

УДК 669.046:62-784.23:697.982

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ УСТРОЙСТВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ВАЛА ПЕЧНОГО ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ВЕНТИЛЯТОРА МНОГОДИСКОВОГО ТИПА*

Зайнуллин Л.А.^{1,2}, д.т.н., профессор, генеральный директор (aup@vniimt.ru)

Калганов М.В.¹, научный сотрудник (z1917@mail.ru)

Калганов Д.В.¹, научный сотрудник (KalganovDV@mail.ru)

Спири Н.А.², д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Теплофизика и информатика в металлургии» (n.a.spirin@urfu.ru)

¹ОАО «Научно-исследовательский институт металлургической теплотехники» (ВНИИМТ)
(620137, Россия, Екатеринбург, ул. Студенческая, 16)

²Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина
(620002, Россия, Екатеринбург, ул. Мира, 19)

Аннотация. Разработана конструкция устройства воздушного охлаждения вала печного вентилятора многодискового типа. Получены зависимости конвективной теплоотдачи от поверхности этого устройства в окружающую среду трех типоразмеров. Установлено, что теплообмен при движении воздуха в междисковых пространствах вращающихся устройств охлаждения с различной частотой подобен процессу теплоотдачи, что и в случае турбулентного течения его вдоль плоской поверхности и при этом описывается в общем виде степенной зависимостью. Найденные значения коэффициентов пропорциональности в этой зависимости учитывают конструктивные особенности исследованных устройств и отличаются от известных величин в 1,4 – 1,7 раз. С применением правил моделирования тепловых процессов полученные закономерности могут быть использованы при расчете устройств охлаждения многодискового типа и для других конструкций печных высокотемпературных вентиляторов. Изучено влияние изменения внешнего диаметра устройства на его охлаждающую способность. Установлено, что уменьшение диаметра с 313 до 250 мм приводит к повышению равномерности распределения потока воздуха в междисковом пространстве и способствует увеличению среднего коэффициента теплоотдачи с единицы поверхности в 1,6 – 1,7 раз в сопоставимых условиях. Возможность повышения равномерности обдувки воздухом поверхности дисков в устройствах с большими диаметрами (МД-313 и МД-290) за счет увеличения размеров входных отверстий ограничено в связи с уменьшением отвода тепла теплопроводностью от вала вентилятора вследствие снижения площади поперечного сечения материала дисков в районе цилиндрической поверхности, проходящей через их оси. Максимальный тепловой поток, отводимый от вала вентилятора, обеспечивается устройством с диаметром 290 мм, где оптимально сочетаются два параметра: величина теплообменной поверхности и интенсивность ее обдувки воздухом. Применение разработанных устройств позволяет увеличить отводимый тепловой поток в 20 – 30 раз по сравнению с охлаждением поверхности открытого вращающегося вала в свободной окружающей среде в сопоставимых условиях. Представленные материалы могут быть использованы при разработке высокотемпературных вентиляторов для нагревательных и термических печей.

Ключевые слова: печной вентилятор, конвективный теплообмен, устройство охлаждения вала вентилятора.

DOI: 10.17073/0368-0797-2017-6-451-456

Современная высокопроизводительная и качественная тепловая обработка изделий в печах конвективного типа обеспечивается путем использования принудительного движения теплоносителя по замкнутому контуру [1 – 4]. Совершенствование конструкций, а также повышение надежности и эффективности работы побудителей этого движения – печных высокотемпературных вентиляторов – является актуальной задачей [5 – 7]. Эксплуатационные свойства таких вентиляторов в условиях высоких температур определяются работоспособностью не только рабочего колеса (ротора), но и всего электропривода [8 – 17].

