

УДК 629.113

DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-19-30

Разработка модели распределения давления в вентиляционных каналах тормозного диска при принудительном охлаждении

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

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

Р. С. Тагиев, Кубанский государственный технический университет, Краснодар, Россия

Н. А. Задаянчук, Кубанский государственный технический университет, Краснодар, Россия

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

М. Б. Москаленко, магистрант, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

В процессе вращения тормозного диска в вентиляционные каналы попадает воздушный поток, который охлаждает нерабочие поверхности тормозного диска. Для увеличения интенсивности теплообмена от нагретых поверхностей нередко используются системы принудительного охлаждения. Основной задачей систем принудительного охлаждения фрикционных узлов является снижение тепловой нагруженности. Теплоотдача от нагретых поверхностей тормозного диска зависит от количества смен охлаждающего воздуха, т. е. от пропускной способности вентиляционного аппарата. Параметрами, которые влияют на пропускную способность вентиляционного аппарата, могут быть как геометрические размеры, так и аэродинамические показатели (входное давление, координаты источника подачи охлаждаемого воздуха и угол его атаки).

В статье приводятся теоретические исследования в виде модели распределения давления внутри вентиляционных каналов. Согласно разработанной модели внутри вентиляционных каналов в процессе вращения тормозного диска наблюдается инверсия давления. Это оказывает влияние на наполняемость вентиляционных каналов тормозного диска воздухом, а в дальнейшем – на тепловую нагруженность всего фрикционного узла. Ребро вентиляционных каналов в разрабатываемой модели распределения давления представляется как пластина, помещенная в воздушный поток под некоторым углом атаки. С помощью расчетного метода обосновано заключение о перепаде давления по всей длине ребра перегородки вентиляционного канала. Полученное распределение давления внутри вентиляционного аппарата возможно заменить результирующей силой. В зависимости от направления действия она может быть как вспомогательной силой при торможении, так и силой сопротивления. Направление действия результирующей силы зависит от сектора установки источника принудительной подачи охлаждающего воздуха. Для подтверждения теоретического изыскания о расположении источника подачи охлаждаемого воздуха было проведено компьютерное моделирование в программном модуле ANSYS Fluent. В рамках компьютерного моделирования исследовалось влияние расположения источника потока воздуха на распределение давления внутри вентиляционных каналов тормозного диска. Полученные результаты позволяют говорить о влиянии расположения источника охлаждающего воздуха на распределение давления внутри вентиляционного аппарата тормозного диска. Это подтверждает гипотезу о том, что координаты источника воздуха и угол атаки могут являться параметрами для оптимизации при создании систем принудительного охлаждения. Помимо этого результата компьютерное моделирование в модуле ANSYS Fluent на основании CFD-модели позволило предложить точки приложения результирующих сил относительно длины вентиляционного канала в зависимости от координат расположения источника принудительной подачи воздуха.

Теоретические выкладки подтверждаются как расчетным методом с подстановкой исходных данных в модель распределения, так и методом компьютерного моделирования вентилируемого тормозного диска. Результаты исследований могут дать оценку эффективности оптимизации систем принудительного охлаждения с точки зрения установки источника подачи воздуха и распределения давления в радиальных вентиляционных каналах тормозного диска.

Ключевые слова: вентиляционный аппарат, давление, тормозной диск, угол атаки, коэффициент давления.

Введение

Современный вентиляционный аппарат тормозных дисков может иметь различные конфигурации (рис. 1, а–с).

Особое внимание уделяется проблеме влияние геометрических параметров вентиляционного аппарата на деформации и на массу тормозного диска [1]. Напряжения и масса в тор-

мозном диска являются важными параметрами, которые влияют на надежность и металлоемкость всего узла в целом. Авторами предложена тепловая модель фрикционной пары вентилируемого тормозного диска, которая дает понимание тепловой нагруженности фрикционного узла с учетом длительной эксплуатации [2]. В работе [3] предложен способ проектирования профиля пар трения фрикционных узлов с задачей равномерного распределения контактных напряжений по соприкосновениям фрикционной накладкой. Решение этой задачи позволяет впоследствии получить равномерное распределение температуры по площади фрикционной накладкой, но проблему отвода тепла от пар трения она не решает. Широкое освещение получили работы, в которых приводится анализ термической нагруженности и методы ее снижения с помощью тепловых труб [4] либо с помощью разработанного вентиляционного аппарата с сер-

дечником из пористой среды [5, 6]. Эти работы заслуживают внимание, но применение полученных результатов возможно при использовании принудительного охлаждения. В работе [7] предложена улучшенная модификация лопаток вентиляционного аппарата тормозного диска с целью увеличения теплоотвода от пар трения. В работе [8] проведен анализ различных конфигураций криволинейных каналов вентилируемого тормозного диска на скорости потоков воздуха при вынужденном охлаждении. Криволинейные вентиляционные каналы в тормозных дисках встречаются все чаще, но наибольшее распространение получил вентиляционный аппарат с радиальными каналами. В работе [9] предложена методика оценки системы охлаждения тормозных дисков. Целесообразно было бы рассмотреть, как изменяются ее параметры в разрезе одного вентиляционного канала тормозного диска.



Рис. 1. Виды вентиляционных каналов вентилируемых тормозных дисков:
a – радиальные; *b* – криволинейные; *c* – с шипами

Fig. 1. Types of ventilation ducts for ventilated brake discs:
a - radial; *b* - curved; *c* - with spikes

Принудительным охлаждением называется процесс отвода теплоты от нагретых поверхностей с помощью дополнительных устройств (турбулизаторы, нагнетатель). Нагнетателем является компрессор, который может штатно либо дополнительно устанавливаться на автомобиле. После компрессора поток воздуха подается непосредственно к вентиляционному аппарату тормозного диска. Важными параметрами воздушного принудительного охлаждения являются: давление p , угол подачи воздушного потока в вентиляционный аппарат. В работе [10] предложено угол подачи воздушного потока в вентиляционный аппарат обозначить как угол атаки α .

Исследованию движения воздуха в вентиляционных каналах посвящены работы [11–13].

В основе этих работ лежит решение обратной задачи путем распределения давления вдоль стенок вентиляционных каналов. Целесообразнее было бы представить ребро вентиляционных каналов в качестве пластинки в воздушном потоке под углом атаки α . Распределение давления внутри вентиляционных каналов влияет на толщину теплового пограничного слоя. Данный феномен интересен тем, что толщина слоя влияет на течение скорости воздушного потока около стенки канала и температуру. Кроме того, перепад давлений в вентиляционных каналах оказывает влияние на процесс наполнения вентиляционных каналов и на процесс торможения.

