

ISSN 1561-8358 (Print)

ISSN 2524-244X (Online)

УДК 532.529

<https://doi.org/10.29235/1561-8358-2019-64-1-87-97>

Поступила в редакцию 07.06.2018

Received 07.06.2018

Е. А. Пицуха, Э. К. Бучилко, Ю. С. Теплицкий, Д. С. Слижук*Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, Минск, Беларусь***ТЕПЛООБМЕН В ВИХРЕВОЙ ЗОНЕ ЦИКЛОННО-СЛОЕВОЙ КАМЕРЫ ТОПОЧНОГО УСТРОЙСТВА С КИПАЩИМ СЛОЕМ**

Аннотация. Выполнено экспериментальное исследование коэффициента теплоотдачи к сферическому зонду в циклонно-слоевой камере с кипящим слоем в «холодном» и «горячем» режимах. Коэффициент теплоотдачи определялся методом регулярного теплового режима. Установлена зависимость коэффициента теплоотдачи в циклонно-слоевой топке от различных параметров: диаметра пережима, расхода воздуха, доли донного дутья и расположения зонда. Выявлено, что в «холодном» режиме коэффициент теплоотдачи имеет практически постоянное значение в радиальном направлении, почти не зависит от диаметра пережима и доли донного дутья и существенно зависит от расположения зонда по высоте топки и расхода воздуха. Установлено влияние закрутки потока на коэффициент теплоотдачи в циклонно-слоевой камере с кипящим слоем. При горении топлива («горячий» режим) коэффициент теплоотдачи непостоянен в радиальном направлении и принимает максимальные значения в центральной области камеры. При этом доля кондуктивно-конвективной составляющей в суммарном коэффициенте теплоотдачи к шаровому зонду в зависимости от его радиального положения оценивается в 40–70 %. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании и создании современных высокоэффективных топочных устройств для сжигания местных твердых биотоплив.

Ключевые слова: циклонно-слоевая топка, кипящий слой, коэффициент теплоотдачи, конвективно-кондуктивный теплообмен, радиационный теплообмен

Для цитирования: Теплообмен в вихревой зоне циклонно-слоевой камеры топочного устройства с кипящим слоем / Е. А. Пицуха [и др.] // Вест. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2019. – Т. 64, № 1. – С. 87–97. <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2019-64-1-87-97>

E. A. Pitsukha, E. K. Buchilko, Yu. S. Teplitskii, D. S. Slizhuk*A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus***HEAT TRANSFER IN THE VORTEX ZONE OF A CYCLONE-BED CHAMBER OF FURNACE UNIT WITH FLUIDIZED BED**

Abstract. An experimental investigation of the heat-transfer coefficient to a spherical probe in a cyclone-bed chamber with fluidized bed in the “cold” and “hot” regimes has been carried out. The heat-transfer coefficient was determined by the regular thermal regime. The dependences of the heat-transfer coefficient in the vortex-bed furnace on the various parameters: the diameter of the outlet hole, the air flow rate, the share of the bottom blast and the location of the probe were determined. It is revealed that in the “cold” regime the heat-transfer coefficient has practically constant value in the radial direction, it almost does not depend on the diameter of the outlet hole and the share of the bottom blast and depends significantly on the position of the probe along the height of the furnace and the air flow rate. The effect of flow swirling on the heat-transfer coefficient in a cyclone-bed chamber with fluidized bed is determined. When the fuel burns (“hot” regime), the heat-transfer coefficient is not constant in the radial direction and accept the maximum values in the central area of the chamber. At the same time, the part of conductive-convective component in the total heat-transfer coefficient to the spherical probe, depending on its radial position, is estimated at 40–70 %. The results can be used in the design and creation of modern high-efficiency furnaces for burning local solid biofuels.

Keywords: vortex-bed furnace, fluidized bed, heat-transfer coefficient, convective-conductive heat transfer, radiation heat transfer

For citation. Pitsukha E. A., Buchilko E. K., Teplitskii Yu. S., Slizhuk D. S. Heat transfer in the vortex zone of a cyclone-bed chamber of furnace unit with fluidized bed. *Vesti Natsyyanal'nai akademii navuk Belarusi. Seryya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2019, vol. 64, no. 1, pp. 87–97 (in Russian). <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2019-64-1-87-97>

Введение. Циклонно-слоевые топки являются высокоэффективными топочными устройствами для сжигания твердых биотоплив [1, 2]. Отличительная особенность этих топков – организация вихревой подачи вторичного воздуха в надслоевое пространство кипящего слоя. Вихревая зона такой топки представляет собой запыленный газовый поток, в котором реализуются

большие величины скольжения скоростей газа и частиц, определяющие повышенные значения коэффициента теплообмена между фазами. Исследованиям теплообмена в топках с кипящим слоем посвящено много работ, например [3–9]. Значительно меньше – теплообмену в надслоевом пространстве (см. обзор в [6]). Данные по теплообмену в вихревом надслоевом пространстве кипящего слоя в литературе отсутствуют. В настоящей работе выполнены исследования коэффициента теплоотдачи к сферическому зонду в циклонно-слоевой камере с кипящим слоем в «холодном» и «горячем» режимах.

Экспериментальное исследование. Теплообмен в циклонно-слоевой топке с кипящим слоем исследовался в камере диаметром $D = 0,21$ м и общей высотой $H = 0,452$ м. Схема циклонно-слоевой камеры приведена на рис. 1.

Высота плотного слоя кварцевого песка составляла $h_b = 0,115$ м. Размер частиц песка $d_p = 0,2–0,28$ мм, скорость начала псевдооживления $u_{mf} = 0,047$ м/с (для $d_p = 0,24$ мм, $T = 30$ °С). Исследования теплообмена в топке выполнялись в «холодном» (30 °С) и «горячем» режимах. В «горячем» режиме осуществлялся подогрев слоя ($T_b \approx 600$ °С) с помощью спирального электронагревателя, расположенного вокруг слоя, а также выполнялось сжигание древесных пеллет $Q_H^p = 16,5$ МДж/кг с коэффициентами избытка воздуха $\alpha = 1,25; 1,55; 1,85$ и тепловыделением в топке $N_c = 16–23$ кВт.