Наиболее широкое применение в высокотемпературных вентиляторах, используемых для перемеще-

ния газовой среды в печах с рабочей температурой до 600 – 650 °С, нашел способ воздушного охлаждения вала за счет применения специальных устройств, устанавливаемых между наружной поверхностью стенки печи и ближним к ней подшипником. Такой способ воздушного охлаждения вала имеет следующие преимущества:

- высокая надежность и достаточная тепловая эффективность охлаждения вала вентилятора;
- незначительные энергозатраты при эксплуатации таких устройств;
- отсутствие каких-либо требований по его контролю и обслуживанию, кроме периодической очистки поверхности устройства от налета пыли и грязи.

В ОАО «ВНИИМТ» совместно с УрФУ разработано инновационное устройство воздушного охлаждения вращающегося вала печного вентилятора многодис-

* Работа выполнена при финансовой поддержке постановления № 211 Правительства Российской Федерации, договор № 02.03.21.0006.

кового типа (рис. 1). Устройство состоит из втулки 1, плотно насаживаемой на вал вентилятора, шести дисков (ребер) 2, равномерно расположенных по образующей втулки, и двенадцати лопаток 3, встроенных в радиальные пазы дисков. На каждом из дисков имеется двенадцать впускных отверстий 4 диам. 20 мм. Отвод тепла от вала вентилятора осуществляется теплопроводностью за счет разности температур по радиусу устройства, возникающей в результате конвективного теплообмена между его поверхностью и потоком охлаждающего воздуха в междисковом пространстве. Движение воздуха внутри устройства, представляющего собой вращающийся теплообменник, интенсифицируется за счет разрежения, создаваемого аэродинамической работой радиальных лопаток, под действием которых воздух всасывается во входные отверстия, а затем, обдувая нагретые боковые поверхности дисков, выбрасывается наружу.

На экспериментальном стенде ОАО «ВНИИМТ» были проведены исследования по определению эффективности тепловой работы разработанных устройств охлаждения. Стенд представляет собой вал с подшипниковыми опорами, выполненный в натуральную величину и имеющий возможность вращаться в диапазоне частот работы печных вентиляторов. Контролируемый подвод тепла, имитирующий нагрев вала в районе установки исследуемых устройств охлаждения, осуществляется с помощью электронагревателя, встроенного в его внутреннюю полость. В дополнение к этому измерение локальных температур поверхности устройств бесконтактным способом с последующим их усреднением в условиях установившегося теплового режима при определенной частоте вращения вала позволяет определить средний коэффициент теплоотдачи, необходимый для дальнейшей обработки полученных данных. Приведенные ниже геометрические размеры исследованных устройств выбраны из условия использования их в наиболее часто применяемых конструкциях вентиляторов [18, 19]:

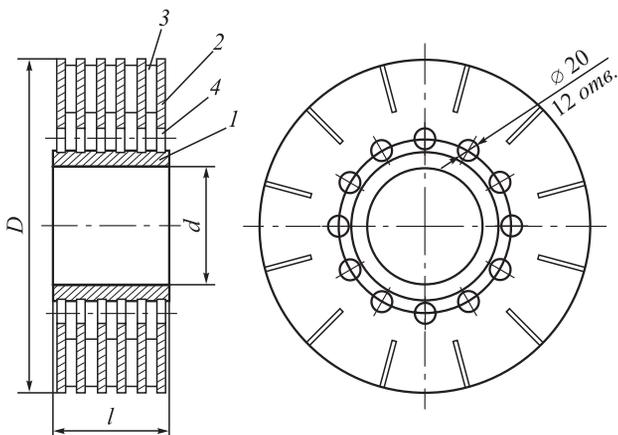


Рис. 1. Схема устройства воздушного охлаждения вала многодискового типа

Fig. 1. Scheme of disk-type air cooling shaft device

Параметр	Устройство		
	МД-313	МД-290	МД-250
Внешний диаметр D , мм	313	290	250
Диаметр вала вентилятора d , мм	110	110	110
Отношение d/D	0,351	0,379	0,440
Количество впускных отверстий в расчете на один диск, шт.	12	12	12
Диаметр входного отверстия, мм	20	20	20
Количество дисков, шт.	6	6	6
Толщина диска, мм	8	8	8
Расстояние между дисками, мм	11	11	11
Длина втулки l , мм	110	110	110
Теплообменная площадь устройства, m^2	0,8379	0,6879	0,4870
Отношение площади впускных отверстий к площади выпускного сечения устройства	0,139	0,150	0,175
Применяемый материал, сталь	45	45	45

