

DOI: 10.21122/1029-7448-2016-59-4-353-361

УДК 533.601

Конвективный теплообмен в циклонных рециркуляционных нагревательных устройствах

С. В. Карпов¹⁾, А. А. Загоскин¹⁾

¹⁾Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова
(Архангельск, Российская Федерация)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Настоящая работа посвящена исследованию конвективного теплообмена пустотелого цилиндра или садки из нескольких заготовок, загруженных в циклонное устройство с новым принципом организации внешней рециркуляции газов. При этом транспортировка теплоносителя с боковой поверхности камеры, где температура его наиболее высокая, в приосевую область осуществляется за счет перепада давления между пристенной и приосевой зонами циклонного потока. Выполнен анализ зависимостей средних и локальных коэффициентов теплоотдачи от режимных и геометрических параметров, предложены обобщающие уравнения подобия для их расчета. Показано, что в случае загрузки циклонной камеры садкой из нескольких заготовок использование рассматриваемой схемы внешней рециркуляции из-за особенностей аэродинамики практически не приводит к заметному изменению интенсивности конвективного теплообмена. В работе использовались как экспериментальные данные, так и результаты численного моделирования, полученные с помощью платформы OpenFOAM. Выполненные исследования позволяют расширить область применения циклонных нагревательных устройств.

Ключевые слова: циклонная камера, внешняя рециркуляция, конвективный теплообмен

Для цитирования: Карпов, С. В. Конвективный теплообмен в циклонных рециркуляционных нагревательных устройствах / С. В. Карпов, А. А. Загоскин // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 4. С. 353–361

Convective Heat Transfer in Cyclone Device with External Gas Recirculation

S. V. Karpov¹⁾, A. A. Zagoskin¹⁾

¹⁾M. V. Lomonosov Northern (Arctic) Federal University (Arkhangelsk, Russian Federation)

Abstract. The article considers the convective heat transfer on the surface of a hollow cylinder or several billets in a cyclone device with the new principle of external gas recirculation. According

Адрес для переписки

Карпов Сергей Васильевич
Северный (Арктический) федеральный
университет имени М. В. Ломоносова
наб. Северной Двины, 17,
163002, г. Архангельск, Российская Федерация
Тел.: +7921 679-96-41
s.karpov@narfu.ru

Address for correspondence

Karpov Sergiey V.
M. V. Lomonosov
Northern (Arctic) Federal University
17 Northern Dvina Embankment
163002, Arkhangelsk, Russian Federation
Tel.: +7921 679-96-41
s.karpov@narfu.ru

to this principle, transport of coolant from the lateral surface of the chamber, where the temperature is the highest, in the axial region is being fulfilled due to the pressure drop between the wall and axial areas of cyclonic flow. Dependency analysis of average and local heat transfer coefficients from operational and geometrical parameters has been performed; the generalized similarity equations for the calculation of the latter have been suggested. It is demonstrated that in case of download of a cyclone chamber with several billets, the use of the considered scheme of the external recirculation due to the specific characteristics of aerodynamics practically does not lead to noticeable changes in the intensity of convective heat transfer. Both experimental data and the numerical simulation results obtained with the use of OpenFOAM platform were used in the work. The investigations fulfilled will expand the area of the use of cyclone heating devices.

Keywords: cyclone device, external gas recirculation, convective heat transfer

For citation: Karpov S. V., Zagoskin A. A. (2016) Convective Heat Transfer in Cyclone Device with External Gas Recirculation. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 59 (4), 353–361 (in Russian)

Подробное изучение аэродинамики и конвективного теплообмена в циклонных нагревательных устройствах позволило выявить некоторые их недостатки [1, 2]. Так, из-за особенностей обтекания закрученным потоком садки из нескольких изделий и переизлучения теплоты с обмуровки печи возникает ощутимая неравномерность нагрева по периметру изделия: на поверхностях, обращенных к оси камеры, интенсивность подвода теплоты меньше, чем на обращенных к периферии. В работах, посвященных изучению аэродинамики циклонных камер, загруженных пустотелыми вставками [3], показаны слабая проточность приосевой зоны и наличие значительного осевого обратного течения, представляющего собой подсосываемые из газоотводящего тамбура охлажденные газы, приводящие к уменьшению температурного напора во внутренней области.

