

УДК 536.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОТДАЧИ В КОЛЬЦЕВОМ КАНАЛЕ ПРИ ЦЕНТРАЛЬНОМ ТЕПЛОПДВОДЕ

В.П. Александренков

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

e-mail: aleks@power.bmstu.ru

Расчетно-аналитическим методом определена эффективность интенсификации теплоотдачи в кольцевом канале при центральном теплоподводе по критерию максимального теплосъема. Установлена зависимость эффективности интенсификации теплоотдачи от относительных значений теплогидравлических характеристик. Проведена оценка эффективности расчетным путем для некоторых случаев выполнения искусственной шероховатости, широко используемых в промышленности.

Ключевые слова: кольцевой канал, интенсификация теплоотдачи, эффективность, максимальный теплосъем, теплогидравлические характеристики, искусственная шероховатость, глубина накатки, шаг выступов.

STUDY OF EFFICIENCY OF INTENSIFYING HEAT EMISSION IN THE RING CHANNEL WITH CENTRAL HEAT SUPPLY

V.P. Aleksandrenkov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow

e-mail: aleks@power.bmstu.ru

The efficiency of intensifying the heat emission in the ring channel with central heat supply is determined by the calculation-analytical method using the maximum heat removal criterion. The dependence of the heat emission intensification on relative values of thermal-hydraulic characteristics is established. The efficiency estimation is performed by calculations for certain variants of making the artificial roughness, which are widely used in industry.

Keywords: ring channel, heat emission intensification, efficiency, maximum heat removal, thermal-hydraulic characteristics, artificial roughness, knurling depth, step of shoulders.

Актуальным и перспективным направлением совершенствования современных тепловых энергетических установок является интенсификация теплоотдачи (ИТ) (теплообмена) в каналах теплообменных устройств и аппаратов. Существует достаточно большое число способов решения этой задачи. Прежде всего, это организация управляемой гидродинамической структуры течения теплоносителя, приводящая к повышению переносных свойств среды и ее перемешиванию, развитие поверхности теплообмена, активное внешнее воздействие на поток и другие методы [1, 2].

Степень ИТ может быть оценена коэффициентом интенсификации — значением отношения полученного коэффициента теплоотдачи к его значению в эталонном случае (например, в гладком канале $\eta_{Nu} = \alpha/\alpha_{гр} = Nu/Nu_{гр} = St/St_{гр}$) при сходственных условиях. Достигнутый уровень этого коэффициента сегодня составляет в различных способах ИТ от 1,5 до 3, что является достаточно весомым значением.

Однако мероприятия по ИТ сопровождаются дополнительными затратами, чаще всего ростом гидравлических потерь на прокачку теплоносителя, которые могут быть оценены аналогично отношением коэффициента гидравлического сопротивления трения применяемого способа ИТ к эталонному случаю $\eta_\xi = \xi/\xi_{гр}$, значение которого может составлять от единиц до десятков единиц и более.

Большое разнообразие способов ИТ, значительный разброс значений относительных теплогидравлических характеристик η_{Nu} и η_ξ — все это приводит к необходимости решения вопроса выбора целесообразного способа ИТ путем оценки его эффективности на основе учета обоих факторов. Этот выбор осуществляется по выбранному определенным образом критерию. В качестве критериев эффективности исходя из приоритетных акцентов практической деятельности могут быть выбраны самые различные показатели или их комбинации, включая энерготехнические, технико-экономические, эксплуатационные технологические и прочие характеристики [3].

Так, если потери давления в тракте не являются определяющими, то в качестве критерия может использоваться коэффициент ИТ η_{Nu} как наиболее простой и очевидный показатель. Совместный учет ИТ и роста гидравлических потерь можно проводить, используя теплогидравлические характеристики объекта, посредством фактора аналогии Рейнольдса $S = \frac{1}{2} \frac{c_f}{St} \simeq \frac{1}{8} \frac{\xi}{St}$ как критерия ИТ, показывающего степень преобладания роста гидравлических потерь над ростом теплоотдачи при ее форсировании различными способами, и который для эталонного гладкого канала равен единице. Иногда эффективность ИТ оценивают отношением интегрального значения отведенной тепловой мощности объекта Q к механической мощности N , необходимой для прокачки теплоносителя: $\eta_N = Q/N$. Известны и другие способы оценки ИТ.