На основании проведенного обзора литературных источников необходимо сформулировать

цель исследования – разработка модели распределения давления воздушного потока внутри каналов вентиляционного аппарата тормозного диска от положения источника принудительного охлаждения и оценка влияния распределения давления в вентиляционных каналах на эффективность работы системы охлаждения тормозного диска.

Используемые подходы

Для разработки конфигурации систем принудительного охлаждения вентиляционного аппарата тормозного диска необходимо знать его аэродинамические характеристики. В первую очередь необходимо определить влияние обтекания ребер вентиляционного аппарата на

сопротивление тормозному моменту. В процессе вращения тормозного диска поток воздуха омывает вентиляционные каналы. Принудительным охлаждением называется режим, при котором охлаждение нагретых элементов создается с помощью дополнительных устройств, т. е. штатного оборудования.

На рисунке 2 показана схема принудительного охлаждения тормозного вентилируемого диска, который разбит на четыре сектора. Представим каждый сектор с помощью полярной системы координат, где полярный радиус ограничивается радиусом наружной поверхности тормозного диска. Для упрощения примем, что сектора тормозного диска ограничиваются значениями 90° .

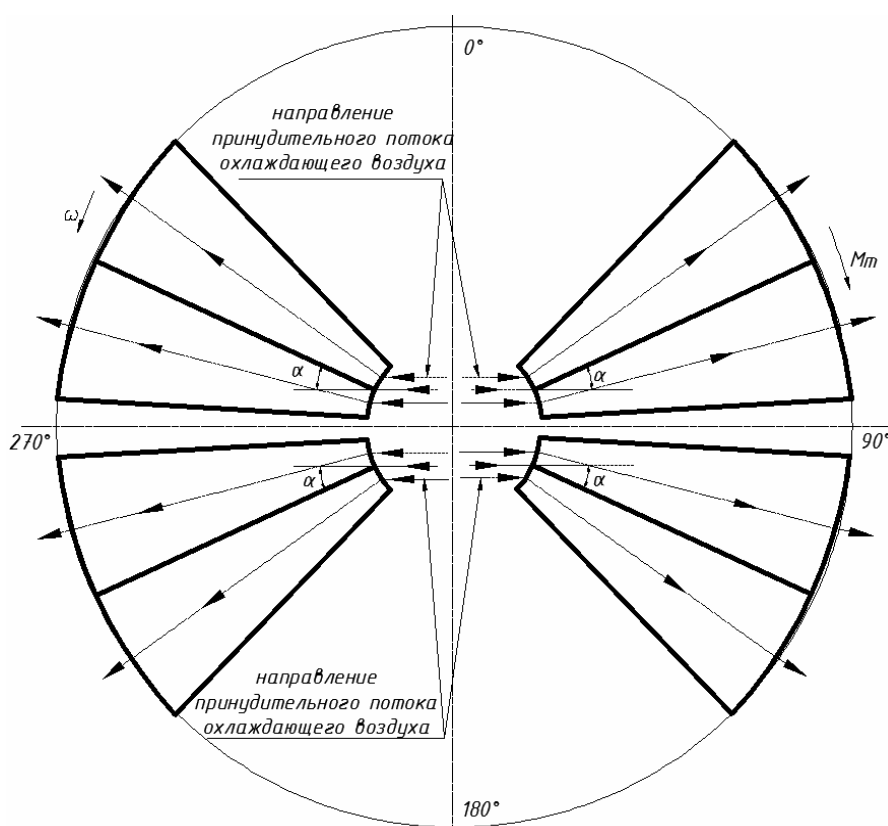


Рис. 2. Схема вентиляционного аппарата тормозного диска с принудительным охлаждением

Fig. 2. Diagram of a ventilator for a brake disc with forced cooling

Для подробного анализа необходимо рассмотреть сектора $0 \dots 90^\circ$ и $90 \dots 180^\circ$ (рис. 3, a, b). На рисунке пунктирными линиями указано направление потока воздуха. Для упрощения моделирования ребро вентиляционного аппарата тормозного диска целесообразно представить в виде бесконечной тонкой пластинки, установленной под малым углом атаки потоком охлаждающего воздуха. Толщина ребра значительно меньше диаметра вентиляционного канала ($\delta \ll d$).

В каждом секторе расчетной модели рассматриваются два радиальных канала вентиляционного аппарата тормозного диска, напротив которых установлен источник принудительного потока воздуха. В качестве примера рассмотрим сектор, ограниченный значениями от 0 до 90° . При прохождении потока воздуха через вентиляционные каналы сверху ребра образуется зона повышенного сопротивления обтеканию воздуха, тогда как под ребром вентиляционного ка-

нала образуется зона свободного протекания потока охлаждающего воздуха. Углы распределения потока воздуха для верхнего и нижнего вентиляционного канала будут определяться из условия обтекания пластины в аэродинамическом потоке [14]:

$$\beta_n = \beta_b = \frac{\chi + 1}{4} \alpha \left\{ 1 + \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi + 1) \alpha Re} \right]^2} \right\}, \quad (1)$$

где χ – показатель изэнтропы; α – угол атаки потока воздуха, град; Re – число Рейнольдса.

