

10. S e r e n k o v, P. S., Romanchic, V. M., & Koronyevich, E. M. (2004) The Concept of Robust Projecting of the Processes Within the Quality Management System. *Standartizatsiia i Sertifikatsiia. Novosti* [Standardizing and Certification. News], 2, 64–67 (in Russian).

11. G u b a r e v, V. V. (1985) *Algorithms of the Statistical Measurements*. Moscow, Energoatomizdat. 272 p. (in Russian).

12. N o v i t s k i y, P. V., & Zorgraf, I. A. (1985) *Estimated Accuracy of the Measurement Results*. Leningrad, Energoatomizdat. 248 p. (in Russian).

Поступила 20.01.2015

УДК 536.24

ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИХРЕВОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООТДАЧИ ГАЗОВОГО ПОТОКА ПРИ ПРОДОЛЬНОМ И ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ КРУГЛОТРУБНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Часть 1

Докт. техн. наук, проф. КУНТЫШ В. Б.¹⁾,
канд. техн. наук, доц. СУХОЦКИЙ А. Б.¹⁾, магистр техн. наук ЯЦЕВИЧ А. В.²⁾

¹⁾Белорусский государственный технологический университет,

²⁾ОАО «Минский завод автоматических линий имени П. М. Машерова»

E-mail: alk2905@mail.ru

Выполнено численное сравнение тепловой эффективности продольного течения однофазного потока внутри гладкой трубы с поперечным обтеканием шахматных и коридорных круглотрубных пучков в интервале $Re = (3-500) \cdot 10^3$ при одинаковой затрате мощности $N_0 = \text{idem}$ на прокачку газового (воздушного) потока. Количественно тепловую эффективность оценивали коэффициентом $\psi_i = \alpha_i/\alpha_k$, представляющим отношение коэффициента теплоотдачи исследуемой i -й поверхности к базовой k -й поверхности, принятой в качестве эталонной. Представлены формулы для расчета удельной затраты мощности N_0 при продольном и поперечном обтекании трубчатой поверхности. Показан способ учета местных потерь давления потока при вычислении удельной затраты мощности. Для получения сопоставимых значений ψ_i с целью исключения влияния площади поверхности теплообмена на результат необходимо затрату мощности вычислять по действительной величине площади поверхности.

Учет местных потерь давления потока на входе и выходе из трубы снижает коэффициент тепловой эффективности продольного течения на 33 %, и с этим фактом необходимо считаться при выполнении расчетов энергетической эффективности. Поперечное обтекание гладкотрубных пучков более эффективно по сравнению с продольным течением внутри трубы во всем интервале изменения числа Re . Тепловая эффективность шахматных пучков при $N_0 = \text{idem}$ на 10–13 % больше коридорных. В переходном интервале $Re = (3-10) \cdot 10^3$ при $N_0 = \text{idem}$ коэффициент теплоотдачи шахматного пучка при внешнем обтекании превышает теплоотдачу при течении воздуха внутри трубы в 5–2,1 раза, а при $Re = 10^5$ – в 1,6 раза.

Ключевые слова: коэффициент тепловой эффективности, продольное течение внутри трубы, поперечное обтекание шахматных и коридорных пучков, затраты мощности, энергетическая эффективность.

Ил. 3. Библиогр.: 11 назв.

THERMAL EFFECTIVENESS OF THE GAS FLOW VORTICAL HEAT-RELEASE INTENSIFICATION AT AXIAL AND TRANSVERSAL FLOWING-AROUND THE ROUND-TUBULAR SURFACES

Part 1

KUNTYSH V. B.¹⁾, SUKHOTSKIY A. B.¹⁾, YATSEVICH A. V.²⁾

¹⁾Belarus State Technological University,

²⁾JSC "Minsk Plant of Automatic Lines named after P. M. Masherov"

The authors present a numerical comparison of the thermal effectiveness of the monophasic-stream axial flowing inside a smooth pipe with transversal flow-around of staggered and in-line tube banks in interval $Re = (3-500) \cdot 10^3$ with equal power input $N_0 = \text{idem}$ for priming gas (air) flow. Coefficient $\psi_i = \alpha_i/\alpha_k$ estimates the thermal effectiveness quantitatively and represents the relation of heat-emission coefficients of surface i being examined to base-surface k assumed standard. The paper offers estimation formulae for the specific power input N_0 at axial and transverse flowing-around of the tubular surface and shows an accounting technique for the stream-pressure local losses. To exclude the heat-exchange surface square influence on the result and for obtaining the comparable values of ψ_i it is indispensable to calculate the power input by the effective value of the surface square.

