iPolytech Journal 2021. Т. 25. № 6. С. 720–732
2021;25(6):720-732
ISSN 2782-4004 (print)

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

Научная статья
УДК 629.113
https://doi.org/10.21285/1814-3520-2021-6-720-732

Исследование сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска с определением взаимосвязи аэродинамических и теплообменных характеристик воздушного потока

Павел Александрович Поляков[1]✉
[1]*Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Россия*
[1]*polyakov.pavel88@mail.ru, https://orcid.org/0000-0003-0576-5398*

Резюме. Цель – определение взаимосвязи аэродинамических и теплообменных характеристик воздушного потока в сегментарном вентиляционном аппарате тормозного диска с улучшением рассеивания тепла в пограничном слое омывающего воздушного потока. В исследованиях использовались классические уравнения тепломассообмена в пограничном слое воздушного потока омываемого вентиляционного аппарата тормозного диска. Для оценки работы данного аппарата применялся метод подобия. Объектом исследований явился сегментарный вентиляционный аппарат тормозного диска. Для подтверждения теоретических изысканий выполнялось CFD-моделирование объекта исследований. Разработаны математические модели вентиляционных аппаратов тормозных дисков со сплошным каналом и каналом со щелями. В качестве критерия оценки эффективности работы вентиляционного аппарата тормозного диска был предложен параметр турбулизации воздушного потока внутри исследуемого аппарата. Полученные аналитические зависимости показали, что с увеличением скорости воздушного потока в 20 раз значение данного параметра снизилось в 1,24 раза. С увеличением температурного перепада в пограничном слое в 8 раз параметр турбулизации увеличился в 86,2 раза. На основании предложенного критерия оценки эффективности работы был проведен расчет аэродинамических и теплообменных характеристик объекта исследований. По результатам расчета предложена взаимосвязь конструктивных параметров сегментарного вентиляционного аппарата с улучшением рассеивания тепла в пограничном слое омывающего воздушного потока. Проведенное CFD-моделирование подтвердило теоретические исследования аэродинамических характеристик сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска. Данную математическую модель совместно с параметром турбулизации возможно применять при проектировании современных вентилируемых тормозных дисков и для оценки существующих узлов охлаждения фрикционных узлов. Это необходимо для минимизации возникновения ситуации снижения теплообменных процессов.

Ключевые слова: тормозной диск, вентиляционный аппарат, пограничный слой, критерий Рейнольдса, критерий Стэнтона, параметр турбулизации

Для цитирования: Поляков П. А. Исследование сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска с определением взаимосвязи аэродинамических и теплообменных характеристик воздушного потока // iPolytech Journal. 2021. Т. 25. № 6. С. 720–732. https://doi.org/10.21285/1814-3520-2021-6-720-732.

MECHANICAL ENGINEERING AND MACHINE SCIENCE

Study of a segmented ventilation system of the brake disc and determination of the aerodynamic and heatexchange characteristics of the airflow

Pavel A. Polyakov[1]✉
[1]*Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia*
[1]*polyakov.pavel88@mail.ru*, *https://orcid.org/0000-0003-0576-5398*

© Поляков П. А., 2021

Annotation. This study aims determine a relationship between the aerodynamic and heat exchange characteristics of the air flow in a segmented ventilation system of the brake disc with improved heat dissipation in the boundary layer of the air flow. Classical equations of heat and mass transfer in the boundary layer of the air flow cooling the brake disc ventilation chamber were used. The cooling performance of the system was assessed using the method of similarity. The obtained theoretical findings were confirmed by CFD-modelling. Mathematical models were developed for vented discs with both continuous grooves and slotted grooves. A criterion for assessing the performance of brake disc ventilation systems was proposed, consisting in turbulization of the air flow inside the device under study. According to the obtained analytical dependencies, a 20-fold acceleration of the air flow decreases the turbulization parameter by 1.24 times. An increase in the temperature difference in the boundary layer by 8 times leads to an increase in the turbulization parameter by 86.2 times. Using the criterion proposed for assessing the work performance, the aerodynamic and heat exchange characteristics of the system under study were calculated. As a result, a relationship between the design parameters of the segmented ventilation system and improved heat dissipation in the boundary layer of the cooling air flow is proposed. The conducted CFD modelling confirmed the aerodynamic characteristics of the system under study obtained theoretically. This mathematical model together with the turbulization parameter can be used when both developing modern vented brake discs and assessing the existing cooling systems of friction units in order to minimize the possibility of reduced heat exchange processes.

Keywords: brake disc, ventilation unit, boundary layer, Reynolds criterion, Stanton criterion, turbulence parameter

For citation: Polyakov P. A. Study of a segmented ventilation system of the brake disc and determination of the aerodynamic and heat exchange characteristics of the airflow. *iPolytech Journal*. 2021;25(6):720-732. (In Russ.). https://doi.org/10.21285/1814-3520-2021-6-720-732.

ВВЕДЕНИЕ

Применение вентилируемых тормозных дисков на различных видах транспорта приводит к снижению тепловой нагруженности всего тормозного механизма в целом. Разнообразие конфигураций узлов охлаждения подтверждается многими патентами как отечественных, так и зарубежных ученых.

Алгоритмы расчета вентилируемых тормозных дисков не нашли своего отражения ни в различных нормативных документах, регламентирующих фрикционные узлы, ни в научных исследованиях. В работах присутствуют отдельно рассматриваемые параметры влияния узла охлаждения тормозного диска на единичный эксплуатационный показатель. Наибольшее внимание исследователей тормозных механизмов привлекают температурные поля рабочих поверхностей тормозного диска и аэродинамические характеристики оребренного узла охлаждения. Современные методики расчета вентилируемых тормозных дисков не находят ответа на вопрос взаимосвязи аэродинамических характеристик потока и теплообменных параметров узла охлаждения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Необходимо исследовать взаимосвязь аэродинамических и теплообменных характеристик воздушного потока в сегментарном вентиляционном аппарате тормозного диска с улучшением рассеивания тепла в пограничном слое омывающего воздушного потока.

В целом узлы охлаждения тормозного диска можно разделить на оребренные и сегментарные (рис. 1 *a, b*).

