

УДК 629.113

DOI: 10.22213/2413-1172-2021-3-4-16

Определение влияния геометрии вентиляционного аппарата на инерцию тормозного диска

А. Е. Литвинов, доктор технических наук, доцент, Кубанский государственный технический университет, Краснодар, Россия

И. А. Яицков, доктор технических наук, доцент, Ростовский государственный университет путей сообщений, Ростов-на-Дону, Россия

П. А. Поляков, кандидат технических наук, Кубанский государственный технический университет, Краснодар, Россия

Е. С. Федотов, Кубанский государственный технический университет, Краснодар, Россия

А. А. Голиков, Кубанский государственный технический университет, Краснодар, Россия

Разнообразие тормозных дисков определяется наличием различной геометрии вентиляционного аппарата. Современные тормозные диски по геометрии вентиляционного аппарата подразделяются по наличию ребер, которые образуют каналы и шипы для теплоотдачи охлаждающему воздуху. В свою очередь, вентиляционные каналы могут быть радиальными и криволинейными. Шипы подразделяются по геометрии на цилиндрические, призматические и со сложной конфигурацией.

В статье предложен расчет мощности, необходимой для преодоления сил инерции тормозного диска, для различных вариантов вентиляционного аппарата. Мощность, затрачиваемая для преодоления сил инерции тормозного диска с радиальными каналами, меньше на 44 %, чем у тормозного диска с криволинейными каналами. Тормозные диски с вентиляционным аппаратом с призматическими шипами имеют мощность, затрачиваемую для преодоления сил инерции, в 1,22 раза меньше, чем диски с цилиндрическими шипами, и с шипами фирмы DBA – в 1,31 раза. При сопоставлении результатов методики определения моментов инерции тормозных дисков с различными вентиляционными аппаратами и CFD-моделей аналогичных тормозных дисков, созданных в программе ANSYS Workbench Mechanical, расхождение составило 5,52 %.

В исследовании приведена зависимость мощности преодоления сил инерции от количества ребер. С увеличением количества ребер на 60 мощность для преодоления сил инерции радиальных каналов диска увеличивалась в 1,16 раза, тогда как мощность криволинейных каналов диска возросла в 1,07 раза.

При увеличении количества шипов на 50 для диска с цилиндрическими шипами мощность, затрачиваемая на преодоление сил инерции, возрастает в 1,15 раза, тогда как для диска с призматическими шипами имеет место увеличение в 1,05 раза. При увеличении количества шипов на 50 мощность для преодоления сил инерции вентилируемого тормозного диска фирмы DBA увеличивается в 1,17 раза.

При проектировании вентиляционных тормозных дисков помимо параметров теплоотвода необходимо учитывать параметры мощностей преодоления сил инерции тормозных дисков, которые влияют на эксплуатационные параметры тормозной системы в целом.

Ключевые слова: вентиляционный аппарат, момент инерции, тормозной диск, мощность преодоления сил инерции, маховые массы.

Введение

Вентилируемые современные тормозные диски применяются в различных типах транспорта. Созданный для охлаждения вентиляционный аппарат тормозного диска обладает следующими особенностями эксплуатации.

Первой особенностью является аэродинамическое сопротивление встречного воздушного потока, оказывающего влияние на естественную

циркуляцию воздушных масс через вентиляционный аппарат тормозного диска. При изменении давления внутри вентиляционного аппарата происходят инверсии направления движения воздушного потока. Снижение скорости протекания воздушного потока через вентиляционный аппарат приводит к уменьшению теплоотдачи от нагретых поверхностей. Данная особенность работы при наличии встречного воздушного

ного потока ввиду снижения теплоотдачи может оказывать влияние на эксплуатационные параметры тормозного диска (коэффициент трения, тормозной момент, долговечность и др.). Влия-

ние встречного воздушного потока зависит от размещения тормозного механизма: на оси тележки поезда (рис. 1, *a*), встроенный в объем колеса автомобиля (рис. 1, *b*).

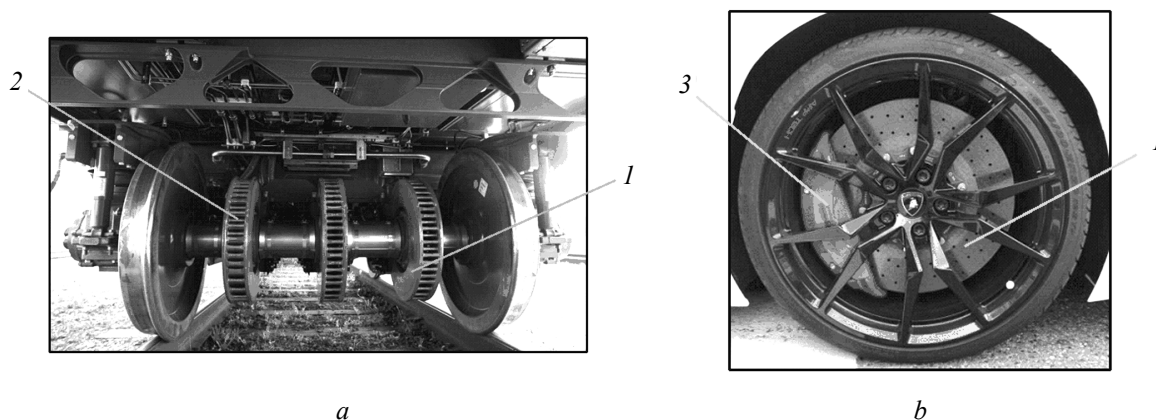


Рис. 1. Вентилируемые тормозные диски, установленные на железнодорожном (*a*) и автомобильном (*b*) транспорте: 1 – тормозной диск; 2 – вентиляционный аппарат; 3 – суппорт тормозного механизма

Fig. 1. Ventilated brake discs installed on railway (*a*) and road (*b*) transport: 1 - brake disc; 2 - ventilation device; 3 - brake caliper

Второй особенностью является оказание дополнительного сопротивления от момента инерции вращающегося тормозного диска. Момент инерции вентилируемого тормозного диска будет складываться из суммы моментов инерции тормозного диска и вентиляционного аппарата, поэтому масса тормозного диска с вентиляционным аппаратом по сравнению со сплошным диском будет больше.

Много исследований посвящены энергонагруженности фрикционных узлов [1–3]. В современных исследованиях [4–7] определяются скоростные и тепловые характеристики как пар трения, так и воздушного потока, омывающего вентиляционный аппарат, хотя сравнения различных вариантов вентиляционного аппарата тормозного диска не приводятся.

В современном мире используются различные варианты вентиляционных аппаратов тормозных дисков. Классифицировать вентиляционные аппараты можно по геометрии вентиляционных каналов (радиальные и криволинейные) и поперечному сечению шипов охлаждения (цилиндрическое, призматическое и сечение Kangaroo Paw).

В работе [8] приведено решение обратной задачи давления в вентиляционном канале тормозного диска с определением протекания воздушного потока через сопла вентиляционного аппарата; в исследовании [9] – влияние толщины сплошных тормозных дисков на его массу. Работа [10] посвящена CFD-модели вентили-

руемого тормозного диска и определению направлений тепловых потоков от нагретых поверхностей; исследование [11] – определению влияния геометрических параметров ребер вентиляционного аппарата на эксплуатационные характеристики, в частности на скорость потока воздуха, проходящего через каналы, и тепловую нагруженность. В работе [12] предложена конструкция охлаждаемого стояночного тормозного механизма. Исследования, которые сравнивают массу сплошных и вентилируемых тормозных дисков, приведены в [13]. В исследовании [14] приведена статическая модель вентилируемого тормозного диска, на которой определялись деформации в результате нагружения; в работе [15] – зависимость теплового состояния рабочих пар трения тормоза от градиентов коэффициенты теплопередачи. В работе [16] приводится расчет тепловых напряжений вентилируемых и перфорированных тормозных дисков, [17, 18] – расчет износа на основе теории энергофрикций.