Устранить данные недостатки предлагается [4, 5] с помощью нового принципа организации внешней рециркуляции газов в циклонных устройствах (топках, печах и др.), при котором транспортировка теплоносителя с боковой поверхности циклонной камеры, где температура его наиболее высокая, в приосевую область осуществляется за счет перепада давления между пристенной и приосевой зонами циклонного потока (рис. 1). В отличие от известного принципа, предложенного в [6] для нагревательных печей, новый способ организации внешней рециркуляции позволяет оптимизировать движение газов внутри рабочего пространства циклонного нагревательного устройства без изменения схемы подготовки греющей среды.

В циклонных устройствах тангенциальная компонента скорости течения газов в пределах ядра закрученного потока наибольшая, и поэтому ее следует считать основной. Из уравнения радиального равновесия можно сделать вывод, что необходимым условием существования плоского кругового течения является равенство центробежной силы и радиального градиента давления, имеющего направление от оси к боковой стенке камеры. Если в конструкции циклонного устройства предусмотреть канал, соединяющий боковую стенку и приосевую зону (рис. 1), можно за счет

перепада давления в циклонной камере создавать рециркуляционный переток газов.

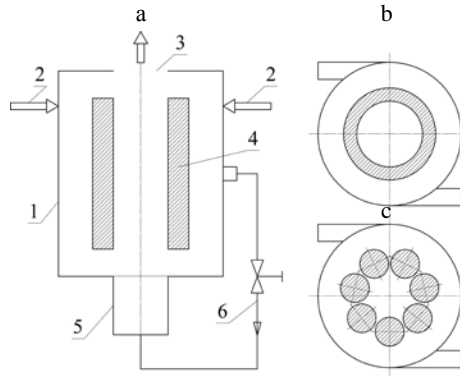


Рис. 1. Принципиальная схема загруженного циклонного рециркуляционного устройства:
 а – продольный разрез: 1 – циклонная камера; 2 – входные каналы; 3 – выходной канал;
 4 – вставка; 5 – камера смешения; 6 – рециркуляционный канал;
 б – поперечный разрез, загрузка пустотелым цилиндром;
 с – то же, загрузка садкой из нескольких заготовок

Fig. 1. Schematic diagram of a loaded cyclone device with external gas recirculation:
 а – longitudinal section: 1 – cyclone chamber; 2 – inlet channels; 3 – outlet channel;
 4 – insertion; 5 – mixing chamber; 6 – external recirculation channel;
 б – cross section, the cyclone device loaded with the hollow cylinder;
 с – cross section, cyclone device loaded with a charge of multiple billets

При экспериментальном исследовании [4] конвективного теплообмена к пустотелому цилиндру с безразмерным внешним $\bar{d}_{в.внешн} = d_{в.внешн}/D_k = 0,64$ ($D_k = 201$ мм – внутренний диаметр устройства) и внутренним $\bar{d}_{в.внутр} = d_{в.внутр}/D_k = 0,34$ диаметрами установлено, что использование внешней рециркуляции газов сравнительно слабо влияет на интенсивность конвективного теплообмена. Наибольшее изменение теплоотдачи наблюдалось на внутренней поверхности вставки при безразмерном диаметре выходного отверстия $\bar{d}_{вых} = d_{вых}/D_k = 0,2$ и составляло 13 %. Наименьшее влияние внешней рециркуляции отмечалось при $\bar{d}_{вых} = 0,2$ на внешней поверхности цилиндра: в диапазоне коэффициента рециркуляции $k_c = 0-0,35$ ($k_c = Q_{рец}/Q_{вх}$, где $Q_{рец}$, $Q_{вх}$ – объемные расходы через систему рециркуляции и общий на установку соответственно) происходило снижение уровня чисел $Nu_{в.внешн} = \alpha d_{в.внешн}/\lambda$ и $Nu_{в.внутр} = \alpha d_{в.внутр}/\lambda$ (α , λ – коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности соответственно) в пределах 2 %. Теплоотдача на обеих поверхностях пустотелой цилиндрической вставки при $\bar{d}_{вых} = 0,3-0,4$ и $k_c = 0-0,25$ также изменяется незначительно (менее 5 %).