В работе [1] был представлен анализ термомеханического поведения сухого трения между тормозным диском и фрикционными накладками во время процесса торможения. Результаты анализа показали, что поле температуры и поле напряжения в процессе фазы торможения были полностью сопряжены. Температура напряжения Фон Мизеса – суммарные деформации тормозного диска увеличиваются по мере роста контактного давления контактных поверхностей. Цель исследования [2] состояла в том, чтобы определить влияние аэродинамических характеристик воздушного потока, омывающего поверхности вентилируемого тормозного диска с улучшением рассеивания тепла. Поля воздушного потока на выходе из четырех различных геометрий тормозных дисков, вращающихся в свободном воздушном потоке, были измерены с помощью датчика давления с пятью отверстиями. Датчики давления использовались для определения средних и нестационарных характеристик воздушного потока на выходе тормозных дисков.

a *b*

Рис. 1. Вентилируемые тормозные диски с оребренным (a) и сегментарным (b) узлами охлаждения
Fig. 1. Ventilated brake discs with finned (a) and segmental (b) cooling units

Авторами в рамках проекта [3] было осуществлено экспериментальное исследование с целью параметрического анализа оребренного вентиляционного аппарата. Это исследование было направлено на анализ поведения воздушного потока (т.е. разделения потока и развитие вторичного воздушного потока) в вентиляционном аппарате, зависящем от количества ребер и скоростей вращения. Увеличение числа ребер для заданной частоты вращения приводит к одновременному увеличению массового расхода прокачиваемого воздуха.

Статья [4] посвящена анализу влияния геометрических параметров на конструктивные характеристики вентилируемого тормозного диска. Для улучшения конструктивных характеристик вентилируемых тормозных дисков была применена методология многоцелевой оптимизации с использованием поверхности отклика. Были разработаны регрессионные модели второго порядка, коррелирующие геометрические параметры с максимальной деформацией и эквивалентным напряжением. На деформацию и эквивалентное напряжение влиял внешний периферийный радиус фланца, в то время как радиус патрубка оказывал значительное влияние на деформацию, но не на эквивалентное напряжение. Целью исследования [5] является повышение теплопередачи вентилируемых тормозных дисков с помощью модифицированных ребер. Исследуемый сценарий торможения представляет собой замедление торможения во время спуска с горы. Представлена простая модель для вычисления температуры ребра в установившемся состоянии. Коэффициент теплопередачи вентиляции тормозного диска оценивается с помощью проверенного CFD-вычисления (от англ. Computational Fluid Dynamics). Предложена новая конструкция ребра с использованием профиля для повышения эффективности откачки воздуха, повышающего скорость потока между ребрами. В исследовании [6] предложена методика расчета эффективного радиуса трения в тормозе дисково-колодочного типа для железнодорожного транспорта.

Разработанная методика учитывает механизм образования тормозного момента на рабочих поверхностях тормозного механизма и закон изменения коэффициента трения. Радиус трения определяется из значений тормозного момента путем деления его на результирующую силу трения фрикционных накладок, которая определяется суммированием элементарных сил трения исходя из закона распределения контактного давления по площади контактных поверхностей механизма. В исследовании [7] предложена модель оптимизации вентиляционного тормозного механизма легкового автомобиля. Обычно скорости конвективного теплообмена оцениваются с помощью эмпирических корреляций с использованием геометрии тормозных дисков (включая геометрию ребер для вентилируемых дисков) и угловой скорости вращения. Экспериментальные корреляции для прогнозирования скорости воздушно-

го потока и теплопередачи не являются четко обоснованными с теоретической точки зрения. Для начала была подготовлена теоретическая база гидродинамики и определены репрезентативные безразмерные параметры процесса охлаждения дисковых тормозов.

Авторы исследования [8] получили аналитические выражения коэффициента теплопередачи и контактных температур для двух скользящих полупространств с учетом адгезионно-деформационного тепловыделения и контактного теплообмена. Предполагалось, что скорость деформационного тепловыделения экспоненциально снижается с ростом расстояния от границы раздела. Конфигурация тепловыделения и интенсивность контактного теплообмена влияют на распределение тепла только в пределах переходного интервала. Проанализированы особенности идеального теплового контакта, подразумевающего под собой изменение распределения тепла во времени. Авторы исследования [9] задались целью спрогнозировать возникновение нестабильности скольжения при трении тела системы с одной степенью свободы относительно устойчивого положения равновесия скольжения. Уравнение движения сформулировано с учетом коэффициента трения, зависящего от скорости скольжения, и изменения температуры контакта из-за переходной теплопроводности в теле. Аналитическое выражение для движения тела получено с использованием интегрального преобразования Лапласа. Показано, что неустойчивость скольжения может проявляться в виде отклонения тела от положения равновесия или в виде колебаний. В статье [10] исследуется тип нестабильности, обусловленный температурной зависимостью коэффициента трения, отличающийся от эластодинамического и термоупругого. Возмущения, возникающие в температурном поле поверхности во время фрикционного контакта, могут расти или затухать. Сформулирован критерий стабильности и проведено исследование тормозного диска на примере простой модели без учета влияния трансформирующего слоя и изменения химических/физических свойств с температурой. Исследователи предложили метод повышения воспроизводимости выходных данных многофакторного испытания путем разделения диска на несколько секторов с пониженной теплопроводностью между секторами. Авторы [11] предложили связь между демпфированием, зависящим от материала, и динамической нестабильностью дисковых тормозных механизмов, приводящей к визгу тормозов.

Экспериментальный анализ с помощью функции частотной характеристики показывает различное демпфирование режимов коалесценции тормозной системы, что указывает на возможную нестабильность, вызванную диссипацией. Сложная система, включающая демпфирование, зависящее от материала, определена в коммерческом программном обеспечении конечных элементов. Модель, подтвержденная экспериментальными данными на стенде для испытания тормозных дисков, используется для расчета влияния изменений демпфирования колодки и диска на стабильность системы с использованием комплексного анализа собственных значений. В статье [12] рассматривается величина аэродинамических потерь, которые могут быть вызваны тормозными дисками железнодорожного транспорта. Была проведена оценка аэродинамического сопротивления различных конструкций вентилируемых дисков, а также сплошного диска. Путем анализа описанных данных измерений и моделирования получены зависимости аэродинамических потерь от скорости вращения и линейной скорости подвижного состава для различных конструкций дисков, а именно – для радиальных и криволинейных каналов.

