

УДК 629.113

DOI: 10.22213/2413-1172-2020-1-14-22

Разработка методики оценки системы охлаждения тормозных дисков

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

Е. А. Полякова, Кубанский государственный технический университет, Краснодар, Россия

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

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

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

При эксплуатации фрикционного узла в процессе замедления вращения привода на фрикционных парах выделяется большое количество энергии, которая рассеивается в окружающую среду. Через вентиляционный канал благодаря разнице давлений между внутренними и внешними отверстиями проходят потоки охлаждающего воздуха. Габаритные параметры тормозного диска являются определяющими критериями при проектировании, тогда как эксплуатационные показатели вентиляционного аппарата тормозного диска отходят на второй план.

Исследования, посвященные определению параметров работы вентиляционного аппарата и разработки критериев его оценки эффективности, практически отсутствуют. На основании обзора литературы по данному вопросу была теоретически обоснована зависимость критерия системы охлаждения, а именно расхода воздуха от конструктивных параметров вентиляционных каналов и эксплуатационных факторов омываемой среды.

Одной из разновидностей математического моделирования является метод численного моделирования. С помощью метода конечных элементов в программном продукте ANSYS представлено моделирование работы вентиляционного аппарата с прямыми вентилируемыми каналами и дана оценка эффективности работы вентиляционного аппарата тормозного диска.

При изменении геометрических параметров вентилируемых каналов тормозного диска (углы входа и выхода воздушного потока, количество ребер, радиус скругления ребер) оценивались изменения эксплуатационных показателей работы вентиляционного аппарата. В процессе исследований было установлено, что с увеличением угла выхода воздушного потока скорость воздушного потока возрастает и, соответственно, возрастает расход воздуха, проходящего через вентиляционный аппарат. Помимо этого моделировались траектории движения воздушного потока в вентиляционном аппарате тормозного диска. Недостатком данного исследования является отсутствие учета вихреобразования.

На основании теоретических исследований и численного моделирования работы вентиляционного аппарата можно сделать вывод, что вынужденного охлаждения недостаточно для эффективного функционирования фрикционного узла в устойчивом тепловом диапазоне. Для этого необходимо определить критерии оценки работы вентиляционного аппарата тормозного диска, выяснить степень влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на критерии оценки. В качестве критериев оценки исследователями приводятся такие факторы, как скорость на входе и выходе из вентилируемого канала и расход воздуха, проходящего через вентиляционный аппарат.

Ключевые слова: вентиляционный аппарат, расход воздуха, тормозной диск, вихреобразование, эффект Ранка.

Введение

Современные тормозные диски изготавливаются вентилируемыми или имеющими перфорацию. Перфорация тормозных дисков бывает сквозной и заглубленной. При сквозной перфорации потоки воздуха могут выходить через рабочие поверхности тормозного диска. Конструктивно вентилируемые тормозные диски различаются в зависимости от видов вентиляционных каналов (рис. 1): на-

правленно радиальные (1), прямые (2), вентиляционный аппарат с шипами (3).

Согласно классификации вентилируемых тормозных дисков первый тип имеет изгиб канала от центра диска по направлению к задней части автомобиля. Преимуществом данного типа тормозного диска является улучшенное охлаждение, но стоимость изготовления в разы больше тормозного диска с прямыми вентиляционными каналами.

В тормозных дисках второго типа вентиляционный канал направлен от центра к краю диска. По сравнению с другими вентилируемыми дисками тормозные диски с прямыми вентиляционными каналами наиболее распространены. Недостатком данной конструкции вентиляционного аппарата является недостаточное охлаждение рабочих пар трения.

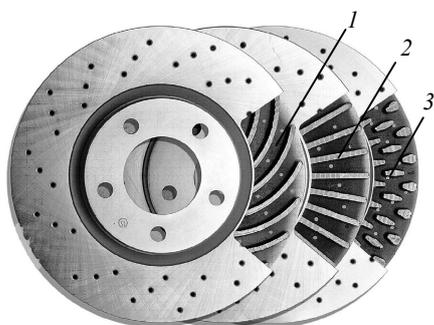


Рис. 1. Виды вентиляционных каналов вентилируемых тормозных дисков

Fig. 1. Types of ventilation ducts of ventilated brake discs

Сутью вентиляционного аппарата с шипами является наличие множества перепонки между двумя полудисками. Преимуществом данного типа тормозного аппарата является большое количество воздуха в вентилируемом пространстве. Недостатки: высокая стоимость данного типа, периодическое изменение направления движения воздуха внутри вентиляционного аппарата из-за встречного потока воздуха.

Вентиляционный аппарат тормозного диска не является эффективно работающим, так как работает в режимах естественного и вынужденного охлаждения, зависящих от встречного потока воздуха. Таким образом, он превращается в пассивный элемент охлаждения. В условиях роста скоростей движения и массы автомобилей и перевозимых грузов нередко случаи возникновения перегрева тормозных механизмов, что приводит к деструктивным процессам фрикционных накладок.

В связи вышесказанным возникает потребность в исследованиях новых методик расчета и способов охлаждения тормозных дисков современного автотранспорта.

В качестве объекта для исследований был выбран тормозной диск с прямыми вентилируемыми каналами в связи с их большой распространенностью в большинстве отраслей промышленности.