В результате обработки полученных экспериментальных данных по теплоотдаче конвекцией рекомендованы следующие обобщающие зависимости [4]:

$$\text{Nu}_{\text{в.внутр}} = 0,023 \text{Re}_{\text{вх}}^{0,74} \text{Ko}_1, \quad (1)$$

где $\text{Ko}_1 = \left(\left(0,38 \frac{d_{\text{в.внутр}}}{d_{\text{вых}}} \right)^{4,5} + 1 \right) (1 - k_c^2)$; $\text{Re}_{\text{вх}} = w_{\text{вх}} D_{\text{к}} / \nu$ – входное число Рейнольдса; $w_{\text{вх}}$ – скорость потока во входных каналах; ν – кинематическая вязкость воздуха;

$$\text{Nu}_{\text{в.внешн}} = 0,19 \text{Re}_{\text{вх}}^{0,57} \text{Ko}_2, \quad (2)$$

$$\text{Ko}_2 = \left(1,18 - \left(0,14 \frac{d_{\text{в.внутр}}}{d_{\text{вых}}} \right)^{2,4} \right) (1 - 0,2k_c).$$

Зависимости (1), (2) являются осредненными и не позволяют судить о равномерности распределений теплового потока на внешней и внутренней поверхностях пустотелого цилиндра. Поэтому в настоящей работе дополнительно выполнено численное моделирование конвективного теплообмена на платформе OpenFOAM. Использовалась модель турбулентности $k-\omega$ -SST-RC, гексаэдральная расчетная сетка с пристенным измельчением, алгоритм PIMPLE и схемы дискретизации дифференциальных уравнений второго порядка точности. Полученные распределения теплового потока q по длине внешней и внутренней поверхностей цилиндра, отнесенные к их средним значениям $q_{\text{ср}}$, приведены на рис. 2.

Как видно из рисунка, на внешней поверхности цилиндрической вставки неравномерность распределения относительно невелика (не более $\pm 10\%$), и ею можно пренебречь. На внутренней поверхности минимальный и максимальный тепловые потоки могут различаться до 40% , а изменение $q/q_{\text{ср}}$ по длине пустотелого цилиндра качественно подобно теплообмену при закрученном течении газа в трубе: по мере приближения к диафрагмированному торцу относительный тепловой поток монотонно убывает до координаты $z/d_{\text{в.внутр}} = 2,5-3,0$, после чего возрастает вследствие подкручивающего воздействия потока в области между торцом вставки и выходным каналом.

Экспериментальное исследование конвективного теплообмена садки из нескольких заготовок выполнено датчиком теплового потока Cartec с вольт-ваттной характеристикой $0,136 \text{ мкВ}/(\text{Вт}/\text{м}^2)$. На калориметре для установки датчика сделана специальная выемка, и он закреплялся заподлицо с поверхностью. Распределения местных коэффициентов теплоотдачи на поверхности одной из заготовок с безразмерным диаметром $\bar{d}_b = d_b/D_{\text{к}} = 0,16$ и диаметром центров вставок $\bar{d}_c = d_c/D_{\text{к}} = 0,5$, отнесенных к их средним значениям в циклонных камерах с внешней рециркуляцией и без нее, показаны на рис. 3.