Результаты исследований, представленные на рис. 2, описываются следующими зависимостями: для устройства с внешним диам. 313 мм (МД-313)

$$Nu = 0,02746 Re^{0,8}; \quad (1)$$

для устройства с внешним диам. 290 мм (МД-290)

$$Nu = 0,03982 Re^{0,8}; \quad (2)$$

для устройства с внешним диам. 250 мм (МД-250)

$$Nu = 0,05287 Re^{0,8}; \quad (3)$$

здесь $Nu = \frac{\alpha D}{\lambda_b}$; $Re = \frac{DW}{v} = \frac{\pi D^2 n}{v}$, где Nu и Re – кри-

териальные числа Нуссельта и Рейнольдса; α – средний коэффициент теплоотдачи от открытой поверхности устройства охлаждения, Вт/($m^2 \cdot K$); D – внешний диаметр устройства, м; λ_b – коэффициент теплопроводности окружающей среды, Вт/($m \cdot K$); W – линейная скорость движения внешней образующей вращающегося устройства, м/с; n – угловая скорость вращения устройства, 1/с; v – кинематический коэффициент вязкости окружающей среды, m^2/s .

Статистическая оценка результатов экспериментов выполнена по методике, опубликованной в работе [21], и приведена в таблице. Полученные данные свидетельствуют о значимости коэффициента детерминации и адекватности полученных уравнений регрессии.

При соблюдении правил моделирования тепловых процессов, изложенных в работе [20], полученные закономерности могут быть использованы при расчете устройств охлаждения данного типа для других конструкций вентиляторов.

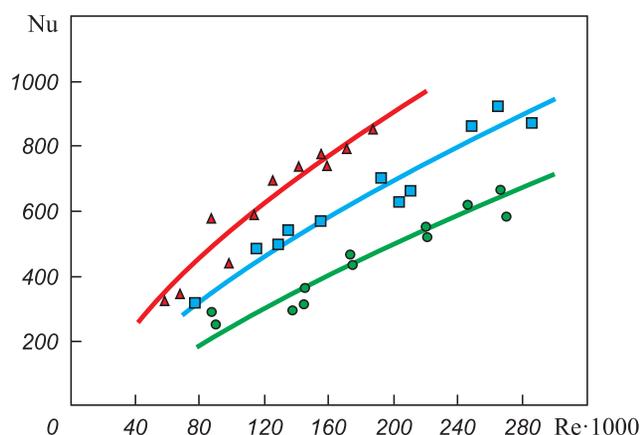


Рис. 2. Зависимость величины числа Nu от числа Re для условий конвективного теплообмена между поверхностью вращающегося устройства охлаждения многодискового типа вала печного вентилятора и окружающей средой:

● – МД-313; ■ – МД-290; ▲ – МД-250

Fig. 2. Number Nu dependence on the number Re for convective heat exchange conditions between surface of the rotating disk-type cooling device of furnace fan shaft and the environment:

● – МД-313; ■ – МД-290; ▲ – МД-250

Исследованные устройства не являются геометрически подобными между собой, поэтому численный коэффициент в приведенных зависимостях является величиной, зависящей от соотношения диаметров вала вентилятора и внешнего диаметра устройства (d/D).

Для удобства пользования полученными экспериментальными данными предложено обобщить зависимости (1) – (3):

$$Nu = C Re^{0,8}, \quad (4)$$

где C – коэффициент пропорциональности, зависящий от соотношения d/D рассматриваемых устройств и описываемый в исследованном диапазоне изменения параметров следующим уравнением:

$$C = -0,4675 + 2,3074 \frac{d}{D} - 2,5561 \left(\frac{d}{D} \right)^2. \quad (5)$$

Уравнение (5) справедливо в исследованном диапазоне изменения $0,351 \leq d/D \leq 0,44$.