Большинство исследований тормозных механизмов посвящено изучению процесса трения

[1] и энергонагруженности фрикционных узлов различных типов. В работах [2, 3] исследуется нестабильность коэффициента трения от скорости скольжения и температур на рабочих поверхностях тормозных дисков. Важным критерием данных исследований является поверхностная температура, которая ограничивается предельной величиной для материалов фрикционных накладок $T_{пр} = 250$ °С.

Также работы посвящены отдельным конструктивным параметрам тормозного диска. Например, в работе [4] определяется эффективный радиус трения; авторами статьи [5] предложена многоструйная эжекторная система охлаждения тормоза; в работе [6] представлено влияние интенсивности теплообмена рабочих поверхностей от скорости транспортного средства; в работе [7] приводится корреляция геометрических параметров тормозного диска со скоростью его вращения. В целом можно сделать вывод, что вентиляционный аппарат при проектировании фрикционного узла уходит на второстепенное место и выбирается по справочникам. Критериев оценки вентиляционного аппарата тормозных дисков авторами исследований не приводится.

Если проанализировать исследования в смежных областях [8, 9], можно сделать вывод, что основным критерием является объемный или массовый расход воздуха. Расход воздуха может оцениваться не только интенсивностью снижения температуры нагретой поверхности, но и применением различных режимов охлаждения.

До настоящего времени исследователями не был предложен метод определения расхода воздуха, проходящего через каналы вентилируемого тормозного диска. Данный параметр свидетельствует об эффективности охлаждения вентиляционным аппаратом тормозного диска и снижении его тепловых нагрузок в процессе эксплуатации в различных режимах.

На основании вышеизложенного можно сформулировать цель исследования – повышение эффективности системы охлаждения путем обоснования расхода воздуха, проходящего через вентиляционный аппарат тормозного диска.

Используемые подходы

Для разработки метода определения расхода воздуха вентиляционного аппарата тормозного диска при естественном охлаждении необходимо использовать уравнение самотяги воздушного потока. При движении автомобиля с постоянной скоростью самотяга H_c уравновешивается аэродинамическими потерями ΔH_i в вентиляционном аппарате тормозного диска, поэтому равенство имеет вид

$$H_c = \sum_{i=1}^N \Delta H_i. \quad (1)$$

Движение потока воздуха через вентиляционный аппарат тормозного механизма дисково-колодочного типа сопровождается потерями механической энергии. Эти потери обусловлены силами трения о стенки вентиляционных каналов [10], образованием вихрей на входе в вентиляционный канал и неравномерностью движения воздуха при нестационарном тепловом поле рабочих поверхностей тормозного диска.

Турбулентной вязкостью охлаждающего потока воздуха обусловлены механические потери, проявляющиеся при попадании воздуха в вентиляционный канал, что способствует падению давления воздуха на входе в вентиляционный аппарат тормозного диска.

В результате нагрева проходящего потока воздуха на выходе вентиляционного аппарата тормозного диска создается избыточное давление относительно давления среды (поток воздуха, омывающий колесный диск и фрикционный узел). В связи с постоянным вращением металлического фрикционного элемента вокруг своей оси около выходных отверстий вентиляционных каналов создается разрежение, что способствует постоянному истечению воздуха.

Для описания математического аппарата необходимо ввести следующие допущения:

- местные потери на входе $\Delta H_{\text{вх}}$ в вентиляционный аппарат, сопротивление трению о стенки вентиляционного аппарата тормозного диска $\Delta H_{\text{тр}}$, а также потери, учитывающие нагрев потока воздуха при обтекании поверхностей вентиляционного аппарата $\Delta H_{\text{кин}}$, которые в дальнейшем будем рассматривать на примере одного канала вентиляционного аппарата;

- в связи с разрежением на выходе вентиляционного аппарата канала местные потери будут равны нулю.

Тепловая энергия генерируется на рабочих поверхностях металлического фрикционного элемента и передается конвекцией и излучением омываемому потоку воздуха, проходящему через каналы вентиляционного аппарата. В процессе нагревания воздуха его плотность снижается по сравнению с плотностью воздуха вне фрикционного узла, что, в свою очередь, создает разность давлений. Благодаря этой разнице давлений нагретый воздух вытекает через выходные отверстия вентиляционного аппарата, а во входные отверстия вентиляционного аппарата поступает свежий заряд воздуха из окружающей среды (рис. 2).

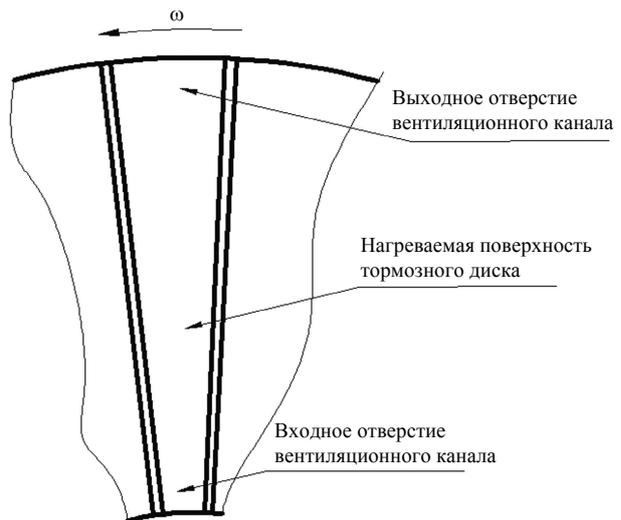


Рис. 2. Схема вентиляционного канала тормозного диска

Fig. 2. Diagram of the ventilation channel of the brake disc

Определение расхода воздуха

Для определения расхода воздуха необходимо воспользоваться зависимостями, которые определяют местные потери при течении газа по трубопроводам [11].