Согласно проведенному анализу литературных источников, можно сделать вывод, что основное внимание уделяется сплошным тормозным дискам или тормозным дискам с оребренным вентиляционным аппаратом. Сегментарный вентиляционный аппарат тормозных дисков является неисследованной частью, хотя он активно применяем на современных видах автомобильного и железнодорожного транспорта. В различных исследованиях [13–17] приводится описание пограничного слоя в жидкостях и газах при различных режимах течения в смежных отраслях научного знания. Данный эффект ока-

зывает влияние не только на теплоперенос от нагретых поверхностей к свободному воздушному потоку, но и на диффузию внутри потока. Исследование этого эффекта в контексте вентиляционного аппарата могло бы уточнить существующие математические и тепловые модели теплообмена в узлах охлаждения тормозных дисков.

Для разработки математической модели, описывающей аэродинамические и теплообменные процессы, в сегментарном вентиляционном аппарате тормозного диска необходимо представить его в качестве вентиляционного канала с наличием щелей в стенках. Через равный шаг в канале находятся щели с одинаковой шириной (рис. 2 *a*). Вне зависимости от типа вентиляционного аппарата тормозного диска, на поверхности ребер или сегментов будет образовываться пограничный слой омывающего воздушного потока. Он выполняет функцию теплоизоляционного слоя, стремящегося замедлить теплоотдачу от нагретых поверхностей вентиляционного аппарата тормозного диска. В качестве аналога сегментарному вентиляционному аппарату разработаем оребренный узел охлаждения тормозного диска (рис. 2 *b*). Габариты оребренного и сегментарного вентиляционных аппаратов совпадают. На оребренном узле охлаждения также присутствует тепловой пограничный слой. На рис. 2 *a* показан участок $l_щ$, который обозначает величину щели в канале вентиляционного аппарата. В качестве исходных данных математической модели сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска необходимо задать данные воздушного потока, а именно – скорость и температуру свободного воздушного потока u_∞, T_∞ и температуру на поверхности сегмента вентиляционного аппарата T_c. Нужно уточнить тот факт, что при протекании воздушного потока вдоль щели по вентиляционному каналу происходит потеря тепловой энергии, которая может быть обозначена тепловым потоком $q_щ$. Для определения направления теплового потока необходимо задаться условием, что воздушный поток, протекающий через щель, будет обладать температурой $T_щ$. Помимо исходных данных, необходимо внести следующие допущения: температура поверхности ребра вентиляционного канала будет постоянной по всей его длине l; радиационным теплообменом от нагретых поверхностей можно пренебречь.

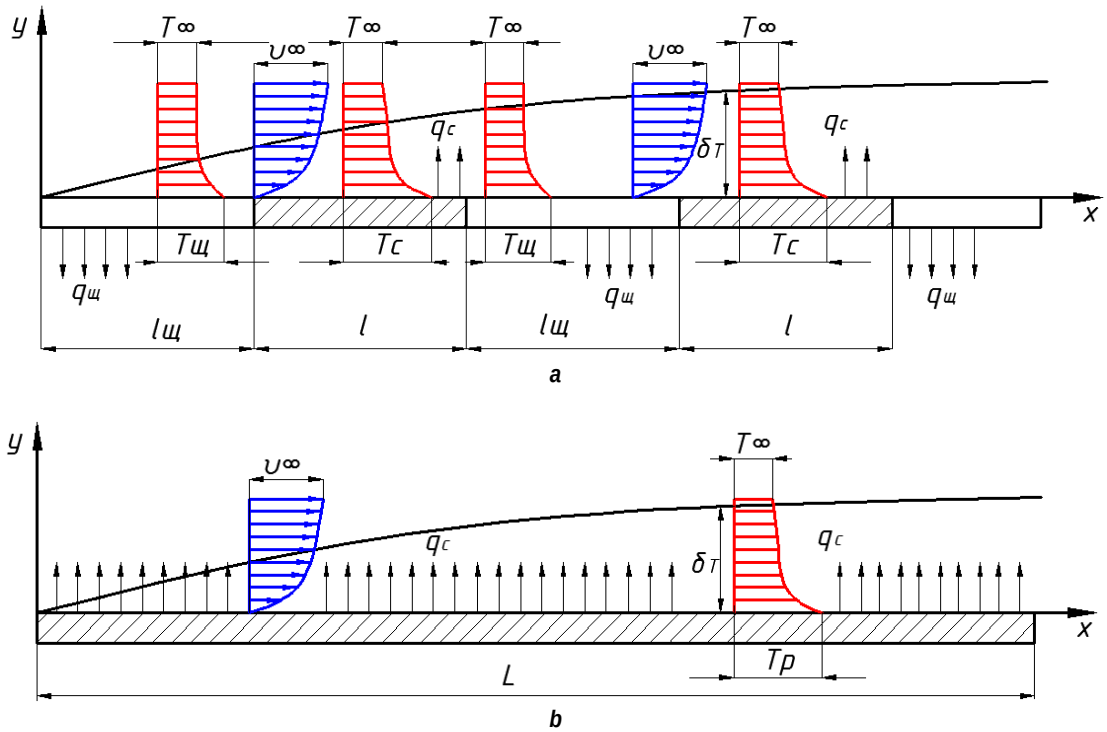


Рис. 2. Расчетная схема сегментарного (a) и оребренного (b) вентиляционных аппаратов тормозных дисков
Fig. 2. Design diagram of segmental (a) and finned (b) ventilation devices of brake discs

Запишем уравнение энергии турбулентного пограничного слоя воздушного потока [18]:

$$\frac{d\,\mathrm{Re}_э}{dl}+\frac{\mathrm{Re}_э}{\vartheta}\frac{dT}{dl}=\mathrm{Re}_э\,St, \qquad (1)$$

где $\mathrm{Re}_э$ – критерий Рейнольдса для теплового пограничного слоя; ϑ – изменение температуры в пограничном слое воздушного потока, К; T – температура пограничного слоя воздушного потока, К; St – критерий Стэнтона.