Таким образом, в результате проведенных исследований установлено, что теплообмен при движении воздуха в междисковых пространствах вращающихся устройств охлаждения с разной частотой подобен процессу теплоотдачи в случае турбулентного течения его вдоль плоской поверхности и при этом он описывается в общем виде степенной зависимостью [11].

Однако найденные значения коэффициентов пропорциональности, учитывающие конструктивные особенности исследованных устройств, отличаются от известных величин в 1,4 – 1,7 раза. Знание этих коэффициентов позволяет значительно увеличить точность расчетов тепловых режимов работы печных вентиляторов, способствуя повышению их надежной работы.

На рис. 3 представлены результаты расчетов по уравнениям (4) – (5) среднего по поверхности устройства охлаждения коэффициента теплоотдачи в зависимости от частоты вращения вала вентилятора для всех трех представленных типоразмеров. Уменьшение диаметра устройства приводит к существенному повышению среднего коэффициента теплоотдачи. Так, при частоте вращения вала 1000 об/мин для устройства МД-313 коэффициент теплоотдачи составляет 64 Вт/(м²·К), а для МД-250 – соответственно 107 Вт/(м²·К), то есть в 1,6 – 1,7 раза больше. Это обстоятельство связано со следующим явлением.

Конструкция каждого из рассматриваемых устройств представляет собой с точки зрения аэродинамики систему из пяти параллельно установленных рабочих колес вентиляторов с радиальными лопатками. При вращении этих колес под воздействием разрежения, создаваемого лопатками, наружный воздух, проходя через систему боковых отверстий, формируется в виде двух течений, направленных навстречу от крайних междисковых пространств к центральным. В устройстве МД-313 разрежение велико, а площадь входных отверстий недостаточна для равномерного заполнения воздухом всех пяти междисковых пространств. Вследствие этого скорость обдувки воздухом центральных дисков меньше, чем крайних, что и является причиной относительного снижения среднего коэффициента теплоотдачи. В ходе исследований устройств МД-290 и МД-250 оказалось, что равномерность заполнения междискового пространства потоком воздуха по сравнению с устройством МД-313

Данные статистической обработки результатов экспериментов

Data on statistical processing of experimental results

Устройство	R^2	Оценка значимости R^2		Оценка адекватности уравнения регрессии	
		$t_{\text{расч}}$	$t_{\text{доп}}$ при $\alpha = 0,05$	$F_{\text{расч}}$	$F_{\text{доп}}$ при $\alpha = 0,05$
МД-313	0,869	10,3	2,23	7,63	2,82
МД-290	0,876	8,28	2,26	8,08	2,98
МД-250	0,868	7,82	2,26	7,58	2,98

Примечание. R^2 – коэффициент детерминации; t и F – критерии Стьюдента и Фишера.

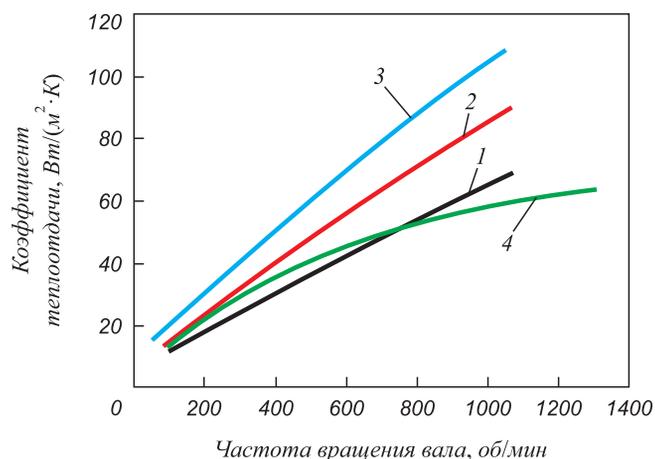


Рис. 3. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от поверхности устройств охлаждения многодискового типа от частоты вращения вала печного вентилятора:
 1 – МД-313; 2 – МД-290; 3 – МД-250;
 4 – вал не оборудован устройством охлаждения