Разница давлений может быть представлена выражением, которое называется эффектом самотяги вентиляционного аппарата:

$$H_c = 0,0342 p_0 l \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right), \quad (2)$$

где p_0 – атмосферное давление, МПа; l – длина вентилируемого канала, м; T_0 – температура окружающего воздуха, К; T – температура внутри канала вентиляционного аппарата, К.

Сумма местных потерь в вентиляционном аппарате рассчитывается на основании зависимости

$$H_i = \Delta H_{\text{вх}} + \Delta H_{\text{тр}} + \Delta H_{\text{кин}}. \quad (3)$$

Для определения влияния всех факторов на процесс охлаждения тормозного диска необходимо представить каждую составляющую уравнения (3):

$$H_{\text{вх}} = \varepsilon_{\text{вх}} \frac{\rho_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2}; \quad (4)$$

$$H_{\text{тр}} = \frac{\chi}{4} \frac{F_1 + F_2}{F_3} \frac{\rho_{\text{вых}} v_{\text{вых}}^2}{2}; \quad (5)$$

$$H_{\text{кин}} = \frac{T - T_0}{T} \frac{\rho_{\text{вых}} v_{\text{вых}}^2}{2}, \quad (6)$$

где F_1, F_2 – площадь нагретых поверхностей вентиляционного канала тормозного диска, m^2 ; F_3 – площадь поперечного сечения вентиляционного канала тормозного диска, m^2 ; χ – коэффициент сопротивления трения воздуха о единицу относительной длины вентиляционного канала; $\varepsilon_{вх}$ – коэффициент сопротивления на входе вентиляционного канала тормозного диска; $\rho_{в}, \rho_{вых}$ – усредненные значения плотности воздуха на входе в вентиляционный канал тормозного диска и на выходе из него, kg/m^3 ; $v_{в}, v_{вых}$ – средняя скорость воздуха, соответственно, на входе и на выходе из полости вентиляционного канала тормозного диска, m/c .

При входе воздуха в вентиляционный канал его поток меняет направление практически на 90° , что в дальнейшем способствует вихреобразованию. В процессе движения центральная часть вихря остается холодной (температура близка температуре окружающей среды), тогда как периферийная часть вихря нагревается от стенок вентиляционного канала, в результате чего приосевые слои холодного воздуха начинают менять направление и происходит вихревое энергоразделение потоков воздуха, проходящего через вентилируемый канал тормозного диска. Эта особенность неравномерного распределения тепловой энергии в вихревом потоке называется вихревым эффектом, или эффектом Ранка [12].

Математическое моделирование оценки эффективности работы вентиляционного аппарата тормозного диска

Вышеописанный эффект необходимо также представить с помощью математического аппарата, что в дальнейшем позволит учитывать потери энергии проходящего воздуха через вентиляционный канал при естественном охлаждении тормоза дисково-колодочного типа. В связи с этим возникает необходимость в определении коэффициента аэродинамических потерь на вихреобразование в вентиляционном канале тормозного диска.

Уравнение энергии для холодной части вихря имеет вид

$$E = \frac{4\pi^2 R m T_\infty n_a r^2 v'^2}{2n_1 (n_a - 1) N^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_a} \right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} \right], \quad (7)$$

где R – газовая постоянная воздуха, Дж/кг К; m – общая масса воздуха в вихре, кг; T_∞ – установившаяся температура на поверхности вентиляционного канала, К; n_a – показатель адиабаты;

r – радиус вихря воздуха, обтекающую внутреннюю поверхность вентиляционного канала, м; v' – линейная скорость слоев воздуха вихря, м/с; n_1 – математическое ожидание попадания вихря в зону раздела его горячей и холодной частей; p – давление воздуха в вихре, МПа; N – количество смен воздуха в вентиляционном канале.

Исходя из уравнения (7) энергию вихреобразования для радиуса входного и выходного отверстий вентиляционного канала можно выразить следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} E_1 &= \frac{m v_1^2}{2 r_{\min}^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} \right] R_{вх}^2; \\ E_2 &= \frac{m v_2^2}{2 r_{\min}^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} \right] R_{вых}^2, \end{aligned} \quad (8)$$

где $R_{вх}, R_{вых}$ – условный радиус входного и выходного отверстий вентиляционного канала тормозного диска, м; r_{\min} – минимальный граничный условный радиус, в котором происходит соприкосновение слоев охлажденного и нагретого вихря, м.

Разность энергий $\Delta E = E_2 - E_1$ является потерей энергии воздушного потока в объеме вентиляционного канала на вихреобразование. Таким образом, получаем, что

$$\Delta E = \frac{m \Delta v'^2}{2 r_{\min}^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} \right] (R_{вых}^2 - R_{вх}^2). \quad (9)$$

Из уравнения (9) определим потери энергии на вихреобразование:

$$\begin{aligned} \Delta H_{вхр} &= \frac{\Delta E_{вхр}}{V} = \frac{m \Delta v'^2}{2 r_{\min}^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} \right] \times \\ &\times (R_{вых} - R_{вх})(R_{вых} + R_{вх}), \end{aligned} \quad (10)$$

где V – объем воздуха, проходящий через вентиляционный канал тормозного диска при естественном охлаждении, m^3 .

