

<http://dx.doi.org/10.15589/jnn20140607>

УДК 621.1.016.4

К 89

TO ASSESSMENT OF EFFICIENCY OF HEAT TRANSFER AUGMENTATION PROCESSES IN HEAT EXCHANGERS

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Valerii V. Kuznetsov

valeriy.kuznetsov@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0002-3678-595X

В. В. Кузнецов,

канд. техн. наук, доц.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев

Abstract. The heat transfer augmentation in the heat exchangers is applied in order to reduce their weight-size parameters. To evaluate the efficiency of augmentation processes the different indices are used. It is shown that most of the indices are based on the heat transfer coefficient and they do not take into account the heat transfer features. This approach is valid, if the systems are considered, in which the heat transfer only from one side of the heat transfer surface is important (for example in the cooling blade systems of gas turbines). However, the performance of a certain type of augmenters in the waste-heat boilers of power plants or regenerators of gas turbine engines technologically influence on the heat transfer from the other side of the heat transfer surface. This makes it necessary to take into account the features of the heat transfer processes on both sides of the heat transfer surface. On the basis of the synthesis of existing ones the new index is proposed which is based on the overall heat transfer coefficient. To verify the proposed index the computer modeling in the ANSYS CFX system were carried out. The internal ring rollings were considered as the augmenters. The results showed a decrease of heat transfer augmentation to 21 % by means of heat transfer processes.

Keywords: heat transfer; overall heat transfer; criterion; efficiency; index.

Аннотация. На основе анализа показателей эффективности интенсификации теплоотдачи предложен критерий оценки эффективности процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах.

Ключевые слова: теплообменный аппарат; процесс; теплопередача; показатель эффективности.

Анотація. На основі аналізу показників ефективності інтенсифікації тепловіддачі запропоновано критерій оцінки ефективності процесів теплопередачі в теплообмінних апаратах.

Ключові слова: теплообмінний апарат; процес; теплопередача; показник ефективності.

REFERENCES

- [1] Bazhan P.I., Kanevets G.E., Seliverstov V.M. *Spravochnik po teploobmennim apparatam* [Handbook of heat transfer exchangers]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 367 p.
- [2] Kuznetsov V.V., Yakimovich A.V. Issledovanie sopryazhennogo teploobmena v elementakh turbinykh ustanovok [Study of coupled heat transfer in elements of turbine plants]. *Nasosy. Turbiny. Sistemy. – Pumps. Turbines. Systems*, 2013, no. 3, pp. 71–79.
- [3] Kutateladze S.S. *Teploperedacha i gidrodinamicheskoe soprotivlenie* [Heat transfer and hydrodynamic resistance]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 367 p.
- [4] Lyubimov A.K. *Primenenie sistemy ANSYS k resheniyu zadach mekhaniki sploshnoy sredy* [Application of the ANSYS to solve the continuum mechanics problems]. Nizhniy Novgorod, Nizhegorodskogo gosuniversiteta Publ., 2006. 227 p.
- [5] Uong Kh. *Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov* [Basic formulae and data on heat transfer for engineers]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979. 216 p.
- [6] Khalatov A.A. *Teploobmen i gidrodinamika okolo poverkhnostnykh uglubleniy (lunock)* [Heat transfer and fluid mechanics over surface indentation (dimples)]. Kyiv, Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Science of Ukraine, 2005. 140 p.

- [7] Khalatov A.A., Okishev A.V., Onishenko V.N. Obobshenie opytnykh dannyh po faktoru analogiy Reynoldsa dlia intensivifikatorov razlichnish tipov [Generalization of experimental data on the Reynolds analogy factor for different types of heat transfer augmenters]. *Prom. Teplotekhnika – Heat-process Engineering*, 2010, vol. 32, no. 5, pp. 5–13.
- [8] Kalinin E.K., Dreytser G.A., Kopp I.Z., Myakochin A.S. *Effektivnye poverkhnosti teploobmena* [Effective heat transfer surfaces]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1998. 408 p.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Интенсификация теплопередачи в теплообменных аппаратах широко применяется для снижения их массогабаритных показателей. Для оценки ее эффективности на сегодняшний день предложено достаточно большое количество показателей.

Их можно разделить на две группы: показатели эффективности теплообменных аппаратов в целом и теплообменных поверхностей в частности.

Показатели эффективности теплообменных аппаратов в большинстве случаев основаны на универсальном критерии Кирпичева

$$E_k = Q/A_n, \tag{1}$$

который определяется отношением передаваемого теплового потока Q к работе на прокачку теплоносителей A_n [1]. Вариации этого критерия возможны за счет использования в числителе уравнения (1) количества передаваемой теплоты по горячему либо холодному теплоносителю, а в знаменателе – суммарной мощности, затрачиваемой на прокачку обоих теплоносителей либо каждого по отдельности. Недостатком такого принципа построения критерия можно назвать то, что его использование целесообразно только после окончательной компоновки теплообменного аппарата и достаточно затруднительно на этапе выбора способа интенсификации теплоотдачи в поверхностях теплопередачи.