В работе [4] предлагается использовать в качестве критериев эффективности ИТ интегративные характеристики форсируемых объектов, представляющие практический интерес для проектировщиков трубчатых теплообменных аппаратов, такие как тепловая мощность, объем, потери давления, расход и другие. Эти критерии K_i в случае эталонного объекта с гладкими каналами в относительной форме

представляются в виде функции степенных отношений относительных теплогидравлических характеристик:

$$K_i = f(\eta_{Nu}^a, \eta_\xi^b).$$

Этот метод оценки эффективности использован и развит в настоящей работе применительно к кольцевому каналу с односторонним центральным теплоподводом. Такой кольцевой канал (рис. 1) — типичный случай теплообменников труба в трубе, трактов охлаждения жаровых труб и других теплообменных устройств. Целями интенсификации теплоотдачи в таких каналах чаще всего служат: увеличение теплосъема, уменьшение располагаемого напора давления или расхода теплоносителя, снижение температуры стенки и др.

В качестве ограничений решаемой задачи приняты допущения: $D_1 = \text{const}$, $L = \text{const}$, $D_1/D_2 \approx 1$ или $D_1 \gg h$; коэффициент теплоотдачи α на внутренней стороне центральной трубы много больше α на внешней ее стороне. В качестве приоритетного критерия задачи принимается суммарное относительное значение теплового потока $K_Q = Q/Q_{\text{гл}}$, снимаемого теплоносителем.

Математическая модель рассматриваемого объекта представляется тремя уравнениями (тепловой мощности Q , потерь давления Δp и расхода \dot{m} теплоносителя)

$$Q = \alpha S \Delta T; \quad (1)$$

$$\Delta p = \xi \frac{\rho u^2 L}{2 d_3}; \quad (2)$$

$$\dot{m} = \rho u F, \quad (3)$$

где $\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_3}$ — коэффициент теплоотдачи; $S = \pi D_1 L$ — площадь теплоотдающей поверхности; $\Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{охл}}$ — разность температур (температурный напор) между стенкой и теплоносителем (охладителем); ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; u — средняя массовая скорость теплоносителя; $d_3 = 2h$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр; $h = 0,5(D_2 - D_1)$ — высота кольцевого канала; $F = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2) = \pi(D_1 + h)h$ — площадь проходного сечения канала; ρ , λ , μ , c_p — плотность, теплопроводность, динамическая вязкость и теплоемкость теплоносителя соответственно.

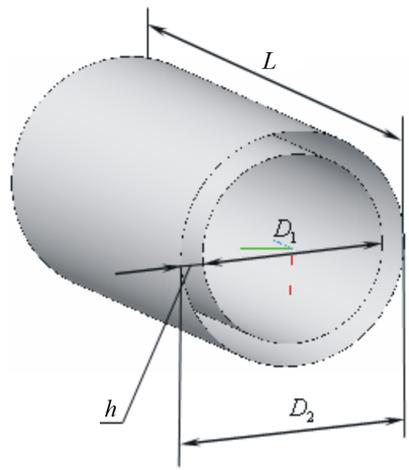


Рис. 1. Эскиз кольцевого канала

Критериальные зависимости для числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления в объекте представляются в общепринятом виде:

$$\text{Nu} = A \text{Re}^n \text{Pr}^c k = (\text{Nu}/\text{Nu}_{\text{гп}}) c_1 \text{Re}^n \text{Pr}^c k = \eta_{\text{Nu}} c_1 \text{Re}^{\text{гп}} \text{Pr}^c k; \quad (4)$$

$$\xi = B \text{Re}^m k = (\xi/\xi_{\text{гп}})_{\text{Re}} c_2 \text{Re}^m k = \eta_{\xi} c_2 \text{Re}^m k, \quad (5)$$

где $\text{Re} = \frac{\rho u d_3}{\mu}$ – число Рейнольдса объекта; η_{Nu} , η_{ξ} – коэффициенты интенсификации, определяемые по числу Re в исследуемом объекте; m и n , c_2 и c_1 – коэффициенты аппроксимации в законах трения и теплообмена; $k = k_1 k_2 k_3 \dots k_n$ – комплекс функциональных поправок на различные факторы (неизотермичности, сжимаемости, шероховатости и т.п.).