Традиционно в большинстве отечественных и зарубежных автомобилей используются вентилируемые тормозные диски с радиальными каналами. Воздух поступает из зазора между ступицей диска и приводом колеса, проходит через вентиляционные каналы, забирает часть тепла от нерабочих поверхностей тормозного диска и выходит через периферийные отверстия [19]. Радиальные каналы могут быть направленными (рис. 2, *a*) и прямыми (рис. 2, *b*).

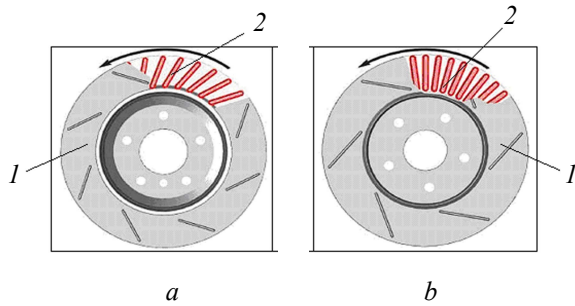
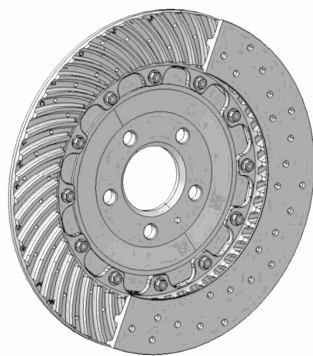


Рис. 2. Вентилируемые тормозные диски с направленными (а) и прямыми (б) радиальными каналами: 1 – рабочие поверхности тормозного диска; 2 – ребра вентиляционного аппарата (стрелка – направление вращения)

Fig. 2. Ventilated brake discs with directed (a) and straight (b) radial channels: 1 - working surfaces of the brake disc; 2 - ribs of the ventilation device (arrow - direction of rotation)

Принцип работы вентиляционного аппарата с криволинейными каналами ничем не отличается от аппарата с радиальными каналами. Отличием от тормозных дисков с радиальными вентиляционными каналами является тот факт, что для левого и правого колес необходимы различные тормозные диски (рис. 3).

Подразделяются вентиляционные аппараты с криволинейными каналами по длине вентиляционных каналов.



a

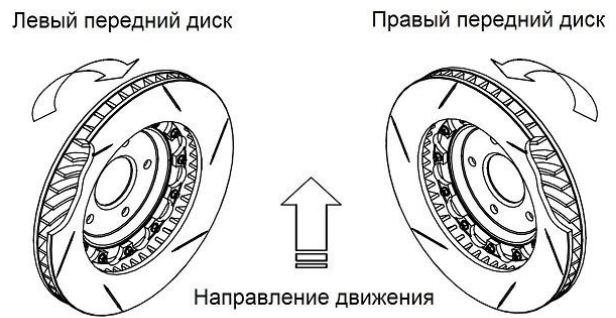
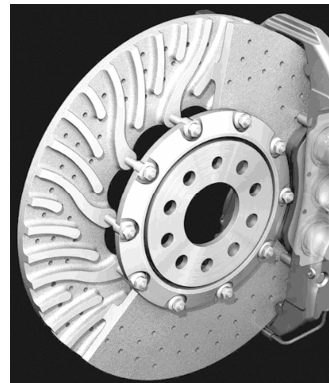


Рис. 3. Тормозные диски с криволинейными вентиляционными каналами для левого и правого колес автомобиля

Fig. 3. Brake discs with curved ventilation ducts for the left and right wheels of the car

Криволинейные вентиляционные каналы могут быть выполнены по всей длине рабочей поверхности тормозного диска, т. е. соединять входное и периферийное отверстия двумя сплошными ребрами (рис. 4, а). Многие автопроизводители оснащают вентилируемые тормозные диски разветвленными вентиляционными каналами, которые из одного входного отверстия могут разделять воздушный поток и выпускать нагретый воздух из нескольких периферийных выходных отверстий (рис. 4, б).



b

Рис. 4. Вентилируемые тормозные диски с криволинейными каналами: а – с ребрами постоянной длины; б – с ребрами переменной длины

Fig. 4. Ventilated brake discs with curved channels: a - with ribs of constant length; b - with edges of variable length

Тормозные диски с круглым сечением ребер охлаждения вентиляционного аппарата имеют цилиндрические шипы, которые связывают между собой два полудиска (рис. 5, а). Цилиндрические шипы последующего ряда расположены с радиальным смещением относительно предыдущего. Это сделано целенаправленно для того, чтобы изменять направление охлаждающего

воздушного потока и снижать скорость воздушного потока.

Аналогичным образом действует вентиляционный аппарат тормозных дисков, разработанных компанией Brembo. Ромбовидные шипы разделяют воздушный поток, что увеличивает эффективность охлаждения и прочность тормозного диска (рис. 5, б). Тормозные диски

фирмы DBA в сечении представляют собой отпечаток следа лапы кенгуру (Kangaroo Paw) (рис. 5, *c*). Применение небольших поперечных сечений ребер вентиляционного аппарата по-

зволило достичь наибольшей теплоотдачи от поверхностей вентиляционного аппарата в отличие от классических радиальных вентиляционных каналов.

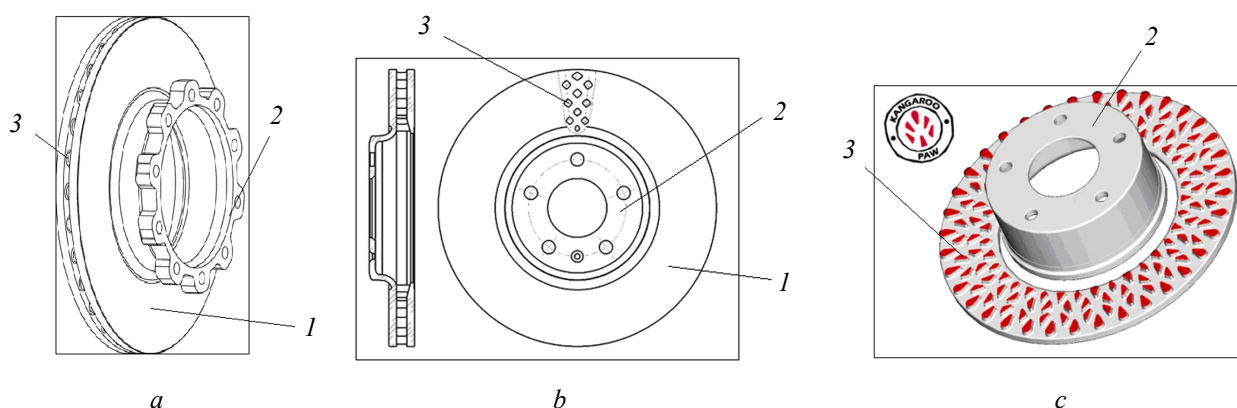


Рис. 5. Вентилируемые тормозные диски с цилиндрическими (*a*), призматическими (*b*) шипами и с шипами со сложной геометрией (*c*): 1 – рабочие поверхности; 2 – ступица диска; 3 – шипы охлаждения

Fig. 5. Ventilated brake discs with cylindrical (*a*), prismatic (*b*) studs and with studs with complex geometry (*c*): 1 - working surfaces; 2 - disc hub; 3 - cooling spikes

На основании проведенного литературного обзора можно сформулировать **цель исследования** – разработка метода определения мощности для преодоления сил инерции тормозных дисков с различной геометрией вентиляционного аппарата.