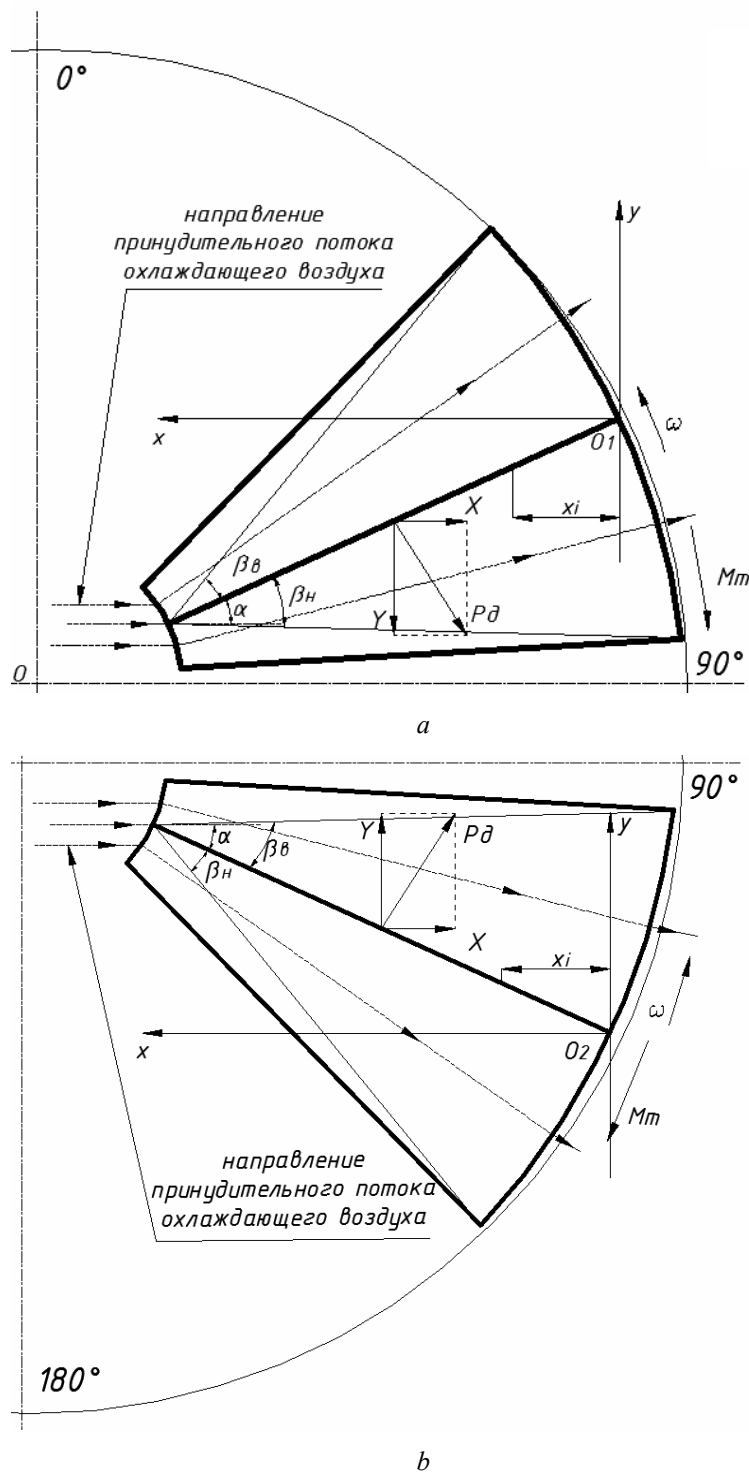


Рис. 3. Расчетная схема давления на поверхности вентиляционного аппарата тормозного диска:
 а – сектор 0...90°; б – сектор 90...180°

Fig. 3. Design diagram of the pressure on the surface of the ventilation brake disc apparatus:
 a – sector 0...90°; b – sector 90...180°

Коэффициент давления в верхнем вентиляционном канале будет положительным:

$$\overline{p}_в = 2\alpha\beta_в, \quad (2)$$

тогда как коэффициент давления для нижнего вентиляционного канала будет отрицательным:

$$\overline{p}_н = -2\alpha\beta_н. \quad (3)$$

Подставляя значения коэффициента давления в формулу (1), получим

$$\overline{p}_в = \frac{\chi+1}{2}\alpha^2 \left\{ 1 + \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha Re} \right]^2} \right\}; \quad (4)$$

$$\overline{p}_н = -\frac{\chi+1}{2}\alpha^2 \left\{ \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha Re} \right]^2} - 1 \right\}. \quad (5)$$

В работе [15] представлено исследование, посвященное влиянию скорости воздушного потока воздуха в зависимости от числа Рейнольдса. На основании анализа источника приведены данные расчета отношения коэффициентов давления в верхнем и нижнем вентиляционных каналах к углу атаки в зависимости от числа Рейнольдса (рис. 4).

На рисунке 4 проиллюстрированы результаты расчетов, полученных для нижнего вентиляционного канала при условии перекрытия ребром потока воздуха, а для верхнего канала – свободное истечение через него. Результаты были проведены для различных углов атаки, изменяющихся в диапазоне 2...5°. Сопоставление кривых показывает, что зависимости (4) и (5) коэффициентов давления в диапазоне углов атаки будут идентичны при $Re > 2000$.

Определение давления воздуха внутри вентиляционных каналов

Так как давление в нижнем и верхнем вентиляционных каналах распределяется неравномерно, то коэффициенты давления во всех точках верхнего и нижнего вентиляционных каналов будут изменяться от параметра x . Для определения перепада давлений между вентиляционными каналами необходимо расположить ребро вентиляционных каналов в осях координат с центром O_1 (см. рис. 3, а).

Перепад давления между нижним и верхним вентиляционными каналами выражается в виде разности

$$d(p_в - p_н) = (\overline{p}_в - \overline{p}_н) \frac{dx \rho v^2}{d_k 2},$$

где v – скорость охлаждающего потока воздуха при принудительном охлаждении, м/с; ρ – плотность потока воздуха при принудительном охлаждении, кг/м³; d_k – диаметр вентиляционного канала в сечении x .

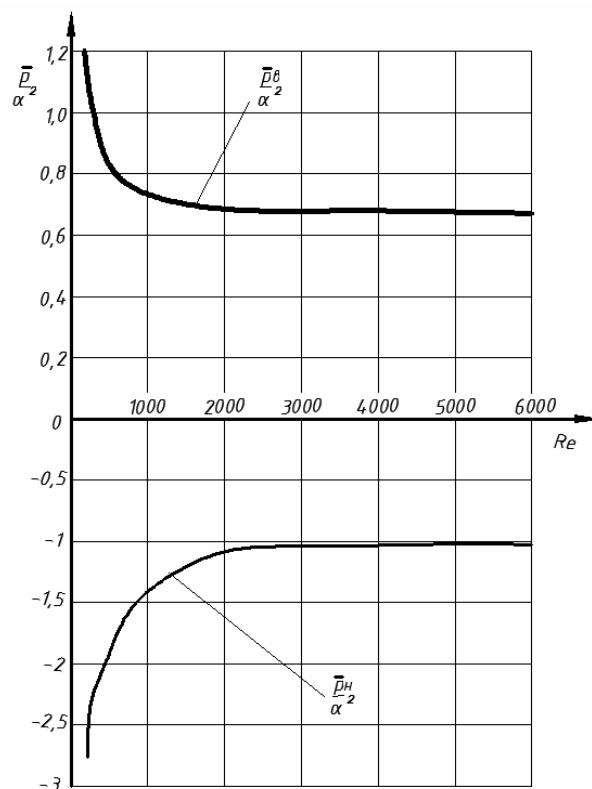


Рис. 4. Влияние числа Рейнольдса (Re) на отношение коэффициентов давления в верхнем $\overline{p}_в$ и нижнем $\overline{p}_н$ вентиляционных каналах на угол атаки потока воздуха при принудительном режиме охлаждения