While performing computations of the energy effectiveness it is necessary to reckon with the fact that accounting for the stream-pressure local losses at the tube entrance and exit reduces the axial-stream thermal effectiveness coefficient by 33 %. Transverse flow-around of the smooth tube banks is more efficient in comparison with the in-tube axial flow within the entire interval of numeral Re changing. The staggered banks thermal effectiveness at $N_0 = \text{idem}$ is by 10–13 % more than of the in-line ones. In transient interval $Re = (3-10) \cdot 10^3$ at $N_0 = \text{idem}$ the staggered-bank heat-emission coefficient with outside flow-around exceeds the heat-emission with in-tube air flow by 5–2,1 times, and at $Re = 10^5$ – by 1,6 times.

Keywords: coefficient of thermal efficiency, in-tube axial flow, transversal flow-around of staggered and in-line tube banks, power input, energy effectiveness.

Fig. 3. Ref.: 11 titles.

Гладкая круглая труба широко применяется в качестве поверхности теплообмена рекуперативных аппаратов промышленной тепло- и атомной энергетики, а также в теплотехнологических установках различных отраслей народного хозяйства. Нарастивание агрегатной мощности энергетических машин и технологических установок сопровождается увеличением габаритов теплообменных аппаратов (ТА), металлоемкость которых составляет заметную часть массы основного оборудования. Например, в нефтеперерабатывающих и химических производствах масса теплообменных аппаратов достигает 35–40 % общей массы всех технологических аппаратов, в паротурбинных установках это соотношение колеблется в интервале 45–55 %, а в холодильных машинах различных типов масса основной теплообменной аппаратуры составляет 55–70 % от общей массы машины.

Действенным направлением снижения массы и габаритов ТА является интенсификация теплообмена. В последние два десятилетия уделяется значительное внимание исследованию способа вихревой интенсификации теплообмена газовых (воздушных) потоков. Здесь вместо применения классических механических турбулизаторов [1] в виде искусственной пре-

дельной и дискретной шероховатости на теплоотдающей поверхности ретардеров, шнеков, завихрителей для воздействия на пограничный слой с целью его турбулизации и обновления применяются наносимые на поверхность углубления различной формы (цилиндрические и конические выемки, полусферические лунки, мелкие и крупные сферические выемки, эллиптические выемки и т. д.), которые являются генераторами вихрей в пристенном слое движущегося принудительного потока. Это отражено в большом количестве публикаций по данному способу интенсификации, из которых следует отметить работы [2–4] с обстоятельной в них библиографией периодических изданий.

Подавляющее большинство публикаций посвящено вихревой интенсификации теплоотдачи плоских поверхностей щелевых прямых каналов, которые характерны для пластинчатых ТА, имеющих меньшее применение по сравнению с трубчатыми в различных отраслях промышленности и техники. Вместе с тем известны единичные работы [5, 6] по исследованию теплогидравлических характеристик цилиндрических труб с поверхностью из сферических лунок, реализующих способ вихревой интенсификации. Однако в публикациях отсутствует достаточная информация по геометрическим параметрам углублений, которая позволила бы вычислить увеличение теплоотдающей площади поверхности применением интенсификаторов, а не ограничиваться констатацией о ее незначительном изменении и использовании технически неопределенных понятий типа «мелкие, крупные лунки». Это позволило бы объективно выявить теплофизическую сторону такого способа интенсификации, разделив эффект по увеличению теплоотдачи на две составляющие: от наращивания теплоотдающей поверхности и вследствие воздействия образованных вихревых структур углублениями. В литературе отсутствуют количественные оценки эффективности вихревой интенсификации теплоотдачи по единой методике в сопоставимых условиях тепловой, примененной для круглой трубы при разных направлениях течения потока. Такая труба является базовой для значительной группы рекуперативных ТА.