Если рассматривать условие, при котором $l_1 \approx l$, то произведение критерия Рейнольдса и изменения температуры будут идентичны в воздушном потоке вдоль щели и вдоль ребра вентиляционного канала:

$$\mathrm{Re}_э\,\vartheta=\mathrm{Re}_{эщ}\,\vartheta_щ, \qquad (2)$$

где $\mathrm{Re}_{эщ}$ – критерий Рейнольдса для теплового пограничного слоя воздушного потока, протекающего вдоль щели вентиляционного канала; $\vartheta_щ$ – изменение температуры в пограничном слое воздушного потока, протекающего вдоль щели вентиляционного канала, К.

Для сравнения аэродинамических параметров воздушного потока в тепловом пограничном слое необходимо ввести параметр турбулизации воздушного потока ($П_T$), определяемый из отношения:

$$П_T=\frac{\mathrm{Re}_{эщ}}{\mathrm{Re}_э}. \qquad (3)$$

Если рассматривать условия, при которых количество щелей в вентиляционном канале m и ширина ребра канала будут больше ширины щели $l > l_щ$, то критерий Рейнольдса для теплового пограничного слоя станет определяться из следующей зависимости:

$$\mathrm{Re}_э=\left[\left(\mathrm{Re}_{эщ}\right)^{m+1}+\frac{m+1}{2}\mathrm{Re}_L\int_{l_1}^{l}\upsilon_n dl\right]^{\frac{1}{(m+1)}}, \qquad (4)$$

где Re_L – критерий Рейнольдса для сплошного вентиляционного канала оребренного узла охлаждения длиной L при условии:

$$L=\sum_{i=1}^{n}\left(l+l_1\right), i=1,2...n.,$$

$\upsilon_п$ – скорость воздушного потока в пограничном слое вентиляционного канала, м/с.

Для решения уравнения (4) необходимо задаться граничными условиями:

$$\frac{\partial T}{\partial y}=0,\ \text{при}\ \ y=0,\ q_c=\max;$$
$$\frac{\partial T}{\partial y}=0,\ \text{при}\ \ y=\delta_T,\ q_c=0.$$

где δ_T – толщина теплового пограничного слоя, м.

Внутри толщины теплового пограничного слоя может произойти выравнивание температуры только при условии турбулентного перемешивания и попадания слоев свободного воздушного потока к нагретой поверхности. Максимальное значение $\frac{\partial \upsilon_n}{\partial y}$ будет у поверхности вентиляционного канала: $y = 0$. Если будет выполняться условие $l\to\infty$, то наступит снижение теплообменных процессов в пограничном слое вентиляционного канала тормозного диска $T\to T_c\to T_\infty$.

Толщина потери энергии воздушного потока в тепловом пограничном слое буде равна:

$$\delta_T=\int_0^\infty\frac{\upsilon_n}{\upsilon_\infty}\left(1-\frac{\left(T-T_c\right)}{\left(T_\infty-T_c\right)}\right)dy. \qquad (5)$$

При снижении теплообменных процессов в пограничном слое вентиляционного канала толщина потери энергии будет вычисляться из отношения скоростей:

$$\delta_{TT}\to\int_0^\infty\frac{\upsilon_n}{\upsilon_\infty}dy. \qquad (6)$$

Введем коэффициент, оценивающий снижение теплообменных процессов в пограничном слое воздушного потока:

$$\beta_T = \frac{\delta_{TT}}{\delta_T}. \quad (6)$$

Граничные условия для наступления момента снижения теплообменных процессов будут следующими: $l \to \infty$; $\beta_T = 1$, тогда как $l \approx l_1$; $\beta_T \to \max$.

Учитывая уравнения (4) и (6), параметр турбулизации воздушного потока при у словии $\beta_T \to \max$ будет определяться по формуле:

$$\Pi_T = \left[1 + \frac{m+1}{2}\left(\frac{\beta_{T\max}}{\mathrm{Re}_{эщ}}\right)^{m+1} \int_{l_1}^{l} \mathrm{Re}_L \, dl\right]^{\frac{-1}{(m+1)}}. \quad (7)$$

Зададимся в качестве исходных параметров количеством щелей между сегментами вентиляционного канала (m = 5).

Введем вместо интеграла $\int_{l_1}^{l} \mathrm{Re}_L \, dl$ критерий Рейнольдса, зависящий от длины сегмента Re_l, а при условии, когда Re_l = const, параметр турбулизации воздушного потока в пограничном слое будет определяться по формулам:

– для ламинарного течения

$$\Pi_T = \left[1 + \frac{5,28}{\left(\mathrm{Re}_{эщ}\right)^6} \psi \, \mathrm{Re}_l\right]^{-0,2}; \quad (8)$$

– для турбулентного течения

$$\Pi_T = \left[1 + \frac{0,76}{\left(\mathrm{Re}_{эщ}\right)^6} \psi \, \mathrm{Re}_l\right]^{-0,2}, \quad (9)$$

где ψ – отношение коэффициента аэродинамического сопротивления на трение в сплошном вентиляционном канале к коэффициенту аэродинамического сопротивления на трение в вентиляционном канале со щелями.

Согласно исследованиям [19], скорость в пограничном слое воздушного потока в направлении длины канала будет изменяться по степенному закону: $\upsilon_n = l^a$. Допуская, что Re_L, как и в случае с Re_l, может быть постоянной по всей длине радиального вентиляционного канала, проинтегрируем подынтегральное выражение зависимости (7) и получим:

$$\mathrm{Re}_l = \psi \, \mathrm{Re}_L \frac{l^{a+1} - 1}{(a+1)}, \quad (10)$$

где a – значение степени закона изменения скорости воздушного потока по длине вентиляционного канала.