Fig. 4. Influence of the Reynolds number Re on the ratio of the pressure coefficients in the upper $\overline{p}_в$ and lower $\overline{p}_н$ ventilation ducts on the angle of attack of the air flow in the forced cooling mode

С учетом формул (4) и (5) перепад давлений можно определить по формуле

$$d(p_в - p_н) = \frac{dx \rho v^2}{d_k 2} (\chi+1)\alpha^2 \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha Re} \right]^2}.$$

Тогда элементарную силу давления потока воздуха P_d можно определить как

$$dP_d = d(p_в - p_н) S = \frac{dx \rho v^2}{d_k 2} S (\chi+1)\alpha^2 \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha Re} \right]^2},$$

где S – площадь перегородки вентиляционных каналов, м^2 .

Элементарную силу целесообразно разложить по проекции по осям. При малых углах атаки проекция элементарной силы на ось Y

$$dY = dP_d \cos \alpha = dP_d,$$

тогда как горизонтальная проекция на ось X

$$dX = dP_d \sin \alpha = dP_d \alpha.$$

Если направление действия проекции элементарной силы на ось Y совпадает с направлением действия тормозного момента, то она является вспомогательной. В противном случае проекция является силой сопротивления.

При рассмотрении сектора, ограниченного значениями от 90 до 180° (см. рис. 3, *b*), в нижнем вентиляционном канале образуется зона повышенного сопротивления протеканию воздуха, тогда как верхнем канале, т. е. над ребром, формируется зона свободного протекания потока охлаждающего воздуха. В результате коэффициенты для верхнего и нижнего вентиляционных каналов будут определяться по следующим формулам:

$$\overline{p_n} = \frac{\chi+1}{2} \alpha^2 \left\{ 1 + \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha \text{Re}} \right]^2} \right\};$$

$$\overline{p_b} = -\frac{\chi+1}{2} \alpha^2 \left\{ \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha \text{Re}} \right]^2} - 1 \right\}.$$

В итоге перепад давления между нижним и верхним вентиляционными каналами выражается в виде разности

$$d(p_b - p_n) =$$

$$= \frac{dx}{d_k} \frac{\rho v^2}{2} (\chi+1) \alpha^2 \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha \text{Re}} \right]^2}.$$

По модулю значение перепада давления не меняется, но направление силы сопротивления будет изменяться в противоположную сторону. Таким образом, элементарная сила давления потока воздуха будет преобразовываться в элементарную силу сопротивления торможению $dP_{\text{сопр}}$:

$$dP_{\text{сопр}} = d(p_b - p_n) S =$$

$$= \frac{dx}{d_k} \frac{\rho v^2}{2} S (\chi+1) \alpha^2 \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha \text{Re}} \right]^2}.$$

При рассмотрении остальных секторов (рис. 5, *a*, *b*) вентилируемого тормозного диска

(от 180 до 270° и от 270 до 360°) можно прийти к выводу, что происходит постоянная инверсия элементарных сил давления потока воздуха из вспомогательной силы $dP_{\text{всп}}$ в силу сопротивления $dP_{\text{сопр}}$ в результате поворачивания тормозного диска вокруг своей оси вращения.

Расчетные модели секторов $0 \dots 90^\circ$ и $180 \dots 270^\circ$ идентичны. В указанных секторах результирующая сила давления потока воздуха будет вспомогательной силой, так как ее проекция на ось Y проходит по направлению действия тормозного момента. В секторах, ограниченных диапазонами $90 \dots 180^\circ$ и $270 \dots 360^\circ$, результирующая сила давления потока воздуха будет преобразовываться в силу сопротивления торможению, так как направление проекции на ось Y не совпадает с направлением действия тормозного момента фрикционного узла.

Если рассматривать проекции результирующей силы на горизонтальную ось, то можно проследить, что горизонтальная проекция X всегда направлена от центра к периферии вентилируемого тормозного диска.

Целесообразно горизонтальную проекцию X обозначить как силу сопротивления потока воздуха в режиме принудительного охлаждения.

Для удобства восприятия вместо сил сопротивления можно пользоваться коэффициентами сопротивления давления перегородки радиального канала в потоке принудительного охлаждения.

Как и в случае с силой сопротивления, коэффициенты сопротивления давлению в потоке воздуха для удобства можно разложить по осям:

– коэффициент радиального сопротивления

$$k_y = (\chi+1) \alpha^2 = \frac{Y}{\frac{\rho v^2}{2} S \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha \text{Re}} \right]^2}}; \quad (6)$$

– коэффициент осевого сопротивления

$$k_x = (\chi+1) \alpha^3 = \frac{X}{\frac{\rho v^2}{2} S \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha \text{Re}} \right]^2}}. \quad (7)$$

Как видно из зависимости (6), коэффициент радиального сопротивления k_y зависит от квадрата угла атаки потока воздуха при принудительном охлаждении, тогда как коэффициент осевого сопротивления k_x (7) будет прямо пропорционален α^3 .

