

## ВЛИЯНИЕ УГЛА АТАКИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ТЕПЛООТДАЧУ ОТ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО АППАРАТА

*Поляков П.А.*

*Ростовский государственный университет путей сообщения,  
г.Ростов-на-Дону*

**Ключевые слова:** дисково-колодочный тормоз, угол атаки, вентиляционный аппарат, теплоотдача, коэффициент аэродинамического сопротивления на трение.

**Аннотация.** Получена взаимосвязь между аэродинамическими и теплообменными параметрами вентиляционного аппарата тормозного диска. В качестве критериев приведен угол атаки воздушного потока на аэродинамическое сопротивление, вызванное трением воздушного потока, и на теплоотдачу от нагретых поверхностей тормозного диска. Аналитические зависимости представленные в статье позволяют проектировать вентиляционный аппарат тормозного диска в соответствии эксплуатационными параметрами воздушного потока.

## INFLUENCE OF THE ANGLE OF ATTACK OF THE AIR FLOW ON THE HEAT TRANSFER FROM THE SURFACES OF THE VENTILATION APPARATUS

*Polyakov P.A.*

*Rostov State University of Railway Transport, Rostov-on-Don*

**Keywords:** disc brake, angle of attack, ventilation unit, heat transfer, coefficient of aerodynamic drag on friction.

**Abstract.** The relationship between the aerodynamic and heat exchange parameters of the ventilation apparatus of the brake disc is obtained. As criteria, the angle of attack of the airflow on the aerodynamic drag caused by the friction of the airflow and on the heat transfer from the heated surfaces of the brake disc is given. The analytical dependencies presented in the article make it possible to design the ventilation apparatus of the brake disc in accordance with the operational parameters of the air flow.

### **Введение**

Исследования, посвященные тормозным механизмам, заключаются в определении эксплуатационных параметров [1, 2] или теплообменных процессов от рабочих поверхностей тормозных диска или барабана [3, 4].

Согласно источнику [5] угол атаки воздушного потока помимо аэродинамического сопротивления оказывает влияние и на теплоотдачу от нагретых поверхностей вентиляционного аппарата.

На рисунке 1 представлена модель распределения давления в оребренном вентиляционном аппарате.

Для разработки тепловой модели влияния угла атаки на теплоотдачу от нагретых поверхностей необходимо рассмотреть пространство сверху и снизу ребра вентиляционного аппарата изолировано друг от друга. Еще одним условием будет применение средних коэффициентов трения и теплоотдачи для поверхностей верхнего и нижнего вентиляционных каналов.

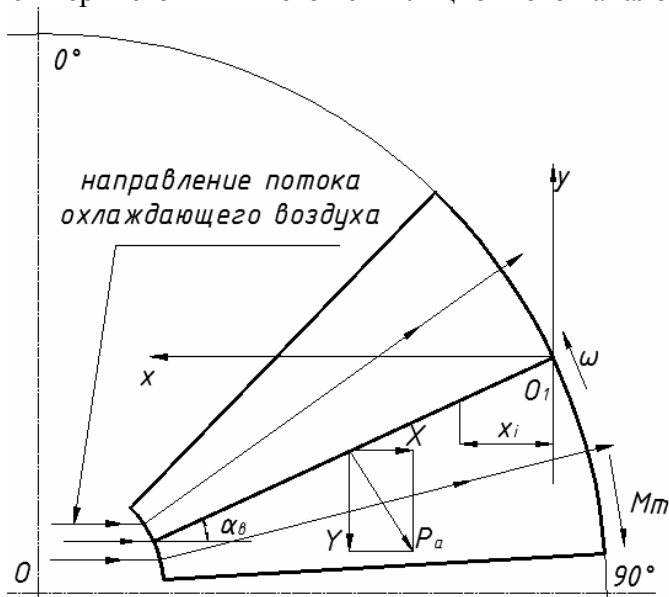


Рис. 1. Расчетная схема модели распределения давления внутри вентиляционного аппарата, в полярных координатах, ограниченная угловым диапазоном от 0° до 90°