Если сравнивать режимы течения и теплообмена в объекте и эталонном гладком канале, то можно сделать заключение, что в общем случае они будут разные, т.е. $\text{Re} \neq \text{Re}_{\text{гп}}$, $\text{Nu} \neq \text{Nu}_{\text{гп}}$, $\xi \neq \xi_{\text{гп}}$ и т.п. Однако если принять что характер закономерностей сохраняется, т.е. $c_1 = \text{const}$, $c_2 = \text{const}$, $m = \text{const}$, $n = \text{const}$, а также сохраняются неизменными функциональные поправки $k = k_{\text{гп}}$, то справедливы соотношения

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_{\text{гп}}} = \frac{\eta_{\text{Nu}} c_1 \text{Re}^n \text{Pr}^c k}{c_1 \text{Re}_{\text{гп}}^n \text{Pr}_{\text{гп}}^c k_{\text{гп}}} = \eta_{\text{Nu}} \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{гп}}} \right)^n \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{гп}}} \right);$$

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{гп}}} = \frac{\eta_{\xi} \cdot c_2 \text{Re}^m k}{c_2 \cdot \text{Re}_{\text{гп}}^m k_{\text{гп}}} = \eta_{\xi} \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{гп}}} \right)^m.$$

С учетом принятых ограничений, а также полагая, что $\Delta T = \text{const}$ и теплофизические свойства теплоносителя сохраняются неизменными, модель объекта в относительном к эталонному гладкому каналу виде может быть представлена уравнениями

$$K_Q = Q/Q_{\text{гп}} = \frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_{\text{гп}}} \frac{d_{\text{э,гп}}}{d_{\text{э}}} = \eta_{\text{Nu}} \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{гп}}} \right)^n \frac{d_{\text{э,гп}}}{d_{\text{э}}} = \eta_{\text{Nu}} \overline{\text{Re}}^n \frac{1}{\overline{d_{\text{э}}}}; \quad (6)$$

$$K_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{гп}}} = \frac{\xi}{\xi_{\text{гп}}} \left(\frac{u}{u_{\text{гп}}} \right)^2 \frac{d_{\text{э,гп}}}{d_{\text{э}}} =$$

$$= \eta_{\xi} \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{гп}}} \right)^m \left(\frac{u}{u_{\text{гп}}} \right)^2 \frac{d_{\text{э,гп}}}{d_{\text{э}}} = \eta_{\xi} (\overline{\text{Re}})^m \frac{\overline{u}^2}{\overline{d_{\text{э}}}}; \quad (7)$$

$$K_m = \frac{\dot{m}}{m_{\text{гп}}} = \frac{u}{u_{\text{гп}}} \frac{F}{F_{\text{гп}}} = \overline{u} \overline{F}, \quad (8)$$

где $\overline{\text{Re}} = \frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{гп}}}$; $\overline{d_{\text{э}}} = \frac{d_{\text{э}}}{d_{\text{э,гп}}}$; $\overline{u} = \frac{u}{u_{\text{гп}}}$; $\overline{F} = \frac{F}{F_{\text{гп}}}$ – безразмерные значения

величин, отнесенных к их соответствующим значениям для гладкого канала.