Коэффициент осевого сопротивления можно также определить по формуле

$$k_x = k_y \alpha.$$

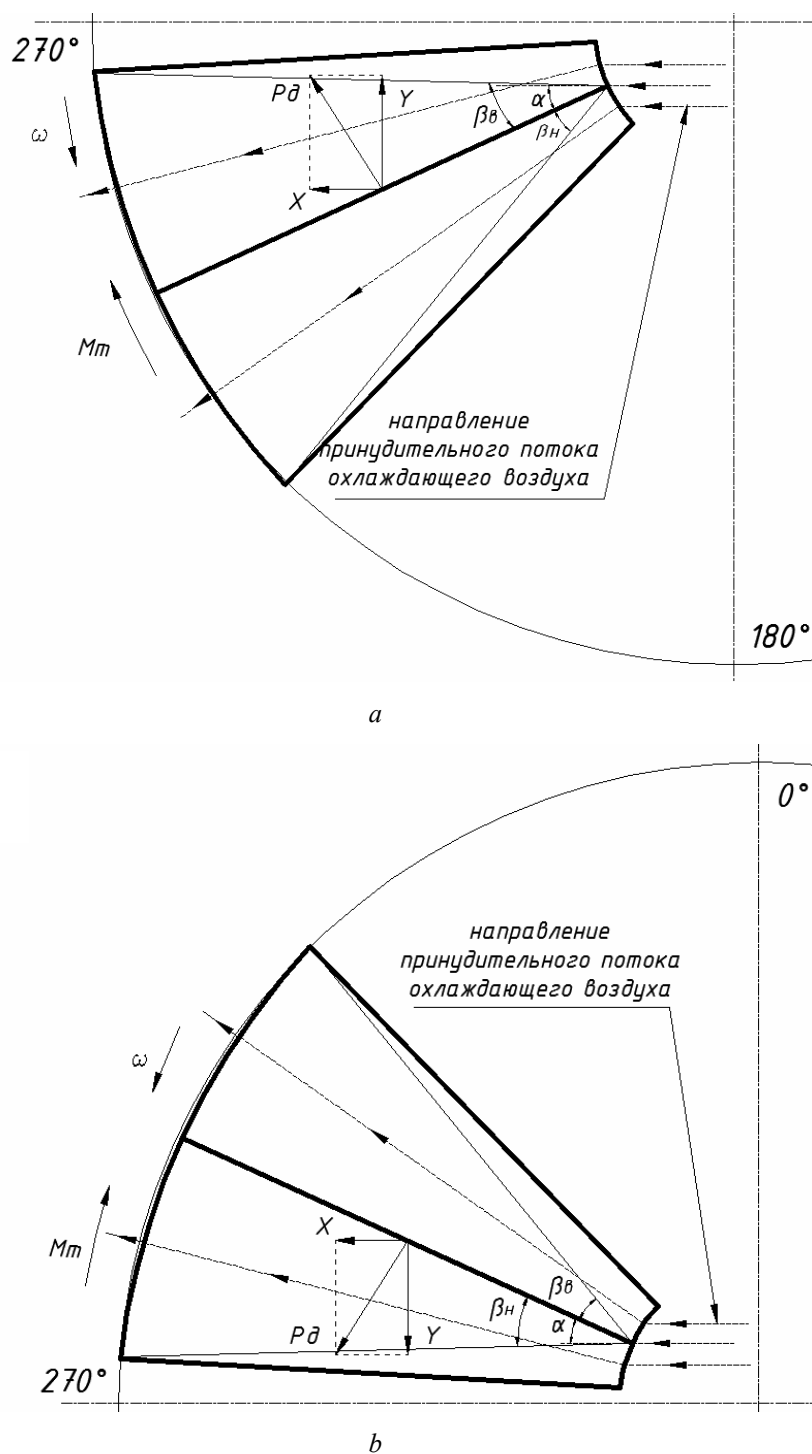


Рис. 5. Расчетная схема давления на поверхности вентиляционного аппарата тормозного диска:
 a – сектор 180...270°; b – сектор 270...360°

Fig. 5. Design diagram of pressure on the surface of the brake disc ventilation apparatus:
 a - sector 180...270°; b - sector 270...360°

Результаты моделирования

В подтверждение теоретических исследований произведем расчет перепада давления внутри вентиляционных каналов тормозного диска. Для этого необходимо ввести следующие исходные данные: диаметры поперечного сечения входного и выходного отверстий – 4 и 5 мм со-

ответственно; длина вентиляционного канала – 120 мм; угол атаки – 2°; число Рейнольдса $Re = 2000$. Стенки вентиляционных каналов тормозного диска считались гладкими, и падение скорости при прохождении через вентиляционный аппарат составило 0,6 м/с. Начальная скорость входного потока составила 6,4 м/с. Рас-

четная схема представлена на рис. 3, а. Результатом расчета является перепад давления (МПа)

по длине перегородки вентиляционных каналов (табл. 1).

Таблица 1. Результаты расчета перепада давления по длине перегородки между вентиляционными каналами тормозного диска

Table 1. The results of calculating the pressure drop along the length of the partition between the ventilation ducts of the brake disc

x_i	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06
Δp	0,000103	0,000212	0,000327	0,000449	0,000579	0,000717
x_i	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12
Δp	0,000864	0,001021	0,001186	0,001363	0,00155	0,00175

В результате расчета перепада давления получили ярко выраженное распределение давления по длине вентиляционного канала. Из таблицы видно, что с приближением к выходному отверстию перепад давления между верхним и нижним вентиляционными каналами снижается; наибольшее значение перепада давления наблюдается во входном отверстии вентиляционных каналов.

Для подтверждения теоретических изысканий на основе расчетной модели давления в вентиляционных каналах была разработана компьютерная модель сегмента вентиляционного аппарата тормозного диска, состоящая из нескольких радиальных вентиляционных каналов тормозного диска легкового автомобиля.

Модуль ICEM-CFD ANSYS используется для генерации сетки, а моделирование выполняется в ANSYS Fluent. Большое внимание уделялось точности построения полигональной сетки настолько это возможно. Поэтому все мелкие скругления были удалены из модели, а более важные были заменены фаской. Сетка состоит из 3 отдельных частей (рабочая поверхность диска, свободная поверхность диска и лопасти). Полученная полисетка показана на рисунке 6.