Подставляя выражение (10) в параметры турбулизации для различных режимов течения воздушного потока (8) и (9), получим:

– для ламинарного течения

$$\Pi_T = \left[1 + \frac{5,28}{\left(\mathrm{Re}_{эщ}\right)^6} \psi \, \mathrm{Re}_L \frac{\left(l^{a+1} - 1\right)}{(a+1)}\right]^{-0,2}; \quad (8)$$

– для турбулентного течения

$$\Pi_T = \left[1 + \frac{0,76}{\left(\mathrm{Re}_{эщ}\right)^6} \psi \, \mathrm{Re}_L \frac{\left(l^{a+1} - 1\right)}{(a+1)}\right]^{-0,2}. \quad (9)$$

Помимо расчета аэродинамических параметров, в вентиляционном канале со щелями необходимо учитывать направление тепловых потоков. Допустим, что в щель вентиляционного канала поступает воздушный поток массовой скоростью $j_щ$ и температурой $T_щ$. На рис. 3 представлена схема расчетной модели вентиляционного канала со щелью длиной $l_щ$.

Запишем интегральное соотношение энергии для пограничного слоя воздушного потока в вентиляционном канале со щелями:

$$\frac{\mathrm{Re}_{эщ}}{\mathrm{Re}_l} = St, \quad (10)$$

где St – критерий Стэнтона.

Критерий Стэнтона будет определяться по формуле:

$$St = \frac{j_щ\left(T_c - T_щ\right)}{\rho_\infty \upsilon_n \left(T_c - T_\infty\right)} = \frac{j_щ \theta_щ}{\rho_\infty \upsilon_n}, \qquad (11)$$

где $\theta_щ$ – температурный перепад в пограничном слое воздушного потока в вентиляционном канале со щелями.

Подставим выражение (11) в зависимости (8) и (9) и получим следующие зависимости:
– для ламинарного течения

$$П_T = \left[1 + \frac{5,28\psi \upsilon_n^6 \rho_\infty^6}{\mathrm{Re}_L^5\, j_щ^6 \theta_щ^6}\left(\frac{a+1}{l^{a+1}-1}\right)^5\right]^{-0,2}; \qquad (12)$$

– для турбулентного течения

$$П_T = \left[1 + \frac{0,76\psi \upsilon_n^6 \rho_\infty^6}{\mathrm{Re}_L^5\, j_щ^6 \theta_щ^6}\left(\frac{a+1}{l^{a+1}-1}\right)^5\right]^{-0,2}. \qquad (13)$$

Для определения характера изменения параметра турбулизации от двух факторов влияния построим две кривые:

$$П_T = f\left(\upsilon_n, \theta_щ = const\right),$$
$$П_T = f\left(\theta_щ, \upsilon_n = const\right)$$

для ламинарного и турбулентного течений воздушного потока (рис. 4 *a*, *b*). Исходные данные для двух расчетов были идентичны.

При подстановке одинаковых значений для двух вариантов (рис. 4 *a*, *b*), входящих в зависимости (12) и (13), при постоянстве скорости воздушного потока в пограничном слое ($\upsilon_п$ = const) при изменении перепада температур в восемь раз параметр турбулизации увеличился в среднем в 86,2 раза. Тогда как при постоянном перепаде температур ($\theta_щ$ = const) с увеличением скорости в 20 раз параметр турбулизации снизился в среднем 1,24 раза.

С увеличением скорости воздушного потока увеличивается толщина теплового пограничного слоя, в результате чего параметр турбулизации будет снижаться. Если скорость воздушного потока будет снижаться, то толщина пограничного слоя, соответственно, уменьшаться, что приведет к росту параметра турбулизации в пограничном слое.

С увеличением температурного перепада в пограничном слое параметр турбулизации будет увеличиваться.

Для подтверждения теоретических исследований произведем CFD-моделирование вентиляционного аппарата тормозного диска. Для разработки CFD-модели тормозного диска прототипа воспользуемся данными исследования [20], посвященного моделированию аэродинамического сопротивления в сегментарном вентиляционном аппарате тормозного диска.

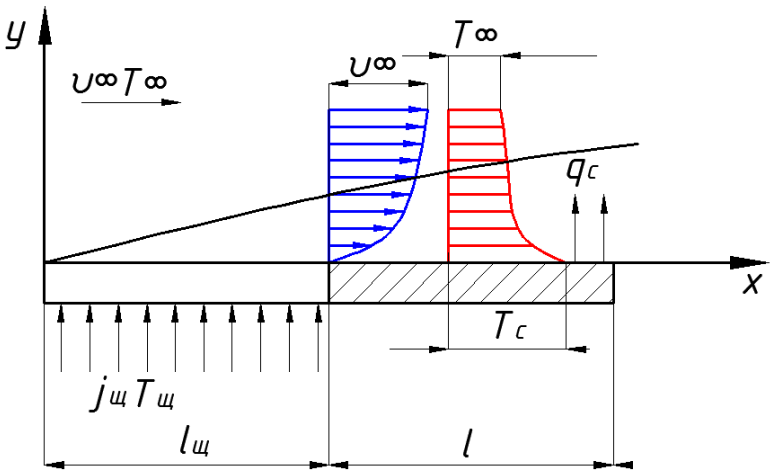
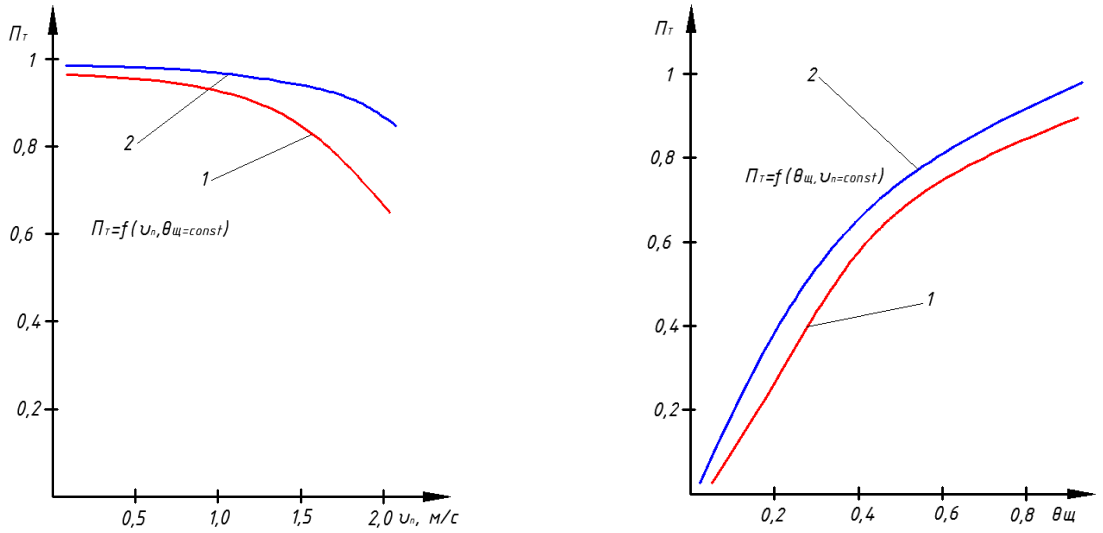