Используем очевидные преобразования

$$\overline{\text{Re}} = \frac{u}{u_{\text{гп}}} \frac{d_{\text{э}}}{d_{\text{э,гп}}} = \overline{ud}; \quad \overline{d_{\text{э}}} = \frac{d_{\text{э}}}{d_{\text{э,гп}}} = \frac{h}{h_{\text{гп}}} = \overline{h};$$

$$\overline{F} = \frac{F}{F_{\text{гп}}} = \frac{D_1 + h}{D_1 + h_{\text{гп}}} \frac{h}{h_{\text{гп}}} = k_h \frac{h}{h_{\text{гп}}} = k_h \overline{h},$$

где $k_h = \frac{D_1 + h}{D_1 + h_{\text{гп}}}$ — поправка на изменение высоты кольцевого канала, которая по оценкам в диапазоне $D_1/D_2 = 0,9 \dots 1$, может составлять $k_h = 1,05 \dots 1$.

Совместное решение уравнений (7) и (8) приводит к зависимости

$$\frac{d_{\text{э,гп}}}{d_{\text{э}}} = \overline{d_{\text{э}}}^{-1} = K_{\Delta p}^{1/3} \left(\frac{K_m}{k_h} \right)^{-2/3} \eta_{\xi}^{-1/3} \overline{\text{Re}}^{-\frac{m}{3}}. \quad (9)$$

Решение уравнения (6) относительно критерия эффективности K_Q после подстановки в него формулы (9) дает следующий результат:

$$K_Q = \eta_{\text{Nu}} \eta_{\xi}^{-1/3} K_{\Delta p}^{1/3} \left(\frac{K_m}{k_h} \right)^{\frac{3n-2-m}{3}}. \quad (10)$$

Если использовать общепринятые значения показателей степени для турбулентного режима течения $n = 0,8$ и $m = -0,25$, конечное выражение приобретает вид

$$K_Q = \eta_{\text{Nu}} \eta_{\xi}^{-1/3} K_{\Delta p}^{1/3} \left(\frac{K_m}{k_h} \right)^{0,217}.$$

На основании анализа полученного выражения можно сделать ряд следующих выводов. Критерий тепловой эффективности кольцевого канала K_Q пропорционален коэффициенту ИТ и обратно пропорционален коэффициенту возрастания гидравлического сопротивления в степени 0,33, что говорит о его большей чувствительности к η_{Nu} , чем к η_{ξ} . Критерий эффективности K_Q не зависит в явной форме от режима течения (числа Рейнольдса) и даже от характера режима (n и m), а зависит только косвенно, через относительные значения теплогидравлических характеристик.

Эффективность ИТ может зависеть не только от сочетания значений η_{Nu} и η_{ξ} , но и в определенной мере от назначаемых прочих условий сравнения, а именно $K_{\Delta p}$ и K_m , хотя их эффект ввиду малых показателей степени и не столь значителен. Поправка на кривизну k_h так незначительна (в пределах 1...2%), что ею можно пренебречь.

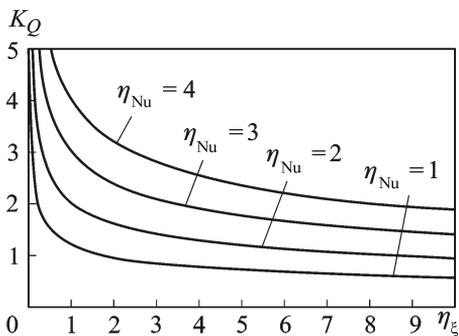


Рис. 2. Зависимость эффективности ИТ от η_ξ и η_{Nu}

η_ξ представлены на рис. 2. при параметрически задаваемых значениях η_{Nu} . В связи с изменением геометрии тракта при ИТ представляет интерес вопрос, насколько эти мероприятия скажутся на габаритных размерах объекта по сравнению с гладким кольцевым каналом в том или ином конкретном случае.