Метод расчета моментов инерции и мощностей для их преодоления

От классификации вентиляционного аппарата необходимо перейти к методике исследований определения инерции вентиляруемых тормозных дисков с различной конфигурацией.

Для определения мощности, необходимой для преодоления силы инерции вращательного тела, можно воспользоваться формулой

$$N = \frac{E}{\tau} = \frac{I\omega^2}{2\tau} = \frac{I\omega\varepsilon}{2}, \quad (1)$$

где E – кинетическая энергия вращательного тела, Дж; τ – время торможения тормозного диска, с; I – момент инерции тела вращения, кг м²; ω – угловая скорость тела вращения (тормозного диска), с⁻¹; ε – угловое замедление тела вращения, с⁻².

Угловое замедление целесообразно выделить через линейное замедление транспортного средства:

$$j_3 = \varepsilon R_{т.д.},$$

где $R_{т.д.}$ – радиус тормозного диска, м.

С учетом линейного замедления мощность, затрачиваемая для преодоления силы инерции тормозного диска (1), определяется по формуле

$$N = \frac{I\omega j_3}{D}, \quad (2)$$

где D – наружный диаметр тормозного диска, м.

С учетом разбивки тормозного диска на элементы (рабочие поверхности, фланец, ступица и вентиляционный аппарат) зависимость (2) будет определяться суммой моментов инерции составных частей тормозного диска:

$$N = \frac{\sum_{i=1}^n I_{т.д.} \omega j_3}{D}, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (3)$$

Для сравнения геометрии вентиляционных аппаратов тормозных дисков необходимо задаться условием, что габаритные размеры будут одинаковыми. Начальные условия и нарастание замедления будут также неизменными. Параметр влияния на момент инерции тела тормозного диска складывается из суммы моментов инерции составных частей тормозного диска:

$$\sum_{i=1}^n I_{т.д.} = I_{пд} + I_{в.а} + I_{ст} + I_{фл}, \quad (4)$$

где $I_{пд}$ – момент инерции полудисков (рабочих поверхностей), кг м²; $I_{в.а}$ – момент инерции

вентиляционного аппарата, кг м²; $I_{ст}$ – момент инерции ступицы, кг м², $I_{фл}$ – момент инерции фланца тормозного диска, кг м².

Для определения суммарного момента инерции тормозного диска необходимо задаться схемой металлического фрикционного элемента (рис. 6).

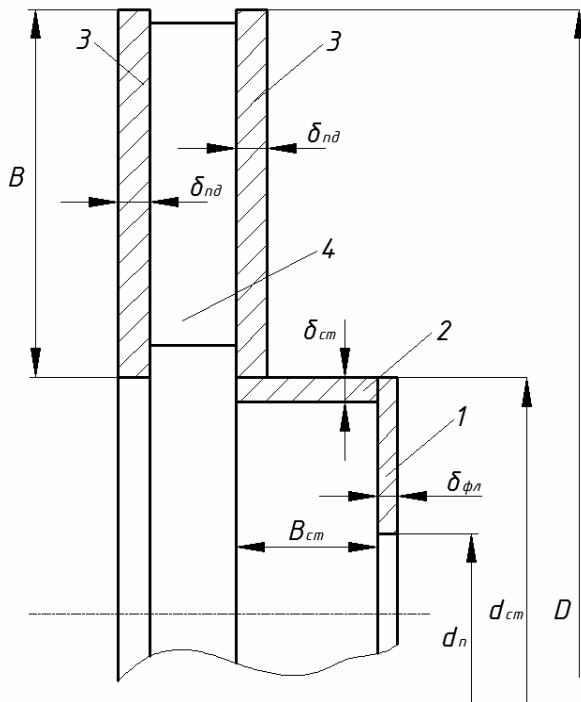


Рис. 6. Схема вентилируемого тормозного диска: 1 – фланец; 2 – ступица; 3 – полудиск; 4 – вентиляционный аппарат

Fig. 6. Diagram of a ventilated brake disc: 1 - flange; 2 - hub; 3 - half-disk; 4 - ventilation device

Расшифруем каждое слагаемое суммы (4). Момент инерции фланца определяется из зависимости

$$I_{фл} = \pi \rho \delta_{фл} \left(\frac{d_{ст}^2}{4} - \frac{d_n^2}{4} \right) \left(\frac{d_{ст}^2}{8} + \frac{d_n^2}{8} \right), \quad (5)$$

где ρ – плотность материала тормозного диска, кг/м³; $\delta_{фл}$ – толщина фланца тормозного диска, м; $d_{ст}$ – диаметр ступицы тормозного диска, м; d_n – посадочный диаметр, м.

Момент инерции ступицы тормозного диска рассчитывается по формуле

$$I_{ст} = \pi \rho B_{ст} \left(\delta_{ст} d_{ст} - 4 \delta_{ст}^2 \right) \left(\frac{d_{ст}^2}{4} - \frac{d_{ст} \delta_{ст}}{2} + \frac{\delta_{ст}^2}{2} \right), \quad (6)$$

где $\delta_{ст}$ – толщина ступицы тормозного диска, м; $B_{ст}$ – ширина ступицы тормозного диска, м.

Момент инерции рабочих поверхностей тормозного диска рассчитывается по формуле

$$I_{нд} = 2 \pi \rho \delta_{нд} (BD - B^2) \left(\frac{D^2}{4} - \frac{DB}{2} + \frac{B^2}{2} \right), \quad (7)$$

где B – ширина рабочей поверхности тормозного диска, м; $\delta_{нд}$ – толщина полудиска, м.

В вышеизложенных условиях принято, что габаритные размеры тормозного диска неизменны в зависимости от применяемого вентиляционного аппарата, как следствие – сумма трех моментов инерции (5)–(7) будет неизменна. Согласно теореме Гюйгенса – Штейнера момент инерции вентиляционного аппарата в общем виде выглядит как

$$I_{в.а} = \sum_{i=1}^n I_{Ci} + \sum_{i=1}^n m_i x_i^2, \quad i=1, 2, \dots, n,$$

где I_{Ci} – момент инерции относительно центра оси, проходящий через центр масс i -го элемента, кг м²; m_i – масса i -го элемента, кг; x_i – расстояние между осью вращения тормозного диска и осью, проходящей через центр масс i -го элемента, м.

Для вентиляционного аппарата, состоящего из радиальных вентиляционных каналов (рис. 7, а), момент инерции

$$I_{в.а} = (n \rho B_p \delta_p \lambda_p) \left[\frac{1}{12} (\lambda_p^2 + B_p^2) + \left(\frac{D}{2} - \frac{B}{2} \right)^2 \right], \quad (8)$$

где n – количество ребер вентиляционного аппарата тормозного диска; B_p – ширина ребра вентиляционного канала тормозного диска, м; δ_p – толщина ребра вентиляционного канала, м; λ_p – длина ребра вентиляционного канала тормозного диска, м.