Рис. 3. Расчетная схема расчета параметров воздушного потока с поступлением дополнительного воздушного потока через щель сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска
Fig. 3. Design diagram for calculating air flow parameters with the arrival of additional air flow through the slot of the segmental ventilation device of the brake disc

Для начала разрабатывалась CAD-модель – модель автоматизированного проектирования (от англ. Computer-aided design) тормозного диска с сегментарным вентиляционным аппаратом (рис. 5 *a*, *b*).

При помощи программного обеспечения Ansys Fluent была построена полигональная сетка. Количество элементов сетки составило 11263524. Данное количество элементов необходимо для повышения точности расчетов аэродинамических параметров вентиляционного аппарата тормозного диска. Дальнейшим шагом выставлялись направления входного воздушного потока в вентиляционный аппарат тормозного диска. Тормозному диску придавалось вращение с частотой вращения 350 об/мин. Результатами этого исследования являются изменение скорости воздушного потока внутри сегментарного вентиляционного аппарата (рис. 6) и параметр турбулизации (рис. 7).



a b

Рис. 4. Изменения параметра турбулизации от двух факторов влияния (1 – для ламинарного течения воздушного потока, 2 – для турбулентного течения воздушного потока):

a – $\Pi_T = f\left(\upsilon_n, \theta_щ = const\right)$; b – $\Pi_T = f\left(\theta_щ, \upsilon_n = const\right)$

Fig. 4. Variations of the turbulence parameter depending on two factors of influence

(1 – for laminar air flow, 2 – for turbulent air flow) $\Pi_T = f\left(\upsilon_n, \theta_щ = const\right)$; $\Pi_T = f\left(\theta_щ, \upsilon_n = const\right)$

a b

Рис. 5. Модель автоматизированного проектирования тормозного диска с сегментарным вентиляционным блоком: a – без надреза; b – с надрезом

Fig. 5. Computer-aided design model of a brake disc with the segmental ventilation unit: a – without a notch; b – with a notch

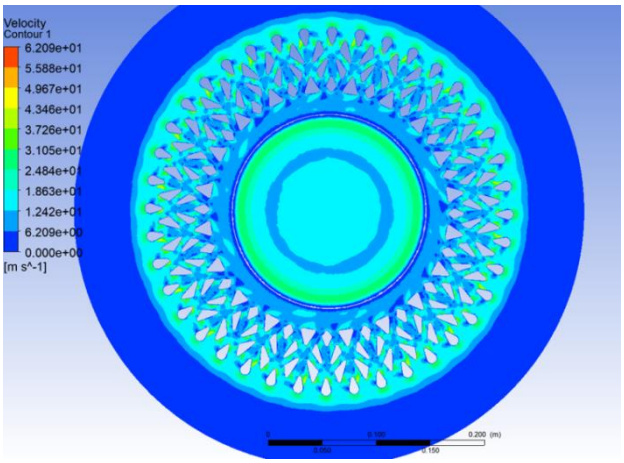


Рис. 6. Изменение скорости воздушного потока внутри сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска
Fig. 6. Variation of air flow velocity inside the segmental ventilation unit of the brake disc

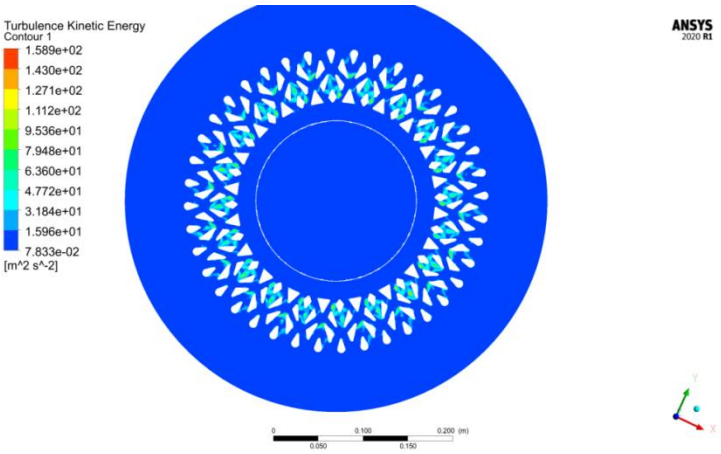


Рис. 7. Изменение параметра турбулизации воздушного потока внутри сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска
Fig. 7. Variation of the parameter of air flow turbulence inside the segmental ventilation unit of the brake disc