Силы трения для верхних и нижних вентиляционных каналов будут определяться по формулам:

$$P_{\text{трн}} = c_{\text{спн}} \frac{\rho_n v_n^2}{2} l_p B_p, \quad (1)$$

$$P_{\text{трв}} = c_{\text{спв}} \frac{\rho_v v_v^2}{2} l_p B_p, \quad (2)$$

где  $c_{\text{спн}}$  и  $c_{\text{спв}}$  – коэффициенты трения для нижней и верхней поверхностей ребра вентиляционного аппарата;  $\rho_n$  и  $\rho_v$  – плотности воздушного потока в нижнем и верхнем вентиляционных каналах, кг/м<sup>3</sup>;  $v_n$  и  $v_v$  – скорости воздушного потока в нижнем и верхнем вентиляционных каналах, м/с;  $l_p$ ,  $B_p$  – длина и ширина ребра вентиляционного аппарата, соответственно, м.

Тепловые потоки для верхних и нижних вентиляционных каналов будут определяться по формулам:

$$q_n = St_n g \rho_n v_n [c_p]_{T_n}^{T_p} (T_p - T_n), \quad (3)$$

$$q_v = St_v g \rho_v v_v [c_p]_{T_v}^{T_p} (T_p - T_v), \quad (3)$$

где  $St_n$  и  $St_v$  – критерии Стентона для нижнего и верхнего вентиляционных каналов;  $T_n$  и  $T_v$  – температуры свободных воздушных потоков протекающих через нижний и верхний вентиляционный каналы, К,  $T_p$  – температура ребра, К;  $[c_p]_{T_n}^{T_p}$  – средняя изобарная теплоемкость, Дж/К;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Суммарный коэффициент трения под углом атаки будет равен:

$$c_{cn} = c_{cни} \frac{\rho_n v_n^2}{\rho_{cn} v_{cn}^2} + c_{cсв} \frac{\rho_v v_v^2}{\rho_{cn} v_{cn}^2}, \quad (4)$$

где  $v_{cn}$  – скорости свободного воздушного потока, м/с;  $\rho_{cn}$  – плотность свободного воздушного потока, кг/м<sup>3</sup>.

Для определения влияния угла атаки введем коэффициент  $k_\alpha$  [6], который равен отношению силы трения в нижнем (верхнем) вентиляционном канале к силе трения общей площади ребра вентиляционного канала при угле атаки  $\alpha=0$ , при идентичных параметрах воздушного потока.

$$k_\alpha = \frac{P_{трн(мпв)}}{P_{тр(\alpha=0)}}, \quad (5)$$

где  $P_{трн(мпв)}$ ,  $P_{тр(\alpha=0)}$  – силы трения воздушного потока о нижнюю (верхнюю) поверхность ребра и об общую поверхность ребра вентиляционного канала, соответственно, Н.

На рисунке 2 представлены зависимости коэффициентов  $k_\alpha$  для нижнего и верхнего вентиляционного канала, установленного под разными углами атаки при ламинарном (рис. 2а) и турбулентном (рис. 2б) режимах течения воздушного потока.

