

УДК 629.413-592.113

DOI: 10.15587/1729-4061.2019.154712

Особенности оценки интенсивности теплообмена в самовентилируемых дисково-колодочных тормозах транспортных средств

Н. А. Вольченко, А. И. Вольченко, Д. А. Вольченко, П. А. Поляков,
В. Я. Малык, Д. Ю. Журавлев, В. С. Витвицкий, П. С. Красин

Виконано аналіз енергонавантажності самовентильованого дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу, яка суттєво впливає на експлуатаційні параметри його пар тертя. Поверхневі температури пар тертя гальма перевищують допустиму для матеріалу полімерної накладки. Внаслідок цього відбувається вигорання його сполучних компонентів, зниження динамічного коефіцієнта тертя і гальмівного моменту. Це негативно впливає на ефективність гальмування транспортних засобів і безпеку руху.

Розглянуто інтенсивність відведення теплоти від поверхонь гальмівного диска з урахуванням розташування та якості механічної обробки. Встановлено, що інтенсивність перенесення теплоти від зовнішніх та внутрішніх матових і полірованих поверхонь самовентильованого диска гальма конвекцією у багато разів є нижчою за інтенсивність процесів дисипації теплоти в тілі правого та лівого напівдисків при теплопровідності. Пояснюється це тим, що темп нагрівання в десятки разів перевищує темп вимушеного повітряного охолодження.

Встановлено закономірності зміни теплопровідності стінки напівдиска, оберненою величиною до якої є термічний опір товщини напівдиска. Розглянуто конструкцію та процеси теплообміну в самовентильованому дисково-колодковому гальмі транспортного засобу. Досліджено інтенсивність теплопередачі самовентильованого диска гальма транспортного засобу в залежності від швидкості його руху з урахуванням коефіцієнтів тепловіддачі від зовнішніх та внутрішніх поверхонь диска. Встановлено вплив площ поверхонь диска на інтенсифікацію процесу теплопередачі по товщині диска.

Отримані результати досліджень дозволяють конструктору ще на стадії проектування самовентильованих гальмівних дисків цілеспрямовано варіювати їхніми конструктивними параметрами (максимальним радіусом диска, радіусами його пояса тертя, зведеною товщиною напівдисків і диска в цілому). За величиною енергонавантажності стає можливим спрогнозувати напружено-деформований стан його пояса тертя і знос фрикційних накладок

Ключові слова: дисково-колодкове гальмо, самовентильований гальмовий диск, пояс тертя, пара тертя, поверхні теплообміну

1. Введение

По прогнозам экспертов на ближайшее будущее дисково-колодочные тормоза останутся самым распространенным видом тормозных устройств для категорий транспортных средств. В то же время их конструкция должна постоянно

совершенствоваться на основе расчетных методов, касающихся конструктивных параметров самовентилируемых дисков. Тормоза должны отвечать постоянно растущим требованиям к увеличению мощности трения, вызванной ростом скоростей движения, нагрузкой на оси в связи с увеличением грузоподъемности транспортных средств. Для многих фирм (Мерседес, Фольксваген, Ситроен и др.) создание надежных и эффективных пар трения тормозов с высокой энергоемкостью стало приоритетной задачей. Ее решение состоит в поиске новых конструкционных материалов для изготовления пар трения тормозов и оптимизации конструктивных параметров. В настоящее время самовентилируемые тормозные диски, используемые в тормозах категорий транспортных средств, имеют недостаточную эффективность вынужденного воздушного охлаждения. Это вызвано нерациональным соотношением площадей матовых и полированных поверхностей диска. При этом необходимо исследовать интенсивность теплопередачи в дисково-колодочных тормозах с различными конструкциями дисков с учетом их термического сопротивления. Решение этой проблемы позволит наметить рациональные пути усовершенствования конструкций дисков тормозов с целью повышения их энергоемкости. Оценка эффективности вынужденного воздушного охлаждения самовентилируемых тормозных дисков при движении транспортных средств является актуальной. Решение этой проблемы позволит наметить рациональные пути усовершенствования конструкций дисков тормозов с целью повышения их энергоемкости.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Известно, что закон трения требует, чтобы общая площадь (ΣA) контакта возрастала пропорционально номинальной контактной удельной нагрузке. Результаты экспериментальных исследований по определению термического сопротивления пятен контактов микровыступов поверхностей трения доказывают, что ΣA должна возрастать пропорционально удельной нагрузке. Тогда средний контактный размер a должен оставаться постоянным, а число пятен n действительного контакта должно возрастать пропорционально нагрузке.

Дисково-колодочные тормоза категорий транспортных средств согласно правилу 13 ЕЭК ООН (Европейской Экономической Комиссии при Организации Объединенных Наций) [1] при испытаниях подвергаются циклическим и длительным режимам торможения. При этом на поверхностях пар трения тормоза развиваются температуры, превышающие допустимую для материалов полимерного фрикционного элемента, т.е. 300...350 °С. Это отрицательно влияет на эксплуатационные параметры пар трения тормоза, существенно снижая его эффективность действия. Поскольку тормозной диск является аккумулятором тепловой энергии, он при эксплуатации тормоза находится в напряженно-деформируемом состоянии [2]. Это указывает на необходимость снижения его энергонагруженности. В [3] исследована теплонагруженность дисковых тормозов автобусов. Однако здесь не указаны пути ее снижения. Кроме того, при расчете теплового баланса пар трения не учтено, что коэффициент теплоотдачи является величиной переменной, зависящей от скорости движения транспортного средства. Более точные тепловые расчеты выполнены авторами работ

[4, 5]. Однако предложенные в них аналитические зависимости чрезвычайно громоздки. Приемлемые в инженерных расчетах математические выражения получены авторами [6, 7]. Однако в них не учтена интенсивность теплоотдачи, что существенно снижает точность расчетов особенно при высоких скоростях движения транспортного средства. В [8] показано распределение температур и проанализированы тепловые потоки в дисковых тормозах поезда. Но не рассмотрены причины зарождения и развития термических трещин на поверхности трения диска. Авторами [9, 10] исследованы режимы динамического деформирования металлических элементов трения и влияние среды на интенсивность распространения трещин на их рабочих поверхностях. Однако ими не учтены термические напряжения и влияние температуры на долговечность пары трения. Кроме того, не установлены соотношения конструктивных параметров сплошных и самовентилируемых тормозных дисков, которые направлены на интенсификацию вынужденного воздушного охлаждения пар трения тормоза. Как следствие, снижение их энергонагруженности, которая, в свою очередь, зависит от диаметра и толщины тормозного диска, а также его металлоемкости.