На основании зависимости (10) можно сделать вывод, что с увеличением радиусов поперечных сечений входных и выходных отверстий вентиляционного канала потери на вихреобразование будут возрастать.

Для упрощения расчета преобразуем уравнение (10), получим

$$\Delta H_{\text{вхр}} = \frac{\Delta E_{\text{вхр}}}{V} = \rho(R_{\text{вых}} - R_{\text{вх}})(R_{\text{вых}} + R_{\text{вх}})\varepsilon_{\text{вхр}}, \quad (11)$$

где ρ – среднее значение плотности воздушного потока в вихре, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\varepsilon_{\text{вхр}}$ – коэффициент потери энергии потока воздуха на вихреобразование, который определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{вхр}} = \frac{\Delta v'^2}{2r_{\text{мин}}^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right]. \quad (12)$$

Для определения минимального граничного условного радиуса вихря $r_{\text{мин}}$ необходима следующая зависимость:

$$r_{\text{мин}} = \sqrt{n_1 \frac{(n_a - 1) N^2}{8\pi^2 n_a TR}}, \quad (13)$$

тогда

$$\varepsilon_{\text{вхр}} = \frac{\Delta v'^2 TR}{2n_1 R_{\text{н}}^2 v_{\text{т.д}}^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right], \quad (14)$$

где $v_{\text{т.д}}$ – линейная скорость точек рабочей поверхности тормозного диска в относительном движении, $\text{м}/\text{с}$.

Для упрощения математической модели определения эффективности вентиляционного аппарата тормозного диска в зависимости (5) и (6) вводятся коэффициенты, учитывающие потери энергии на трение слоев проходящего потока воздуха о стенки вентиляционного канала и на нагрев потока воздуха в процессе его прохождения по вентиляционному каналу тормозного диска.

Применительно к зависимостям (5) и (6) введем следующие обозначения:

$$\varepsilon_{\text{тр}} = \frac{\chi}{4} \frac{F_1 + F_2}{F_3}; \quad (15)$$

$$\varepsilon_{\text{кин}} = \frac{T - T_0}{T}. \quad (16)$$

Подставив выражения (4)–(6), (11), (15) и (16) в уравнение (3), после преобразований получим

$$\begin{aligned} & 0,0342 p_0 l \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right) = \\ & = \varepsilon_{\text{вх}} \frac{\rho_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2} + (\varepsilon_{\text{тр}} + \varepsilon_{\text{кин}}) \frac{\rho_{\text{вых}} v_{\text{вых}}^2}{2} + \\ & + \varepsilon_{\text{вхр}} \rho (R_{\text{вых}} - R_{\text{вх}})(R_{\text{вых}} + R_{\text{вх}}). \end{aligned} \quad (17)$$

Из условия неразрывности потока воздуха, проходящего через вентиляционный канал тормозного диска, можно сделать следующие преобразования:

$$\rho_{\text{в}} v_{\text{в}}^2 = \rho_{\text{в}} G_p^2 / (F_{\text{вх}}^2); \quad (18)$$

$$\rho_{\text{вых}} v_{\text{вых}}^2 = \rho_{\text{вых}} G_p^2 / (F_{\text{вых}}^2), \quad (19)$$

где G_p – расход воздуха при постоянном давлении, $\text{м}^3/\text{с}$.

Согласно уравнению Менделеева – Клапейрона при подстановке $\rho = \frac{p}{RT}$ в зависимости (18) и (19) получим следующие зависимости:

$$\rho_{\text{в}} v_{\text{в}}^2 = \frac{p_{\text{в}} G_p^2}{RT_0 F_{\text{вх}}^2}; \quad (20)$$

$$\rho_{\text{вых}} v_{\text{вых}}^2 = \frac{p_{\text{вых}} G_p^2}{RT F_{\text{вых}}^2}. \quad (21)$$

Приведенные зависимости (20) и (21) подставим в уравнение (17), в результате получим выражение

$$\begin{aligned} & 0,0342 p_0 l \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right) = \\ & = \varepsilon_{\text{вх}} \frac{p_{\text{в}} G_p^2}{2RT_0 F_{\text{вх}}^2} + (\varepsilon_{\text{тр}} + \varepsilon_{\text{кин}}) \frac{p_{\text{вых}} G_p^2}{2RT F_{\text{вых}}^2} + \\ & + \varepsilon_{\text{вхр}} \rho (R_{\text{вых}} - R_{\text{вх}})(R_{\text{вых}} + R_{\text{вх}}), \end{aligned} \quad (22)$$

где $p_{\text{в}}$ – среднее давление воздуха на входе в вентиляционный канал тормозного диска, МПа; $p_{\text{вых}}$ – среднее давление воздуха на выходе вентиляционного канала тормозного диска, МПа; R – газовая постоянная воздуха, Дж/(кг К).