Ребра криволинейных вентиляционных каналов (рис. 7, б) целесообразно разбить на i -е количество прямоугольников и, воспользовавшись предыдущими зависимостями, определить момент инерции как

$$I_{в.а} = \sum_{i=1}^n (\rho B_{pi} \delta_{pi} \lambda_{pi}) \left[\frac{1}{12} (\lambda_{pi}^2 + B_{pi}^2) + \left(\frac{D}{2} - X_i \right)^2 \right], \quad (9)$$

где B_{pi} – ширина i -го элемента ребер вентиляционного аппарата тормозного диска, м; δ_{pi} – толщина i -го элемента ребер вентиляционного аппарата, м; λ_{pi} – длина i -го элемента ребер

вентиляционного аппарата тормозного диска, м;
 X_i – расстояние от периферии тормозного дис-

ка до i -го элемента ребер вентиляционного аппарата тормозного диска, м.

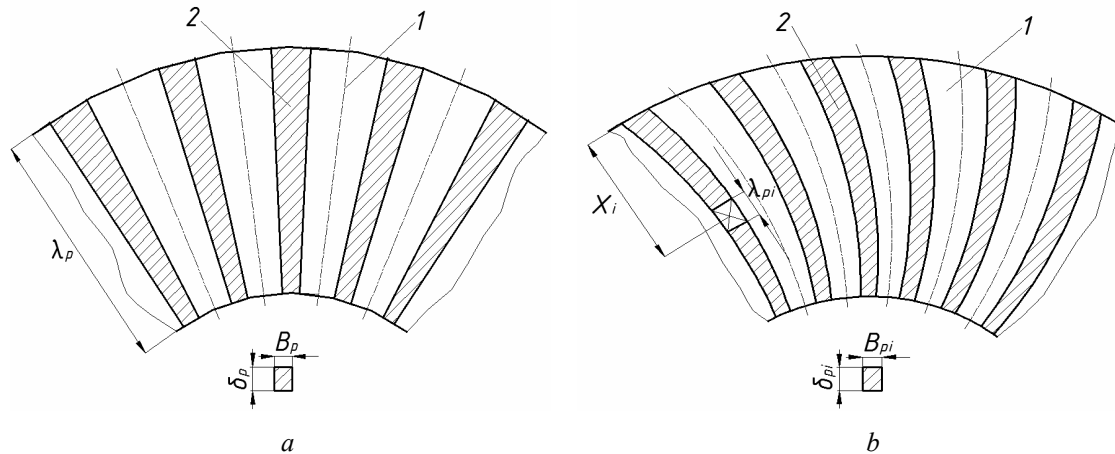


Рис. 7. Вентиляционный аппарат с радиальными (а) и криволинейными (б) каналами:
 1 – вентиляционные каналы; 2 – ребра аппарата

Fig. 7. Ventilation apparatus with radial (a) and curved (b) channels: 1 - ventilation ducts; 2 - apparatus ribs

Для вентиляционного аппарата с цилиндрическими шипами (рис. 8, а) момент инерции

$$I_{в.а} = \sum_{i=1}^n (\rho \pi R_{ши}^2 \delta_{ши}) \left[\frac{1}{2} R_{ши}^2 + \left(\frac{D}{2} - X_{ши} \right)^2 \right], \quad (10)$$

где $R_{ши}$ – радиус i -го шипа вентиляционного аппарата тормозного диска, м; $\delta_{ши}$ – толщина i -го шипа вентиляционного аппарата, м; $X_{ши}$ – расстояние от периферии тормозного диска до центра i -го шипа вентиляционного аппарата тормозного диска, м.

Для вентиляционного аппарата с призматическими шипами (рис. 8, б) фирмы Brembo момент инерции

$$I_{в.а} = \sum_{i=1}^n (\rho B_{ши}^2 \delta_{ши} \lambda_{ши}) \times \left[\frac{1}{12} (\lambda_{ши}^2 + B_{ши}^2) + \left(\frac{D}{2} - X_{ши} \right)^2 \right], \quad (11)$$

где $B_{ши}$ – ширина i -го призматического шипа вентиляционного аппарата тормозного диска, м; $\delta_{ши}$ – толщина i -го призматического шипа вентиляционного аппарата, м; $\lambda_{ши}$ – длина i -го призматического шипа вентиляционного аппарата тормозного диска, м; $X_{ши}$ – расстояние от периферии тормозного диска до i -го призматического шипа вентиляционного аппарата тормозного диска, м.

В тормозных дисках фирмы DBA сечение шипов является или цилиндрическим, или призматическим (рис. 8, с).

Для данного типа шипов вентиляционного аппарата возможна разбивка на цилиндрический и призматический шипы. Момент инерции для шипов фирмы DBA определяется из зависимости

$$I_{в.а} = \sum_{i=1}^n (\rho \pi R_i^2 \delta_i) \left[\frac{1}{2} R_i^2 + \left(\frac{D}{2} - X_i \right)^2 \right] + \sum_{i=1}^n (\rho B_{ни}^2 \delta_{ни} \lambda_{ни}) \left[\frac{1}{12} (\lambda_{ни}^2 + B_{ни}^2) + \left(\frac{D}{2} - X_{ни} \right)^2 \right]. \quad (12)$$

Определение моментов инерций и мощностей для их преодоления

Для оценки мощностей преодоления сил инерции тормозного диска с различной геометрией вентиляционного аппарата необходимо произвести расчет моментов инерции и их мощностей по полученным формулам (3), (8)–(12). Для удобства сведем все исходные данные и результаты исследования вентиляционного аппарата с различными каналами в таблицу 1, а исследования вентиляционного аппарата с различными шипами – в таблицу 2.

Проанализировав результаты расчетов, можно сделать вывод, что мощность, необходимая для преодоления инерции тормозного диска с радиальными каналами, меньше на 44 %, чем мощность, затрачиваемая на преодоление инерции диска с криволинейными каналами. Разветвление вентиляционного аппарата тормозного диска сказывается на маховых массах.