Вследствие высоких температурных напряжений на поясе трения диска возникают микротрещины, ускоряющие его выход из строя. Температурные напряжения могут возникать вследствие анизотропии свойств материала, а также различия теплофизических и механических характеристик структурных составляющих детали (коэффициента линейного расширения, теплопроводности, модуля упругости).

Фрикционное взаимодействие микровыступов поверхностей трения пары «металл – полимер» носит импульсный характер. При этом на их пятнах формируются омический, блокирующий и нейтральный контакты [11, 12]. Последние характеризуются различными энергетическими уровнями, величины которых до настоящего времени не установлены. Основными физическими параметрами металлического элемента трения выступают электротермическое сопротивление и коэффициент теплопроводности его материала, которые входят в аналитическую зависимость для определения коэффициента теплопередачи. Этот коэффициент является величиной, обратной термическому сопротивлению. Величина коэффициента теплопроводности материала металлического элемента трения, подверженного тепловой нагруженности, определяет степень его напряженно-деформированного состояния и вероятность возникновения микротрещин.

3. Цель и задачи исследований.

Целью исследований является оценка интенсивности теплопередачи в самовентилируемом дисково-колодочном тормозе транспортного средства. Это позволит уменьшить энергонагруженность пар трения тормоза и, как следствие, улучшить их износ-фрикционные свойства.

Для достижения поставленной цели были поставлены следующие задачи:

– определить термическое сопротивление пятен контактов микровыступов поверхностей трения и их энергетический уровень;

- исследовать особенности конструкции и процессы теплообмена в самовентилируемом дисково-колодочном тормозе транспортного средства;
- определить эффективность теплопередачи самовентилируемого диска тормоза транспортного средства.

4. Термическое сопротивление пятен контактов микровыступов поверхностей трения и их энергетический уровень

В парах трения тормозных устройств при фрикционном взаимодействии микровыступов трущихся элементов тепловой поток передается через прилегающие друг к другу поверхности.

Пусть после очередного торможения при определенной температуре T_2 металлического элемента трения произойдет соприкосновение с поверхностью полимерной накладки с температурой T_1 (рис. 1). Приведенная диаграмма проиллюстрирована в координатах $\Delta T_k - \rho_k$, так как при $\rho_k=0$ для прохождения через зону контакта заданного теплового потока q необходима разность температур ΔT_k . При дальнейшем уменьшении температуры T_2 и, следовательно, увеличении ΔT_k между микровыступами поверхностей трения будет возрастать контактное давление ρ_k соответственно линии A , и тепловой поток будет увеличиваться. При увеличении ρ_k будет уменьшаться термическое сопротивление контакта R_k , а следовательно, и разность температур ΔT_k , необходимая для прохождения через пятно контакта заданного теплового потока q соответственно кривой B . При некотором определенном значении ΔT_k через пятно контакта проходит заданный тепловой поток (точка 3 пересечения линий A и B). Дальнейшее увеличение удельной нагрузки ρ_k способствует стабилизации теплового потока при минимальном термическом сопротивлении R_k контакта.

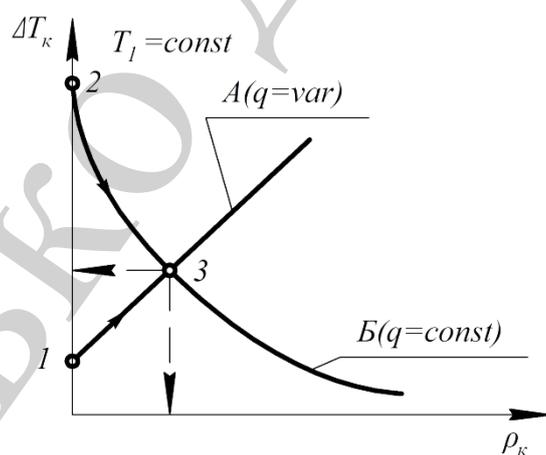


Рис. 1. Теплоконтактная характеристика фрикционного взаимодействия микровыступов поверхностей трения

Совокупность графических зависимостей A и B называется теплоконтактной характеристикой микровыступов поверхностей трения.

5. Конструкция и процессы теплообмена в самовентилируемом дисково-колодочном тормозе транспортного средства

В качестве объекта исследований выбран дисково-колодочный тормоз грузового транспортного средства марки MAN. В данном тормозе используется самовентилируемый тормозной диск (рис. 2, *а, б*). Забор воздуха осуществляется через отверстия в ступице или основании венца тормозного диска. Воздух всасывается внутрь вентиляционных каналов, проходит по ним и выбрасывается наружу, охлаждая внутренние полости диска. Подбором рационального сечения каналов и радиусов закругления стенок входных отверстий удастся повысить скорость омывающего потока воздуха в различных точках диска от 5,0 до 10,0 %.