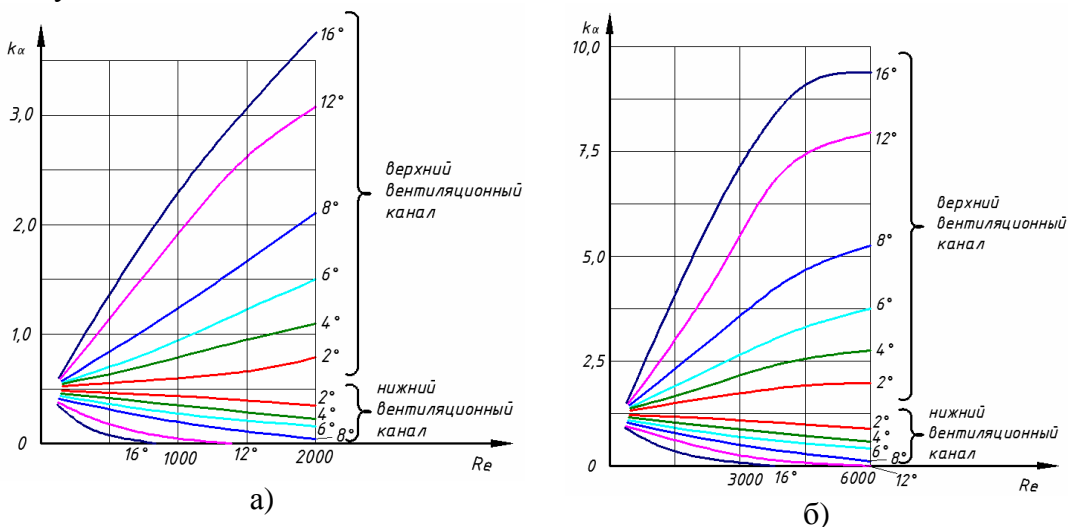


Рис. 2. Зависимости коэффициентов  $k_\alpha$  для нижнего и верхнего вентиляционного канала, установленного под разными углами атаки при ламинарном (а) и турбулентном (б) режимах течения воздушного потока

На рисунке 4 представлены зависимости коэффициента  $k_\alpha$  для сегментов вентиляционного аппарата (рис. 3), установленного под теми углами атаки, что и поверхности ребер при ламинарном (рис. 4а) и турбулентном (рис. 4б) течении воздушного потока.

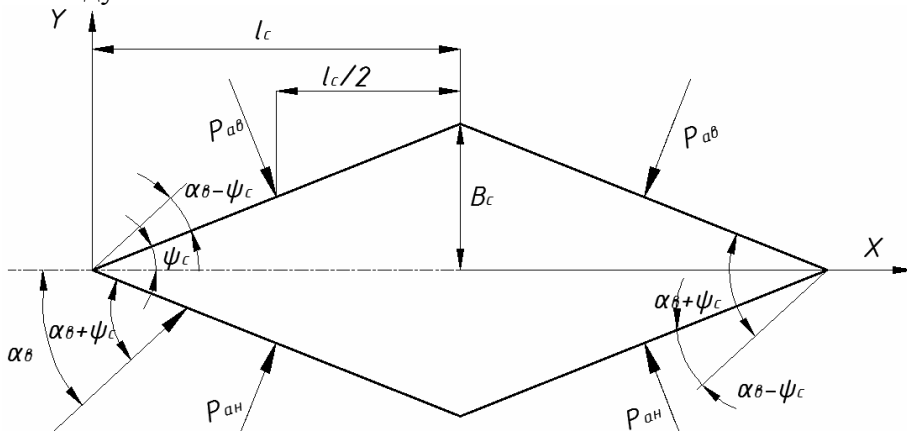


Рис. 3. Сечения сегментов охлаждения вентиляционного аппарата в виде равнобедренного треугольника: первый (а) и второй (б) варианты