Fig. 3. Dependence of average heat transfer coefficient from disk-type cooling devices surface on furnace fan shaft speed:
 1 – МД-313; 2 – МД-290; 3 – МД-250; 4 – the shaft is not equipped with a cooling device

в сопоставимых условиях улучшилось, а средний коэффициент теплоотдачи соответственно увеличился. Возможность повышения равномерности обдувки воздухом поверхности дисков в устройстве МД-313 за счет увеличения размеров входных отверстий ограничено в связи с риском уменьшения отвода тепла теплопроводностью от вала вентилятора из-за снижения площади поперечного сечения материала дисков в районе цилиндрической поверхности, проходящей через их оси.

На этом же рис. 3 представлено изменение среднего коэффициента теплоотдачи от боковой поверхности вала, не оборудованного устройством охлаждения (кривая 4). Из рассмотрения зависимостей следует, что в пределах изменения частоты вращения вала от 100 до 600 об/мин интенсивность теплообмена в расчете на единицу площади во всех случаях увеличивается примерно в одном темпе. При частоте вращения более 600 об/мин в отличие от разработанных устройств коэффициент теплоотдачи от поверхности необорудованного вала повышается незначительно, что объясняется, по-видимому, нарастанием пограничного воздушного слоя вокруг его образующей, препятствующего теплообмену с окружающей средой.

Эффективность отвода тепла с помощью разработанных устройств при различной частоте вращения вала приведена на рис. 4. Расчет проведен при следующих параметрах работы вентилятора: диаметр вала в районе устройства охлаждения 110 мм; длина вала, занимаемой устройством, 110 мм; разность средней температуры поверхности устройства охлаждения и окружающей среды 50 °С.

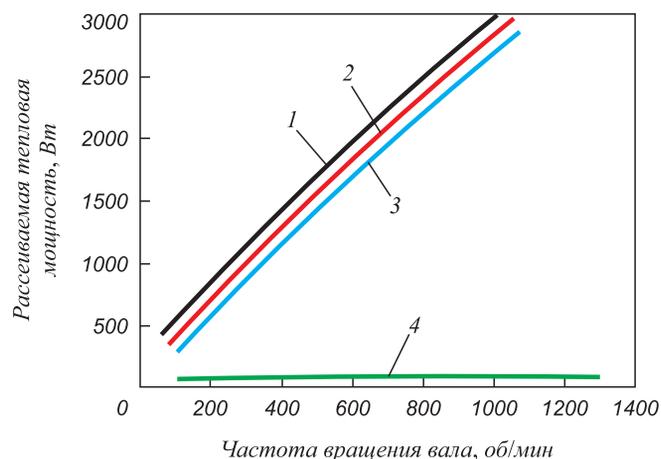


Рис. 4. Тепловая мощность, рассеиваемая с помощью устройств охлаждения вала многодискового типа в зависимости от частоты вращения:
 1 – МД-290; 2 – МД-313; 3 – МД-250;
 4 – вал не оборудован устройством охлаждения

Fig. 4. Thermal power dissipated by disk-type shaft cooling devices depending on rotation speed:
 1 – МД-290; 2 – МД-313; 3 – МД-250; 4 – the shaft is not equipped with a cooling device

Из рассмотрения полученных результатов следует, что наиболее эффективным при отводе тепла от вала вентилятора в сопоставимых условиях является устройство со средним диаметром МД-290, где отводимый тепловой поток, пропорциональный произведению среднего коэффициента теплоотдачи от поверхности дисков и их теплообменной поверхностью, оказался максимальным. Причиной снижения охлаждающей способности устройства МД-313 является более низкая величина среднего коэффициента теплоотдачи из-за неравномерной обдувки поверхности дисков. В свою очередь меньшая эффективность устройства МД-250 объясняется существенным снижением его теплообменной поверхности.