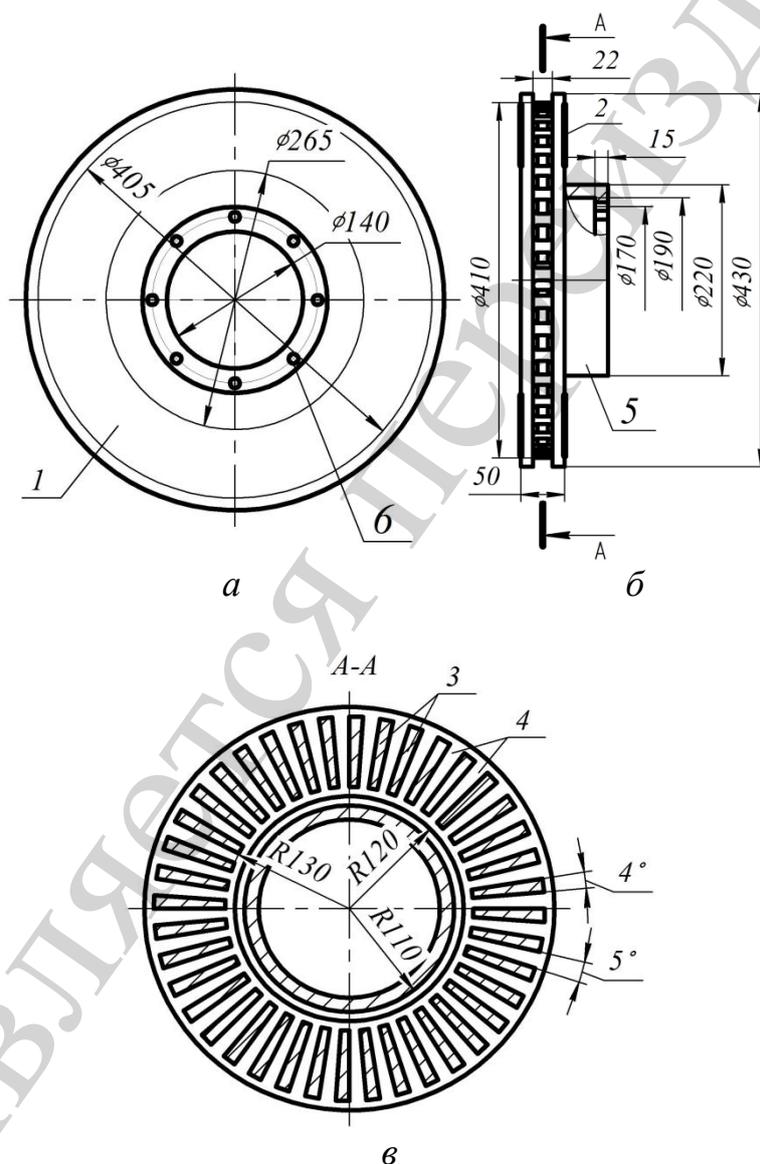


Рис. 2. Самовентилируемый тормозной диск с фланцем:
а – главный вид; *б* – вид сбоку; *в* – продольное сечение;

1 – боковые поверхности диска; 2 – пояса трения; 3 – радиальные ребра;
4 – вентиляционные каналы; 5 – фланец диска; 6 – крепежные отверстия

Коэффициент теплоотдачи конвекцией самовентилируемого диска примерно вдвое выше, чем сплошного. Однако охлаждающая способность самовентилируемого диска снижается на высоких скоростях транспортного средства из-за увеличения статического напора омывающего воздуха. Насосное действие ротора (ребер, образующих между своими боковыми поверхностями диффузоры или конфузоры) ослабляется вследствие стремления омывающего воздуха покинуть ротор в передней части полуокружности диска. При этом имеет место положительный и отрицательный градиенты давления омывающего воздуха по длине конфузоров.

Одним из методов интенсификации передачи теплоты через стенки самовентилируемого тормозного диска является увеличение площади одной из поверхностей стенки путем ее оребрения [13]. Стенки диска разделяют воздушные среды с различными температурами. При этом t_1 и t_2 – температуры воздуха, омывающего наружные боковые стенки полудисков; t_3 – температура воздуха, омывающего боковые поверхности вентиляционных каналов и внутренние боковые стенки полудисков.

При этом левый полудиск выполнен с фланцем, а правый – с оребрением, образующим вентиляционные каналы в виде трапецеидальных конфузоров. Металлоемкость и площади матовых поверхностей теплообмена у левого и правого полудисков различные. Торцевая поверхность фланца левого полудиска кондуктивно (за счет теплопроводности) взаимодействует со ступицей одного из мостов транспортного средства. Эффективность указанного выше метода высока, если интенсивность вынужденной теплоотдачи оребренной внутренней поверхности правого полудиска значительно больше, чем наружной. Более того, термическое сопротивление правого полудиска с ребрами намного больше, чем левого полудиска с фланцем. В связи с существенным различием термических сопротивлений левого и правого полудисков самовентилируемого диска в расчетных схемах при оценке его напряженно-деформированного состояния необходимо рассматривать отдельно левый и правый полудиски.

Тепловой поток, который пронизывает тело диска, составил

$$q_1 = k_1 (t_1 - t_2), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (1)$$

где k_1 – коэффициент теплопередачи; t_1 и t_2 – поверхностные температуры поясов трения диска.

Определены основные конструктивные и весовые параметры дисков категорий транспортных средств (табл. 1), поскольку их тело является аккумулятором тепловой энергии. Анализ полученных данных (табл. 1) показал, что термическое сопротивление толщины диска является величиной, обратной коэффициенту теплопередачи.

В табл. 1 в зависимостях использованы следующие обозначения: радиусы: от края крепежного отверстия диска до его торца $R_0 = R_n + R_{cp}$; нижней и верхней точки накладки (R_n); A_0 и A_n – площади диска: охлаждающая и нагревающая; C_m и C_n – коэффициенты излучения матовых и полированных поверхностей диска;

D , δ – диаметр и толщина диск или полудиска; m – масса диска; R^2 и Δ – величины аппроксимации и среднее отклонение для диаметра и массы диска.