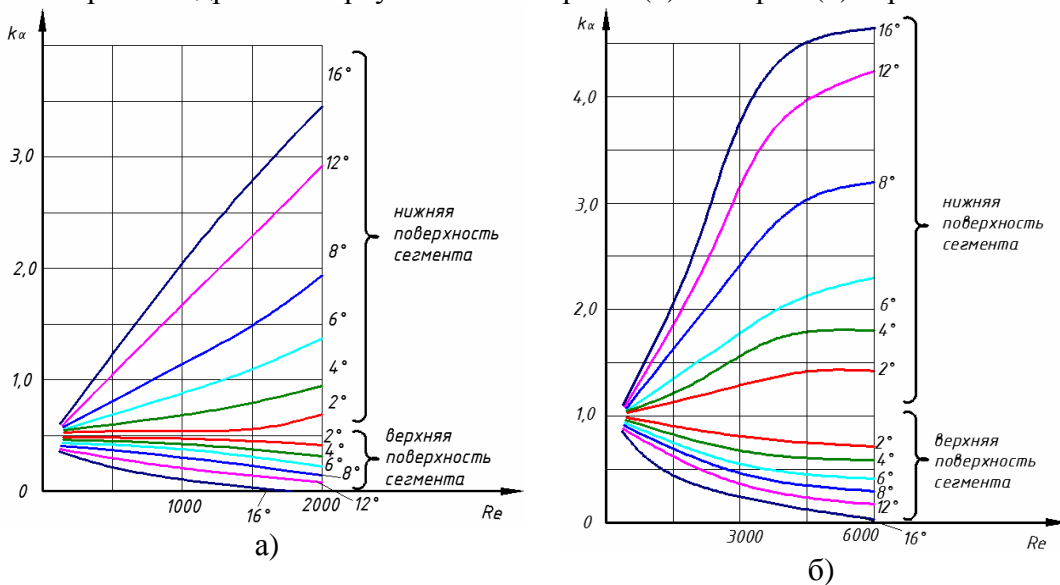


Рис. 4. Зависимости коэффициентов  $k_\alpha$  для нижней и верхней поверхности сегмента вентиляционного аппарата, установленного под разными углами атаки при ламинарном (а) и турбулентном (б) режимах течения воздушного потока

Анализируя графические зависимости, можно сделать вывод, что в зонах повышенного давления, сила трения будет возрастать, тогда, как в зоне разреженного воздушного потока сила трения снижается, по сравнению с ребром, находящемся в потоке под нулевым углом атаки.

Если брать силу трения ребра вентиляционного аппарата, помещенного в воздушный поток под углом атаки равный  $0^\circ$  за эталон. Используя

графические зависимости на рисунках 2 и 4, можно произведением эталонной силы трения ребра на поправочный коэффициент  $k_\alpha$  произвести расчет сил трения для нижней или верхней поверхности ребра вентиляционного аппарата под разными углами атаки  $\alpha_\theta$ .

$$P_{\text{трн}(\text{тр}\theta)} = P_{\text{тр}(\alpha=0)} \cdot k_\alpha = c_{\text{снн}(\theta)} v_{\text{н}(\theta)} l_p B_p \times \\ \times \frac{q_{\text{н}(\theta)}}{2St_{\text{н}(\theta)} g \left[ c_p \right]_{T_{\text{н}(\theta)}}^{T_p} (T_p - T_{\text{н}(\theta)})} k_\alpha. \quad (6)$$

Основными параметрами влияния на коэффициент  $k_\alpha$  являются коэффициента трения  $c_{\text{снн}(\theta)}$  и тепловой поток от нижней или верхней поверхностей  $q_{\text{н}(\theta)}$  ребра вентиляционного аппарата.

$$k_\alpha = \frac{c_{\text{снн}(\theta)} q_{\text{н}(\theta)}}{c_{\text{сн}(\alpha=0)} q_{(\alpha=0)}}. \quad (7)$$

В источниках [7,8] приведена связь коэффициентов трения воздушного потока о поверхности вентиляционного аппарата от критерия Рейнольдса. При увеличении числа Рейнольдса коэффициент трения будет снижаться. В зонах повышенного давления сила трения возрастает, что снижает температурный напор между поверхностью вентиляционного аппарата и свободным потоком. В зонах разреженного потока воздуха сила трения будет снижаться, что увеличит температурный напор от нагретых поверхностей.

## Выводы

Согласно графическим зависимостям с ростом угла атаки коэффициент  $k_\alpha$  для зоны повышенного давления будет увеличиваться и снижаться для зоны разреженного потока. В результате при увеличении угла атаки в зоне повышенного давления температурный напор будет снижаться, а в зоне разреженного потока с увеличением угла атаки температурный напор будет расти. Полученные зависимости позволяют управлять теплоотдачей от поверхностей тормозного диска.