Температура кипящего слоя при сжигании топлива составляла $T_b = 800–820$ °С. Измерения коэффициента теплоотдачи выполнялись методом регулярного теплового режима [10]. В циклонно-слоевую камеру в радиальном и вертикальном направлениях вводился сферический зонд (медный шарик) с термопарой в центре диаметром 15 мм (для «холодного» режима) и 24 мм

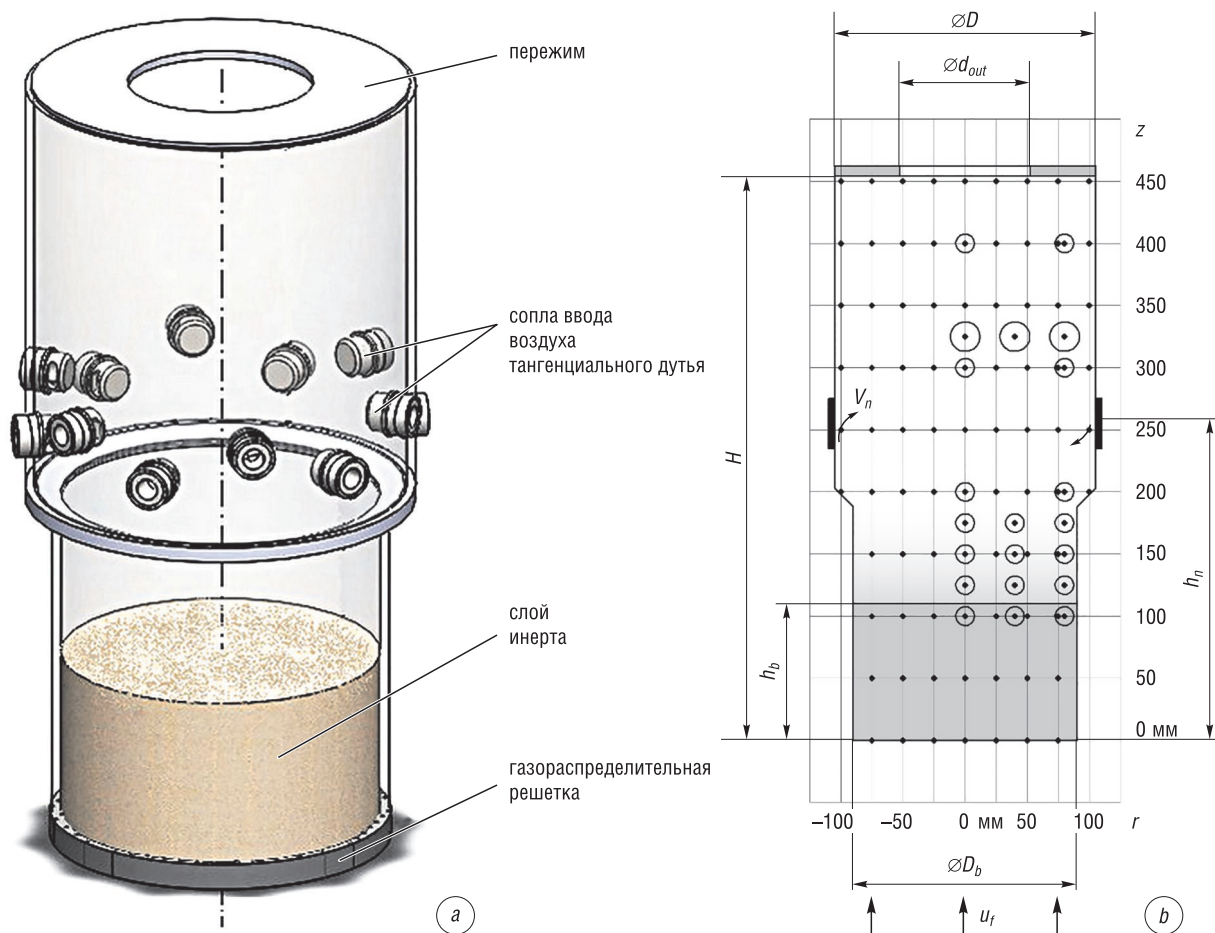


Рис. 1. Циклонно-слоевая камера с кипящим слоем: *a* – 3D-модель, *b* – схема расположения зонда для измерения коэффициента теплоотдачи

Fig. 1. Cyclone-bed chamber with fluidized bed: *a* – 3D model, *b* – layout of the probe for the heat transfer coefficient measurement

(для «горячего режима»). Узлы для измерений были расположены в кипящем слое, в области всплесков, а также в надслоевом пространстве камеры. Схема расположения узлов приведена на рис. 1, *b*. Относительный диаметр пережима камеры составлял $d_{out}/D = 0,4; 0,55; 0,7$, живое сечение сопел $\alpha_n = 0,49$, расход воздуха через камеру $Q = 31$ и $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ («холодный» режим), $26 \text{ м}^3/\text{ч}$ («горячий» режим), доля донного дутья $\varphi = 0,35$ и $0,55$, скорость истечения воздуха из сопел $V_n = 3,7\text{--}6,8 \text{ м/с}$. Кроме того был выполнен ряд экспериментов без закрутки ($\varphi = 1$). В этом случае расход воздуха составлял $Q = 14 \text{ м}^3/\text{ч}$ в «холодном» и $9,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ в «горячем» режиме. Число псевдооживления было $N = 2,5\text{--}5,1$ в «холодном» и $10,5\text{--}14,9$ в «горячем» режиме.

Анализ результатов. «Холодный режим». На рис. 2 показан характерный график распределения коэффициента теплоотдачи к зонду в циклонно-слоевой топке при $d_{out}/D = 0,4$ и различной доле донного дутья φ . Коэффициент теплоотдачи имеет наибольшую величину непосредственно в кипящем слое и резко падает в зоне всплесков до практически постоянных значений в надслоевом пространстве. Коэффициент теплоотдачи в слое составляет $\alpha_b = 320\text{--}380 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, что хорошо согласуется с результатами, полученными рядом авторов [3–9]. В зоне всплесков α_{c-c} изменяется в диапазоне $60\text{--}320 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Выше зоны всплесков в надслоевом пространстве с увеличением высоты коэффициент теплоотдачи остается постоянным либо медленно снижается и составляет значения $\alpha_{c-c} = 40\text{--}60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Из-за более интенсивного кипения зона всплесков для режима с долей донного дутья $\varphi = 0,55$ более протяженная, чем для $\varphi = 0,35$, поэтому в этом режиме коэффициент теплоотдачи имеет более высокие значения непосредственно над слоем $z' = 0,25\text{--}0,35$.