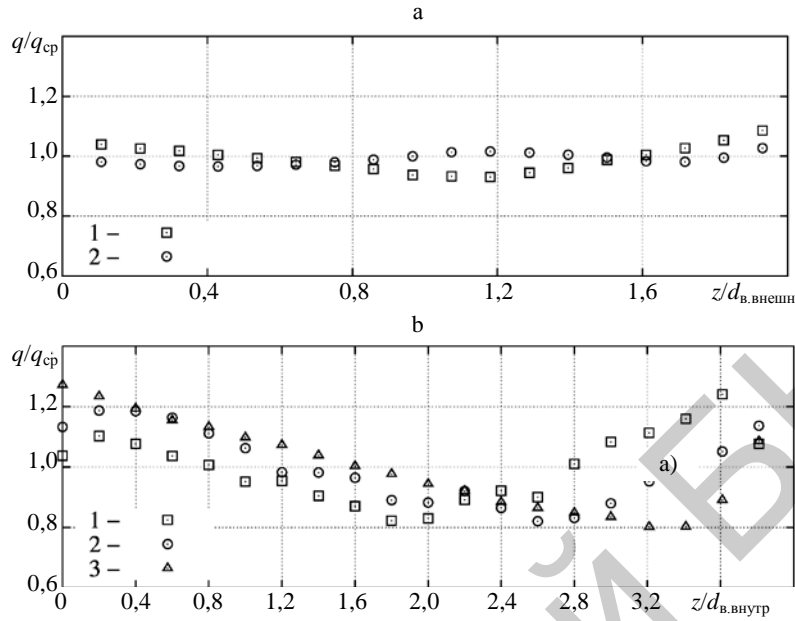


Рис. 2. Распределение теплового потока по поверхностям пустотелого цилиндра при $k_c = 0,33$: а – внешней, $\bar{d}_{в.внешн} = 0,53$ и $\bar{d}_{в.внутр} = 0,51$; 1 – $\bar{d}_{вых} = 0,3$; 2 – 0,4;

б – внутренней, $\bar{d}_{в.внешн} = 0,64$ и $\bar{d}_{в.внутр} = 0,34$; 1 – $\bar{d}_{вых} = 0,2$; 2 – 0,3; 3 – 0,4

Fig. 2. The distribution of heat flow over the surfaces of the hollow cylinder at $k_c = 0,33$:

а – external surface; $\bar{d}_{external} = 0.53$ and $\bar{d}_{internal} = 0.51$; 1 – $\bar{d}_{outlet} = 0.3$; 2 – $\bar{d}_{outlet} = 0.4$;

б – internal surface, $\bar{d}_{external} = 0.64$ and $\bar{d}_{internal} = 0.34$; 1 – $\bar{d}_{outlet} = 0.2$; 2 – $\bar{d}_{outlet} = 0.3$; 3 – $\bar{d}_{outlet} = 0.4$

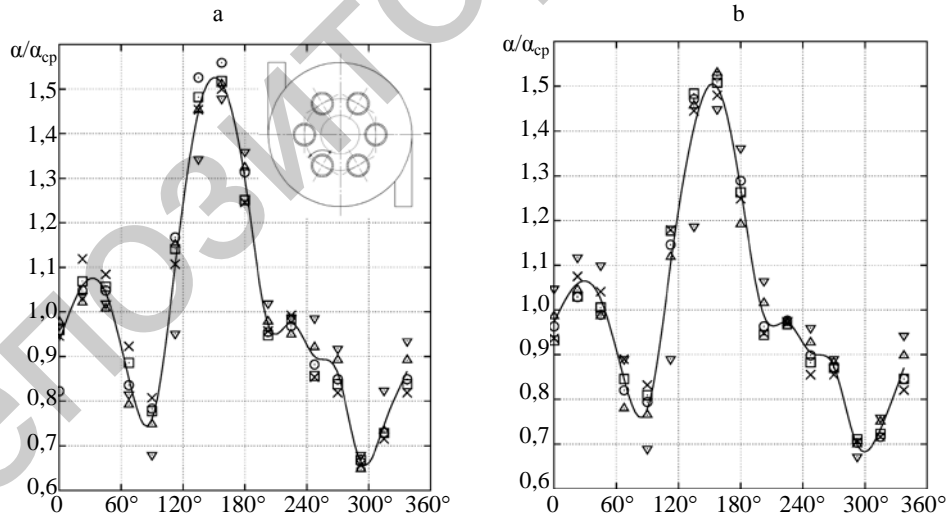


Рис. 3. Распределение локальных коэффициентов теплоотдачи α/α_{cp} по окружности вставки в садке из шести заготовок при различных числах $Re_{вх}$ в циклонных камерах:

а – с рециркуляцией; б – без нее

Fig. 3. The distribution of local heat transfer circumferentially of an insertion at different Reynolds numbers ($Re_{вх}$) in a cyclone chamber:

а – with external gas recirculation; б – without external gas recirculation

Нулевой угол отсчитывали от точки, ближайшей к оси циклона, вставка с установленным датчиком поворачивалась против часовой стрелки. Значениями показаны распределения α/α_{cp} при различных значениях числа Рейнольдса $Re_{вх} = 1,8 \cdot 10^5 - 3,8 \cdot 10^5$, линией – осредненные значения.

Как видно из рис. 3, интенсивность конвективного теплообмена по периметру заготовки меняется более чем в два раза, наблюдались два максимума коэффициента теплоотдачи: первый при угле 150° , соответствующий точке присоединения закрученного потока во внешней области, и второй – при угле 30° , соответствующий точке присоединения индуцированного приосевого вихря. Из-за особенностей аэродинамики, отмеченных в [5], распределение местных коэффициентов теплоотдачи практически совпадает в камере с внешней рециркуляцией и без нее. Объяснить данный факт можно следующим образом: как было показано при исследовании незагруженных циклонных камер, использование рассматриваемого типа внешней рециркуляции газов уменьшает радиальный перенос количества вращательного движения из периферийной области в приосевую, что снижает в последней уровень тангенциальных скоростей. Садка из нескольких заготовок обладает сильным раскручивающим воздействием, что приводит к низкой интенсивности вращательного движения в приосевой области. Поэтому уменьшение радиального переноса при использовании внешней рециркуляции газов не приводит к каким-либо существенным изменениям поля скоростей или аэродинамических характеристик.

Таким образом, расчет конвективного теплообмена садки из нескольких заготовок в циклонных рециркуляционных устройствах следует производить по методикам, разработанным для обычных камер [3, 7]. В данном случае внешняя рециркуляция может с успехом применяться для выравнивания температурного поля и повышения температуры греющей среды, теплового потока по периметру заготовок в садке за счет организации перетока горячих газов из периферийной области нагревательной печи в приосевую зону.

При исследовании аэродинамики циклонного устройства, загруженного пустотелым цилиндром, установлено, что во внешней области закрученного потока наблюдается течение, характерное для загрузки сплошными цилиндрическими вставками, во внутренней области – для потока в трубе с закруткой. Для расчета интенсивности конвективного теплообмена на внешней поверхности пустотелого цилиндра можно рекомендовать зависимости [7, 8]:

$$Nu_{в.внешн} = 0,064Ko(\eta_v) Re_{\phi m}^{0,74}$$

при

$$Re_{\phi m} = w_{\phi m1} d_{в.внешн} / \nu = 4,5 \cdot 10^4 - 1,7 \cdot 10^5; \quad (3)$$

$$Nu_{в.внешн} = 0,464Ko(\eta_v) Re_{\phi m}^{0,556}$$

при

$$\text{Re}_{\varphi m} = 8,5 \cdot 10^3 - 4,5 \cdot 10^4, \quad (4)$$

где $\text{Ko}(\eta_B) = 1 - k_B \eta_B^m$; k_B, m – коэффициенты, зависящие от безразмерного радиуса вставки $\eta_B = r_{\text{в.внешн}}/r_{\varphi m}$; $w_{\varphi m1}$ – максимальное значение тангенциальной скорости во внешней области потока; $r_{\varphi m}$ – радиус положения максимума $w_{\varphi m1}$; $r_{\text{в.внешн}}$ – внешний радиус пустотелого цилиндра.

Сопоставление экспериментальных данных с уравнениями (3), (4) выполнено на рис. 4. Как видно, отклонение опытных точек от расчетной кривой не превышает $\pm 7,5\%$.