Как видно из рис. 6, между сегментами вентиляционного аппарата имеются области снижения скорости воздушного потока. Наибольшая сосредоточенность этих областей расположена ближе к ступице тормозного диска, а на периферии вентиляционного аппарата зоны между сегментами имеют однородную скорость воздушного потока. Также на периферии имеются зоны повышения скорости воздушного потока, расположенные в начале заключительных сегментов вентиляционного аппарата тормозного диска. Это объясняется тем, что при вращении тормозного диска создается разрежение вокруг периферии вентиляционного аппарата тормозного диска. На рис. 7 представлено изменение параметра турбулизации. Согласно наличию областей снижения скоростей воздушного потока, на рис. 7 возникает турбулизация воздушного потока. Исходя из проведенного CFD-моделирования, зона с повышенной турбулизацией воздушного потока улучшает теплообмен от нагретых поверхностей тормозного диска вследствие снижения теплового пограничного слоя возле сегментов вентиляционного аппарата тормозного диска. Таким образом, риск снижения теплообменных процессов от поверхностей вентиляционного аппарата будет минимизирован. При этом расположенная у периферии тормозного диска зона вентиляционного аппарата наиболее подвержена снижению теплообменных процессов в связи с ростом теплового пограничного слоя у поверхностей вентиляционного аппарата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В качестве критерия оценки эффективности работы сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска был предложен параметр турбулизации воздушного потока. На основании этого критерия был проведен расчет аэродинамических и теплообменных характеристик сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска. В рамках расчета предложена взаимосвязь конструктивных параметров сегментарного вентиляционного аппарата со снижением теплообменных процессов в пограничном слое омывающего воздушного потока нагреваемых поверхностей. Проведенное CFD-моделирование подтвердило теоретические исследования аэродинамических характеристик сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска. Данную математическую модель, совместно с параметром турбулизации возможно применять при проектировании современных вентилируемых тормозных дисков, а также при оценке существующих узлов охлаждения – фрикционных узлов – с целью минимизации возникновения ситуации снижения теплообменных процессов.

Список источников

1. Bhure S. Analysis of ventilated disc brake rotor using CFD to improve its thermal performance // 6th International set Conference Vellore (Tamil Nadu, Vellore, January 2013 – May 2013). Vellore: School of mechanical building and science, VIT University, 2013.
2. Pan Like, Han J., Li Z., Yang Z., Li W. Numerical simulation for train brake disc ventilation // Journal of Beijing Jiaotong University. 2015. Vol. 39. Iss. 1. P. 118–124. https://doi.org/10.11860/j.issn.1673-0291-2015.01.020.
3. Atkins M. D., Kienhöfer F. W., Kim Tongbeum. Flow behavior in radial vane brake rotors at low rotational speeds // Journal of Fluids Engineering. 2019. Vol. 141. Iss. 8. P. 081105. https://doi.org/10.1115/1.4042470.
4. Indira R., Bharatish A. Optimization of ventilated brake disc rotor geometry for enhanced structural characteristics // Journal of Measurements in Engineering. 2020. Vol. 8. Iss. 3. P. 98–106. https://doi.org/10.21595/jme.2020.21399.
5. Nejat A., Aslani M., Mirzakhalili E., Najian Asl R. Heat transfer enhancement in ventilated brake disk using double airfoil vanes // Journal of Thermal Science and Engineering Applications. 2011. Vol. 3. Iss. 4. P. 045001. https://doi.org/10.1115/1.4004931.
6. Рудов П. К. Методика расчета эффективного радиуса трения в дисковом тормозе с накладками трапецеидальной формы // Вестник белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 2006. № 1-2. С. 15–21.
7. Panelli M., Cardone G. Thermal fluid dynamics analysis of vented brake disc rotor with ribs turbulators // Thermal and Environmental Issues in Energy Systems, ASME-UIT-ATI: Proceedings International Conference. Sorrento, 2010. https://doi.org/10.13140/2.1.3525.7122.
8. Nosko O. Partition of friction heat between sliding semispaces due to adhesion-deformational heat generation // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013. Vol. 64. P. 1189–1195. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.056.
9. Nosko O. Analytical study of sliding instability due to velocity- and temperature-dependent friction // Tribology Letters. 2016. Vol. 61. No. 1. https://doi.org/10.1007/s11249-015-0628-9.
10. Mortazavi V., Wang Chuanfeng, Nosonovsky M. Stability of frictional sliding with the coefficient of friction depended on the temperature // Journal of Tribology. 2012. Vol. 134. Iss. 4. P. 041601. https://doi.org/10.1115/1.4006577.
11. Úradníček J., Musil M., Bachratý M., Havelka F. Destabilization of disc brake mechanical system due to non-proportional damping // Engineering mechanics: Proceedings 26th International Conference (Brno, 24–25 November, 2020). Brno: Brno University of Technology Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics, 2020. P. 496–499. https://doi.org/10.21495/5896-3-496.
12. Du Xuzhi, Yang Zhigang, Li Qiliang, Zhao Lanping. Brake disc cooling characteristics of a passenger car // Journal of Tongji University. 2016. https://doi.org/10.11908/j.issn.0253-374x.2016.05.020.
13. Mamtaz F., Hossain A., Sharmin N. Solution of boundary layer and thermal boundary layer equation // Asian Research Journal of Mathematics. 2018. Vol. 11. Iss. 4. P. 1–15 https://doi.org/10.9734/ARJOM/2018/45267.
14. Vasu B., Prasad V. R., Bég O. A. Thermo-diffusion and diffusion-thermo effects on boundary layer flows // Chemical Engineering Journal. 2011. Vol. 173. P. 598–606.
15. Bhattacharyya K., Layek G. Slip effect on diffusion of chemically reactive species in boundary layer flow over a vertical stretching sheet with suction or blowing // Chemical Engineering Communications. 2011. Vol. 198. Iss. 11. P. 1354–1365. https://doi.org/10.1080/00986445.2011.560515.
16. Pringle J. Instabilities in the bottom boundary layer reduce boundary layer arrest, allowing cross-isobath spread of downwave flows and ventilating the boundary layer // Earth and Space Science Open Archive. 2021. https://doi.org/10.1002/essoar.10506113.1.
17. Kaushik M. Boundary layers // Theoretical and Experimental Aerodynamics. Singapore: Springer, 2019. P. 251–284. https://doi.org/10.1007/978-981-13-1678-4_11.
18. Поляков П. А. Связь между режимом протекания воздушного потока и теплоотдачей от поверхностей

вентиляционного аппарата тормозного диска // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2021. № 8. С. 184–190. https://doi.org/10.24412/2071-6168-2021-8-184-190.
19. Jiang Feng, Xu Weilin, Deng Jun, Wei Wangru. Flow structures of the air-water layer in the free surface region of high-speed open channel flows // Mathematical Problems in Engineering. 2020. Vol. 2020. https://doi.org/10.1155/2020/5903763.
20. Tarafder Md. Sh., Naz N. Analysis of potential flow around two-dimensional body by finite element method // Journal of Mechanical Engineering Research. 2015. Vol. 7. Iss. 2. P. 9–22. https://doi.org/10.5897/JMER2014.0342.