При экспериментальном исследовании поперечно обтекаемых пучков аэродинамическое (гидравлическое) сопротивление включает местные сопротивления входа потока в пучок и выхода из него. В формулах для расчета сопротивления продольно обтекаемых труб нет местных сопротивлений входа и выхода, которые учитываются отдельно через коэффициент местных сопротивлений и суммируются с сопротивлением трубы. Поэтому при сопоставлении тепловой эффективности поперечного обтекания пучка с эффективностью трубы в продольном потоке необходимо последнюю рассчитывать с учетом местных сопротивлений.

С учетом изложенного цель исследований авторов статьи состояла в следующем:

- выполнить сравнение тепловой эффективности гладкой трубы в продольном потоке с учетом местных сопротивлений и без них в широком интервале Re , охватывающем режимы эксплуатации гладкотрубных газогазовых ТА;
- провести сравнение тепловой эффективности шахматных и коридорных пучков из гладких труб в поперечном потоке между собой и эффек-

тивностью продольно обтекаемой трубы, являющихся базой (эталоном) для вычисления количественных значений коэффициента эффективности вихревого способа интенсификации теплоотдачи.

Для достижения поставленной цели использована известная методика В. М. Антуфьева [7] для сравнения конвективных поверхностей по тепловой эффективности. Согласно этой теории в логарифмических координатах $\alpha = f(N_0)$ построены кривые эффективности сопоставляемых поверхностей, а тепловое (энергетическое) совершенство оценено при одинаковой затрате мощности $N_0 = \text{idem}$, Вт/м², на прокачку теплоносителя коэффициентом тепловой эффективности

$$\psi_i = \frac{\alpha_i}{\alpha_k}, \quad (1)$$

где α_i , α_k – коэффициент теплоотдачи i -й и k -й (принятой за эталон или базу) поверхности теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Формула для вычисления N_0 по площади поверхности гладкой трубы (пучка труб) зависит от характера течения потока. Величины N_0 определены по следующим формулам [7]:

- при продольном течении потока внутри гладкой трубы (канала) или внешнем продольном обтекании трубы

$$N_0 = 0,125 \zeta \rho w^3; \quad (2)$$

- при продольном течении потока с учетом местных входных и выходных сопротивлений

$$N_0 = 0,125 \left(\zeta + \frac{\chi_{\text{вх}}}{L/d} + \frac{\chi_{\text{вых}}}{L/d} \right) \rho w^3; \quad (3)$$

- при продольном течении потока с учетом фактической площади поверхности трубы, измененной нанесением углублений, шероховатости и иных механических деформаций

$$N_0 = 0,125 \frac{\zeta}{\phi} \rho w^3; \quad (4)$$

- при поперечном внешнем обтекании потока гладкотрубного пучка

$$N_0 = 0,319 (\sigma_1 - 1) \text{Eu}_0 \rho w^3, \quad (5)$$

где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления трубы; $\chi_{\text{вх}}$, $\chi_{\text{вых}}$ – коэффициент местного сопротивления при входе и выходе из трубы соответственно; L – длина трубы, м; d – внутренний диаметр трубы (эквивалентный диаметр канала) или наружный диаметр трубы при поперечном обтекании ее потоком, м; $\phi = F/F_{\text{гл}}$ – коэффициент увеличения площади поверхности трубы; F – фактическая площадь поверхности трубы, м²; $F_{\text{гл}}$ – то же гладкой трубы диаметром d , м²; $\text{Eu}_0 = \text{Eu}/z$ – число Эйлера, отнесенное к одному поперечному ряду пучка по направлению потока; z – число поперечных рядов труб в пучке; $\sigma_1 = S_1/d$ – относительный поперечный шаг труб в пучке; ρ – плотность потока, кг/м³; w – скорость потока в трубе или в сжатом сечении пучка, м/с.

При вычислении α , ζ , Eu_0 использованы уравнения подобия для конкретного режима течения. Диаметры труб при сравнении приняты одинаковыми $d = 20$ мм. Физические параметры теплоносителя λ , ν , ρ принимали при средней температуре потока 50°C и давлении $0,1$ МПа, здесь λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К); ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, $\text{м}^2/\text{с}$.

На представленных рис. 1–3 при условных обозначениях (символах) указаны численные значения числа Рейнольдса Re , для которых вычислены коэффициент теплоотдачи α и затрата мощности N_0 .