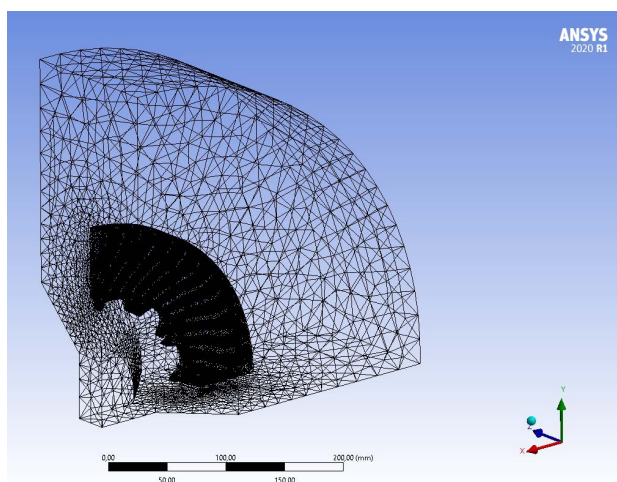


Рис. 6. Исследуемая часть диска при продувке

Fig. 6. The investigated part of the disk during blowing

В компьютерном моделировании исследовался сектор, содержащий угол 23,76. Материал тормозного диска – серый литой чугун Gh190. Основная цель этого исследования состоит в том, чтобы подтвердить распределение давления в радиальных вентиляционных каналах, которые представлены в расчете. Окружающее давление и температура предполагаются, соответственно, 101325 Па и 300 К. Моделирование выполняется при допущении, что наружные поверхности тормозного диска имеют постоянную температуру 700 К. Угловая скорость вращения сегмента тормозного диска составляет 800 об/мин. Как и в расчете, исходными данными являются диаметры входного и выходного отверстий вентиляционных каналов – 5 и 15 мм соответственно. Скорость подаваемого потока воздуха принудительного охлаждения – 8 м/с на входе в вентиляционный канал. Потери скорости в канале длиной 250 мм – 1,5 м/с. Угол атаки – 5°.

Трехмерная модель с тремя охлаждающими лопастями была выбрана для анализа перепада давления в вентиляционных каналах. Как и в расчетной модели, представленной выше, рассматривалось положение вентиляционных каналов в двух секторах (1-й – 0...90°; 2-й – 90...180°). Источник потока воздуха подводился к входным отверстиям вентиляционных каналов под углом атаки 5° со скоростью 40 м/с. Перепад давления в 1-м секторе изменялся от минус 1,37 до 0,954 МПа (рис. 7, а).

На результатах компьютерного моделирования отчетливо видно при нахождении вентиляционных каналов в секторе от 0 до 90°, что давление на входе верхнего вентиляционного канала будет избыточным и по длине вентиляционного канала в направлении периферии вентиляционного диска постепенно будет снижаться. В нижнем вентиляционном канале наблюдается разрежение по всей длине вентиляционного канала. Под перегородкой в районе входного отверстия формируется зона повышенного разрежения.

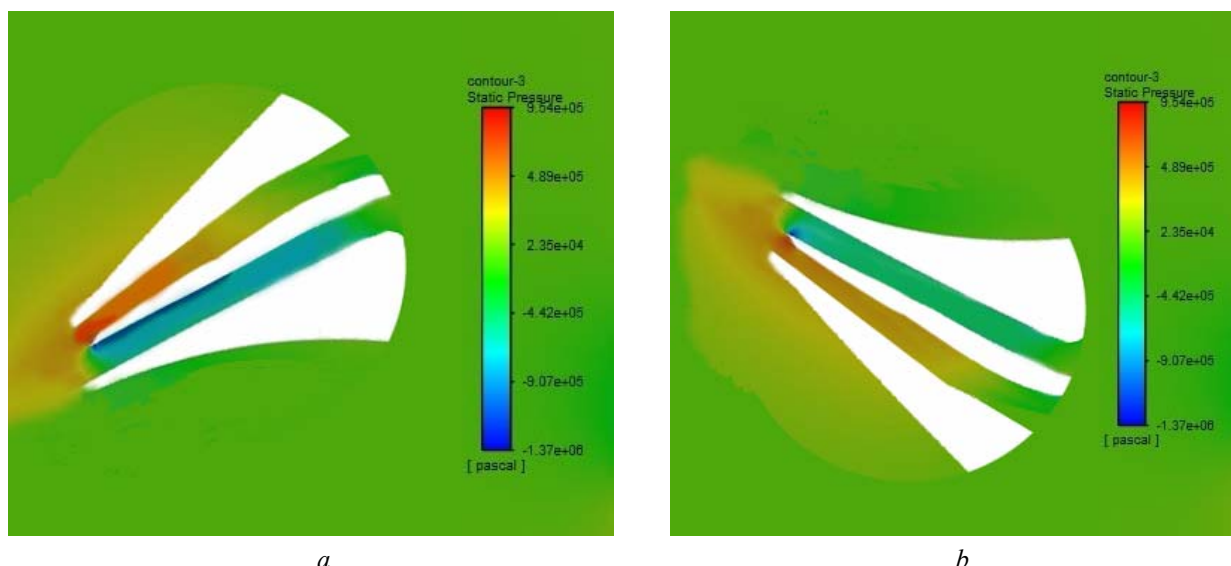


Рис. 7. Распределение давления в вентиляционных каналах тормозного диска в разных секторах: *a* – 0...90°; *b* – 90...180°

Fig. 7. Pressure distribution in the brake disc ventilation ducts in different sectors: *a* - from 0 to 90°; *b* - from 90 to 180°

В секторе 90...180° происходит инверсия распределения давления, в результате чего в верхнем вентиляционном канале имеется зона разреженного воздуха (см. рис. 7, *b*). Наибольшая часть сосредоточена в начале входного отверстия канала, тогда как в нижнем вентиляционном канале в районе входного отверстия появляется градиент давления. Но на протяжении всей длины канала давление начинает снижаться ближе к периферии тормозного диска.

В целом компьютерное моделирование подтвердило распределение давления в вентиляционных каналах тормозного диска от расположе-

ния источника принудительного охлаждения. С помощью компьютерного моделирования в программе ANSYS Fluent возможно определить точку приложения результирующей силы относительно длины вентиляционного канала l , которая может быть как вспомогательной, так и силой сопротивления торможению. Используя CFD-модель распределения давления в вентиляционных каналах, модуль ICEM-CFD ANSYS, исходя из зон избыточного давления и разреженного воздуха можно рассчитать точку приложения силы сопротивления или вспомогательной силы (табл. 2).

Таблица 2. Результаты компьютерного моделирования точки приложения результирующих сил в зависимости от сектора тормозного диска

Table 2. Results of computer modeling of the point application of the resulting forces depending on the sector brake disc

Сектор, град	Расстояние от входного отверстия в вентиляционный канал	Сектор, град	Расстояние от входного отверстия в вентиляционный канал
для силы сопротивления $P_{сопр}$		для вспомогательной силы $P_{всп}$	
90...180	0,306 <i>l</i>	0...90	0,238 <i>l</i>
270...360	0,317 <i>l</i>	180...270	0,242 <i>l</i>

Выводы

Из анализа результатов компьютерного моделирования можно сделать вывод, что суммарная сила давления, как и область избыточного давления в вентиляционном канале дислоцируется у входных отверстий вентиляционного аппарата, тогда как у выходных отверстий давления стремится к атмосферному. Исходя из перепадов давления в вентиляционных каналах можно предположить, что система принудительного

охлаждения будет работать неэффективно в некоторых положениях относительно ребер тормозного диска. Наполняемость вентиляционных каналов, а значит, их пропускная способность, напрямую зависит от давления и угла атаки воздушного потока из системы принудительного охлаждения. Таким образом, наполняемость вентиляционных каналов влияет на отвод теплоты от нагретых поверхностей и эффективность работы системы охлаждения в целом.