References

1. Bhure S. Analysis of ventilated disc brake rotor using CFD to improve its thermal performance. In: *6th International set Conference Vellore.* January 2013 – May 2013, Tamil Nadu, Vellore. Vellore: School of mechanical building and science, VIT University; 2013.
2. Pan Like, Han J., Li Z., Yang Z., Li W. Numerical simulation for train brake disc ventilation. *Journal of Beijing Jiaotong University*. 2015;39(1):118-124. https://doi.org/10.11860/j.issn.1673-0291-2015.01.020.
3. Atkins M. D., Kienhöfer F. W., Kim Tongbeum. Flow behavior in radial vane brake rotors at low rotational speeds. *Journal of Fluids Engineering*. 2019;141(8):081105. https://doi.org/10.1115/1.4042470.
4. Indira R., Bharatish A. Optimization of ventilated brake disc rotor geometry for enhanced structural characteristics. *Journal of Measurements in Engineering*. 2020;8(3):98-106. https://doi.org/10.21595/jme.2020.21399.
5. Nejat A., Aslani M., Mirzakhalili E., Najian Asl R. Heat transfer enhancement in ventilated brake disk using double airfoil vanes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. 2011;3(4):045001. https://doi.org/10.1115/1.4004931.
6. Rudov P. K. The procedure of design of effective radius of friction of a disk brake with overlays trapezoid form. *Vestnik belorusskogo gosudarstvennogo universiteta transporta: Nauka i transport = Bulletin of the Belarusian State University of Transport: Science and Transport*. 2006;1-2:15-21. (In Russ.).
7. Panelli M., Cardone G. Thermal fluid dynamics analysis of vented brake disc rotor with ribs turbulators. In: *Thermal and Environmental Issues in Energy Systems, ASME-UIT-ATI: Proceedings International Conference*. Sorrento; 2010. https://doi.org/10.13140/2.1.3525.7122.
8. Nosko O. Partition of friction heat between sliding semispaces due to adhesion-deformational heat generation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013;64:1189-1195. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.056.
9. Nosko O. Analytical study of sliding instability due to velocity- and temperature-dependent friction. *Tribology Letters*. 2016;61(1). https://doi.org/10.1007/s11249-015-0628-9.
10. Mortazavi V., Wang Chuanfeng, Nosonovsky M. Stability of frictional sliding with the coefficient of friction depended on the temperature. *Journal of Tribology*. 2012;134(4):041601. https://doi.org/10.1115/1.4006577.
11. Úradníček J., Musil M., Bachratý M., Havelka F. Destabilization of disc brake mechanical system due to nonproportional damping. In: *Engineering mechanics: Proceedings 26th International Conference*. 24–25 November, 2020, Brno. Brno: Brno University of Technology Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics; 2020, p. 496-499. https://doi.org/10.21495/5896-3-496.
12. Du Xuzhi, Yang Zhigang, Li Qiliang, Zhao Lanping. Brake disc cooling characteristics of a passenger car. *Journal of Tongji University*. 2016. https://doi.org/10.11908/j.issn.0253-374x.2016.05.020.
13. Mamtaz F., Hossain A., Sharmin N. Solution of boundary layer and thermal boundary layer equation. *Asian Research Journal of Mathematics*. 2018;11(4):1-15. https://doi.org/10.9734/ARJOM/2018/45267.
14. Vasu B., Prasad V. R., Bég O. A. Thermo-diffusion and diffusion-thermo effects on boundary layer flows. *Chemical Engineering Journal*. 2011;173:598-606.
15. Bhattacharyya K., Layek G. Slip effect on diffusion of chemically reactive species in boundary layer flow over a vertical stretching sheet with suction or blowing. *Chemical Engineering Communications*. 2011;198(11):1354-1365. https://doi.org/10.1080/00986445.2011.560515.
16. Pringle J. Instabilities in the bottom boundary layer reduce boundary layer arrest, al-lowing cross-isobath spread of downwave flows and ventilating the boundary layer. *Earth and Space Science Open Archive*. 2021. https://doi.org/10.1002/essoar.10506113.1.
17. Kaushik M. Boundary layers. In: *Theoretical and Experimental Aerodynamics*. Singapore: Springer; 2019, p. 251-284. https://doi.org/10.1007/978-981-13-1678-4_11.
18. Polyakov P. A. Relationship between airflow and heat discharge from the surfaces of the ventilation device brake disc. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki. = Proceedings of the Tula State University*. 2021;8:184-190. (In Russ.). https://doi.org/10.24412/2071-6168-2021-8-184-190.
19. Jiang Feng, Xu Weilin, Deng Jun, Wei Wangru. Flow structures of the air-water layer in the free surface region of high-speed open channel flows. *Mathematical Problems in Engineering*. 2020;2020. https://doi.org/10.1155/2020/5903763.
20. Tarafder Md. Sh., Naz N. Analysis of potential flow around two-dimensional body by finite element method. *Journal of Mechanical Engineering Research*. 2015;7(2):9-22. https://doi.org/10.5897/JMER2014.0342.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Поляков Павел Александрович,
кандидат технических наук, доцент,
ведущий научный сотрудник,
НПЦ «Охрана труда»,
Ростовский государственный университет
путей сообщения,
344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского
Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2, Россия

Заявленный вклад автора

Автор выполнил исследовательскую работу, на основании полученных результатов провел обобщение, подготовил рукопись к печати.

Конфликт интересов

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 15.10.2021; одобрена после рецензирования 30.11.2021; принята к публикации 24.12.2021.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Pavel A. Polyakov,
Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor,
Leading Researcher of the Research and Production Center “Occupational Health and Safety”,
Rostov State Transport University,
2, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya Sq.,
Rostov-on-Don, 344038, Russia

Contribution of the author

The author performed the research, made a generalization on the basis of the results obtained and prepared the copyright for publication.

Conflict of interests

The author declares no conflict of interests.

The final manuscript has been read and approved by the author.

Information about the article

The article was submitted 15.10.2021; approved after reviewing 30.11.2021; accepted for publication 24.12.2021.