## Список литературы

1. Рудов П.К. Методика расчета эффективного радиуса трения в дисковом тормозе с накладками трапецидальной формы // Вестник белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 2006. №1-2(12-13). С. 15-21.
2. Поляков, П.А. Разработка математической модели фрикционного узла дисково-колодочного тормоза автомобиля / П.А. Поляков, Р.С. Тагиев, В.А. Мищенко, А.А. Голиков // Механика, оборудование, материалы и технологии. Электронный сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции. Краснодар: Изд-во ООО «Принт Терра», 2019. С. 245-251.
3. Mortazavi, V., Chuanfeng, W., Nosonovsky, M. Stability of Frictional Sliding With the Coefficient of Friction Depended on the Temperature // Journal of Tribology. 2012. Vol. 134. 7p. DOI: 10.1115/1.4006577
4. Поляков П.А. Аналитический метод определения средних температур рабочих поверхностей обода тормозного барабана // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2012. № 4(159). С.173-177.

5. Parish D. Automotive ventilated brake rotor aerodynamic investigation. MSc Thesis, School of Engineering. 2003. 108p.
6. Atkins M., Kienhofer F. Flow behavior in radial vane brake rotors at low rotational speeds // Journal of Fluids Engineering. 2019. №141(8). 49p. DOI:10.1115/1.4042470
7. Литвинов А.Е. 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
8. Polyakov, P., Litvinov, A., Tagiev, R., Golikov, A., Zadayanchuk, N., Yaitskov, I. Influence of Forced Cooling Criteria on the Pressure Distribution Inside the Curved Ventilation Ducts of the Brake Disc // Lecture Notes in Civil Engineering. 2022. No 180. P 47-60. DOI: 10.1007/978-3-030-83917-8\_5

### References

1. Rudov P.K. Methodology for calculating the effective friction radius in a disc brake with trapezoidal pads // Bulletin of the Belarusian State University of Transport: Science and Transport. 2006. No. 1-2 (12-13). P. 15-21.
2. Polyakov P.A. Development of a mathematical model of the friction unit of the disc brake of a car / P.A. Polyakov, R.S. Tagiev, V.A. Mishchenko, A.A. Golikov // Mechanics, equipment, materials and technologies. Electronic collection of scientific articles based on the materials of the international scientific and practical conference. Krasnodar: Publ. house Print Terra LLC, 2019. P. 245-251.
3. Mortazavi, V., Chuanfeng, W., Nosonovsky, M. Stability of Frictional Sliding With the Coefficient of Friction Depended on the Temperature // Journal of Tribology. 2012. vol. 134. 7p. DOI: 10.1115/1.4006577
4. Polyakov P.A. Analytical method for determining the average temperatures of the working surfaces of the rim of the brake drum // Scientific and Technical Bulletin of the St. Petersburg State Polytechnic University. 2012. No. 4 (159). P. 173-177.
5. Parish D. Automotive ventilated brake rotor aerodynamic investigation. MSc Thesis, School of Engineering. 2003. 108p.
6. Atkins M., Kienhofer F. Flow behavior in radial vane brake rotors at low rotational speeds // Journal of Fluids Engineering. 2019. №141(8). 49p. DOI:10.1115/1.4042470
7. Litvinov А.Е. Development of a model of pressure distribution in the ventilation channels of the brake disc during forced cooling / А.Е. Litvinov, P.A. Polyakov, R.S. Tagiev, N.A. Zadayanchuk, А.А. Golikov, М.Б. Moskalenko // News of IzhSTU named after М.Т. Kalashnikov. 2021. Vol. 24. No. 1. P. 19-30. DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-19-30
8. Polyakov, P., Litvinov, A., Tagiev, R., Golikov, A., Zadayanchuk, N., Yaitskov, I. Influence of Forced Cooling Criteria on the Pressure Distribution Inside the Curved Ventilation Ducts of the Brake Disc // Lecture Notes in Civil Engineering. 2022. No 180. P 47-60. DOI: 10.1007/978-3-030-83917-8\_5

#### *Сведения об авторах:*

**Поляков Павел Александрович** – кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник научно-производственного центра «Охрана труда», Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия, polyakov.pavel88@mail.ru

#### *Information about authors:*

**Polyakov Pavel Aleksandrovich** – candidate of technical sciences, associate professor, leading researcher of the Scientific and Production Center «Labor Protection», Rostov State University of Railway Transport, Rostov-on-Don, Russia, polyakov.pavel88@mail.ru

*Получена 21.09.2021*