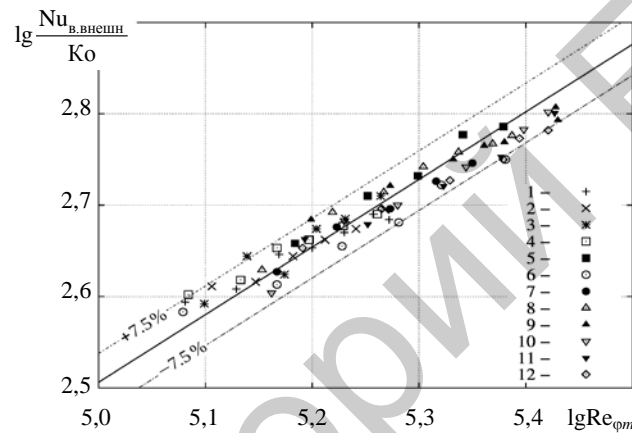


Рис. 4. Обобщение опытных данных по конвективному теплообмену на внешней поверхности пустотелого цилиндра: значки – экспериментальные данные; линия – расчет по (3), (4)

Fig. 4. Generalization of convective heat transfer experimental data on external surface of the hollow cylinder: the marks indicate – experimental data; the line features – the data calculated by the formulas (3), (4)

Для расчета интенсивности конвективного теплообмена на внутренней поверхности вставки рекомендована следующая корреляционная зависимость:

$$\text{Nu}_{z,\text{в.внутр}} = 0,0065 \text{Re}_{z,\varphi}^{0,84} \text{Pr}^{0,4} \varepsilon_T, \quad (5)$$

где $\text{Nu}_{z,\text{в.внутр}} = \alpha z / \lambda$ – число Нуссельта; $\text{Re}_{z,\varphi} = w_{\varphi m2} z / \nu$ – то же Рейнольдса, построенное по максимальной тангенциальной скорости на входе во внутреннюю область пустотелого цилиндра $w_{\varphi m2}$ и продольной координате z ;

Pr – то же Прандтля; $\varepsilon_T = \left(\frac{2}{\sqrt{T_c/T_b} + 1} \right)^{1,6}$ – функция неизотермичности;

T_c, T_b – температуры стенки и потока соответственно.

Сопоставление выражения (5) и данных, полученных численным моделированием, показано на рис. 5. Отклонение точек от расчетной кривой не превышает $\pm 15\%$.

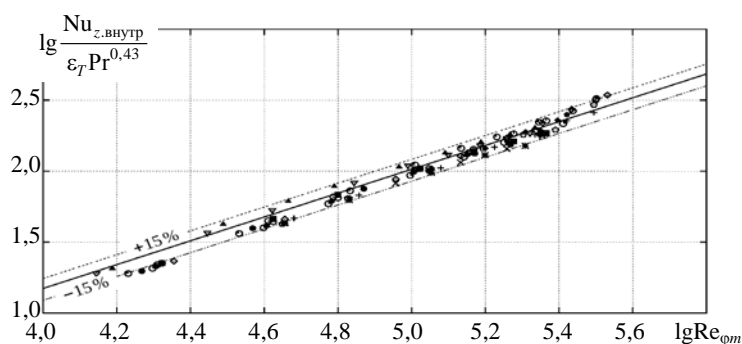


Рис. 5. Обобщение опытных данных по конвективному теплообмену на внутренней поверхности пустотелого цилиндра: значки – численное моделирование; линия – расчет по (5)

Fig. 5. Processing convective heat transfer experimental data on internal surface: points – numerical simulation data; line – data calculated by the formula (5)

ВЫВОДЫ

1. Экспериментально и численно исследован конвективный теплообмен пустотелого цилиндра и садки из нескольких заготовок, загруженных в циклонное рециркуляционное нагревательное устройство. Выполнен анализ зависимостей средних и локальных коэффициентов теплоотдачи от режимных и геометрических параметров, предложены обобщающие уравнения подобия для их расчета.

