационного состояния тормозов; φ — коэффициент сцепления; α — наклон дороги к горизонту; a — ускорение замедления; S_T — тормозной путь; W — кинетическая энергия движущегося автомобиля; W_T — кинетическая энергия, поглощаемая одним тормозом; W_1 — кинетическая энергия, приходящаяся на одну фрикционную пару; q_0 — начальная интенсивность фрикционного тепловыделения; q_{cp} — средняя интенсивность фрикционного тепловыделения; $q_{1,2}$ — тепловые потоки в накладку и диск (барабан); q_3 — тепловой поток со стороны $z_2 = 0$ диска в окружающую среду; q_4 — тепловой поток со стороны $z_2 = h_2$ диска в окружающую среду; $\lambda_{1,2}$, $c_{1,2}$, $\rho_{1,2}$, $a_{1,2}$ — теплопроводность, теплоемкость, плотность и температуропроводность фрикционной накладки и диска (барабана); α' — коэффициент теплоотдачи со стороны дорожки трения диска; α'' — коэффициент теплоотдачи со стороны $z_2 = h_2$ вентилируемого тормоза; Fo — число Фурье; Bi — число Био; Θ' , Θ'' , Θ''' — безразмерные комплексы; η — безразмерная координата; Q_2 — аккумулярованная диском за один его оборот теплота; ω — частота вращения диска (барабана).

Литература

1. Автомобили Mercedes Benz серии W123. Руководство по ремонту. М. (1995)
2. Автомобили Audi. Инструкция по эксплуатации и ремонту. М.: Арго-книга (1996)

3. **Краткий** автомобильный справочник (Понизовкин А. Н., Власько Ю. М., Ляликов М. Б. и др.). М.: АО Трансконсалтинг (1994)
4. **Козаринов В. М., Карвацкий Б. Л.** Расчет и исследование автотормозов. М.: Трансжелдориздат (1961)
5. **Балакин В. А., Галай Э. И.** Тепловой режим фрикционного тормоза электропоезда при скоростном регулировании силы нажатия колодок // Трение и износ, **18** (1997), № 5, 636–642
6. **Балакин В. А., Галай Э. И.** Расчет температурных полей в дисковом тормозе железнодорожного подвижного состава // Трение и износ, **19** (1998), № 3, 323–330
7. **Балакин В. А., Сергиенко В. П., Комков О. Ю.** Тепловые процессы, возникающие при включении фрикционных муфт и тормозов // Трение и износ, **17** (1996), № 5, 589–597
8. **Лыков А. В.** Тепломассообмен (справочник). М.: Энергия (1978)
9. **Catalogue** disc brake pads. Allied Signal JURID. 1994–1995
10. **Костерин Ю. Н.** Некоторые методические вопросы натурных испытаний автомобильных тормозных накладок // Расчет и испытание фрикционных пар. М.: Машиностроение (1974)

Поступила в редакцию 02.10.98.

Balakin V.A., Sergienko V.P. Calculation of heat generated in passenger car brakes

Formulas are demonstrated for calculating intensive friction-induced heat generation, heat fluxes and mean temperature fields in disk and drum brakes. The results support sound prospects for introducing "ventilated" brakes.