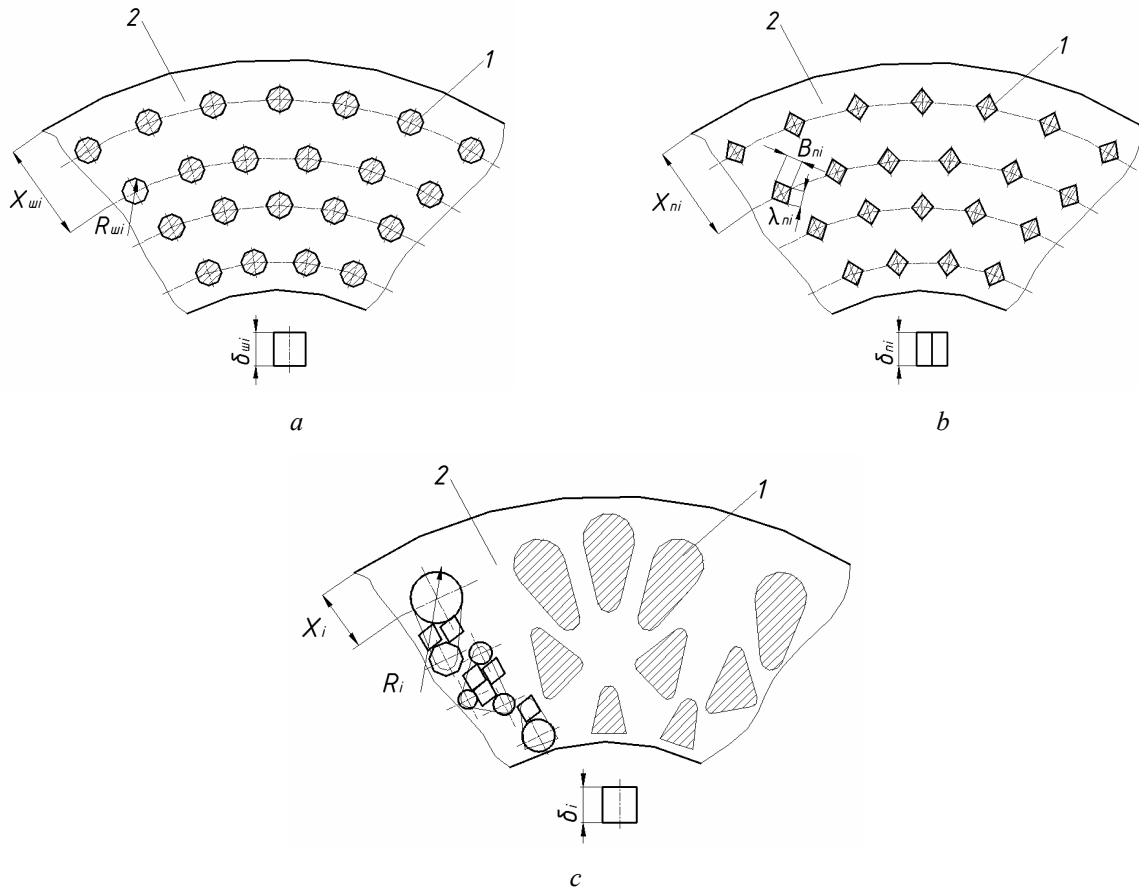


Рис. 8. Вентиляционный аппарат с цилиндрическими (а), призматическими (б) шипами и со сложной геометрией (с): 1 – шипы охлаждения; 2 – поверхность вентиляционного аппарата

Fig. 8. Ventilation apparatus with cylindrical (a), prismatic (b) thorns and with complex geometry (c): 1 - cooling spikes; 2 - surface of the ventilation device

Таблица 1. Результаты расчета мощностей преодоления сил инерции тормозных дисков с различными каналами вентиляционного аппарата

Table 1. The results of calculating the powers of overcoming the inertial forces of brake discs with different ventilation ducts

Исходные параметры		Результаты расчета	
Материал тормозного диска	серый литой чугун Gh190	Вентиляционный аппарат с радиальными каналами	
ω , с^{-1}	45	B_p , м	0,007
j_z , м/с^2	2,5	δ_p , м	0,008
D , м	0,287	λ_p , м	0,07
B , м	0,07	n	36
$\delta_{плд}$, м	0,0082	$I_{в.а.}$, кг/м^2	0,0015
$d_{ст}$, м	0,1457	N , кВт	0,0328
$\delta_{ст}$, м	0,00575	Вентиляционный аппарат с криволинейными каналами	
$B_{ст}$, м	0,021	B_{pi} , м	0,007
		δ_{pi} , м	0,008
$\delta_{фл}$, м	0,0063	λ_{pi} , м	0,07
$d_{п}$, м	0,065	n	36
Результаты расчета сплошного тормозного диска		i^*	10
$I_{т.д.}$, кг/м^2	0,0822	$I_{в.а.}$, кг/м^2	0,0646
N , кВт	0,0322	N , кВт	0,0575

* i – показатель, характеризующий количество элементов одного ребра и расстояний от оси вращения до центра элемента.

Таблица 2. Результаты расчета мощностей преодоления сил инерции тормозных дисков с различными шипами вентиляционного аппарата

Table 2. The results of calculating the powers of overcoming the inertial forces of brake discs with different studs of the ventilation apparatus

Исходные параметры		Результаты расчета	
Материал тормозного диска	серый литой чугун Gh190	Вентиляционный аппарат с цилиндрическими шипами	
ω , c^{-1}	45	$R_{ш}$, м	0,004
j_3 , m/c^2	2,5	$\delta_{ш}$, м	0,007
D , м	0,287	n	168
B , м	0,07	$I_{в.а.}$, $кг/м^2$	0,019
$\delta_{п.д.}$, м	0,0082	N , кВт	0,0396
$d_{ст.}$, м	0,1457	Вентиляционный аппарат с призматическими шипами	
$\delta_{ст.}$, м	0,00575	$\lambda_{п.}$, м	0,007
$B_{ст.}$, м	0,021	$B_{п.}$, м	0,008
		$\delta_{п.}$, м	0,007
$\delta_{ф.л.}$, м	0,0063	n	168
$d_{п.}$, м	0,065	$I_{в.а.}$, $кг/м^2$	0,00012
Результаты расчета сплошного тормозного диска		N , кВт	0,0323
$I_{т.д.}$, $кг/м^2$	0,0822	Вентиляционный аппарат с шипами фирмы DBA	
N , кВт	0,0322	R_3 , м	0,006
		δ_3 , м	0,007
		n	168
		$I_{в.а.}$, $кг/м^2$	0,0259
		N , кВт	0,0424

Подводя итоги сравнения расчетных данных вентилируемых тормозных дисков с шипами, можно сказать, что вентилируемый аппарат с призматическими шипами имеет мощность, затрачиваемую на преодоление инерции в 1,22 раза меньше мощности для преодоления инерции с цилиндрическими шипами и в 1,31 раза меньше, чем для вентилируемых тормозных дисков фирмы DBA.

Для подтверждения расчетных моделей инерции были построены по исходным данным (табл. 1 и 2) трехмерные модели вентилируемых тормозных дисков (рис. 9).

Аналогично источнику [20] в программе ANSYS Workbench Mechanical на основании CFD-моделей выполнялись расчеты моментов инерции трехмерных моделей вентилируемых тормозных дисков. Исходные данные соответствовали габаритным размерам тормозных дисков, как и для расчетных моделей:

- опция Inertia Relief применялась для недеформируемых твердых тел;
- в исходных параметрах задаются угловое ускорение/замедление и угловая скорость вращения тела ($\varepsilon = 2,5 c^{-2}$; $\omega = 48 c^{-1}$);
- трехмерные модели не должны быть симметричными.

Сравнение значений моментов инерции и мощностей для преодоления инерции вентилируемых тормозных дисков представлено в таблице 3.

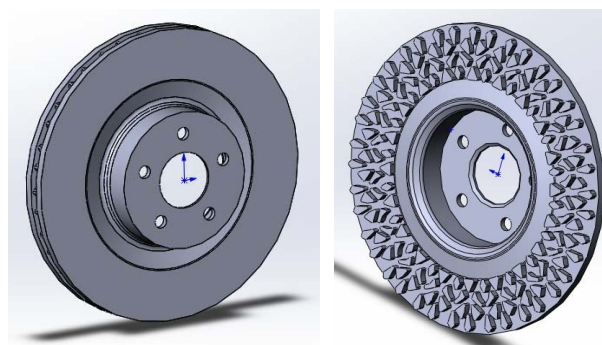


Рис. 9. Пример трехмерной модели вентилируемого тормозного диска

Fig. 9. An example of a three-dimensional model of a ventilated brake disc

Созданные по расчетным исходным данным трехмерные модели подтвердили схожесть расчетов и компьютерного моделирования. Среднее отличие значения мощностей, полученных компьютерным моделированием, составляет 5,52 %.

На основании подтверждения расчетных моделей вентиляционных аппаратов с каналами тормозных дисков компьютерным моделированием проведем исследование влияния количества ребер n и длины вентиляционных каналов λ_p на мощность, затрачиваемую на преодоление инерции тормозных механизмов с радиальными и криволинейными вентиляционными каналами

(рис. 9, *a, b*). В качестве исходных данных для расчета примем значения, представленные в таблице 1. Диапазон изменения количества ребер изменялся с 40 до 100 с шагом 0,005 м, диапазон изменения длины вентиляционного канала – от 0,015 до 0,075 м с шагом 0,005 м.