2. Показано, что в случае загрузки циклонной камеры садкой из нескольких заготовок использование рассматриваемой схемы внешней рециркуляции практически не приводит к заметному изменению аэродинамических характеристик и интенсивности конвективного теплообмена. Данная схема рециркуляции может использоваться для выравнивания температурного поля по сечению печи и обеспечения равномерности нагрева изделий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Загоскин, А. А. Экспериментальное исследование конвективного теплообмена пустотелого цилиндра в циклонном рециркуляционном устройстве / А. А. Загоскин, С. В. Карпов // Вестник Череповецкого государственного университета. 2015. № 2 (63). С. 9–14.
2. Сабуров, Э. Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом / Э. Н. Сабуров. Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995. 341 с.
3. Обтекание и теплоотдача группы цилиндров, расположенных симметрично относительно оси циклонного потока / Ю. Л. Леухин [и др.] // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2008. № 11–12. С. 48–60.
4. Карпов, С. В. Высокоэффективные циклонные устройства для очистки и теплового использования газовых выбросов / С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров; под ред. Э. Н. Сабурова. Архангельск: Изд-во АГТУ, 2002. 504 с.

5. Карпов, С. В. К методике аэродинамического расчета циклонных устройств с внешней рециркуляцией газов / С. В. Карпов, А. А. Загоскин // Вестник Череповецкого государственного университета. 2014. № 3 (56). С. 8–12.
6. Пуговкин, А. У. Рециркуляционные пламенные печи в машиностроении / А. У. Пуговкин. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. 158 с.
7. Карпов, С. В. Конвективный теплообмен в циклонной загруженной камере / С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 1993. № 1–2. С. 80–84.
8. Карпов, С. В. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонной камере при близких к предельным условиям ввода и вывода газов / С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров, А. В. Быков // Вестник Череповецкого государственного университета. 2007. № 3 (14). С. 127–134.

Поступила 02.11.2015 Подписана в печать 21.01.2016 Опубликовано онлайн 03.08.2016

REFERENCES

1. Zagoskin A. A., Karpov S. V. (2015) Experimental Investigation of Convective Heat Transfer of a Hollow Cylinder in Cyclone Device with External Recirculation. *Vestnik Cherepovetskogo Gosudarstvennogo Universiteta* [Bulletin of the Cherepovets State University], 63 (2), 9–14 (in Russian).
2. Saburov E. N. (1995) *Cyclone Heating Devices with Intensified Convective Heat Transfer*. Arkhangelsk, North-West Publ. 341 (in Russian).
3. Leuhin Yu. L., Saburov E. N., Usachev I. A., Garen V. (2008) Flow and Heat Transfer of a Group of Cylinders Arranged Symmetrically About the Axis of the Cyclone Flow. *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Problemy Energetiki* [Proc. of Higher Schools. Problems of Power Engineering], (11–12), 48–60 (in Russian).
4. Karpov S. V., Saburov E. N. (2002) *High Efficiency Cyclone Device for Cleaning Gas and Heat Recovery*. Arkhangelsk: ASTU. 504 (in Russian).
5. Karpov S. V., Zagoskin A. A. (2014) Towards the Method of Calculating the Aerodynamic Cyclone Device with External Recirculation. *Vestnik Cherepovetskogo Gosudarstvennogo Universiteta* [Bulletin of the Cherepovets State University], 3 (56), 8–12 (in Russian).
6. Pugovkin A. U. (1987) *Flaming Furnace with External Gas Recirculation*. Leningrad, Mashinostroenie. 158 (in Russian).
7. Karpov S. V., Saburov E. N. (1993) Convective Heat Transfer in Cyclone Device. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG* [Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.], 1–2, 80–84 (in Russian).
8. Karpov S. V., Saburov E. N., Bykov A. V. (2007) Aerodynamics and Convective Heat Transfer in Cyclone Chamber under Conditions of Input and Output Gases that Are Close to the Limiting Onest. *Vestnik Cherepovetskogo Gosudarstvennogo Universiteta* [Bulletin of the Cherepovets State University], 14 (3), 127–134 (in Russian).

Received: 02.11.2015

Accepted: 21.01.2016

Published online: 03.08.2016