Для дальнейших преобразований зависимости (22) необходимо вынести значения расхода воздуха за скобки:

$$\begin{aligned} & \left(0,0342 p_0 l \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right) - \right. \\ & \left. - \varepsilon_{\text{вхр}} \rho (R_{\text{вых}} - R_{\text{вх}})(R_{\text{вых}} + R_{\text{вх}}) \right) = \\ & = G_p^2 \left(\varepsilon_{\text{вх}} \frac{p_{\text{в}}}{2RT_0 F_{\text{вх}}^2} + (\varepsilon_{\text{тр}} + \varepsilon_{\text{кин}}) \frac{p_{\text{вых}}}{2RT F_{\text{вых}}^2} \right). \end{aligned} \quad (23)$$

Формула для определения расхода воздуха, проходящего через вентиляционный канал тормозного диска при его естественном охлаждении, выглядит следующим образом:

$$G_p = \sqrt{\frac{\left(0,0342 p_0 l \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T}\right) - \varepsilon_{\text{вхр}} \rho (R_{\text{вых}} - R_{\text{вх}})(R_{\text{вых}} + R_{\text{вх}})\right)}{\left(\varepsilon_{\text{вх}} \frac{P_{\text{в}}}{2RT_0 F_{\text{вх}}^2} + (\varepsilon_{\text{тр}} + \varepsilon_{\text{кин}}) \frac{P_{\text{вых}}}{2RT F_{\text{вых}}^2}\right)}}} \quad (24)$$

Полученная зависимость (24) позволяет определить расход воздуха, проходящего через вентиляционный канал тормозного диска, зависящий от термодинамических параметров потока воздуха ($T_0, p_{\text{в}}, p_{\text{вых}}, T$) и геометрических параметров вентилируемого канала ($R_{\text{вх}}, R_{\text{вых}}, F_{\text{вх}}, l, F_{\text{вых}}$) тормозного диска.

Исходя из формулы (24) можно определить расход омывающего воздуха для всего вентиляционного аппарата тормозного диска:

$$G_{\text{вт}} = n G_p, \quad (25)$$

где n – количество вентилируемых каналов

При наличии сквозной перфорации на рабочих поверхностях тормозных дисков необходи-

мо учитывать местное сопротивление на выходе из отверстий вентиляционного аппарата на рабочие поверхности тормозного диска, которое описывается зависимостью

$$H_{\text{вых.от}} = \varepsilon_{\text{вых}} \frac{P_{\text{вых}} G_p^2}{RT F_{\Sigma \text{от}}^2}, \quad (26)$$

где $F_{\Sigma \text{от}}$ – суммарная площадь отверстий в рабочих поверхностях тормозного диска, м^2 .

Зависимость для определения расхода воздуха, проходящего через вентиляционный аппарат тормозного диска со сквозными перфорациями при его вынужденном охлаждении, выглядит следующим образом:

$$G_{\text{вт}} = n \sqrt{\frac{\left(0,0342 p_0 l \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T}\right) - \varepsilon_{\text{вхр}} \rho (R_{\text{вых}} - R_{\text{вх}})(R_{\text{вых}} + R_{\text{вх}})\right)}{\left(\varepsilon_{\text{вх}} \frac{P_{\text{в}}}{2RT_0 F_{\text{вх}}^2} + (\varepsilon_{\text{тр}} + \varepsilon_{\text{кин}}) \frac{P_{\text{вых}}}{2RT F_{\text{вых}}^2} + \varepsilon_{\text{вых}} \frac{P_{\text{вых}} G_p^2}{RT F_{\Sigma \text{от}}^2}\right)}}} \quad (27)$$

Анализ результатов

Для определения зависимости расхода воздуха, проходящего через вентиляционный аппарат тормозного диска, от значений температуры внутри канала вентиляционного аппарата необходимо задаться исходными данными. Радиус выходных отверстий вентиляционных каналов по сравнению с входными был увеличен в два раза. Исследования проводились для двух случаев: в первом случае $R_{\text{вх}} = 0,0025$ м, $R_{\text{вых}} = 0,005$ м; во втором случае $R_{\text{вх}} = 0,005$ м, $R_{\text{вых}} = 0,01$ м. Давление на входе в вентиляционный канал являлось атмосферным; давление на выходе из вентиляционного канала принималось ниже из-за потерь на трение в вентиляционном канале. Длина вентиляционного канала являлась изменяемым параметром (в первом случае $l = 110$ мм, во втором – $l = 220$ мм). Температурный диапазон принимался $20 \dots 300$ °С. Количество вентиляционных каналов принималось равным 12. Путем подстановки изменяющихся параметров в формулу (24) с помощью программы MSExcel были получены результаты расчета расхода воздуха вентиляционного аппарата от его температуры, представленные на рис. 3.