Таблица 1

Определение конструктивных и весовых параметров дисков тормозов категорий транспортных средств

Наименование параметра	Расчетные зависимости	R^2	Δ , %
Соотношение радиусов сплошного диска с фланцем	$R_{cp}/R_o=R_n/R_{cp};$ (2)	–	–
Соотношение охлаждающей к нагревающей площади дисков: сплошного самовентилируемого [4]	$A_o/A_n=C_m/C_n;$ (3)	–	–
	$\sqrt[3]{A_o} / A_n = C_m / C_n$ (4)	–	–
Диаметры и массы: сплошных и самовентилируемых дисков легкового и грузового транспортных средств	$D=0,032\delta^2+1,8714\delta+233,05;$ (5)	0,82	5,0
	$m=0,0174\delta^2-0,3309\delta+5,8772;$ (6)	0,96	13,0
сплошных дисков для категорий транспортных средств	$D=-0,264\delta^4+11,602\delta^3-189,23\delta^2+$ $+1362,5\delta-3400,3;$ (7)	0,91	1,8
	$m=-0,0067\delta^5+0,3621\delta^4-$ $7,6649\delta^3+79,872\delta^2-408,81\delta+823,82;$ (8)	0,93	14,1
самовентилируемых дисков для категорий транспортных средств	$D=4,3741\delta-193,51;$ (9)	0,91	3,0
	$m=0,0181\delta^2-0,3624\delta+6,0937.$ (10)	0,97	9,6

Для выпускаемых промышленностью дисков для различных категорий транспортных средств на основе системного синтеза и анализа с учетом их веса были построены графические зависимости (рис. 3, 4).

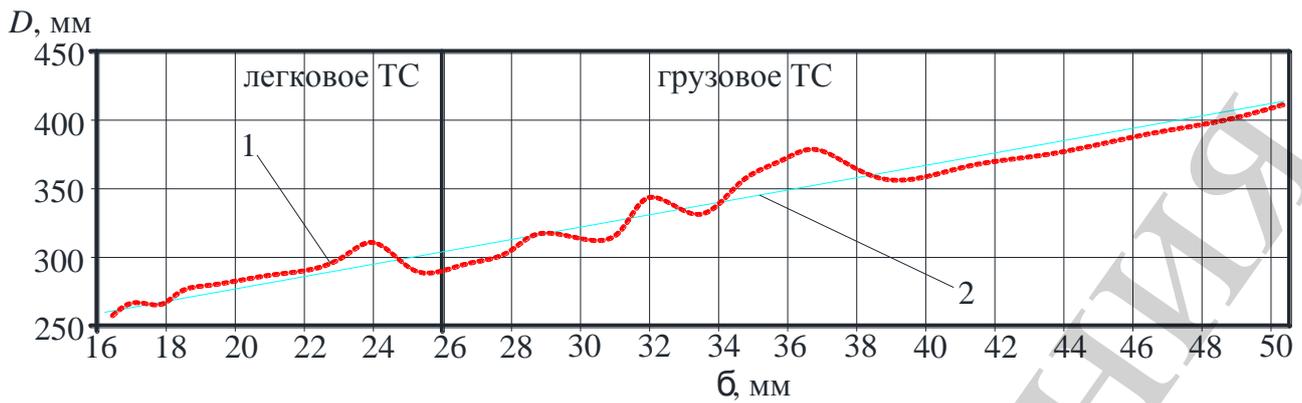


Рис. 3. Закономерности изменения диаметров самовентилируемых (b) тормозных дисков от их толщины для категорий транспортных средств (ТС) с массой: легковых – 1,485–2,850 т.; грузовых – 2,9–26,0 т: 1 и 2 – кривые: несистематизированные и полиномиальные

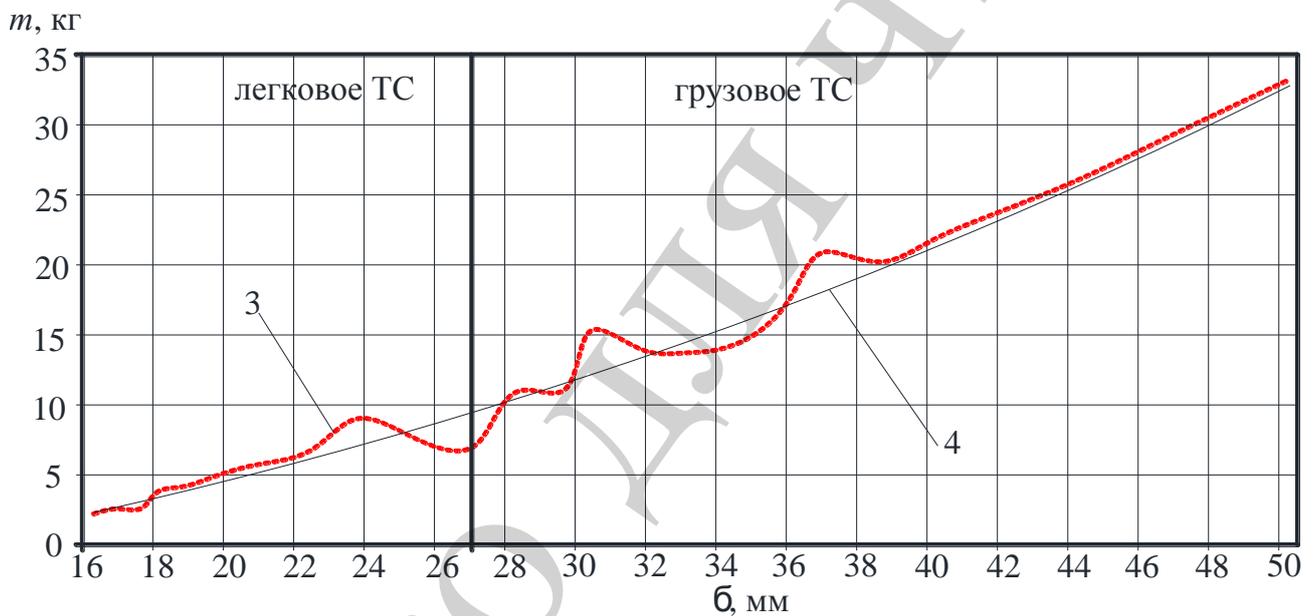


Рис. 4. Закономерности изменения массы самовентилируемых тормозных дисков от их толщины для категорий транспортных средств (ТС): 3 и 4 – кривые: несистематизированные и полиномиальные