Используя ранее приведенные преобразования, уравнение (9) можно привести к виду

$$\bar{h} = \eta_\xi^{1/3} K_m^{2+m} K_{\Delta p}^{-1/3} k_h^{\frac{-m-2}{3}}, \quad (12)$$

или для турбулентного режима течения при $n = 0,8$ и $m = -0,25$ — к виду

$$\bar{h} = \xi^{1/3} K_{\Delta p}^{-1/3} K_m^{0,58} k_h^{-0,58}, \quad (13)$$

при прочих равных условиях $K_{\Delta p} = 1$ и $K_m = 1$, а также в случае $k_h \approx 1$ (с погрешностью в пределах $+5\%$):

$$\bar{h} = h/h_{г\pi} = \eta_\xi^{1/3}. \quad (14)$$

Полученный результат говорит о том, что высота кольцевого канала увеличивается при $\eta_\xi > 1$ пропорционально только степенному росту гидравлического сопротивления и не зависит в явном виде от Re и от коэффициента ИТ η_{Nu} . Характер полученной зависимости иллюстрирует рис. 3.

Используя приведенную методику, можно выполнить исследование эффективности различных способов ИТ и оценить их эффективность по критерию максимального значения теплосъема K_Q . Для примера приводятся результаты расчета эффективности ИТ в широко распространенном способе выполнения искусственной шероховатости (ИШ), описанном подробно в работе [4], на основе многочисленных работ разных авторов.

При прочих равных условиях, когда $K_{\Delta p}$ и K_m равны единице, формула (10) приводится к виду

$$K_Q = \eta_{Nu} \eta_\xi^{-1/3}. \quad (11)$$

Тогда нижняя предельная граница эффективности ИТ, если $K_Q = 1$, при прочих равных условиях определяется из условия, что $\eta_{Nu}^3 > \eta_\xi$.

Результаты расчета эффективности по формуле (11) в функции

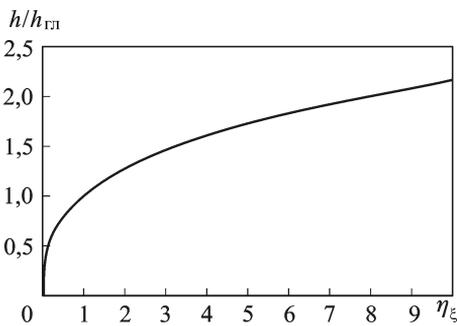


Рис. 3. Зависимость изменения высоты кольцевого канала от η_{ξ}

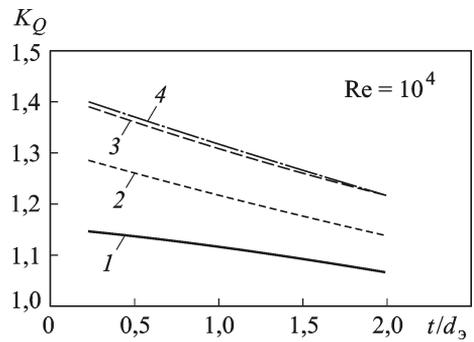


Рис. 4. Изменение эффективности ИТ в кольцевом канале в зависимости от шага накатки канавок при $Re_d = 10^4 \delta/d_3$: кривые 1 – 0,0082; 2 – 0,02; 3 – 0,08; 4 – 0,05

При выполнении ИШ на внутренней трубе кольцевого канала в виде накатки кольцевых канавок глубиной δ с шагом t коэффициенты ИТ и возрастания гидравлического сопротивления в диапазоне $\delta/d_3 = 0 \dots 0,158$, $D_1/D_2 = 0,88 \dots 0,69$, $t/d_3 = 0,22 \dots 2,0$ и $Re = 4 \times 10^4 \dots 10^5$ обобщаются зависимостями:

$$\eta_{Nu} = \left(\frac{Nu}{Nu_{гр}} \right)_{Re} = 1 + 0,64 \left[1 - \exp \left(-35,8 \frac{\delta}{d_3} \right) \right] \left(1 - 0,274 \frac{t}{d_3} \right);$$

$$\eta_{\xi} = \left(\frac{\xi}{\xi_{гр}} \right)_{Re} = 1 + \left\{ 7,55 \frac{\delta}{d_3} (\lg Re - 3,5) - 0,035 \sin \left[\left(1 - 22,44 \frac{\delta}{d_3} \right) \pi \right] \right\} \left(1,40 - 0,488 \frac{t}{d_3} \right).$$

Расчеты проведены при $Re = 10^5$ и 10^4 для двух вариаций: при $\frac{\delta}{d_3} = \text{const}$, $\frac{t}{d_3}$ – переменная; и $\frac{t}{d_3} = \text{const}$, $\frac{\delta}{d_3}$ – переменная, а их результат представлен на рис. 4. В исследованном диапазоне переменных установлен факт существенного роста эффективности ИТ от $K_Q = 1,15$ до 1,40 с ростом глубины накатки только до $\delta/d_3 = 0,05$. С ростом шага накатки эффективность почти линейно уменьшается. Влияние числа Рейнольдса на эффективность проявляется слабо.