Аналогичные зависимости $\alpha_{c-c}(z')$ для большего диаметра пережима $d_{out}/D = 0,55$ практически не отличаются от представленных на рис. 2. Для $d_{out}/D = 0,7$ измерения проводились непосредственно над слоем ($z' = 0,28; 0,33$) и $\varphi = 0,35$, но и в этом случае значения коэффициента теплоотдачи почти не отличаются от результатов для $d_{out}/D = 0,4$. Отсутствие зависимости коэффициента теплоотдачи от d_{out}/D , по-видимому, связано с небольшой степенью влияния диаметра выхлопного отверстия на уровень скорости в камере при малом живом сечении сопел $\alpha_n = 0,49$ % в диапазоне $0,4 \leq d_{out}/D \leq 0,7$ [11]. Кроме того, вероятно, слабо зависит от относительного

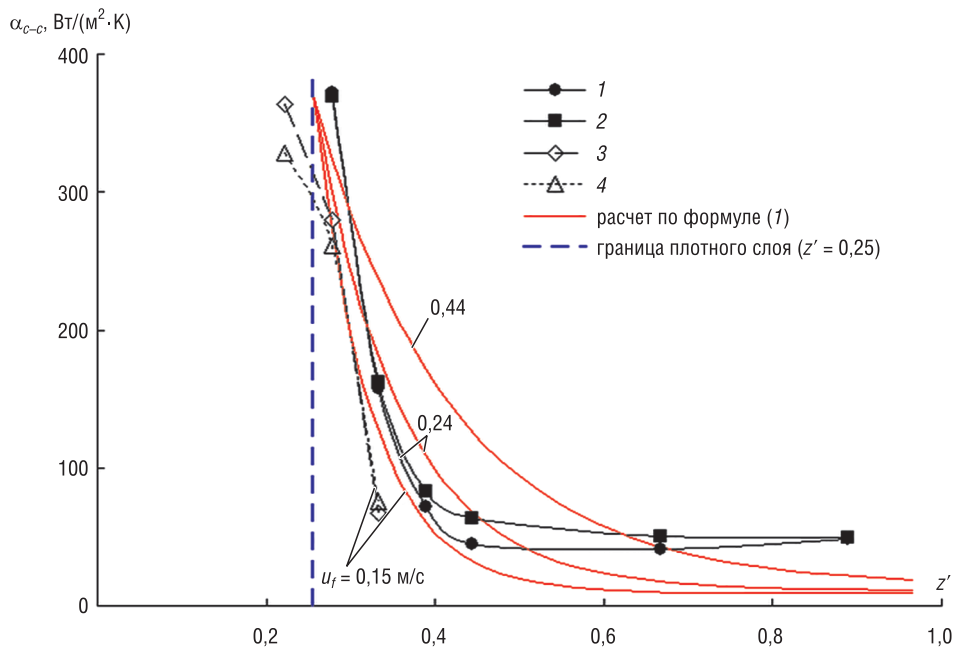


Рис. 2. Распределение коэффициента теплоотдачи в циклонно-слоевой камере с кипящим слоем вдоль вертикальной координаты: $d_{out}/D = 0,4$, $\alpha = 0,49$, $Q = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$, $r' = 0$ (1, 3), $0,89$ (2, 4); $\varphi = 0,55$ (1, 2), $0,35$ (3, 4), $N = 5,1$ (1, 2), $3,3$ (3, 4)

Fig. 2. The heat-transfer coefficient distribution in the cyclone-bed chamber with fluidized bed along the vertical coordinate: $d_{out}/D = 0,4$, $\alpha = 0,49$, $Q = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$, $r' = 0$ (1, 3), $0,89$ (2, 4); $\varphi = 0,55$ (1, 2), $0,35$ (3, 4), $N = 5,1$ (1, 2), $3,3$ (3, 4)

диаметра пережима и кондуктивная составляющая коэффициента теплоотдачи α_{cond} к зонду (определяется контактом с выбрасываемой из кипящего слоя твердой фазой). На рис. 2 показаны расчетные графики коэффициента теплоотдачи в надслоевом пространстве кипящего слоя без закрутки потока, определенные по зависимости, приведенной в [6]:

$$\frac{\alpha_{c-c} - \alpha_{conv}}{\alpha_b - \alpha_{conv}} = \exp\left(-0,8 \frac{z - h_b}{h_b} Fr^{-1/3}\right). \quad (1)$$

Коэффициент теплоотдачи в кипящем слое равен $\alpha_b = 370$ Вт/(м²·К), коэффициент конвективной теплоотдачи в надслоевом пространстве принят $\alpha_{conv} = 9-14$ Вт/(м²·К). Заметим, что расчет α_{c-c} выполнялся при наличии лишь донного дутья, причем указанные на рисунке скорости фильтрации $u = 0,15; 0,24; 0,44$ м/с соответствуют режиму с закруткой потока при доле донного дутья $\varphi = 0,35; 0,55; 1,0$ и расходом воздуха через камеру $Q = 40$ м³/ч.

Из рис. 2 видно, что для режимов с $\varphi = 0,35$ и $0,55$ коэффициент теплоотдачи в надслоевом пространстве камеры с закруткой потока заметно превышает этот коэффициент для камеры без закрутки, начиная с высоты $z' = 0,45$ и $0,55$ соответственно. Это связано с более высоким коэффициентом конвективной теплоотдачи при закрутке потока.

На рис. 3 и 4 приведены графики радиального распределения коэффициента теплоотдачи в двух сечениях над слоем $z = 125$ и 150 мм. Видно, что в радиальном направлении коэффициент теплоотдачи изменяется незначительно для принятых в эксперименте диаметров пережима с $d_{out}/D = 0,4-0,7$. Значительно отличаются значения α_{c-c} в зависимости от расхода воздуха Q , что объясняется различной интенсивностью кипения и размерами зоны всплесков, концентрацией твердой фазы в надслоевом пространстве и скоростью омывания зонда.

Для сравнения полученных экспериментальных результатов с существующими данными на рис. 4 приведены графики расчетного коэффициента теплоотдачи в сечении $z = 150$ мм при различной концентрации твердой фазы для пережима с $d_{out}/D = 0,5$, близкого к реализованным