Таблица 3. Сравнение результатов расчетов и компьютерного моделирования

Table 3. Comparison of the results of calculations and computer modeling

Результаты расчетов		Результаты компьютерного моделирования	
Вентиляционный аппарат с радиальными каналами			
$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,0837	$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,0831
N , кВт	0,0328	N , кВт	0,0326
Вентиляционный аппарат с криволинейными каналами			
$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,1468	$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,1572
N , кВт	0,0575	N , кВт	0,0616
Вентиляционный аппарат с цилиндрическими шипами			
$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,1012	$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,097
N , кВт	0,0396	N , кВт	0,038
Вентиляционный аппарат с призматическими шипами			
$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,08232	$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,0822
N , кВт	0,0323	N , кВт	0,0322
Вентиляционный аппарат с шипами фирмы DBA			
$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,1081	$I_{в.а.}$, кг/м ²	0,128
N , кВт	0,0424	N , кВт	0,0502

При увеличении количества ребер тормозного диска с радиальными каналами на 60 мощность, необходимая для преодоления сил инерции, возрастает в 1,16 раза, тогда как для криволинейных каналов мощность увеличилась в 1,07 раза.

Аналогичным образом проводился расчет мощности для преодоления сил инерции вентилируемых тормозных дисков с шипами. Исходные данные для построения вентиляционного аппарата были выбраны из таблицы 2.

В процессе исследования выявлены параметры, которые изменялись: количество шипов n и среднее расстояние от оси вращения до центров шипов X_{cp} (рис. 10, *a-c*).

Усредненное расстояния от периферии тормозного диска до эквивалентной окружности центра масс вентиляционного аппарата определяется по формуле

$$X_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i)}{n}.$$

Диапазон изменения для вентиляционного аппарата для цилиндрических, призматических шипов и шипов фирмы DBA составлял от 50 до 150, шаг изменения количества шипов – 0,01 м.

Диапазон изменения среднего расстояния от оси вращения до центров шипов составлял от 0,035 до 0,045 м, шаг изменения значений – 0,005 м.

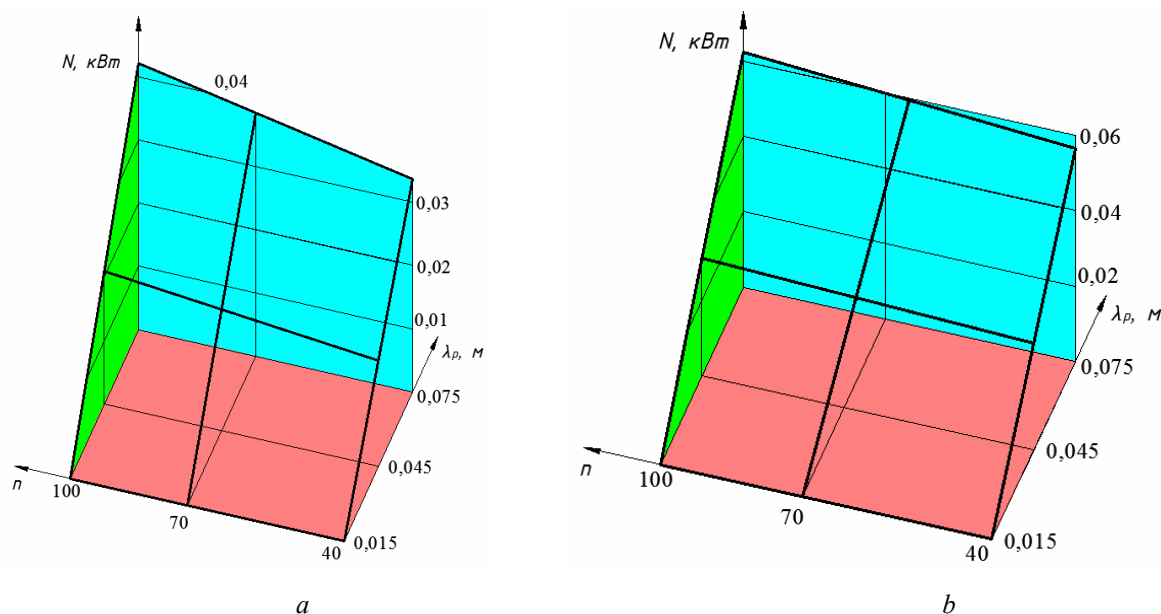


Рис. 9. Зависимость мощности для преодоления инерции (N) от количества (n) и длины ребер вентиляционного канала (λ_p): для радиальных (*a*) и криволинейных (*b*) каналов

Fig. 9. Dependence of power to overcome inertia on the number and length of the ventilation duct ribs: for radial (*a*) and for curved (*b*) channels