Приведенные в той же работе данные об относительных теплогидравлических характеристиках труб с точеными поперечными прямоугольными выступами – ребрами высотой δ позволили оценить эффективность ИТ по критерию K_Q (рис. 5, а) для $Re = 10^5$ в диапазоне шагов $t/\delta = 2 \dots 16$ при параметрически задаваемых значениях высоты выступов δ/d_3 .

Характер полученных зависимостей явно указывает на наличие области оптимальных значений шага расположения ребер, равных

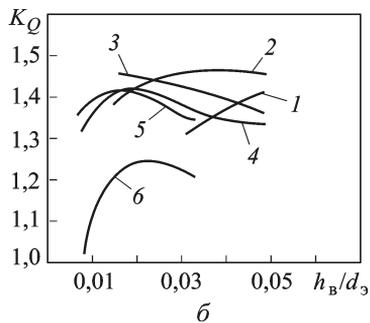
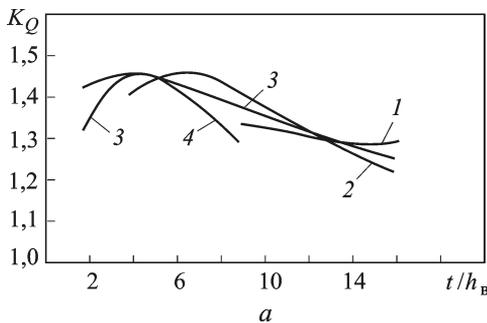


Рис. 5. Изменение эффективности ИТ в кольцевом канале в зависимости от параметров прямоугольных выступов при $Re = 10^6$:

a – в зависимости от высоты выступов t/δ : кривые 1 – 2; 2 – 4; 3 – 6; 4 – 8; 5 – 10; 6 – 16; b – в зависимости от шага выступов δ/d_3 : кривые 1 – 0,0082; 2 – 0,0164; 3 – 0,0328; 4 – 0,0492

$t/\delta = 4 \dots 6$ для различных высот по максимуму достигаемого примерно равного уровня $K_Q \approx 1,45$. Примечательно, что большинство исследователей указывали на ожидаемую зону оптимальности $t/\delta \approx 10$ по оценкам η_{Nu} .

Характер зависимости K_Q от δ/d_3 при параметрически задаваемых шагах расположения ребер (рис. 5, б), также показывает тенденцию эффективности ИТ к оптимальности. Однако для различных шагов уровни максимальных значений K_Q , как и соответствующие им значения оптимальной высоты ребер δ/d_3 различны.

Таким образом, предлагаемая методика позволяет проводить инженерную оценку эффективности применения различных способов ИТ в кольцевом канале при центральном одностороннем теплоподводе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Т р у д ы Первой Российской национальной конференции по теплообмену. Т. 8. Интенсификация теплообмена. – М.: Изд-во МЭИ, 1994. – 235 с.
2. Т р у д ы Второй Российской национальной конференции по теплообмену: В 8 т. Т. 6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. – М.: Изд-во МЭИ, 1998. – 389 с.
3. С р а в н и т е л ь н ы й анализ эффективности интенсификаторов теплоотдачи / Ю.Ф. Гортышов и др. // Труды Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. Т. 6. – М.: Изд-во МЭИ. – 2002. – С. 75–78.
4. К а л и н и н Э. К., Д р е й ц е р Г. А., Я р х о С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1981. – 205 с.

Статья поступила в редакцию 24.04.2012