Анализ полученных данных по зависимостям (2)–(10) позволяет констатировать следующее:

– соотношения зависимости (2) дают возможность отодвинуть среднюю линию пояса трения к его торцу, а нижний радиус пояса трения – к вертикальной составляющей фланца; первое решение увеличит тормозной момент пар трения тормоза, а второе – уменьшит поверхностные градиенты температуры диска, что подтверждается смещением нижнего круга пояса трения диска к горизонтальной составляющей его фланца;

– процентное отклонение между полученными величинами по зависимости (3) и (4) составила, соответственно, 5–8 % и 10–13 % для сплошного и самовентилируемого тормозных дисков.

После расчета диаметров диска и его масс производится оценка основных эксплуатационных параметров (удельных нагрузок p или динамического коэффициента трения f) при скорости скольжения $V_{ск} = \text{const}$ в зависимости от теплового потока, действующего на пояса трения дисков при торможении того или иного транспортного средства.

Согласно закону Фурье, тепловой поток выражается зависимостью:

$$q = -\frac{\lambda}{\delta} \nabla T, \quad (11)$$

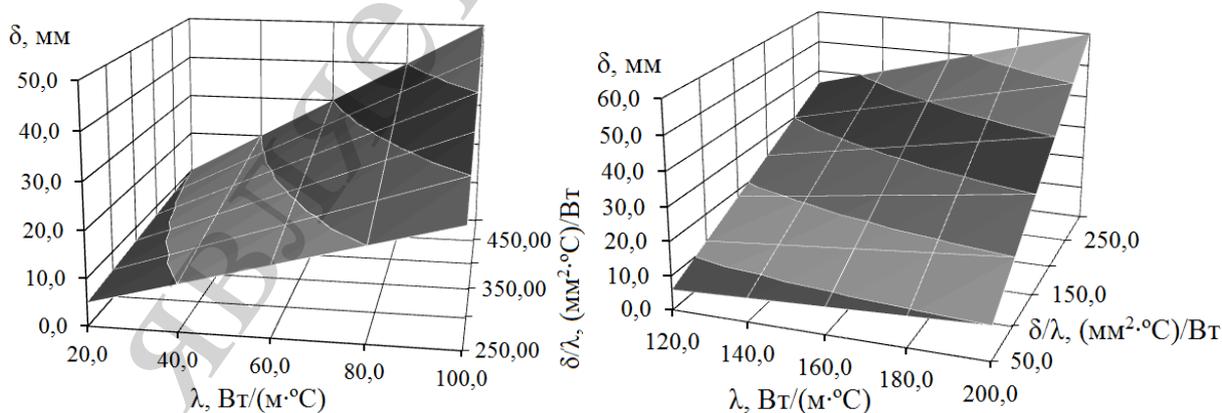
где λ – коэффициент теплопроводности; δ – толщина диска; ∇T – оператор градиента температуры.

Приращение теплового потока после очередного циклического торможения автотранспортного средства можно записать в виде:

$$\delta W = -\frac{\lambda}{\delta} \delta'(\nabla T) - \left(\delta' \frac{\lambda}{\delta} \right) \nabla T, \quad (12)$$

где δ' – символ варьирования; в частном случае, когда $\lambda = \text{const}$, получаем зависимость (11).

Термическое сопротивление по толщине сплошного диска и полудисков самовентилируемого диска (один полудиск имеет фланец, а второй – вентиляционные каналы, образованные ребрами) играет существенную роль в процессах кондуктивного теплообмена [14]. Оно выражается отношением δ/λ , и имеет единицу измерения $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, т. е. является величиной, обратной коэффициенту теплопередачи через толщину рассматриваемого диска (рис. 5 а, б).



а б

Рис. 5. Закономерности изменения термического сопротивления (δ/λ) тормозных дисков в зависимости от их толщины (δ) и коэффициентов теплопроводности материалов (λ), изменяющихся в пределах:

а – (20...100) Вт/(м²·°С); б – (120...200) Вт/(м²·°С)

Из представленных графических зависимостей следует, что с увеличением толщины диска необходимо варьировать коэффициентом теплопроводности материалов, применяемых для изготовления тормозных дисков. При помощи уравнения $q = \frac{\lambda}{\delta}(t - t_0) \cdot 10^{-2}$ (где t , t_0 , температуры: объемная диска и окружающей среды) построена графическая зависимость вида $q = f\left(\frac{\lambda}{\delta}, t\right)$ (рис. 6). В последней фигурирует величина λ/δ , которая является обратной термическому сопротивлению толщины тормозного диска.

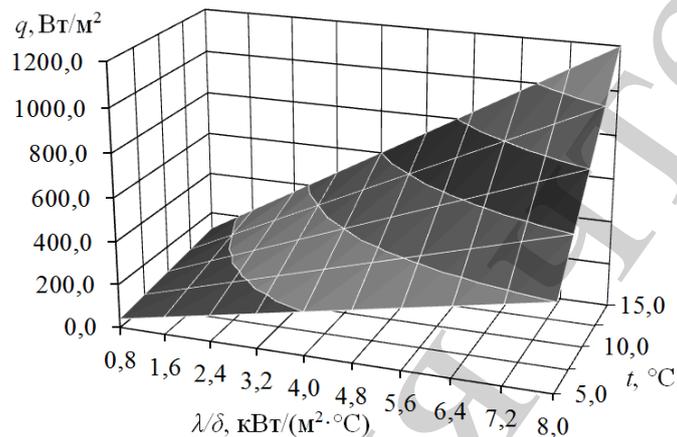


Рис. 6. Закономерности изменения теплового потока q , пронизывающего пояс трения тормозного диска при фрикционном взаимодействии пары трения «накладка-диск» тормоза, в зависимости от параметра λ/δ и объемной температуры в теле диска

При конструировании различных типов дисков категорий транспортных средств расчеты необходимо проводить не только для определения конструктивных и весовых параметров, но и с учетом энергоемкости их поясов трения.