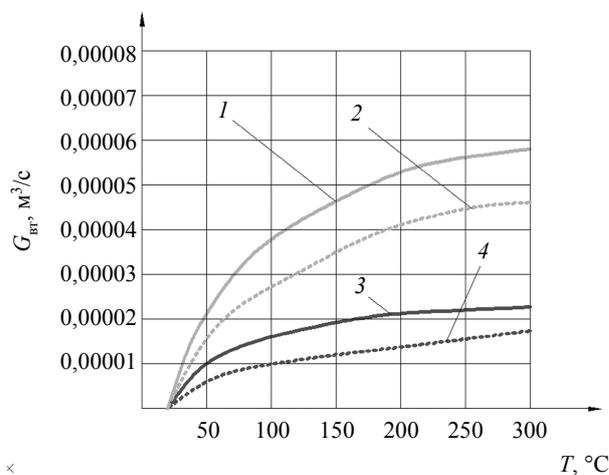


Рис. 3. Зависимость расхода воздуха, проходящего через вентиляционный аппарат, от его температуры при различных условиях: 1 – $R_{\text{вх}} = 0,0025$ м, $R_{\text{вых}} = 0,005$ м, $l = 220$ мм; 2 – $R_{\text{вх}} = 0,0025$ м, $R_{\text{вых}} = 0,005$ м, $l = 110$ мм; 3 – $R_{\text{вх}} = 0,005$ м, $R_{\text{вых}} = 0,01$ м, $l = 220$ мм; 4 – $R_{\text{вх}} = 0,005$ м, $R_{\text{вых}} = 0,01$ м, $l = 110$ мм

Fig. 3. Dependence of the air flow through the ventilation unit, depending on its temperature under various conditions: 1 – $R_{\text{вх}} = 0.0025$ m, $R_{\text{вх}} = 0.005$ m, $l = 220$ mm; 2 – $R_{\text{вх}} = 0.0025$ m, $R_{\text{вх}} = 0.005$ m, $l = 110$ mm; 3 – $R_{\text{вх}} = 0.005$ m, $R_{\text{вх}} = 0.01$ m, $l = 220$ mm; 4 – $R_{\text{вх}} = 0.005$ m, $R_{\text{вх}} = 0.01$ m, $l = 110$ mm

Из представленной зависимости можно сделать вывод, что уменьшение в два раза входного и выходного радиусов поперечного сечения вентиляционного канала и увеличение длины вентиляционного канала в два раза увеличивает расход воздуха на 32 %. Данный факт свидетельствует о том, что чем больше произойдет смен воздуха за единицу времени, тем больше тепла сможет рассеяться в окружающую среду от рабочих пар трения фрикционного узла.

Помимо изменений геометрических параметров вентиляционного аппарата проводились расчеты, связанные с изменением давления на входном и выходном отверстиях вентиляционного канала. При одинаковых конструктивных параметрах вентиляционных каналов увеличение давления охлаждающего воздуха приводило к незначительному изменению кривизны линии (в сторону увеличения) при высоких температурах воздуха, омывающего вентиляционный канал. При низких температурах эффекта увеличения расхода воздуха через вентиляционные отверстия не наблюдалось.

Для проверки адекватности метода определения расхода воздуха в вентиляционном аппарате целесообразно сравнить расчетные данные метода с исследованием [13, 14], проводимым с помощью метода конечных элементов в программе ANSYS. В представленной работе приводится сравнение конструкции вентиляционного аппарата серийных тормозных дисков с вентиляционным аппаратом с измененными размерами и геометрией вентилируемых каналов. В зависимости от угла входа и выхода воздушного потока изменялись скорость и расход воздуха. Для сравнения исследований, полученных методом конечных элементов и разработанной методикой определения расхода воздуха, в качестве наглядности на рис. 4 представлена зависимость расхода воздуха от условного радиуса вентилируемого канала. В качестве диапазона условного радиуса был принят интервал 0,005...0,015 м; температура окружающего воздуха 20 °С; температура на выходе из вентилируемого канала составляла 200 °С; режим охлаждения – вынужденный.

Из рисунка 4 видно, что рассчитанный расход воздуха разработанной методикой не выходит из доверительного интервала ($\pm 10\%$) зависимости изменения расхода воздуха в методе конечных элементов.

Таким образом, можно говорить об адекватности методики расчета расхода воздуха с методом конечных элементов вентиляционного аппарата серийного тормозного диска.

Следовательно, подбирая геометрические размеры вентиляционных каналов, можно спрогнозировать пропускную способность вентиляционного аппарата в процессе эксплуатации тормозного диска, что в дальнейшем отразится на ресурсе тормозной системы в целом.

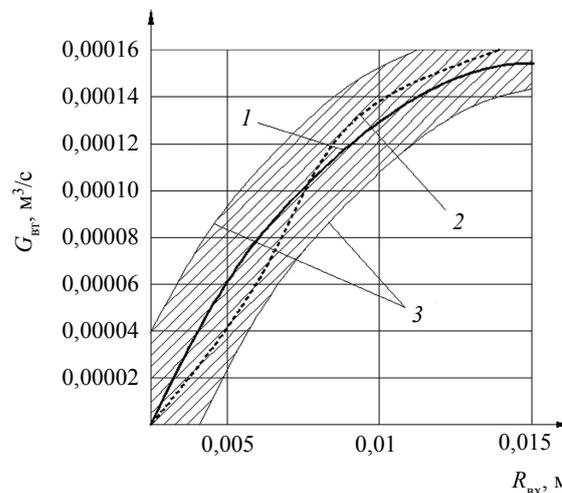


Рис. 4. Сопоставление метода конечных элементов и разработанной методики определения расхода воздуха вентилируемого канала: 1 – расход воздуха, рассчитанный по методике; 2 – расход воздуха, полученный методом конечных элементов; 3 – доверительный интервал ($\pm 10\%$) расхода воздуха, полученного методом конечных элементов

Fig. 4. Comparison of the finite element method and the developed methodology for determining the air flow rate of the ventilated channel: 1 - air flow rate calculated by the method; 2 - air flow obtained by the finite element method; 3 - confidence interval ($\pm 10\%$) of the flow rate of air obtained by the finite element method

На основании метода определения пропускной способности можно сделать вывод об эффективности вентиляционного аппарата тормозного диска при естественном охлаждении на стадии проектирования.