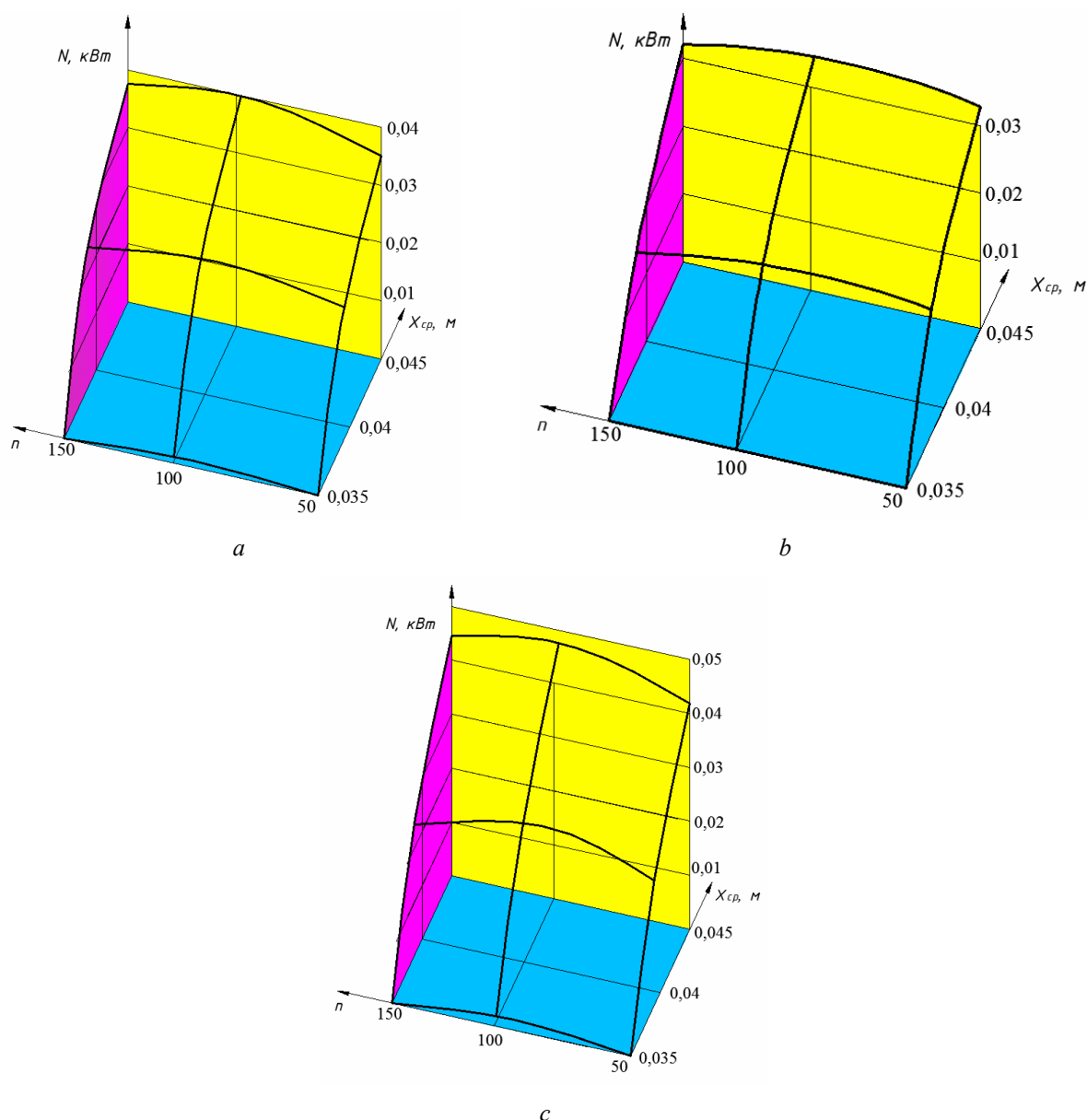


Рис. 10. Зависимость мощности для преодоления инерции (N) от количества шипов (n) и усредненного расстояния центра масс (X_{cp}) вентиляционного аппарата для цилиндрических (a), призматических (b) шипов и шипов со сложной конфигурацией (c)

Fig. 10. Dependence of the power to overcome inertia on the number of thorns and the average distance of the center of mass of the ventilation apparatus for cylindrical (a), for prismatic (b) thorns and thorns with a complex configuration (c)

Согласно диаграммам при увеличении количества шипов на 50 тормозной диск с вентиляционным аппаратом с цилиндрическими шипами увеличивает мощность, необходимую для преодоления сил инерции, в 1,15 раза, тогда как вентиляционный аппарат с призматическими шипами имеет увеличение в 1,05 раза. Мощность, затрачиваемая для преодоления сил инерции вентилируемого тормозного диска фирмы DBA, с увеличением количества шипов на 50 увеличивается в 1,17 раза.

Выводы

При схожих геометрических параметрах вентилируемых тормозных дисков мощность для преодоления сил инерции с радиальными каналами на 44 % меньше, чем мощность диска с криволинейными каналами.

При одинаковых геометрических параметрах вентилируемых тормозных дисков мощность, необходимая для преодоления сил инерции, с призматическими шипами в 1,22 раза меньше мощности с цилиндрическими шипами и в 1,31 раза меньше дисков фирмы DBA.

С увеличением количества ребер на 60 мощность, необходимая для преодоления сил инерции вентилируемого тормозного диска с радиальными каналами увеличилась 1,16 раза, а для вентиляционного аппарата с криволинейными каналами – в 1,07 раза.

С увеличением количеством шипов вентиляционного аппарата тормозного диска на 50 мощность для преодоления сил инерции возросла для шипов призматического сечения в 1,05 раза, для цилиндрического сечения – в 1,15 раза и для диска фирмы DBA – в 1,17 раза.

При проектировании новых современных вентилируемых тормозных дисков необходимо учитывать геометрию вентиляционного аппарата с точки зрения влияния маховых масс, стараясь находить баланс между теплоотводом и мощностью затрачиваемой на преодоление сил инерции вращающихся масс.

Библиографические ссылки

1. Wang Q., Zuo J.Y. Dynamic Thermal Analysis on High-Speed Railway Ventilated Brake Disc under the Effect of Air Flow. Conference: The Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance, 2014. DOI: 10.4203/ccp.104.308.
2. Dygalo V., Zhukov I. The thermal loading estimation of the friction pairs of a vehicle automated brake system. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 6. DOI:10.1088/1757-899X/386/1/012012.
3. Uradníček J., Musil M., Bachratý M., Havelka F. Destabilization of disc brake mechanical system due to non-proportional damping: 26th International Conference ENGINEERING MECHANICS - 2020 (Brno, Czech Republic, November 24 - 25, 2020), pp. 496-499. DOI: 10.21495/5896-3-496.
4. Vidiyal M., Singh B. Experimental and Numerical Thermal Analysis of Formula Student Racing Car Disc Brake Design. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2017, no. 10, pp. 138-148. DOI: 10.25103/jestr.101.19.
5. Pasqual G., Malcher L. Thermal Analysis of Brake Discs for Baja SAE Vehicle: 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (16 - 20 November, 2020), 8. DOI: 10.1115/1.4004931. DOI: 10.26678/ABCM.ENCIT2020.CIT20-0644.
6. Rishi A., Shwetang D., Siddharth S., Shailendra P.V. Pneumatic Braking Mechanism. *Engr. XIV*, November 2. DOI:10.31224/osf.io/5dtz2.
7. Victoria R., Petrescu R. Mechatronic Systems to the Braking Mechanisms. *Journal of Mechatronics and Robotics*, 2020, no. 4, pp. 156-190. DOI: 10.3844/jmrsp.2020.156.190.
8. Lan Q., Zhao Y., Liu H. Pressure inverse problem of three-dimensional supersonic flow. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2017, no. 35, pp. 429-435. DOI: 10.7638/kqdlxxb-2016.0156.
9. Volchenko N., Volchenko A., Volchenko D., Polyakov P., Malyk V., Zhuravlev D., Vitwickiy V., Krasin P. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019, vol. 1, no. 5. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.154712.
10. Vdovin A., Gustafsson M., Sebben S. A coupled approach for vehicle brake cooling performance simulations. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, vol. 123, pp. 257-266. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.05.016>.
11. Hongbin Y., Wei-Tao W., Shangsheng F., Gongnan X. Role of vane configuration on the heat dissipation performance of ventilated brake discs. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 136, pp. 118-130. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.002>.
12. Li G. The Design of the Automobile Brake Cooling System. *Open Access Library Journal*, 2018, vol. 05(04), pp. 1-10. DOI:10.4236/oalib.1104567.
13. Pan L., Han J., Li Z., Yang Z., Li W. Numerical simulation for train brake disc ventilation. *Journal of Beijing Jiaotong University*, 2015, no. 39, pp. 118-124. DOI: 10.11860/j.issn.1673-0291-2015.01.020.
14. Momani W. Brake disc static simulation. *International Journal of Applied Engineering Research and Development*, 2018, vol. 8, no. 2, pp. 23-30. DOI: 10.24247/ijaerdddec20183.
15. Cioffi M.J. BêMello P.E. Heat Transfer Analysis in a Usual Ventilated Brake Disc. Conference: 12th SAE Brasil International Brake Colloquium & Engineering Display (May 2015). DOI: 10.4271/2015-36-0019.
16. Subramanian Pm., Devendra O. Strength Analysis of a Ventilated Brake Disc-Hub Assembly for a Multiutility Vehicle. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 2015. DOI: 10.13140/RG.2.2.31281.89446.
17. Makhkamov K. Kh. Energy analysis of wear of sliding friction units. *Journal of Friction and Wear*, 2017, vol. 38, pp. 168-172. DOI: 10.3103/S1068366617020143.
18. Расчетная прочность переднего тормозного диска / Р. И. Альмеев, В. В. Савельев, И. Данилов, Г. М. Полищук, А. Р. Асоян // Моделирование систем и процессов. 2020. Т. 13, №. 3. С. 4-9. <https://doi.org/10.12737/2219-0767-2020-13-3-4-9>.
19. Kamiya K. Vibration Suppression by a Damping Device with Mass Switch Mechanism (Verification of Validation by Experiment): Conference the Proceedings of the Dynamics & Design (January 2017). DOI: 10.1299/jsmedmc.2017.319.
20. Gerocs A., Korka Z.I., Biró I. and Cojocarú V. Analytical investigation of an inertial propulsion system using rotating masses. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1426/1/012031.