Выводы. Разработана конструкция устройства воздушного охлаждения вращающегося вала печного вентилятора многодискового типа. В ходе экспериментальных исследований получены критериальные зависимости конвективной теплоотдачи от поверхности этого устройства в окружающую среду трех типоразмеров. Показано, что уменьшение внешнего диаметра устройства с 313 до 250 мм приводит к увеличению среднего коэффициента теплоотдачи с единицы их поверхности в 1,6 – 1,7 раза в сопоставимых условиях, что связано с упорядочением аэродинамики и повышением равномерности распределения потока воздуха в междисковом пространстве. Анализ полученных данных показал, что максимальный тепловой поток, отводимый от вала вентилятора, обеспечивается устройством со средним диам. 290 мм, где наиболее оптимально сочетаются два параметра: величина теплообменной поверхности, а также равномерность и интенсивность

обдува дисков. При оснащении вала предложенными устройствами отводимый тепловой поток в сопоставимых условиях увеличивается в 20–30 раз, что существенно повышает надежность работы печного вентилятора. Представленные материалы могут быть использованы при разработке нагревательных и термических печей с применением высокотемпературных вентиляторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аптерман В.Н., Тымчак В.М. Протяжные печи. – М.: Металлургия, 1969. – 320 с.
2. Дружинин Г.М., Ашихмин А.А., Маслов П.В. и др. Термическая печь с комбинированной системой отопления // Сталь. 2015. № 3. С. 70–74.
3. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. и др. Создание печных электронагревателей с радиационно-конвективным способом теплообмена // Сталь. 2015. № 3. С. 75–77.
4. Казанцев Е.И. Промышленные печи. – М.: Металлургия, 1975. – 367 с.
5. Bloom W. Jet heat reparation of waste furnace gases on strip lines // Iron and Steel Engineer. 1979. №12. P. 32–37.
6. Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces // Advances in Heat Transfer. 1977. Vol. 13. P. 1–60.
7. Launder B. E., Rodi W. The turbulent wall jet // Prog. Aerospace Science. 1981. Vol. 19. P. 81–128.
8. Кузьмин И.И., Зубков С.В., Лыжин Ю.А. Совершенствование конструкции циркуляционного вентилятора колпаковых печей // Сталь. 2007. № 8. С. 89–91.
9. Султанов Н.Л., Мироненков Е.И., Жиркин Ю.В. Управление тепловым состоянием подшипниковых опор на стане-гандеме 2000 холодной прокатки ОМО ММК // Сталь. 2014. № 4. С. 71–73.
10. Zareba S., Wolff A., Jelali M. Mathematical modelling and parameter identification of a stainless steel annealing furnace // Simulation Modelling Practice and Theory. 2016. Vol. 60. P. 15–39.
11. Strommer S., Niederer M., Steinboeck A., Kugi A. A mathematical model of a direct-fired continuous strip annealing furnace // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014. Vol. 69. P. 375–389.
12. Feng H.J., Chen L.G., Xie Z.H., Sun F.R. Constructal designs for insulation layers of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 100. P. 925–931.
13. Blaszcuk A., Nowak W. Heat transfer behavior inside a furnace chamber of large-scale supercritical CFB reactor // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 87. P. 464–480.
14. Feng H.J., Chen L.G., Xie Z.H., Sun F.R. Constructal entransy optimizations for insulation layer of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions // Chinese Science Bulletin. 2014. Vol. 59. P. 2470–2477.
15. Emadi A., Saboonchi A., Taheri M., Hassanpour S. Heating characteristics of billet in a walking hearth type reheating furnace // Applied Thermal Engineering. 2014. Vol. 63. P. 396–405.
16. Prieto M.M., Fernandez F.J., Rendueles J.L. Development of stepwise thermal model for annealing line heating furnace // Ironmaking & Steelmaking. 2005. Vol. 32. P. 165–170.
17. Kim Y.D., Kang D.H., Kim W.S. Experimental and numerical studies on the thermal analysis of the plate in indirectly fired continuous heat treatment furnace // Journal of Mechanical Science and Technology. 2009. Vol. 23. P. 631–642.
18. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. Исследование эффективности охлаждения вращающегося вала печного высокотемпературного вентилятора // Изв. вуз. Черная металлургия. 2015. № 9. С. 662–666.
19. Соломахова Т.С., Чебышева К.В. Центробежные вентиляторы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 175 с.
20. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.
21. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: Учебное пособие для металлургических специальностей вузов / Н.А. Спирин, В.В. Лавров, Л.А. Зайнуллин и др. – Екатеринбург: ООО «УИИЦ», 2015. – 290 с.