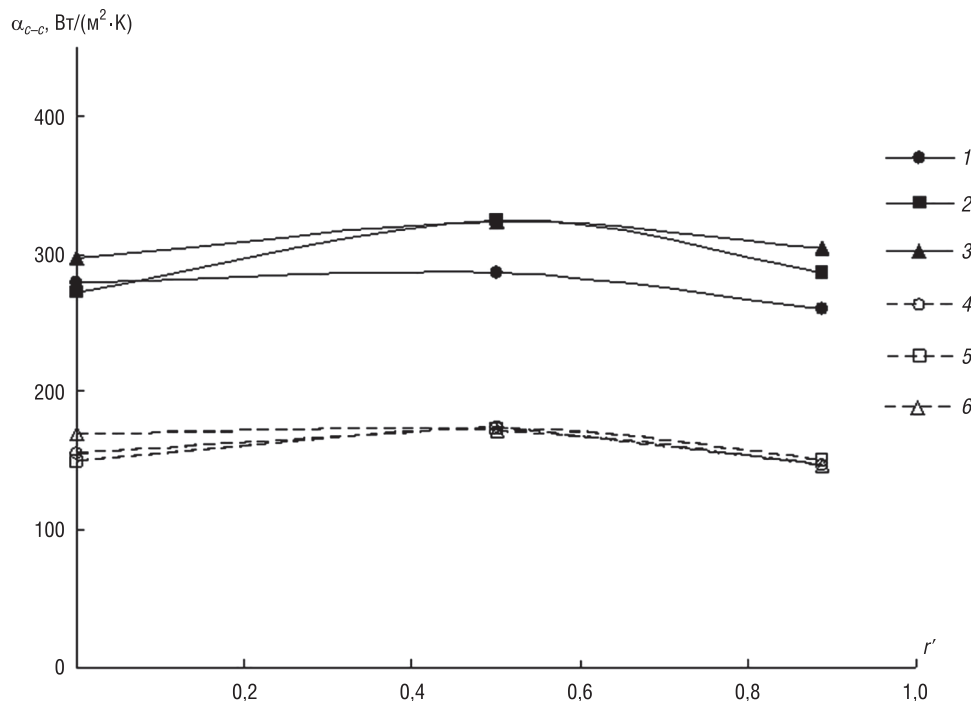


Рис. 3. Распределение коэффициента теплоотдачи в циклонно-слоевой камере с кипящим слоем в сечении $z = 125$ мм: $\varphi = 0,35$, $Q = 40$ м³/ч (1–3), 31 (4–6), $N = 3,3$ (1–3), 2,5 (4–6), $d_{out}/D = 0,40$ (1, 4); 0,55 (2, 5); 0,70 (3, 6)

Fig. 3. The heat-transfer coefficient distribution in the cyclone-bed chamber with fluidized bed in cross section $z = 125$ mm: $\varphi = 0,35$, $Q = 40$ м³/h (1–3), 31 (4–6), $N = 3,3$ (1–3), 2,5 (4–6), $d_{out}/D = 0,40$ (1, 4); 0,55 (2, 5); 0,70 (3, 6)

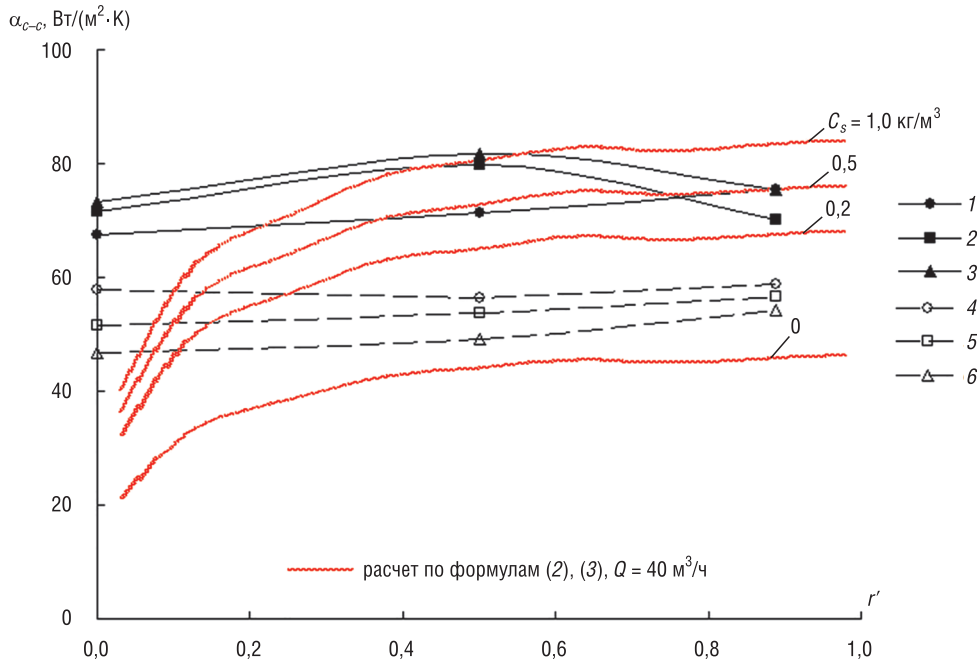


Рис. 4. Распределение коэффициента теплоотдачи в циклонно-слоевой камере с кипящим слоем в сечении $z = 150$ мм: $\varphi = 0,35$, $Q = 40$ м³/ч (1–3), 31 (4–6), $N = 3,3$ (1–3), 2,5 (4–6), $d_{out}/D = 0,40$ (1, 4); 0,55 (2, 5); 0,70 (3, 6)

Fig. 4. The heat-transfer coefficient distribution in the cyclone-bed chamber with fluidized bed in cross section $z = 150$ mm.: $\varphi = 0.35$, $Q = 40$ м³/h (1–3), 31 (4–6), $N = 3.3$ (1–3), 2.5 (4–6), $d_{out}/D = 0.40$ (1, 4); 0.55 (2, 5); 0.70 (3, 6)

в эксперименте ($d_{out}/D = 0,4, 0,55, 0,7$). Для незапыленного потока Nu вычислялся по формуле Б. Д. Кацнельсона и Ф. А. Тимофеевой-Агафоновой [12]:

$$Nu = 2 + 0,03 Pr^{0,33} Re^{0,5} + 0,35 Pr^{0,36} Re^{0,58}. \quad (2)$$

Для двухфазного потока коэффициент теплоотдачи определялся по формуле, приведенной в [13]:

$$Nu_s = Nu + 0,202 Re^{0,47} (d_{ps}/d_p)^{0,35} C_s^{0,34} (c_p/c_f). \quad (3)$$

Распределение полной скорости V было получено на основании опытных данных по исследованию гидродинамики циклонной камеры [11].

Качественно расчетные кривые α_{c-c} в большей части радиуса камеры $0,3 < r' < 1$, как и в эксперименте (рис. 4), изменяются незначительно. Значения коэффициента теплоотдачи в этой области близки к экспериментальным данным $\alpha_{c-c} = 75$ Вт/(м²·К) при концентрации твердой фазы $C_s = 0,5–1,0$ кг/м³. Такое значение концентрации является характерным для надслоевого пространства с кипящим слоем [6], где, как известно, с ростом высоты происходит резкое снижение концентрации частиц от $\sim 10^3$ кг/м³ около слоя и практически до нуля на выходе из топки.

В циклонно-слоевой камере представляет интерес определить составляющую коэффициента теплоотдачи, обусловленную закруткой потока. С этой целью дополнительно были выполнены эксперименты по охлаждению зонда в камере без закрутки. Результаты этого эксперимента приведены на рис. 5. Заметим, что расход воздуха донного дутья в этом случае составляет $Q_b = 14$ м³/ч, что соответствует расходу донного дутья для режима с общим расходом воздуха $Q = 40$ м³/ч и $\varphi = 0,35$.

В сечении с $z = 125$ мм коэффициент теплоотдачи примерно на 10 % меньше, чем для режима с $Q = 40$ м³/ч и $\varphi = 0,35$ (рис. 3, 5). В сечении $z = 150$ мм α_{c-c} заметно ниже, чем в режиме с закруткой, и составляет 50 Вт/(м²·К) против 75 Вт/(м²·К) для вихревого потока (рис. 4, 5). Очевидно, что это обусловлено влиянием закрутки как на полную скорость воздуха, так и на концентрацию твердой фазы в надслоевом пространстве.