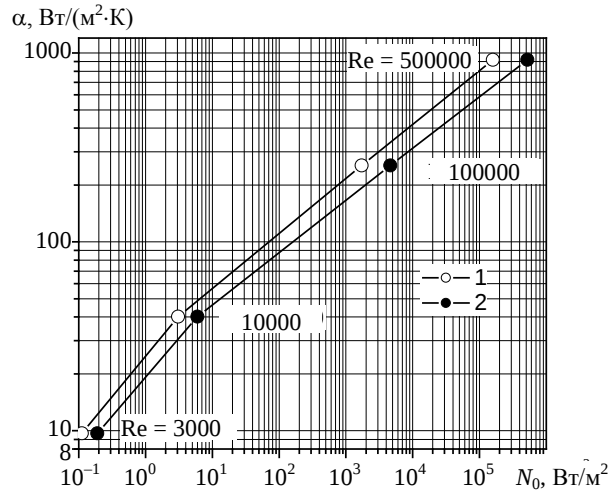


Рис. 1. Влияние местных потерь давления потока на тепловую эффективность трубы с внутренним продольным течением: 1 – гладкая труба; 2 – труба с учетом местных потерь давления

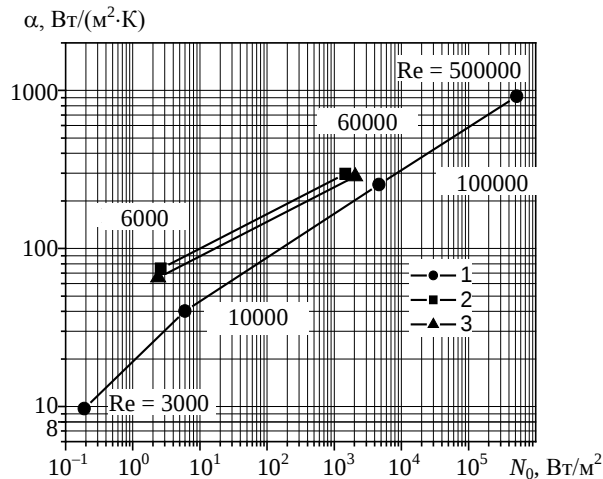


Рис. 2. Сравнение тепловой эффективности внешнего поперечного и внутреннего продольного течения потока: 1 – гладкая труба с учетом местных потерь давления; 2 – шахматный пучок; 3 – коридорный пучок (гладкие трубы)

Тепловая эффективность гладкой трубы ($L/d = 50$) при продольном течении воздуха с учетом входных и выходных сопротивлений ($\chi_{\text{вх}} = 1,0$; $\chi_{\text{вых}} = 0,5$) в среднем на 33 % ниже (рис. 1) данной характеристики без уче-

та этого фактора в интервале $Re = (3-500) \cdot 10^3$. Следовательно, мощности на прокачку газового теплоносителя потребуется в 1,33 раза больше и необходимо принимать во внимание влияние этого фактора при сравнительном сопоставлении энергетической эффективности поверхностей теплообмена, что ранее отмечалось на качественном уровне в [7]. Полученное значение $\psi_i = 1,33$ хорошо согласуется с вариантными расчетами кожухотрубного газо-газового теплообменника [8], в котором получено отношение мощностей на прокачку теплоносителя без учета приемно-выводных устройств, равное 1,83, а с учетом этих устройств – 1,40. Значит, $\psi_i \approx 1,83/1,4 = 1,31$.

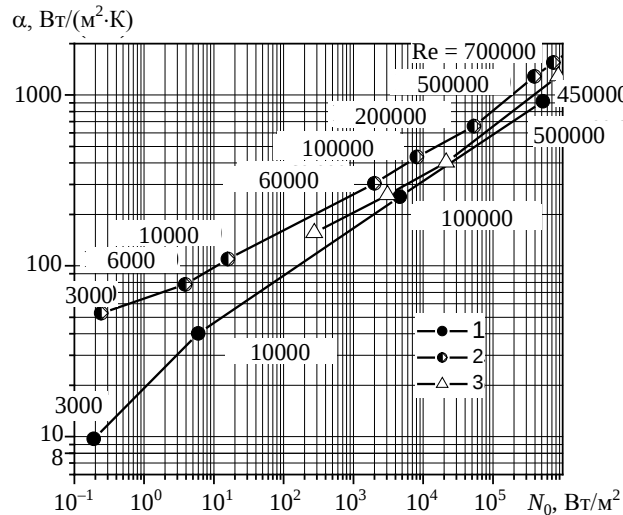


Рис. 3. Кривые тепловой эффективности шахматного гладкотрубного пучка в до- и закритическом режимах поперечного течения и течения внутри гладкой трубы по данным: 1 – рис. 2; 2, 3 – соответственно по [10] и [11]