Поступила 19 января 2017 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2017. VOL. 60. NO. 6, PP. 451–456.

DEVELOPMENT AND STUDY OF DEVICES FOR AIR COOLING OF THE ROTATING SHAFT IN HIGH-TEMPERATURE FURNACE FAN OF MULTI-DISC TYPE

L.A. Zainullin^{1,2}, M.V. Kalganov¹, D.V. Kalganov¹, N.A. Spirin²

¹OJSC “Scientific Research Institute of Metallurgical Heat Engineering” (VNIIMT), Ekaterinburg, Russia

²Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia

Abstract. The design of the device for air cooling of the shaft of a multi-disc furnace fan is developed. The dependences of convective heat transfer from the surface of this device to the environment of three standard sizes are obtained. It was established that the heat transfer during the motion of air in the inter-disc spaces of rotating cooling devices with different frequencies is similar to the heat transfer process in the case of its turbulent flow along the flat surface and is described in general by the power law dependence. The found values of the proportionality coefficients in this dependence take into account the design features of the studied devices and differ from the known values by 1.4–1.7 times. With the application of rules for thermal processes modeling, the obtained regularities can be used in the calculation of multi-disc cooling devices and for other designs of high-temperature furnace fans. The effect of changing the device external

diameter on its cooling capacity was studied. It was established that a reduction in diameter from 313 to 250 mm leads to an increase in the uniformity of the distribution of air flow in the inter-disc space and contributes to an increase in the average heat transfer coefficient from a surface unit by 1.6 to 1.7 times in the comparable conditions. The possibility of increasing the uniformity of air blowing of the discs surface in devices with large diameters (MD-313 and MD-290) due to the increase in the dimensions of the inlet openings is limited according to the reduction in heat removal from the fan shaft due to the reduction in the cross-section area of blades material in the zone of cylindrical surface passing through their axes. The maximum heat flow from the fan shaft is provided by the device with a diameter of 290 mm, where two parameters are optimally combined: the value of the heat exchange surface and the intensity of its air blowing. Application of the developed devices allows the removed heat flow to be increased by 20 to 30 times compared to cooling of the surface of an open rotating shaft in a free environment in the comparable conditions. The presented materials can be used for the development of high-temperature fans for heating and thermal furnaces.

Keywords: furnace fan, convective heat transfer, fan shaft cooling device.