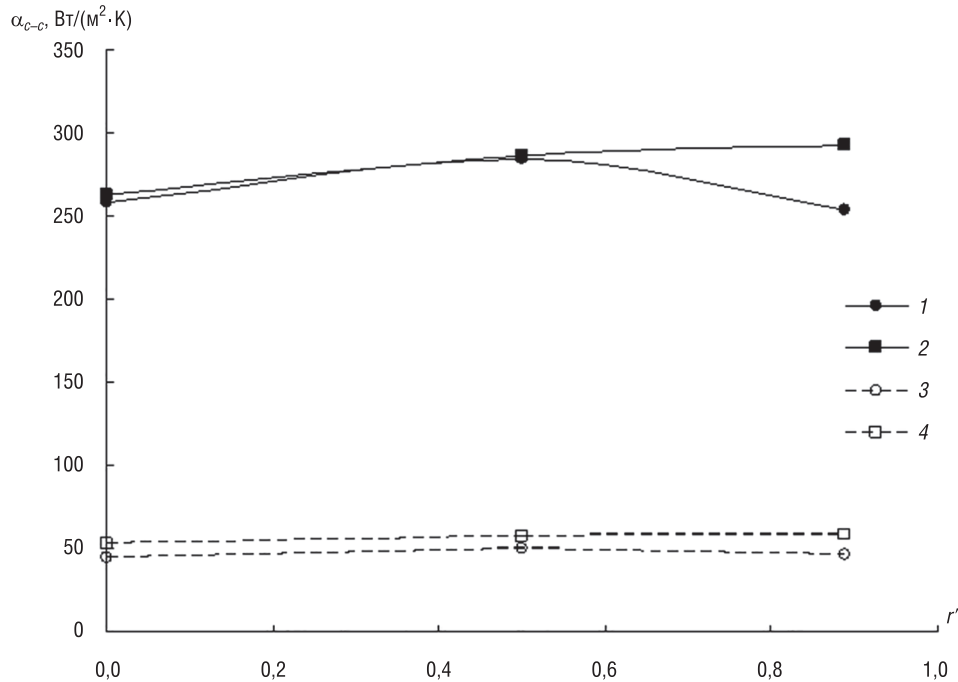


Рис. 5. Распределение коэффициента теплоотдачи в циклонно-слоевой камере с кипящим слоем без закрутки потока: $Q = 14 \text{ м}^3/\text{ч}$, $N = 3,3$; $z = 125 \text{ мм}$ (1, 2), 150 (3, 4); $d_{\text{out}}/D = 0,40$ (1, 3), 0,55 (2, 4)

Fig. 5. The heat-transfer coefficient distribution in the cyclone-bed chamber with fluidized bed without swirling flow: $Q = 14 \text{ м}^3/\text{h}$, $N = 3.3$; $z = 125 \text{ mm}$ (1, 2), 150 (3, 4); $d_{\text{out}}/D = 0.40$ (1, 3), 0.55 (2, 4)

«Горячий» режим. В «горячем» режиме кроме кондуктивно-конвективной составляющей теплообмена учитывается еще и радиационный теплообмен. Суммарный коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{c-c} + \alpha_{rad} \quad (4)$$

При измерении коэффициента теплоотдачи в «горячем» режиме сферический зонд вводился в камеру только в горизонтальной плоскости на высоте $z = 325 \text{ мм}$ от газораспределительной решетки. Коэффициент теплоотдачи определялся при температуре зонда $T_{pb} = 200\text{--}450 \text{ °C}$ в режиме электроподогрева слоя и $250\text{--}650 \text{ °C}$ при горении биотоплива. При горении топлива доля донного дутья составляла $\varphi = 0,35$. На рис. 6 приведены графики распределения коэффициента теплоотдачи α_{Σ} при нагреве и горении с различными коэффициентами избытка воздуха α , а также расчетные графики α_{Σ} , определенного по формулам (3)–(6). Концентрация твердой фазы при расчете по формуле (3) принималась $C_s = 1,0 \text{ кг/м}^3$. Оценка коэффициента теплоотдачи к зонду α_{rad} в камере сгорания за счет лучистой составляющей теплового потока выполнялась в соответствии с методикой ВТИ-ЭНИН [14].

Коэффициент радиационной теплоотдачи определялся согласно выражению

$$\alpha_{rad} = \frac{\sigma_0 a_c \left((T_{ef} + 273)^4 - (T_{pb} + 273)^4 \right)}{(T_{ef} - T_{pb})}, \quad (5)$$

где приведенная степень черноты камеры сгорания равна

$$a_c = \frac{1}{\frac{1}{a_{rad}} + \chi_{rad} \left(\frac{1}{a_f} - 1 \right) \delta_{\chi, b}}, \quad (6)$$

$a_{rad} = 0,85$ – эффективная поглощательная способность экранов, $a_f \approx 0,11$ – эффективная степень черноты факела. Данный параметр учитывает объем камеры сгорания и площадь поверхности,

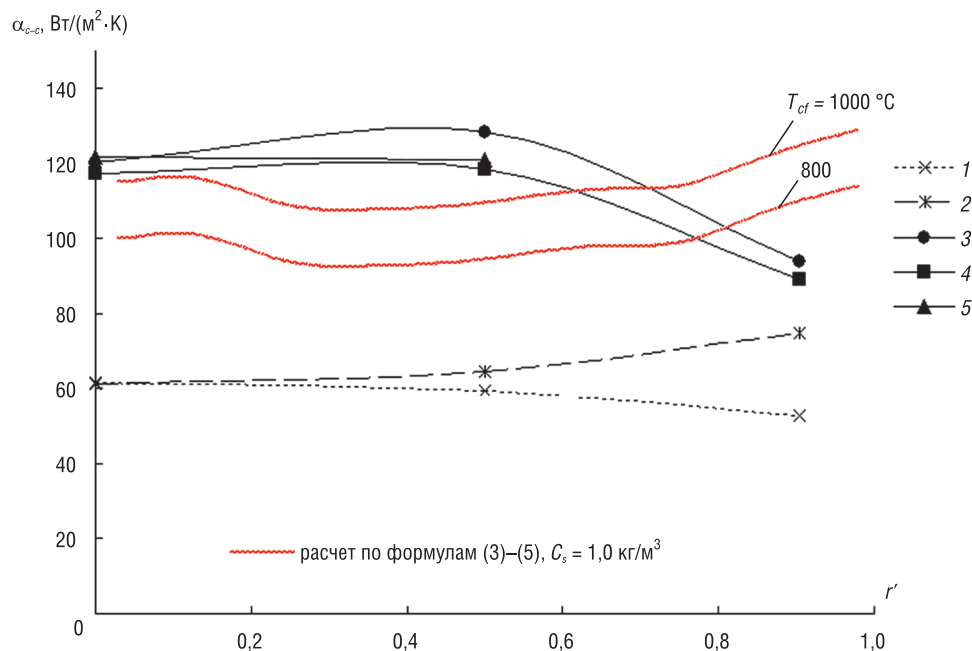


Рис. 6. Коэффициент теплоотдачи в циклонно-слоевой камере при электроннагреве слоя (1, 2) и горении древесных пеллет (3–5): $N_c = 10,5$ кВт (1, 2), 14,9 (3–5); $\varphi = 1$ (1), 0,35 (2); $\alpha = 1,25$ (3), 1,55 (4); 1,85 (5)