Особенностью данного метода определения расхода воздуха, омывающего вентиляционный аппарат, является учет эффекта Ранка, который вносит существенный вклад в потери энергии потока воздуха при вихреобразовании и позволяет уточнить механизм разделения потоков воздуха в вентиляционном канале тормозного механизма.

Библиографические ссылки

1. 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, pp. 1189-1195. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.056.

2. Nosko O. [Analytical Study of Sliding Instability due to Velocity- and Temperature-Dependent Friction]. *Tribology Letters*, 2016, vol. 61, pp. 35-42.

3. Mortazavi V. [Chuanfeng Wang, Nosonovsky M. Stability of Frictional Sliding With the Coefficient of Friction Depended on the Temperature]. *Journal of Tribology*, 2012, vol. 134, p. 7. DOI: 10.1115/1.4006577.

4. Чебаков М. И., Данильченко С. А., Ляпин А. А. Моделирование износа на контакте двух упругих тел с учетом тепловыделения от трения // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Естественные науки. 2017. № 4-1 (196-1). С. 51–57.

5. Энергонагруженность дисково-колодочного тормоза с воздушным охлаждением типа многоструйный эжектор / Н. А. Вольченко, П. А. Поляков, А. В. Ввозный, О. Б. Стаднык, В. С. Витвицкий // Транспортные и транспортно-технологические системы : материалы междунар. науч.-техн. конф. (Тюмень, 19 апреля 2018 г.). Изд-во Тюменского индустриального ин-та, 2019. С. 69–73.

6. Volchenko N., Volchenko A., Volchenko D., Polyakov P., Malyk V., Zhuravlev D., Vitwickbq V., Krasin P. [Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles]. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019, vol. 1, no. 5, pp. 47-53. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.154712.

7. Panelli M. [Thermal fluid dynamics analysis of vented brake disc rotor with ribs turbulators]. *International conf. "Thermal and Enviromental Issues in Energy Systems"*, ASME-UIT-ATI (Sorrento, Italy, 10 may 2010). DOI: 10.13140/2.1.3525.7122.

8. Ерофеев А. И., Фридлиндер О. Г. Медленные течения газа при сильной теплопередаче // Вестник нижегородского университета имени Н. И. Лобачевского. 2011. № 4-3. С. 768–770.

9. Интенсификация теплопередачи в пластинчатом теплообменнике за счет пульсации потока теплоносителя / С. Ф. Кудашев, О. В. Кудашева, О. В. Душутина, Р. Р. Равилов // Современные наукоемкие технологии. 2019. № 10-2. С. 262–267.

10. Chungpyo Hong, Shinichi Matsushita, Yutaka Asako, Ichiro Ueno. [Characteristics of Turbulent Gas Flow in Microtubes]. *ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 7 : Fluids and Heat Transfer, Parts A, B, C and D (Houston, Texas, USA, 9-15 November 2012), pp. 993-998. DOI: 10.1115/IMECE2012-89272.

11. Гимранов Э.Г., Свистунов А.В. Газодинамика активного канала струйного сверхзвукового усилителя системы управления положением корпуса летательного аппарата // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2013. № 1 (54). С. 21–26.

12. Пиралишвили Ш. А. Вихревой эффект. Теория, эксперимент, численное моделирование // Сборник научных трудов SWORLD. 2013. № 3. С. 79–99.

13. Johnson D.A., Sperandei B.A., Gilbert R. [Analysis of flow through a vented automotive brake rotor]. *Journal of Fluids Engg*, 2014, vol. 125, pp. 979-986.

14. 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.). Изд-во Принт Терра, 2019. С. 252–261.

References

1. 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, pp. 1189-1195. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.056.

2. Nosko O. [Analytical Study of Sliding Instability due to Velocity- and Temperature-Dependent Friction]. *Tribology Letters*, 2016, vol. 61, pp. 35-42.

3. Mortazavi V. [Chuanfeng Wang, Nosonovsky M. Stability of Frictional Sliding With the Coefficient of Friction Depended on the Temperature]. *Journal of Tribology*, 2012, vol. 134, p. 7. DOI: 10.1115/1.4006577.

4. Chebakov M.I., Danil'chenko S.A., Ljapin A.A. [Modeling of wear at the contact of two elastic bodies taking into account heat from friction]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Severo-Kavkazskii region. Estestvennye nauki*, 2017, vol. 4-1, pp. 51-57 (in Russ.).

5. Vol'chenko N.A., Poljakov P.A., Voznyj A.V., Stadnyk O.B., Vitvickij V.S. *Energonagruzhennost' diskovo-kolodochnogo tormoza s vozdushnym okhlazhdeniem tipa mnogostruinyi ezhektor* [Energy loading of a multi-jet ejector air-cooled disc-pad brake]. *Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii "Transportnye i transportno-tehnologicheskie sistemy"* [Proc. International scientific and technical conf. "Transport and transport-technological systems" (Tyumen, April 19, 2018). Tyumen, Tjumenskii industrial'nyi institut Publ., 2019, pp. 69-73 (in Russ.).