6. Теплопередача самовентилируемого диска тормоза транспортного средства

Рассмотрим в качестве примера плоскую стенку с поясом трения левого полудиска самовентилируемого диска. Коэффициент теплопередачи равен:

$$k = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (13)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи с рабочей и нерабочей поверхностей полудиска; δ – толщина полудиска; λ – коэффициент теплопроводности материала полудиска.

Из формулы (13) следует, что увеличение k может быть достигнуто за счет возрастания любого из трех термических сопротивлений $1/\alpha_1$, δ/λ , $1/\alpha_2$ [9].

Рассмотрим влияние внутреннего термического сопротивления δ/λ на величину коэффициента теплопередачи. Поскольку выбор материала, из которого изготовлен полудиск, определяется техническими условиями на данное изделие, коэффициент теплопроводности λ является величиной фиксированной. Таким образом, сокращение времени прохождения теплового потока (при $\alpha_1 = \text{const}$, $\alpha_2 = \text{const}$) возможно только за счет уменьшения толщины стенки δ . Однако возможности уменьшения δ крайне ограничены, поскольку связаны с его прочностными характеристиками. Большого эффекта можно добиться, изменяя коэффициенты теплоотдачи. Полагая $\delta/\lambda \rightarrow 0$, упростим формулу (13) до вида:

$$k = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (14)$$

Последняя зависимость может быть преобразована следующим образом:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_2}{\frac{\alpha_2}{\alpha_1} + 1}. \quad (15)$$

Из равенств (14) и (15) следует, что при $\alpha_2 \rightarrow \infty$, $k \rightarrow \alpha_1$ и наоборот, при $\alpha_1 \rightarrow \infty$, $k \rightarrow \alpha_2$. Таким образом, большее предельное значение коэффициента теплопередачи не может превышать значения наименьшего из коэффициентов теплоотдачи. Зависимость (15) позволяет сделать еще один важный вывод. Пусть $\alpha_2/\alpha_1 = k_\alpha \gg 1$. Тогда

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_1 k_\alpha}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{1}{k_\alpha}}.$$

Увеличим α_2 еще в $k_{\alpha 2}$ раз: $\alpha'_2 = \alpha_2 k_{\alpha 2}$, $k_{\alpha 2} > 1$.

Тогда новое значение коэффициента теплопередачи равно:

$$k' = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha'_2}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{1}{k_\alpha k_{\alpha 2}}}.$$

Рассмотрим соотношение вида

$$\frac{k'}{k} = \frac{1 + \frac{1}{k_{\alpha}}}{1 + \frac{1}{k_{\alpha}k_{\alpha_2}}} = 1 + \frac{k_{\alpha_2} - 1}{k_{\alpha}k_{\alpha_2} + 1} = 1 + \varepsilon,$$

где $\varepsilon = (k_{\alpha_2} - 1) / (k_{\alpha}k_{\alpha_2} + 1)$.

Очевидно, что величина ε будет достаточно малой. Покажем это на примере. Пусть $k_{\alpha} = 100$, α_2 увеличили вдвое, тогда $k_{\alpha_2} = 2$, а $\varepsilon \approx 0,5\%$.

Итак, увеличение большего коэффициента теплоотдачи (α_2) в два раза обуславливает возрастание коэффициента теплопередачи всего на 0,5%. Отсюда следует, что при $\alpha_2 \gg \alpha_1$ дальнейшее увеличение α_2 , сопряженное со значительными трудностями (повышение чистоты внутренней поверхности полудиска, интенсификация теплоотдачи за счет изменения режима движения омывающего воздуха в конфузорах диска), является нецелесообразным. С практической точки зрения важным является определить (с достаточной степенью точности) то пороговое значение α_2 , начиная с которого дальнейшее его увеличение не имеет смысла.

На рис. 7 а, б приведены графические зависимости $k = f(\alpha_1, \alpha_2)$, описываемые формулой (15).