Fig. 6. Heat-transfer coefficient in the cyclone-bed chamber with electric heating of the bed (1, 2) and wood pellets burning (3–5): $N_c = 10.5$ kW (1, 2), 14.9 (3–5); $\varphi = 1$ (1), 0.35 (2); $\alpha = 1.25$ (3), 1.55 (4); 1.85 (5)

ограничивающей этот объем, характеристики сжигаемого топлива, состав и температуру топочных газов. Величины $\chi_{rad} = 0,88$ и $\delta_{\chi,b} = 0,49$ учитывают влияние соотношения площади поверхностей обмуровки, кипящего слоя и тепловоспринимающих поверхностей камеры сгорания.

Приведенная степень черноты камеры сгорания при сжигании древесных пеллет составила $a_c = 0,21$. Для средней температуры зонда $T_{pb} = 450$ °C в диапазоне эффективной температуры топочной среды $T_{ef} = 800$ – 1000 °C расчетное значение коэффициента теплоотдачи составляет $\alpha_{rad} = 36$ – 51 Вт/(м²·К). С учетом этого и величин α_{Σ} (рис. 6) доля конвективно-кондуктивной составляющей $\alpha_{c-c}/\alpha_{\Sigma}$ в суммарном коэффициенте теплоотдачи к шаровому зонду, в зависимости от его радиального положения, оценивается в 40–70 %.

При использовании электроподогрева слоя для режима с закруткой коэффициент теплоотдачи на периферии камеры примерно на 20 % выше значений в центральной области камеры. При организации закрутки коэффициент теплоотдачи в периферийной области на 9–42 % выше, по сравнению с режимом без закрутки (рис. 6). На оси камеры коэффициенты теплоотдачи с закруткой и без закрутки потока совпадают. Одинаковые значения коэффициента теплоотдачи на оси камеры при работе на двух различных режимах объясняются, вероятно, более высокой концентрацией твердой фазы около оси в режиме без закрутки, так как при наличии закрутки частицы песка отклоняются к периферии камеры.

Экспериментальные графики распределения температуры в рассматриваемом сечении приведены на рис. 7.

При горении коэффициент теплоотдачи существенно выше в большей части рассматриваемого сечения камеры, чем при электроподогреве слоя (см. рис. 6). Однако на периферии около стенки камеры α_{Σ} превышает соответствующую величину в режиме с электроподогревом слоя только на 23 %. Значительно более высокие коэффициенты теплоотдачи при горении топлива связаны прежде всего с излучением факела. Установленные значения коэффициента теплоотдачи несколько выше аналогичных данных, полученных в [9] при исследовании сложного теплообмена в прямоточной топке промышленного котла мощностью 5,7 МВт (рис. 8), по-видимому, из-за конвективной составляющей теплообмена, обусловленной закруткой.

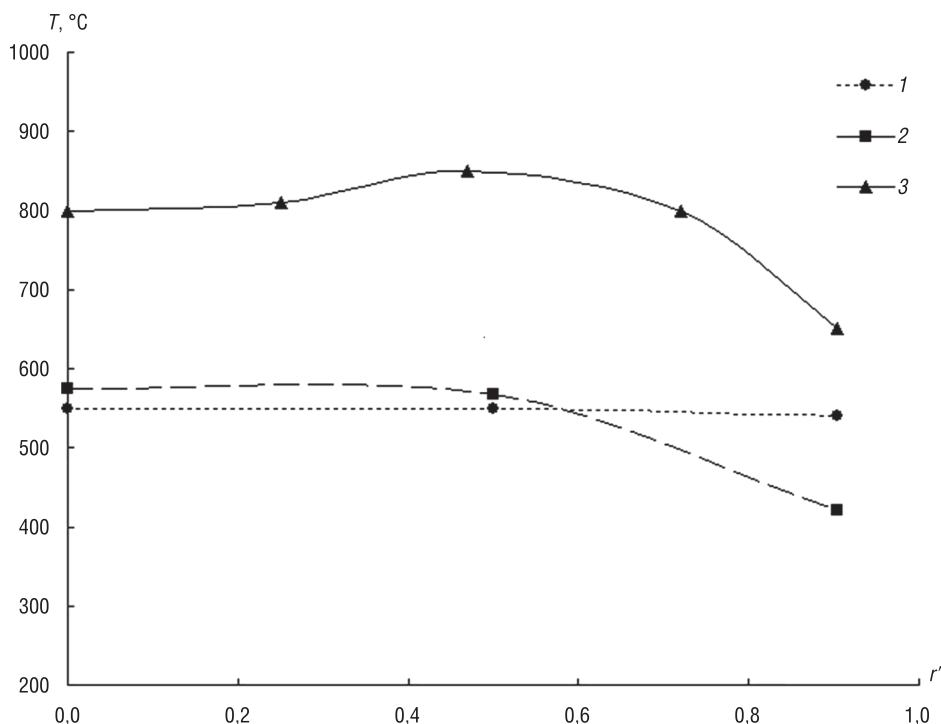


Рис. 7. Температура газов в горизонтальной плоскости ($z = 325$ мм) при электронегреве без закрутки потока (1), с закруткой (2) и горении с $\alpha = 1,25$ (3)

Fig. 7. Gas temperature in the horizontal plane ($z = 325$ mm) with electrical heating without swirling flow (1), with swirling flow (2) and burning with $\alpha = 1.25$ (3)