Для расчета коэффициентов теплоотдачи и затрат мощности поперечно обтекаемых шахматных и коридорных гладкотрубных десятирядных пучков с относительными $\sigma_1 = 1,25d$ и продольным $\sigma_2 = 1,08d$ шагами газовым потоком в интервале $Re = (6-60) \cdot 10^3$ использованы формулы ВТИ [9], которые применяются для теплоаэродинамических расчетов поверхностей нагрева котельных агрегатов. Кривые тепловой эффективности $\alpha = f(N_0)$ на рис. 2 указывают на энергетическое преимущество поперечного обтекания круглотрубных поверхностей в сравнении с продольным внутренним. Особенно энергетически выгодно применение поперечного течения в области низких значений $Re \leq 10^4$. Например, в интервале $Re = (6-10) \cdot 10^4$ при $N_0 = idem$ коэффициент тепловой эффективности шахматного пучка находится в диапазоне $\psi_\varnothing = 2,78-1,48$ по отношению к продольному течению потока. Тепловая эффективность шахматных пучков больше коридорных на 10–13 %, что не противоречит данным [7]. Сказанное хорошо согласуется с результатами, приведенными на рис. 3. Видно, что в переходной области $Re = (3-10) \cdot 10^4$ продольного течения теплоносителя при $N_0 = idem$ коэффициенты теплоотдачи гладкотрубного шахматного пучка с поперечным обтеканием превышают в 5–2,1 раза интенсивность теплоотдачи

внутри трубы. Однако с ростом затрат мощности N_0 (увеличение Re) кривые тепловой эффективности поперечного и продольного течения (рис. 2, 3) непрерывно сближаются, но при достижении $Re \geq 130000$ [10], а по другим данным – при $Re \geq 200000$ [11] конвективный теплообмен в пучках существенно интенсифицируется. Тангенс угла наклона кривой теплоотдачи резко возрастает, стремясь к единице, а число Eu для пучков доходит до некоторого постоянного значения $Eu = const$ и остается неизменным, несмотря на увеличение Re . Режим течения достигает автомодельности. Течение потока в пограничном слое на поверхности из смешанного переходит в преобладающе турбулентное. Указанные явления изменяют характер кривой $\alpha = f(N_0)$ при поперечном обтекании, которая начинает отклоняться более круто от кривой продольного течения, оставаясь выше ее. В закритическом режиме обтекания, когда $Re > (130-200) \cdot 10^3$, коэффициент тепловой эффективности шахматного пучка $\psi_{ш}$ равен 1,49 и 1,53 соответственно для $Re \approx 500 \cdot 10^3$ и $700 \cdot 10^3$ исходя из кривой $\alpha = f(N_0)$, построенной по обобщенным уравнениям подобия [11], которые экспериментально обоснованы по единой методике в интервале $Re = (3-700) \cdot 10^3$. Величины $\psi_{ш}$, вычисленные по кривой эффективности для шахматного пучка согласно [10], в среднем на 25–30 % меньше. Таким образом, поперечное обтекание пакетов из круглых труб эффективнее в сравнении с продольным во всем интервале значения Re , встречающегося в промышленных ТА общего назначения.

ВЫВОДЫ

1. Поперечное обтекание однофазным потоком гладких труб системы «пучок» во всем интервале изменения числа Рейнольдса, включая и закритический режим течения потока, отличается более высокой тепловой эффективностью в сравнении с продольным движением.

2. Тепловая эффективность шахматного расположения гладких труб в пучке превышает эффективность коридорного при одинаковых затратах мощности на прокачку потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бузник, В. М. Интенсификация теплообмена в судовых установках / В. М. Бузник. – Л.: Судостроение, 1969. – 364 с.
2. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю. А. Быстров [и др.]. – СПб.: Судостроение, 2005. – 390 с.
3. Халатов, А. А. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков / А. А. Халатов, И. И. Борисов, С. В. Шевцов. – Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.
4. Халатов, А. А. Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении / А. А. Халатов. – Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2005. – 292 с.
5. Экспериментальное исследование тепловых и гидравлических характеристик теплообменных поверхностей, формованных сферическими лунками / М. Я. Бельский [и др.] // Теплофизика высоких температур. – 1991. – Т. 29, № 8. – С. 1142–1147.
6. К вопросу выбора типа водо-водяных подогревателей для систем теплоснабжения // К. В. Пермяков [и др.] // Промышленная энергетика. – 2000. – № 4. – С. 37–44.

7. Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Антуфьев. – Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
8. Мартыненко, О. Г. Эффективность интенсификации теплообмена в компактном кожухотрубном теплообменнике // О. Г. Мартыненко, Н. М. Горбачев, В. А. Бабенко // Тезисы докладов и сообщений XIV Минского междунар. форума по тепло- и массообмену 10–13 сентября 2012 г. – Минск, 2012. – Т. 2, ч. 1. – С. 99–101.
9. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
10. Ляпин, М. Ф. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление гладкотрубных пучков при больших числах Re / М. Ф. Ляпин // Теплоэнергетика. – 1956. – № 9. – С. 49–52.
11. Жукаускас, А. А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости / А. А. Жукаускас, В. И. Макарявичюс, А. А. Шланчяускас. – Вильнюс: Минтис, 1968. – 192 с.

REFERENCES

1. Buznik, V. M. (1969) *Intensification of Heat Exchange in the Ship Installations*. Leningrad, Sudostroenie Publ. 364 p. (in Russian).
2. Byströv, Yu. A., Isaev, S. A., Kudryavcev, N. A. & Leont'ev, A. I. (2005) *Numerical Modelling of the Vortical Intensification of Heat Exchange in the Packages of Pipes*. St. Petersburg, Sudostroenie Publ. 390 p. (in Russian).
3. Khalatov, A. A., Borisov, I. I., & Shevtsov, S. V. (2005) *Heat and Mass Transfer and Thermal-Hydraulic Efficiency of Vortex and Swirling Flows*. Kyiv, Institute for Engineering Thermophysics, NAS Ukraine. 500 p. (in Russian).
4. Khalatov, A. A. (2005) *Aerothermodynamic Vortex Technologies in Power-Engineering Gas-Turbines Building*. Kyiv, Institute for Engineering Thermophysics, NAS Ukraine. 292 p. (in Russian).
5. Belenky, M. Ya., Gotovsky, M. A., Lekah, B. M., Fokin, B. S., & Habensky, V. B. (1991) The Experimental Research of Thermal and Hydraulic Characteristics of Heat-Exchange Surfaces Formed by Spherical Lunules. *Teplofizika Vysokih Temperatur* [Thermal Physics of High Temperatures], 29, 8, 1142–1147 (in Russian).
6. Permyakov, V. A., Permyakov, K. V., Yakimenko, A. N., & Neiburger, A. N. (2000) On Selecting the Type of Water-to-Water Heaters for Heating-Supply Systems. *Promyshlennaya Energetika* [Power Engineering], 4, 37–44 (in Russian).
7. Antuf'ev, V. M. (1966) *The Effectiveness of Various Forms of Convective Heating Surfaces*. Leningrad, Energia. 184 p. (in Russian).
8. Martynenko, O. G., Gorbachev, N. M., & Babenko, V. A. (2012) Effectiveness of Heat-Exchange Intensification in the Compact Shell-and-Tube Heat Exchanger. *XIV Minsk International Heat and Mass Transfer Forum: Abstracts of the Reports and Communication. Vol. 2, Part 1*. Minsk: Heat and Mass Transfer Institute of the NAS of Belarus, 99–101 (in Russian).
9. Isachenko, V. P., Osipova, V. A., & Sukomel, A. S. (1975). *Heat Transfer*. Moscow, Energia. 488 p. (in Russian).
10. Lypin, M. F. (1956) Heat Emission and Aerodynamic Resistance of the Bare-Tube Banks at Reynolds Big Numbers. *Teploenergetika* [Heat Engineering], 9, 49–52 (in Russian).
11. Zhukauskas A. A., Makaryavichyus, V. I., & Shlanchauskas, A. A. (1968) *Heat Emission of the Tube Banks in Transverse Flow of Liquid*. Vilnius. Mintis. 192 p. (in Russian).

Представлена кафедрой энергосбережения,
гидравлики и теплотехники

Поступила 03.02.2015