References

1. Wang Q., Zuo J.Y. Dynamic Thermal Analysis on High-Speed Railway Ventilated Brake Disc under the Effect of Air Flow. Conference: The Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance, 2014. DOI: 10.4203/ccp.104.308.
2. Dygalo V., Zhukov I. The thermal loading estimation of the friction pairs of a vehicle automated brake system. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 6. DOI:10.1088/1757-899X/386/1/012012.
3. Uradnichek J., Musil M., Bachraty M., Havelka F. Destabilization of disc brake mechanical system due to non-proportional damping: 26th International Conference ENGINEERING MECHANICS - 2020 (Brno, Czech Republic, November 24 - 25, 2020), pp. 496-499. DOI: 10.21495/5896-3-496.
4. Vidiyal M., Singh B. Experimental and Numerical Thermal Analysis of Formula Student Racing Car Disc Brake Design. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2017, no. 10, pp. 138-148. DOI: 10.25103/jestr.101.19.
5. Pasqual G., Malcher L. Thermal Analysis of Brake Discs for Baja SAE Vehicle: 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (16 - 20 November, 2020), 8. DOI: 10.1115/1.4004931. DOI: 10.26678/ABCM.ENCIT2020.CIT20-0644.
6. Rishi A., Shwetang D., Siddharth S., Shailendra P.V. Pneumatic Braking Mechanism. Engr. XIV, November 2. DOI:10.31224/osf.io/5dtz2.
7. Victoria R., Petrescu R. Mechatronic Systems to the Braking Mechanisms. *Journal of Mechatronics and Robotics*, 2020, no. 4, pp. 156-190. DOI: 10.3844/jmrsp.2020.156.190.
8. Lan Q., Zhao Y., Liu H. Pressure inverse problem of three-dimensional supersonic flow. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2017, no. 35, pp. 429-435. DOI: 10.7638/kqdlxxb-2016.0156.
9. Volchenko N., Volchenko A., Volchenko D., Polyakov P., Malyk V., Zhuravlev D., Vitwickiy V., Krasin P. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019, vol. 1, no. 5. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.154712.
10. Vdovin A., Gustafsson M., Sebben S. A coupled approach for vehicle brake cooling performance simulations. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, vol. 123, pp. 257-266. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.05.016>.
11. Hongbin Y., Wei-Tao W., Shangsheng F., Gongnan X. Role of vane configuration on the heat dissipation performance of ventilated brake discs. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 136, pp. 118-130. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.002>.
12. Li G. The Design of the Automobile Brake Cooling System. *Open Access Library Journal*, 2018, vol. 05(04), pp. 1-10. DOI:10.4236/oalib.1104567.
13. Pan L., Han J., Li Z., Yang Z., Li W. Numerical simulation for train brake disc ventilation. *Journal of Beijing Jiaotong University*, 2015, no. 39, pp. 118-124. DOI: 10.11860/j.issn.1673-0291-2015.01.020.
14. Momani W. Brake disc static simulation. *International Journal of Applied Engineering Research and Development*, 2018, vol. 8, no. 2, pp. 23-30. DOI: 10.24247/ijaerddcc20183.
15. Ciolfi M.J., Batista de Mello P.E. Heat Transfer Analysis in a Usual Ventilated Brake Disc. Conference: 12th SAE Brasil International Brake Colloquium & Engineering Display (May 2015). DOI: 10.4271/2015-36-0019.
16. Subramanian Pm., Devendra O. Strength Analysis of a Ventilated Brake Disc-Hub Assembly for a Multiutility Vehicle. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 2015. DOI: 10.13140/RG.2.2.31281.89446.
17. Makhkamov K. Kh. Energy analysis of wear of sliding friction units. *Journal of Friction and Wear*, 2017, vol. 38, pp. 168-172. DOI: 10.3103/S1068366617020143.
18. Almeev R.I., Savelyev V.V., Danilov I., Polishchuk G.M., Asoyan A.R. [Calculated strength of the front brake disc]. *Modelirovanie sistem i processov*, 2020, vol. 13, no. 3, pp. 4-9 (in Russ.). <https://doi.org/10.12737/2219-0767-2020-13-3-4-9>.
19. Kamiya K. Vibration Suppression by a Damping Device with Mass Switch Mechanism (Verification of Validation by Experiment): Conference the Proceedings of the Dynamics & Design (January 2017). DOI: 10.1299/jsmedmc.2017.319.
20. Gerocs A., Korca Z.I., Biró I. and Cojocar V. Analytical investigation of an inertial propulsion system using rotating masses. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1426/1/012031.

Determination of the Influence of Ventilation Device Geometry on Inertia of the Brake Disc

A.E. Litvinov, DSc in Engineering, Associate Professor, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia
 I.A. Yaitkov, DSc in Engineering, Associate Professor, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia
 P.A. Polyakov, PhD in Engineering, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia
 E.S. Fedotov, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia
 A.A. Golikov, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia

The variety of brake discs is determined by the presence of different geometries of the ventilation device. Modern brake discs are subdivided according to the geometry of the ventilation device by the presence of fins, which form channels and studs for heat transfer to the cooling air. In turn, ventilation channels can be radial and curved. Studs are subdivided by geometry into cylindrical, prismatic and complex configuration.

The paper proposes the calculation of the power required to overcome the inertial forces of the brake disc for various variants of the ventilation device. The power expended to overcome the inertial forces of a brake disc with radial channels is 44 % less than that of a brake disc with curved channels. Brake discs with a ventilation device with prismatic studs have 1.22 times less power required to overcome inertial forces than with cylindrical studs and 1.31 times with DBA studs. When comparing the results of the method for determining the moments of inertia of brake discs with various ventilation devices and CFD models of similar brake discs created in the ANSYS Workbench Mechanical program, the discrepancy was 5.52 %.

The study shows the dependence of the power of overcoming inertia forces on the number of ribs. With an increase in the number of ribs by 60, the power to overcome the inertial forces of the radial channels of the disk increased by 1.16 times, while the power of the curved channels of the disk increased by 1.07 times.

With an increase in the number of studs by 50 pieces for a disc with cylindrical studs of the apparatus, the power expended to overcome inertial forces increases by 1.15 times, while for prismatic studs there is an increase of 1.05 times. With an increase in the number of studs by 50 pieces, the power to overcome the inertial forces of the ventilated brake disc from DBA increases by 1.17 times.

When designing ventilation brake discs, in addition to the heat dissipation parameters, it is necessary to take into account the parameters of the power to overcome the inertial forces of the brake discs, which affect the operational parameters of the braking system as a whole.

Keywords: ventilation device, moment of inertia, brake disc, power to overcome inertial forces, flywheel masses.

Получено 13.04.2021

Образец цитирования

Определение влияния геометрии вентиляционного аппарата на инерцию тормозного диска / А. Е. Литвинов, И. А. Яицков, П. А. Поляков, Е. С. Федотов, А. А. Голиков // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 3. С. 4–16. DOI: 10.22213/2413-1172-2021-3-4-16.

For Citation

Litvinov A.E., Yaitskov I.A., Polyakov P.A., Fedotov E.S., Golikov A.A. [Determination of the Influence of Ventilation Device Geometry on Inertia of the Brake Disc]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2021, vol. 24, no. 3, pp. 4-16 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2021-3-4-16.