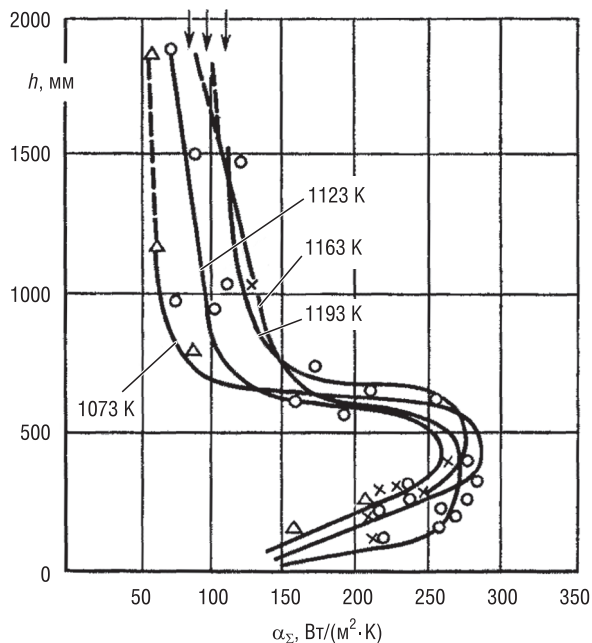


Рис. 8. Изменение коэффициента теплоотдачи к калориметру по высоте топки промышленного котла мощностью 5,7 МВт; цифры у кривых – температура кипящего слоя [9]

Fig. 8. The heat-transfer coefficient change to the calorimeter at the height of the industrial boiler furnace with a capacity of 5.7 MW; the numbers at the curves – the temperature of the fluidized bed [9]

Рассчитанные значения суммарного коэффициента теплоотдачи α_{Σ} в большей части рассматриваемого сечения камеры ($z = 325$ мм) на 10–20 % ниже экспериментальных данных, а на периферии превышают их (см. рис. 6). Такой результат расчетной оценки считается вполне удовлетворительным, учитывая чрезвычайную сложность точного учета всех характеристик теплообмена в такой многопараметрической системе, как циклонно-слоевая топка с кипящим слоем.

Заключение. Установлено распределение коэффициента теплоотдачи к сферическому зонду в циклонно-слоевой камере с кипящим слоем в режиме «холодной» продувки. Наибольшие значения коэффициента теплоотдачи наблюдаются непосредственно в кипящем слое, где имеют значения около 300–380 Вт/(м²·К) и зависят от скорости фильтрации. С увеличением продольной координаты коэффициент теплоотдачи резко снижается, принимая в надслоевом пространстве близкие к постоянной величине значения 50–60 Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи слабо зависит от безразмерного диаметра пережима для реализованных в эксперименте значений $d_{out}/D = 0,4–0,7$, а в области выше зоны всплесков прак-

тически не зависит от доли донного дутья в исследованном диапазоне $\varphi = 0,35-0,55$. В наибольшей степени коэффициент теплоотдачи обусловлен расходом воздуха через камеру. В радиальном направлении коэффициент теплоотдачи изменяется незначительно, и его значения можно считать постоянными в горизонтальном сечении.

Расчетные значения коэффициента теплоотдачи в большей части горизонтального сечения камеры, определенные в предположении незапыленного потока, на 30–40 % ниже экспериментальных результатов. Расчет коэффициента теплоотдачи для запыленного потока с концентрацией твердой фазы 0,5–1,0 кг/м³ дает удовлетворительное совпадение с результатами эксперимента.

В «горячем» режиме при горении топлива суммарный коэффициент теплоотдачи принимает наибольшие значения в центральной области, которые примерно на 25 % больше значений на периферии. Доля кондуктивно-конвективной составляющей в суммарном коэффициенте теплоотдачи к шаровому зонду в зависимости от его радиального положения оценивается в 40–70 %.

Обозначения

α_c – приведенная степень черноты камеры сгорания;
 c_f – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К)
 c_p – удельная теплоемкость материала частиц (кварцевого песка), Дж/(кг·К);
 C_s – концентрация твердой фазы, кг/м³;
 D – диаметр циклонно-слоевой камеры, м;
 $D_b = 0,18$ м – диаметр газораспределительной решетки, м;
 d_{out} – диаметр пережима, м;
 d_{pb} – диаметр сферического зонда, м;
 $Fr = (u - u_{mf})^2 / gh_b$ – число Фруда;
 $F_s = \pi DH$ – площадь боковой поверхности циклонной камеры, м²;
 f_n – площадь входного сечения сопел, м²;
 $H = 0,452$ м – высота циклонно-слоевой камеры;
 $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;
 h_b – высота слоя инерта в неподвижном (плотном) состоянии, м;
 $h_n = 0,55H$ – высота расположения сопел вторичного дутья, м;
 $N = u/u_{mf}$ – число псевдоожижения;
 $Nu = \alpha_{c-c} d_{pb} / \lambda_f$ – число Нуссельта;
 N_c – тепловыделение в топке, кВт;
 P_r – число Прандтля;
 Q – объемный расход воздуха через циклонно-слоевую камеру, м³/ч;
 Q_b – объемный расход воздуха донного дутья, м³/ч;
 Q_n^p – низшая теплота сгорания, МДж/кг;
 $Re = V d_{pb} / \nu_f$ – число Рейнольдса;
 r – радиальная координата, м;
 $r' = 2r/D$ – безразмерная радиальная координата;
 T – температура газа в камере, °С;
 T_{ef} – эффективная температура топочной среды (в камере сгорания), °С;
 T_{pb} – температура зонда, °С;
 T_b – температура кипящего слоя, °С;
 u – скорость фильтрации, м/с;
 u_{mf} – скорость начала псевдоожижения, м/с;
 V_z – продольная составляющая скорости, м/с;
 V_n – скорость истечения воздуха из сопел, м/с;

V_φ – тангенциальная составляющая скорости, м/с;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 $\alpha_\Sigma = \alpha_{c-c} + \alpha_{rad}$ – сложный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 $\alpha_{c-c} = \alpha_{conv} + \alpha_{cond}$ – конвективно-кондуктивный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 α_{cond} – кондуктивный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 α_{conv} – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К);
 α_{rad} – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К);
 $\alpha_n = f_n / F_s$ – безразмерная площадь входного сечения (живое сечение сопел);
 λ_f – теплопроводность воздуха, Вт/(м·К);
 ν_f – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 ρ_f – плотность газа, кг/м³;
 $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^8$ Вт/(м²·К⁴) – постоянная Стефана – Больцмана;
 φ – доля донного дутья;
 z – продольная координата, м;
 $z' = z/H$ – безразмерная продольная координата.

Индексы:

b – слой;
 c – камера (топка);
 ef – эффективный;
 f – газ; факел;
 $c-c$ – кондуктивно-конвективный;
 $cond$ – кондуктивный;
 $conv$ – конвективный;
 mf – начало псевдоожижения;
 n – сопло;
 out – на выходе (выхлопное отверстие);
 pb – зонд сферический;
 rad – радиационный (лучистый);
 s – твердая фаза, боковой;
 z – продольный;
 Σ – суммарный (сложный);
 φ – тангенциальный.

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (проект T16K-018).

Acknowledgments

The work was supported by the Belarusian Republican Foundation for Fundamental Research (project T16K-018).