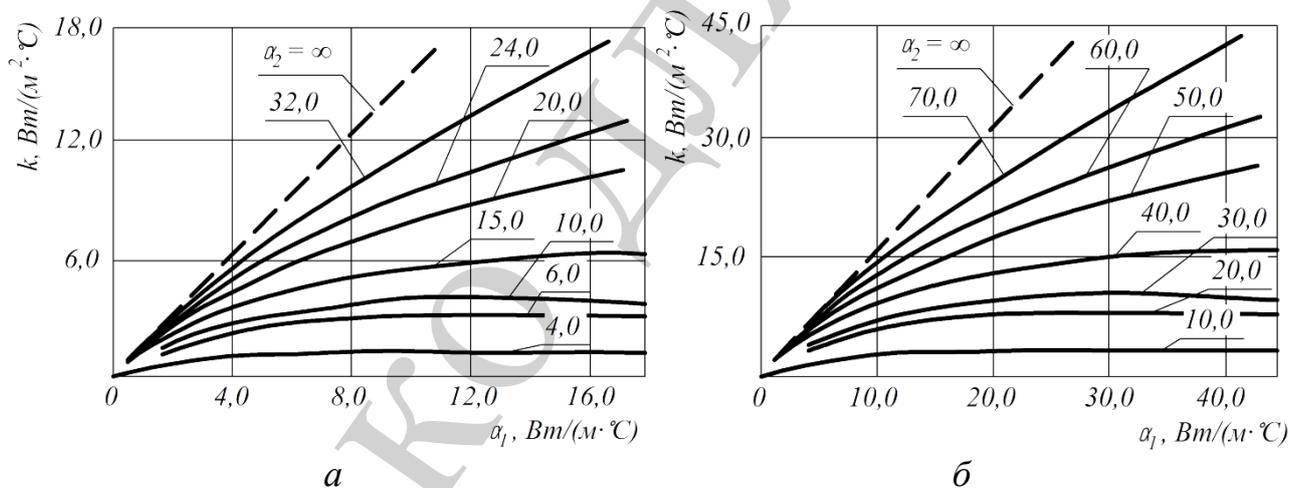


Рис. 7. Закономерности изменения коэффициентов теплопередачи k в зависимости от коэффициентов теплоотдачи от наружной α_1 и внутренней α_2 поверхностей левого полудиска самовентилируемого диска тормоза грузового автомобиля марки MAN модели TGA 26.430 при движении со скоростью:
а – 30 км/ч; б – 60 км/ч

Из графика видно, что k быстро увеличивается с ростом α_1 до тех пор, пока α_1 и α_2 не станут примерно равными. При дальнейшем увеличении α_1 рост k замедляется и затем практически прекращается. Таким образом, при $\alpha_1 \ll \alpha_2$ для увеличения k необходимо увеличивать α_1 , что равносильно уменьшению терми-

ческих сопротивлений $1/\alpha_1$. После достижения равенства $\alpha_1 \approx \alpha_2$ для интенсификации теплопередачи можно увеличивать любой из коэффициентов теплоотдачи.

Второй путь, позволяющий интенсифицировать теплопередачу, – это увеличение площади внутренних поверхностей теплообмена самовентилируемых тормозных дисков.

Если за счет оребрения увеличить площадь поверхности теплообмена диска, то, соответственно, возрастает и передаваемый им тепловой поток. Термические сопротивления теплоотдачи оребренной стенки пропорциональны величинам $\frac{1}{\alpha_1 A_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2 A_2}$. Оребрение внутренней поверхности правого полудиска

самовентилируемого тормозного диска является одним из основных путей интенсификации теплопередачи. Необходимо отметить, что ребра различной геометрии и теплопроводности по-разному работают даже в одинаковых условиях при однородных источниках и стоках теплоты. В [6] сформулированы основные упрощающие предположения, позволяющие выполнить тепловой расчет ребер различной геометрии.

Критерий, которым обычно руководствуются при оребрении поверхностей, состоит в том, чтобы добиться примерного равенства обоих термических сопротивлений теплоотдачи, то есть $\alpha_1 A_1 \approx \alpha_2 A_2$. Таким образом, если $\alpha_2 \ll \alpha_1$ то внутреннюю поверхность следует оребрять до тех пор, пока не достигнут равенства $A_1/A_2 = \alpha_2/\alpha_1$. Дальнейшее увеличение A_2 малоэффективно, поскольку при незначительном росте теплового потока возрастает масса конструкции, затраты на ее изготовление и так далее.

Геометрия ребер (их форма и размер) может быть достаточно разнообразной. Расчет температурных полей в ребрах довольно сложен, несмотря на некоторые упрощающие предположения. Подробно эти практически важные задачи теплопереноса рассмотрены в [6].

Масса самовентилируемых тормозных дисков для тормозов категорий транспортных средств иностранного производства колеблется в интервале от 25,6 до 37,0 кг. Толщину полудисков необходимо рассчитывать с учетом их прочностных характеристик. При определении площади ребер второго полудиска необходимо стараться избегать увеличения массы самовентилируемого тормозного диска в целом. Это обстоятельство приведет к увеличению момента инерции вращающихся тормозных дисков, что потребует большей мощности для их торможения. Кроме того, это способствует увеличению подрессоренных масс транспортного средства, что отрицательно сказывается на динамике его движения.

7. Обсуждение результатов исследования интенсивности теплообмена в самовентилируемых дисках тормозов

Результаты проведенных исследований интенсивности теплообмена в самовентилируемых дисках тормозов грузовой категории транспортных средств позволяют констатировать следующее.

– При проектировании самовентилируемых тормозных дисков для повы-

шения эффективности омывания воздухом их внутренних поверхностей необходимо, чтобы отношение суммарной площади сечения вентиляционных отверстий к приведенной площади сечения вентиляционного канала на уровне среднего радиуса пояса трения диска равнялось $0,6 \dots 0,65$.

– Для интенсификации теплообмена внутренней поверхности левого полудиска ее нужно полировать. При этом возрастает величина отношения $\sqrt[3]{A_M} / A_n$. Она должна приближаться по значению к величине $\frac{c_{лм}}{c_{лн}}$, которая равна $3,748/1,134$.

– Анализ полученных расчетным методом конструктивных и весовых параметров различных типов тормозных дисков показал, что величина аппроксимации и среднее отклонение для диаметра и массы диска колеблются, соответственно, от 0,82 до 0,97 и от 1,8 до 14,1%. Такая точность для подобных расчетов является хорошей.

– Установлены закономерности изменения коэффициентов теплопередачи k от 6,0 до 45,0 Вт/(м²с) в зависимости от коэффициентов теплоотдачи с наружной и внутренней поверхностей полудиска (от 4,0 до 40,0 Вт/(м²с)) при средней минимальной (30 км/ч) и максимальной (60 км/ч) скорости движения грузового транспортного средства грузоподъемностью 26,0 т. Использование полученных данных при оценке напряженно-деформированного состояния полудисков повышает точность расчетов их термических напряжений в среднем на 15 %.

– Знание термического сопротивления различных типов тормозных дисков, являющегося обратной величиной коэффициента теплопередачи при заданных тепловых потоках (на поверхности пояса трения и пронизывающего его тело), а также одного из коэффициентов теплоотдачи от поверхности диска, позволяет определять второй коэффициент теплоотдачи.