Для оценки эффективности теплоотдачи поверхности теплообмена в [1] предлагается использовать энергетический критерий

$$\eta_{эн} = \alpha/\delta P, \tag{2}$$

где α – коэффициент теплоотдачи со стороны горячего или холодного теплоносителя; δP – мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя с той же стороны.

Сравнительным недостатком такого способа построения критерия можно назвать оценку эффективности теплоотдачи только с одной стороны поверхности теплообмена.

Указанные критерии эффективности фактически определяют соотношения между тепловым потоком (Q) или основным показателем, его определяющим (α), и затратами на обеспечение этого полезного эффекта (A_n или δP). Таким образом, выражается физическая суть аналогии Рейнольдса – связь между теплоотдачей и трением, обеспечивающим эту теплоотдачу.

В работах [6, 7] для оценки эффективности процессов теплоотдачи предлагается использовать показатель фактора аналогии Рейнольдса

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0}, \tag{3}$$

где Nu – число Нуссельта со стороны оцениваемой теплоотдачи; f – коэффициент сопротивления на достижение этой теплоотдачи. Индекс «0» определяет базовый канал, обычно гладкий, с которым производится сравнение.

В отличие от показателей (1) и (2) последний показатель определяет **изменение теплоотдачи** в зависимости от **изменения гидродинамического сопротивления**, его обеспечивающего. Результаты сравнения представляются в графической форме в виде зависимостей $FAR = z(f/f_0)$. Такое представление результатов дает возможность сравнить рост эффективности теплообмена с затратами на ее достижение. Оно оказывается корректным, если рассматриваются системы, в которых важен теплообмен только с одной стороны теплопередающей поверхности, например в системах охлаждения лопаток газовых турбин. Однако в утилизационных котлах или регенераторах выполнение определенного вида интенсификаторов, например пережима сечения, спиральных накаток или лунок, технологически оказывает влияние на теплоотдачу с другой стороны теплопередающей поверхности. Таким образом, в качестве недостатка критерия (3) также можно указать, что он оценивает эффективность только теплоотдачи, при этом совсем не учитывается влияние на эффективность суммарной теплопередачи теплоотдачи с другой стороны теплопередающей поверхности. Подобные недостатки присущи и критериям, предлагаемым в [3, 5, 7].

ЦЕЛЮЮ ИССЛЕДОВАНИЯ является обоснование критерия сравнительной эффективности интенсификации теплопередачи с учетом особенностей теплоотдачи с обеих сторон поверхностей теплообмена.

Достижение указанной цели сводится к решению следующих задач:

1. Проведение анализа входящих физических величин в существующие показатели эффективности.
2. Обоснование критерия сравнительной эффективности теплопередачи.
3. Оценка значений предложенного критерия и сравнение его с существующими экспериментальными данными.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Анализ принципов построения показателей (1)–(3) показывает, что они формируются по принципу

$$\text{Показатель} = \frac{\text{Полезный эффект}}{\text{Затраченная работа}}$$

Подставляя в уравнение (3) $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$, $\delta P = G \cdot \Delta p$, $f = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot w^2}$, где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); d – диаметр поверхности теплоотдачи, м; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К); G – расход теплоносителя, кг/с; Δp – падение давления при прохождении участка, Па; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; w – скорость теплоносителя, м/с, нетрудно показать, что для теплоносителей с близкими теплофизическими свойствами показатели (2) и (3) физически идентичны, но (2) определяет значение относительного показателя, а (3) – рост относительного показателя. Можно получить, что при схожести теплофизических свойств теплоносителей

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0} \cong \frac{\alpha/\alpha_0}{\Delta p/\Delta p_0}, \quad (4)$$

при этом основным показателем, определяющим эффективность теплоотдачи, является α .

Согласно [3] «коэффициент теплоотдачи α характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой», а «коэффициент теплопередачи k характеризует интенсивность передачи теплоты от одной жидкости к другой через разделяющую стенку». Таким образом, для учета и оценки эффективности процессов интенсификации теплопередачи в теплообменных аппаратах можно предложить модифицированный фактор аналогии Рейнольдса $FAR_{\text{мод}}$, определяемый как

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{k/k_0}{\Delta p/\Delta p_0}, \quad (5)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Поскольку гидродинамическое сопротивление теплообменного аппарата обычно определяется как сумма сопротивлений по горячей и холодной сторонам, в качестве знаменателя уравнения (5) целесообразно принять большее из соотношений $\Delta p/\Delta p_0$.

Результаты исследований и их анализ. Проведем оценку значений показателя (4) в сравнении с результатами, приведенными в [7]. Основной проблемой при этом является ограниченность литературных данных по геометрическим характеристикам интенсификаторов и теплотехническим показателям теплоносителей. Это затрудняет процессы проведения сравнения различных способов интенсификации теплоотдачи и теплопередачи. Одним из выходов при решении данной проблемы является применение специальных

программных комплексов моделирования движения жидкости и газа. В настоящем исследовании в качестве такого комплекса применен *ANSYS CFX*.