DOI: 10.17073/0368-0797-2017-6-451-456

REFERENCES

1. Apterman V.N., Tymchak V.M. *Protyazhnyye pechi* [Stretching furnaces]. Moscow: Metallurgiya, 1969, 320 p. (In Russ.).
2. Druzhinin G.M., Ashikhmin A.A., Maslov P.V., Popov A.B., Loshkarev N.B., Galkin S.A. Furnace with a hybrid heating system. *Steel in Translation*. 2015, vol. 45, no. 3, pp. 216–220.
3. Zainullin L.A., Kalganov M.V., Kalganov D.V., Loshkarev N.B., Fatkhutdinov A.R., Pugin A.I. Furnace electric heaters with radiant-convective heat transfer. *Steel in Translation*. 2015, vol. 45, no. 3, pp. 221–223.
4. Kazantsev E.I. *Promyshlennyye pechi* [Industrial furnaces]. Moscow: Metallurgiya, 1975, 367 p. (In Russ.).
5. Bloom W. Jet heat reparation of waste furnace gases on strip lines. *Iron and Steel Engineer*. 1979, no. 12, pp. 32–37.
6. Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces. *Advances in Heat Transfer*. 1977, vol. 13, pp. 1–60.
7. Launder B. E., Rodi W. The turbulent wall jet. *Prog. Aerospace Science*. 1981, vol. 19, pp. 81–128.
8. Kuz'min I.I., Zubkov S.V., Lyzhin Yu.A. Perfection of the design of a circulating fan of bell-type furnaces. *Stal'*. 2007, no. 8, pp. 89–91. (In Russ.).
9. Sultanov N.L., Mironenkov E.I., Zhirkin Yu.V. Control of the thermal state of bearing bearings at the mill-tandem 2000 cold rolling mill of OMO MMK. *Stal'*. 2014, no. 4, pp. 71–73. (In Russ.).
10. Zareba S., Wolff A., Jelali M. Mathematical modeling and parameter identification of a stainless steel annealing furnace. *Simulation Modeling Practice and Theory*. 2016, vol. 60, pp. 15–39.
11. Strommer S., Niederer M., Steinboeck A., Kugi A. A mathematical model of a direct-fired continuous strip annealing furnace. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014, vol. 69, pp. 375–389.
12. Feng H.J., Chen L.G., Xie Z.H., Sun F.R. Constructural designs for insulation layers of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2016, vol. 100, pp. 925–931.
13. Blaszczyk A., Nowak W. Heat transfer behavior inside a furnace chamber of large-scale supercritical CFB reactor. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015, vol. 87, pp. 464–480.
14. Feng H.J., Chen L.G., Xie Z.H., Sun F.R. Constructural entransy optimizations for insulation layer of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions. *Chinese Science Bulletin*. 2014, vol. 59, pp. 2470–2477.
15. Emadi A., Saboonchi A., Taheri M., Hassanpour S. Heating characteristics of billet in a walking hearth type reheating furnace. *Applied Thermal Engineering*. 2014, vol. 63, pp. 396–405.
16. Prieto M.M., Fernandez F.J., Rendueles J.L. Development of stepwise thermal model for annealing line heating furnace. *Ironmaking & Steelmaking*. 2005, vol. 32, pp. 165–170.
17. Kim Y.D., Kang D.H., Kim W.S. Experimental and numerical studies on the thermal analysis of the plate in indirectly fired continuous heat treatment furnace. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2009, vol. 23, pp. 631–642.
18. Zainullin L.A., Kalganov M.V., Kalganov D.V. Investigation of cooling efficiency of the rotating high temperature furnace fan. *Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2015, no. 9, pp. 662–666. (In Russ.).
19. Solomakhova T.S., Chebysheva K.V. *Tsentrobezhnyye ventilyatory: spravochnik* [Centrifugal fans: Directory]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1980, 175 p. (In Russ.).
20. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow: Energiya, 1977, 343 p. (In Russ.).
21. Spirin N.A., Lavrov V.V., Zainullin L.A. etc. *Metody planirovaniya i obrabotki rezul'tatov inzhenernogo eksperimenta: Uchebnoe posobie dlya metallurgicheskikh spetsial'nostei vuzov* [Methods for planning and processing the results of an engineering experiment: A manual for metallurgical specialties of higher educational institutions]. Ekaterinburg: OOO "UINTs", 2015, 290 p. (In Russ.).

Acknowledgement. The work was financially supported by Act 211 of the Government of the Russian Federation, contract no. 02.A03.21.0006.

Information about the authors:

L.A. Zainullin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, General Direktor (aup@vniimt.ru)

M.V. Kalganov, Research Associate (z1917@mail.ru)

D.V. Kalganov, Research Associate (KalganovDV@mail.ru)

N.A. Spirin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Chair "Thermal Physics and Informatics in Metallurgy" (n.a.spirin@urfu.ru)

Received 19 January, 2017