– Для повышения эффективности омывания воздухом внутренних поверхностей диска необходимо, чтобы отношение суммарной площади сечения вентиляционных отверстий к приведенной площади сечения вентиляционного канала на уровне среднего радиуса пояса трения диска равнялось $0,6 \dots 0,65$.

– Для интенсификации теплообмена внутренней поверхности левого полудиска ее нужно полировать. При этом возрастает величина отношения $\sqrt[3]{A_M} / A_n$ (A_M, A_n – площади матовой и полированной поверхностей диска). Она должна приближаться по значению к величине $\frac{c_{лм}}{c_{лн}}$ ($c_{лм}, c_{лн}$ – коэффициенты лучеиспускания матовой и полированной поверхностей, $3,748/1,134 = 3,3$);

– При оценке напряженно-деформированного состояния самовентилируемого диска с цилиндрами, соединяющими полудиски, их необходимо рассматривать как единое целое с пятнами контакта микровыступов поверхностей трения.

Недостатком метода определения интенсивности теплообмена является то, что в нем используются объемные температуры, вместо температуры вспышки. Это несколько снижает точность расчетов.

7. Выводы

1. Доказано, что одним из путей повышения интенсивности вынужденного воздушного охлаждения пар трения дисково-колодочного тормоза при движении транспортного средства является увеличение площади ребер правого полудиска. Так, при увеличении площади ребер примерно на 20 % интенсивность охлаждения возрастает на 7...10 %. Дальнейшее увеличение площади ребер нецелесообразно, т. к. резко возрастает металлоемкость диска.

2. Получены графические зависимости, позволяющие назначать материал диска, исходя из заданных тепловых потоков при известных коэффициентах теплопроводности и термического сопротивления выбранного материала. Использование результатов исследований позволит снизить металлоемкость тормозного диска до 10 %.

3. В последнее время диски с цилиндрическими шипами, соединяющими полудиски, начали вытеснять самовентилируемые диски с конфузорами из-за их сложной конструкции, металлоемкости, большой энергоемкости и низкой эффективности вынужденного воздушного охлаждения их поверхностей. В контактной задаче при рассмотрении напряженно-деформированного состояния самовентилируемого диска с цилиндрическими шипами их необходимо представлять как единое целое с пятнами контакта микровыступов поверхностей трения. Кроме того, диски с цилиндрическими шипами являются хорошим объектом для их конструктивного усовершенствования.

4. Снижение металлоемкости самовентилируемых тормозных дисков с конфузорами достигается путем выполнения системы ребер из пластмассы, которая теплоизолирована от внутренней поверхности полудиска.

Литература

1. ГОСТ Р41.13-2007. (Правила № 13 ЕЭК ООН). Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. М., 2009. 170 с.
2. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств: стандарт / Джанахмедов А. X. и др. Баку, 2016. 272 с.
3. Гудз Г. С., Глобчак М. В., Клипко О. Р. Комплексна оцінка теплонавантажності дискових гальм автобусів на тривалих режимах роботи: монографія / ред. Г. С. Гудз. Львів: Галицька Видавнича Спілка, 2017. 123 с.
4. Krauser R., Kohlgruber K. Temperaturberechnung in Scheibenbremsen // Automobile Industrie. 1976. Issue 4. P. 37–48.
5. Sisson A. E. Thermal Analysis of Vented Brake Rotors // SAE Technical Paper Series. 1978. doi: <https://doi.org/10.4271/780352>
6. Limpert R. An Investigation of Thermal Conditions Leading to Surface Rupture of Cast Iron Rotors // SAE Technical Paper Series. 1972. doi: <https://doi.org/10.4271/720447>
7. Morgan S., Dennis R. W. A Theoretical Prediction of Disc Brake Temperatures and a Comparison with Experimental Data // SAE Technical Paper Series. 1972. doi: <https://doi.org/10.4271/720090>

8. Zhou S., Yang Y., Xie J. Transient temperature and thermal stress distribution simulation analysis of high-speed train brake disk // *Journal of Mechanical Engineering*. 2011. Vol. 47, Issue 22. P. 55–60.
9. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела при трении. М.: Наука, 2009. 744 с.
10. Зайнуллин Р. С. Обеспечение работоспособности оборудования в условиях механохимической повреждаемости. Уфа, 2017. 426 с.
11. Influence of Hydrogen on the Wear Resistance of Materials in the Friction Couples of Braking Units / Kindrachuk M. V., Vol'chenko D. A., Vol'chenko N. A., Stebeletskaya N. M., Voznyi A. V. // *Materials Science*. 2017. Vol. 53, Issue 2. P. 282–288. doi: <https://doi.org/10.1007/s11003-017-0073-z>
12. Electrodynamics of the Thermal Contact Friction Interaction in Metal-Polymer Friction Couples / Kindrachuk M. V., Vol'chenko A. I., Vol'chenko D. A., Zhuravlev D. Y., Chufus V. M. // *Materials Science*. 2018. Vol. 54, Issue 1. P. 69–77. doi: <https://doi.org/10.1007/s11003-018-0159-2>
13. Сахин В. В. Конвективный теплообмен в однородной среде теплоотдачи: монография. Санкт-Петербург: Военмех, 2013. 224 с.
14. Беляков Н. С., Носко А. П. Неидеальный тепловой контакт тел при трении. М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2010. 104 с.
15. Джанахмедов А. Х., Дышин О. А., Джавадов М. Я. Синергетика и фракталы в трибологии: монография / ред. А. Х. Джанахмедов. Баку: Апострофф, 2014. 501 с.
16. Способ определения площадей поверхностей металлических дисков при различной их энергоемкости в дисково-колодочных тормозных устройствах: Пат. № 2594044С1 RF. № 2015122732/11; заявл. 11.06.2015; опубл. 10.08.2016, Бюл. № 22. 15 с.