Разработанная модель дает возможность оценить эффективность оптимизации системы принудительного охлаждения тормозного диска от взаимного расположения ребер вентиляционных каналов тормозного диска и источника подачи охлаждающего воздуха.

Библиографическиессылки

1. Indira R., Bharatish A. Optimization of ventilated brake disc rotor geometry for enhanced structural characteristics. *J. of Measurements in Engineering*, 2020, vol. 8, pp. 98-106. DOI: 10.21595/jme.2020.21399.

2. Разработка тепловой модели тормозного диска фрикционного узла / П. А. Поляков, Р. С. Тагиев, Е. С. Федотов, Е. А. Полякова, М. Б. Москаленко // Вестник Иркутского гос. техн. ун-та. 2020. Т. 24, № 1 (150). С. 64–76. DOI: 10.21285/1814-3520-2020-1-64-76.

3. Polyakov P. A., Llitvinov A. E., Polyakova E. A., Fedotov E. S., Tagiev R. S. Design of surface profile of pairs of friction unit. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2020, p. 6. DOI: 10.1088/1757-899X/843/1/012001.

4. Qifei J., Wangb L., Shuia Y. Thermal analysis of ventilated brake disc based on heat transfer enhancement of heat pipe. *International J. of Thermal Sciences*, 2020, vol. 155. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106356>.

5. Mew T., Kang K., Kienhofer F., Kim T. Transient thermal response of a highly porous ventilated brake disc. *J. of Automobile Engineering*, 2015, vol. 229, pp. 674-683. DOI: 10.1177/0954407014567516.

6. Yanab H., Zhangbc Q., Lubc T. Heat transfer enhancement by X-type lattice in ventilated brake disc. *International J. of Thermal Sciences*, 2016, vol. 107, pp. 39-55. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.026.

7. Nejat A., Aslani M., Mirzakhilili E., Najian R. Asl Heat Transfer Enhancement in Ventilating Brake Disk Using Double Airfoil Vanes. *J. of Thermal Science and Engineering Applications*, 2011, no. 3, p. 10. DOI: 10.1115/1.4004931.

8. Разработка модели вентиляционного аппарата дисково-колодочных тормозов автомобилей / П. А. Поляков, Н. А. Вольченко, Е. С. Федотов, Р. С. Тагиев, В. А. Денисенко // Механика, оборудование, материалы и технологии : материалы междунар. науч.-практ. конф. (Краснодар, 29–30 октября, 2019 г.). Краснодар : Терра Принт, 2019. С. 252–261.

9. Разработка методики оценки системы охлаждения тормозных дисков / А. Е. Литвинов, П. А. Поляков, Е. А. Полякова, Р. С. Тагиев, Е. С. Федотов, А. А. Голиков // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2020. Т. 23, № 1. С. 14–22. DOI: 10.22213/2413-1172-2020-1-14-22.

10. Обоснование скорости движения воздуха в вентиляционных каналах / Л. Ю. Левин, М. А. Семин, Ю. А. Клюкин, А. С. Кирыков // Горный журнал. 2016. № 3. С. 68–72. DOI: 10.17580/gzh.2016.03.14.

11. Zhao Y.-X., Lan Q.-S., Zhao Y.-L., Liu H.-Y. Characteristic Method for Solving Three-Dimensional

Supersonic Pressure Inverse Problems. *J. of Propulsion Technology*, 2018, no. 39, pp. 2340-2350. DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2018.10.018.

12. 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.

13. Shahjada Tarafder. Analysis of Potential Flow Around Two-Dimensional Body by Finite Element Method. *J. of Mechanical Engineering Research*, 2015, vol. 7, pp. 9-22. <https://doi.org/10.5897/JMER2014.0342>.

14. Эпиноса Барсенас О. У., Лукьянов О. Е., Фролов В. А. Метод особенностей для построения потенциального обтекания осесимметричных тел // XV Королевские чтения : Сборник научных статей по материалам Междунар. молодежной науч. конф., посвященной 100-летию со дня рождения Д. И. Козлова (Самара, 8–10 октября 2019 г.). Самара, 2019. С. 193–194.

15. Cochain J., Brunetière N., Parry A., Denoix H., Maoui A. Experimental and numerical study of wavy mechanical face seals operating under pressure inversions. ARCHIVE Proc. of the Institution of Mechanical Engineers Part. *J. of Engineering Tribology*, 2019, pp. 208-210. DOI: 10.1177/1350650119862696.

References

1. Indira R., Bharatish A. Optimization of ventilated brake disc rotor geometry for enhanced structural characteristics. *J. of Measurements in Engineering*, 2020, vol. 8, pp. 98-106. DOI: 10.21595/jme.2020.21399.

2. Poljakov P.A., Tagiev R.S., Fedotov E.S., Polyakova E.A., Moskalenko M.B. [Development of a thermal model of the brake disc of the friction unit]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta*, 2020, vol. 24, no 1, pp. 64-67 (in Russ.). DOI: 10.21285/1814-3520-2020-1-64-76.

3. Polyakov P.A., Llitvinov A.E., Polyakova E.A., Fedotov E.S., Tagiev R.S. Design of surface profile of pairs of friction unit. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2020, p. 6. DOI: 10.1088/1757-899X/843/1/012001.

4. Qifei J., Wangb L., Shuia Y. Thermal analysis of ventilated brake disc based on heat transfer enhancement of heat pipe. *International J. of Thermal Sciences*, 2020, vol. 155. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106356>.

5. Mew T., Kang K., Kienhofer F., Kim T. Transient thermal response of a highly porous ventilated brake disc. *J. of Automobile Engineering*, 2015, vol. 229, pp. 674-683. DOI: 10.1177/0954407014567516.

6. Yanab H., Zhangbc Q., Lubc T. Heat transfer enhancement by X-type lattice in ventilated brake disc. *International J. of Thermal Sciences*, 2016, vol. 107, pp. 39-55. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.026.