6. Volchenko N., Volchenko A., Volchenko D., Polyakov P., Malyk V., Zhuravlev D., Vitwickbq V., Krasin P. [Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles]. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019, vol. 1, no. 5, pp. 47-53. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.154712.

7. Panelli M. [Thermal fluid dynamics analysis of vented brake disc rotor with ribs turbulators]. *International conf. "Thermal and Enviromental Issues in Energy Systems"*, ASME-UIT-ATI (Sorrento, Italy, 10 may 2010). DOI: 10.13140/2.1.3525.7122.

8. Erofeev A.I., Fridlender O.G. [Slow gas flow with strong heat transfer]. *Vestnik nizhegorodskogo universiteta imeni N. I. Lobachevskogo*, 2011, no. 4-3, pp. 768-770 (in Russ.).

9. Kudashev S.F., Kudasheva O.V., Dushutina O.V., Ravilov R.R. [Intensification of heat transfer in a plate heat exchanger due to pulsation of the coolant flow]. *Sovremennye naukoemkie tehnologii*, 2019, no. 10-2, pp. 262-267 (in Russ.).

10. Chungpyo Hong, Shinichi Matsushita, Yutaka Asako, Ichiro Ueno. [Characteristics of Turbulent Gas

Flow in Microtubes]. *ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 7 : Fluids and Heat Transfer, Parts A, B, C and D (Houston, Texas, USA, 9-15 November 2012), pp. 993-998. DOI: 10.1115/IMECE2012-89272.

11. Gimranov Je.G., Svistunov A.V. [Gas dynamics of the active channel of a jet supersonic amplifier of the aircraft body position control system]. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviacionnogo tehničeskogo universiteta*, 2013, no. 1, pp. 21-26 (in Russ.).

12. Piralishvili Sh.A. [Vortex effect. Theory, experiment, numerical modeling]. *Sbornik nauchnyh trudov SWORLD*, 2013, no. 3, pp. 79-99 (in Russ.).

13. Johnson D.A., Sperandei B.A., Gilbert R. [Analysis of flow through a vented automotive brake rotor]. *Journal of Fluids Engg*, 2014, vol. 125, pp. 979-986.

14. Poljakov P.A., Vol'chenko N.A., Fedotov E.S., Tagiev R.S. Denisenko V.A. *Razrabotka modeli ventiljatsionnogo apparata diskovo-kolodochnykh tormozov avtomobilei* [Development of a model of a ventilating apparatus of disk-pad brake of cars]. *Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-praktičeskoj konferencii "Mehanika, oborudovanie, materialy i tehnologii"* [Proc. International Scientific and Practical Conference "Mechanics, Equipment, Materials and Technologies" (Krasnodar, October 29-30, 2019)]. Print Terra Publ., 2019, pp. 252-261 (in Russ.).

Development of Methodology for Evaluating the Brake Disc Cooling System

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

E.A. Polyakova, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia

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

E.S. Fedotov, Kuban State Technical University, Krasnodar, Russia

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

During operation of the friction unit in the process of slowing down the rotation of the drive, a large amount of energy is released on the friction pairs, which is dissipated into the environment. Due to the pressure difference between the internal and external openings, cooling air flows through the ventilation duct. The overall parameters of the brake disc are the determining criteria in the design, while the performance of the ventilation apparatus of the brake disc fades into the background.

There are practically no works devoted to determining the operation parameters of the ventilation apparatus and developing criteria for evaluating its effectiveness. Based on the literature review, the dependence of the criterion of the cooling system, namely, air flow, on the design parameters of ventilation ducts and operating factors of the medium being washed was theoretically substantiated.

One of the varieties of mathematical modeling is the method of numerical simulation. Modeling was performed using the finite element method in the ANSYS software product, in particular, the study simulated the operation of a ventilation unit with direct ventilated channels and assessed the efficiency of the operation of the brake disc ventilation apparatus. When changing the geometric parameters of the ventilated channels of the brake disc (angles of entry and exit of the air flow, number of ribs, radius of rounding of the ribs), changes in the operational performance of the ventilation apparatus were evaluated. According to the studies, it was found that with an increase in the angle of exit of the air flow, the air flow velocity increases and, accordingly, the air flow passing through the ventilation apparatus goes up. In addition, the trajectories of the air flow in the ventilation apparatus of the brake disc were simulated. The disadvantage of this study is the lack of accounting for vortex formation.

Based on theoretical studies and numerical simulation of the operation of the ventilation apparatus, we can conclude that forced cooling is not enough for the effective functioning of the friction unit in a stable thermal range. For this, it is necessary to determine the criteria for evaluating the operation of the ventilation apparatus of the brake disc, and to find out the degree of influence of design and operational factors on the evaluation criteria. Based on the literature review, many researchers cite the following factors as evaluation criteria: speed at the inlet and outlet of the ventilated channel, and the air flow through the ventilation unit.

Keywords: ventilation unit, air flow, brake disc, vortex formation, Rank effect.

Получено 28.01.2020

Образец цитирования

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.

For Citation

Litvinov A.E., Polyakov P.A., Polyakova E.A., Tagiev R.S., Fedotov E.S., Golikov A.A. [Development of Methodology 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.