Сравнительная оценка численных значений фактора аналогии Рейнольдса по выражениям (4) и (5) выполнена для кольцевых поперечных выступов в трубе. Геометрические характеристики интенсификатора приняты по [7, 8], теплофизические параметры теплоносителей – по [4]. Моделирование выполнялось отдельно для наружного обтекания и внутреннего течения, построение геометрических моделей и выбор модели турбулентности – аналогично [4] и по рекомендациям [2], расчет коэффициента теплопередачи – по классическому выражению

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}, \quad (6)$$

где α_n и $\alpha_{вн}$ – коэффициенты теплоотдачи при наружном течении и внутреннем обтекании соответственно, Вт/(м²·К); δ – толщина стенки трубы, м; λ – коэффициент теплопроводности трубы, Вт/(м·К).

Сравнительная оценка показателей эффективности представлена на рис. 1.

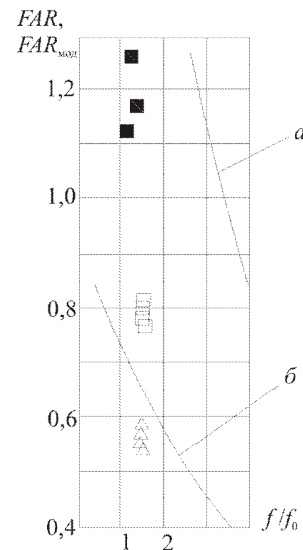


Рис. 1. Сравнительная оценка показателей эффективности: ■ – значения FAR по данным [7]; □, △ – значения FAR и $FAR_{\text{мод}}$, полученные по результатам моделирования соответственно; а – поверхность со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса; б – оребренная поверхность при больших числах Рейнольдса

Анализ полученных результатов показывает следующее. Различия данных по значениям FAR , приведенных в [7] и полученных в результате моделирования, можно объяснить различным температурным уровнем и значениями начальной турбулентности теплоносителей, значений которых в [7] обнаружить не удалось. Кроме того, некоторый вклад в полученное расхождение вероятен и от использованной *RSM* –

модели турбулентности. Тем не менее потери давления практически совпали, что говорит о совпадении геометрических характеристик интенсификаторов.

Как и предполагалось, наблюдается снижение показателя $FAR_{\text{мод}}$ на 18...21 % за счет совместного учета эффективности теплообмена с обеих сторон теплопередачи. При этом значения показателя опускаются ниже значений для оребренной поверхности при больших числах Рейнольдса, построенной по данным [7], но только с одной стороны теплопередачи.

Кроме того, необходимо отметить, что были получены значения показателя эффективности для теплоносителей, имеющих одинаковое агрегатное состояние («газ»–«газ»). Очевидно, что для теплоносителей с различным агрегатным состоянием («газ»–«вода») снижение показателя $FAR_{\text{мод}}$ будет большим за счет их различной вязкости. В этом случае критерий $FAR_{\text{мод}}$ целесообразно строить аналогично уравнению (3), но

для учета различных свойств теплоносителей формировать критерий $Nu_{\text{мод}} = \frac{k \cdot \lambda}{d}$.

ВЫВОДЫ

1. Предложенный показатель, на основе синтеза существующих показателей эффективности теплоотдачи в теплообменных аппаратах, учитывает ее особенности с обеих сторон поверхности теплообмена.

2. Снижение показателя эффективности по сравнению с существующими может достигать 21 % за счет совместного учета эффективности теплообмена с обеих сторон теплопередачи в теплообменных аппаратах типа «газ»–«газ».

3. Полученные результаты будут использованы для оценки эффективности процессов теплопередачи с другими типами интенсификаторов и при различных агрегатных состояниях теплоносителей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Бажан, П. И.** Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов – М. : Машиностроение, 1989. – 367 с.
- [2] **Кузнецов, В. В.** Исследование сопряженного теплообмена в элементах турбинных установок [Текст] / В. В. Кузнецов, А. В. Якимович // Насосы. Турбины. Системы. – 2013. – № 3(8). – С. 71–79.
- [3] **Кутателадзе, С. С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст] : справочное пособие / С. С. Кутателадзе. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
- [4] Применение системы ANSYS к решению задач механики сплошной среды [Текст] : практическое руководство / под ред. проф. А. К. Любимова. – Н.-Новгор. : Изд-во Нижегородского гос. ун-та, 2006. – 227 с.
- [5] **Уонг, Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров [Текст] : справочник : [пер. с англ.] / Х. Уонг. – М. : Атомиздат, 1979. – 216 с.
- [6] **Халатов, А. А.** Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок) [Текст] / А. А. Халатов. – К. : Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.
- [7] **Халатов, А. А.** Обобщение опытных данных по фактору аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена различных типов [Текст] / А. А. Халатов, А. В. Окишев, В. Н. Онищенко // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 5. – С. 5–13.
- [8] Эффективные поверхности теплообмена [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп, А. С. Мякочин. – М. : Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.

© В. В. Кузнецов

Надійшла до редколегії 11.09.2014

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. *С. І. Сербін*