7. Nejat A., Aslani M., Mirzakhilili E., Najian R. Asl Heat Transfer Enhancement in Ventilating Brake Disk Using Double Airfoil Vanes. *J. of Thermal Science and Engineering Applications*, 2011, no. 3, p. 10. DOI: 10.1115/1.4004931.

8. Poljakov P.A., Vol'chenko N.A., Fedotov E.S., Tagiev R.S., Denisenko V.A. [Development of a model of a ventilating apparatus of disk-pad brake of cars]. *Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii "Mehanika, oborudovanie, materialy i tehnologii"* [Proc. International Scientific and Practical Conference "Mechanics, Equipment, Materials and Technologies"] (Krasnodar, October 29-30, 2019). Krasnodar, Terra Print Publ., 2019, pp. 252-261 (in Russ.).
9. Litvinov A.E., Poljakov P.A., Poljakova E.A., Tagiev R.S., Fedotov E.S., Golikov A.A. [Development of a method for evaluating the brake disc cooling system]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2020, vol. 23, no. 1, pp. 14-22 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2020-1-14-22.
10. Levin L.Ju., Semin M.A., Kljukin Ju.A., Kirjakov A.S. [Justification of the speed of air movement in ventilation ducts]. *Gornyjzhurnal*, 2016, no. 3, pp. 68-72 (in Russ.). DOI: 10.17580/gzh.2016.03.14.
11. Zhao Y.-X., Lan Q.-S., Zhao Y.-L., Liu H.-Y. Characteristic Method for Solving Three-Dimensional Supersonic Pressure Inverse Problems. *J. of Propulsion Technology*, 2018, no. 39, pp. 2340-2350. DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2018.10.018.
12. 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/kqdlxb-2016.0156.
13. Shahjada Tarafder. Analysis of Potential Flow Around Two-Dimensional Body by Finite Element Method. *J. of Mechanical Engineering Research*, 2015, vol. 7, pp. 9-22. <https://doi.org/10.5897/JMER2014.0342>.
14. Jespinoza Barsenas O.U., Luk'janov O.E., Frolov V.A. [Singularity method for constructing potential flow around axisymmetric bodies]. *XV Korolevskie chtenija: Sbornik nauchnyh statej po materialam mezhdunarodnoj molodezhnoj nauchnoj konferencii, posvjashhennoj 100-letiju so dnjarozhdenija D. I. Kozlova* (Samara, 8-10 oct. 2019). Samara, 2019, vol. 8, pp. 193-194 (in Russ.).
15. Cochain J., Brunetière N., Parry A., Denoix H., Maoui A. Experimental and numerical study of wavy mechanical face seals operating under pressure inversions. ARCHIVE Proc. of the Institution of Mechanical Engineers Part. *J. of Engineering Tribology*, 2019, pp. 208-210. DOI: 10.1177/1350650119862696.

Development of Pressure Distribution Model in Ventilation Ducts of the Brake Disc with Forced Cooling

A.E. Litvinov, DSc in Engineering, Associate Professor, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia

P.A. Polyakov, PhD in Engineering, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia

R.S. Tagiev, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia

N.A. Zadayanchuk, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia

A.A. Golikov, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia

M.B. Moskalenko, Master's Degree Student, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

As the brake disc rotates, air flows into the ventilation ducts. The air flow cools the non-working surfaces of the brake disc during forced cooling. To increase the intensity of heat transfer from heated surfaces, forced cooling systems are often used. The main task of the systems for forced cooling of friction units is to reduce the thermal load. The heat transfer from the heated surfaces of the brake disc depends on the number of changes in the cooling air, i.e. from the throughput of the ventilation device. The parameters that affect the throughput of the ventilation device can be both geometric and aerodynamic (inlet pressure, coordinates of the cooled air supply source and its angle of attack). The paper presents theoretical studies in the form of a model of pressure distribution inside the ventilation ducts. According to the developed model, a pressure inversion is observed inside the ventilation ducts during the rotation of the brake disc. This affects the filling of the brake disc ventilation ducts with air, and subsequently, the thermal loading of the entire friction unit. The rib of the ventilation ducts in the developed pressure distribution model is represented as a plate placed in the air flow at a certain angle of attack. Using the calculation method, the conclusion about the pressure drop along the entire length of the rib of the partition of the ventilation duct was justified. The resulting pressure distribution inside the ventilation device can be replaced by the resulting force. Depending on the direction of action, it can be either an auxiliary force during braking or a resistance force. The direction of action of the resulting force depends on the sector of installation of the source of forced supply of cooling air. To confirm the theoretical research on the location of the cooled air supply source, computer simulation was carried out in the ANSYS Fluent software module. In the framework of computer modeling, the influence of the location of the air flow source on the distribution of pressure inside the ventilation ducts of the brake disc was investigated. The results obtained make it possible to speak about the influence of the location of the cooling air source on the pressure distribution inside the brake disc ventilation apparatus. This confirms the hypothesis that the coordinates of the air source and the angle of attack can be parameters for optimization when creating forced cooling systems. In addition to this result, computer simulation in the ANSYS Fluent module based on the CFD model made it possible to propose the points of application of the resulting forces relative to the length of the ventilation duct, depending on the coordinates of the location of the forced air supply source.

The theoretical calculations are confirmed both by the calculation method with the substitution of the initial data in the distribution model, and by the method of computer modeling of the ventilated brake disc.

The research results can assess the effectiveness of optimization of forced cooling systems, from the point of view of installing an air supply and pressure distribution in the radial ventilation ducts of the brake disc.

Keywords: ventilation device, pressure, brake disc, angle of attack, pressure coefficient.

Получено 03.12.2020

Образец цитирования

Разработка модели распределения давления в вентиляционных каналах тормозного диска при принудительном охлаждении / А. Е. Литвинов, П. А. Поляков, Р. С. Тагиев, Н. А. Задаянчук, А. А. Голиков, М. Б. Москаленко // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 1. С. 19–30. DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-19-30.

For Citation

Litvinov A.E., Polyakov P.A., Tagiev R.S., Zadayanchuk N.A., Golikov A.A., Moskalenko M. B. [Development of Pressure Distribution Model in Ventilation Ducts of the Brake Disc with Forced Cooling]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2021, vol. 24, no. 1, pp. 19-30 (in Russ.). DOI:10.22213/2413-1172-2021-1-19-30.