Список использованных источников

1. Пицуха, Е. А. Особенности гидродинамики и сжигания твердых биотоплив в циклонно-слоевой топке котла малой мощности [Электронный ресурс] / Е. А. Пицуха, Ю. С. Теплицкий, В. А. Бородуля // Горение топлива: теория, эксперимент, приложения: тез. докл. IX Всерос. конф. с междунар. участием, Новосибирск, 16–18 нояб. 2015 г. – Новосибирск: Изд-во Ин-та теплофизики СО РАН, 2015. – Режим доступа: http://www.itp.nsc.ru/conferences/gt-2015/Files/D2_S3-5.pdf – Дата доступа: 01.06.2018.
2. Пицуха, Е. А. Новый высокоэффективный метод двухстадийного сжигания твердых биотоплив в кипящем слое / Е. А. Пицуха, Ю. С. Теплицкий, Э. К. Бучилко // Энергоэффективность. – 2017. – № 3. – С. 28–31.
3. Кунии, Д. Промышленное псевдоожигание / Д. Кунии, О. Левеншпиль. – М.: Химия, 1976. – 448 с.
4. Тодес, О. М. Аппараты с кипящим зернистым слоем / О. М. Тодес, О. Б. Цитович. – Л.: Химия, 1981. – 296 с.
5. Забродский, С. С. Высокотемпературные установки с псевдоожиганным слоем / С. С. Забродский. – М.: Энергия, 1971. – 328 с.
6. Аббас Фалих Хасан. Теплоперенос к гладким и оребренным поверхностям в надслоевом объеме псевдоожиганных слоев моно- и полидисперсного материала применительно к топочным устройствам: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04 / Аббас Фалих Хасан. – Минск, 1992. – 205 с.
7. Исследование теплообмена шахматных пучков гладких и оребренных труб в кипящем слое / И. В. Житомирская [и др.] // Теплоэнергетика. – 1982. – № 1. – С. 49–51.
8. Ильченко, А. А. Теплообмен одиночной гладкой и оребренной профилированной трубы в псевдоожиганном слое / А. А. Ильченко, А. Ф. Редько // Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1986. – № 6. – С. 105–108.
9. Баскаков, А. П. Котлы и топки с кипящим слоем / А. П. Баскаков, В. В. Мацнев, И. В. Расповов. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 352 с.
10. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 4-е изд. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
11. Пицуха, Е. А. Закрученные течения в циклонных камерах с соплами малого живого сечения. / Е. А. Пицуха, Ю. С. Теплицкий // Инж.-физ. журн. – 2017. – Т. 90, № 4. – С. 850–861.
12. Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справ. пособие / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
13. Горбис, З. Р. Теплообмен дисперсных сквозных потоков / З. Р. Горбис. – М.; Л.: Энергия, 1964. – 296 с.
14. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / под ред. Н. В. Кузнецова [и др.]. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.

References

1. Pitsuha E. A., Teplitskii Yu. S., Borodulya V. A. Features of hydrodynamics and combustion of solid biofuels in the vortex-bed furnace of a low-power boiler. *Gorenie topliva: teoriya, eksperiment, prilozheniya: tezisy dokladov IX Vserossiiskoi konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem, Novosibirsk, 16–18 noyabrya 2015 g.* [Fuel combustion: theory, experiment, application: Abstracts of the IX All-Russian Conference with International Participation, Novosibirsk, November 16–18, 2015]. Novosibirsk, Institute of Thermal Physics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, 2015 (in Russian). Available at: http://www.itp.nsc.ru/conferences/gt-2015/Files/D2_S3-5.pdf (accessed 01 June 2018).
2. Pitsuha E. A., Teplitskii Yu. S., Buchilko E. K. A new highly effective method of two-stage combustion of solid biofuels in the fluidized bed. *Energoeffektivnost' [Energy Efficiency]*, 2017, no. 3, pp. 28–31 (in Russian).
3. Kunii D., Levenshpil' O. *Industrial Fluidization*. Moscow, Khimiya Publ., 1976. 448 p. (in Russian).
4. Todes O. M., Tsitovich O. B. *Fluidized Granular Bed Apparatus*. Leningrad, Khimiya Publ., 1968. 296 p. (in Russian).
5. Zabrodskii S. S. *High Temperature Installations with the Fluidized Bed*. Moscow, Energiya Publ., 1971. 328 p. (in Russian).
6. Abbas Falikh Khasan. *Heat Transfer to Smooth and Finned Surfaces in the Over-Bed Volume of Fluidized Beds of Mono- and Polydispersed Material with Respect to Combustion Devices*. Minsk, 1992. 205 p. (in Russian).
7. Zhitomirskaya I. V. Investigation of heat exchange of chess beams of smooth and finned tubes in the fluidized bed. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, 1982, no. 1, pp. 49–51 (in Russian).
8. Il'chenko A. A., Red'ko, A. F. Heat exchange of a single smooth and finned profiled tube in a fluidized bed. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii SSSR. Energetika [News of Higher Educational Institutions of the USSR. Power Industry]*, 1986, no. 6, pp. 105–108 (in Russian).
9. Baskakov A. P., Matsnev V. V., Raspopov I. V. *Boilers and Furnaces with a Fluidized Bed*. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1996. 352 p. (in Russian).
10. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. *Heat Transfer*. Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 416 p. (in Russian).
11. Pitsuha E. A., Teplitskii Yu. S. Swirling flows in cyclone chambers with nozzles of small flow section. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2017, vol. 90, no. 4, pp. 806–818. <https://doi.org/10.1007/s10891-017-1629-3>
12. Kutateladze S. S. *Heat Transfer and Hydrodynamic Resistance. Reference Manual*. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 367 p. (in Russian).
13. Gorbis Z. R. *Heat Transfer of Disperse Through Flows*. Moscow; Leningrad, Energiya Publ., 1964. 296 p. (in Russian).
14. Kuznetsov N. V., Mitor V. V., Dubovskii I. E., Karasina E. S., Rubin M. M., Blokh A. G., Marshak Yu. L., Petrosyan R. A., Lokshin V. A., Mochan S. I., Kendys' P. N. *Thermal Prediction of Boiler Units (Normative Method)*. Moscow, Energiya Publ., 1973. 295 p. (in Russian).

Информация об авторах

Пицуха Евгений Александрович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). E-mail: pit.ea@mail.ru

Теплицкий Юрий Семенович – доктор технических наук, главный научный сотрудник, Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). E-mail: tep@hmti.ac.by

Бучилко Эдуард Казимирович – научный сотрудник, Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). E-mail: ebuchilko@gmail.com

Слижук Дмитрий Станиславович – научный сотрудник, Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь).

Information about the authors

Evgenii A. Pitsuha – Ph. D. (Engineering), Senior Researcher, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: pit.ea@mail.ru

Yurii S. Teplitskii – D. Sc. (Engineering), Chief Researcher, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: tep@hmti.ac.by

Eduard K. Buchilko – Researcher, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: ebuchilko@gmail.com

Dmitrij S. Slizhuk – Researcher, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus).