

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООТДАЧИ В КАНАЛАХ С РАЗЛИЧНЫМИ ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ

<sup>1</sup>Дударовская О.Г., <sup>1,2</sup>Долгова А.Н.

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет»,  
Казань, e-mail: dg.olga5@mail.ru;

<sup>2</sup>ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»,  
Ростов-на-Дону, e-mail: dolgova.an@list.ru

Настоящая статья посвящена определению наиболее эффективного интенсификатора теплообмена при проведении процесса на ламинарном режиме. Рассмотрены следующие методы интенсификации теплообмена: применение хаотичных насадочных элементов, оребренной поверхности и витых труб. С целью проведения сравнительной оценки тепловой эффективности рассматриваемых методов интенсификации теплообмена дано их описание и представлены выражения чисел Нуссельта. В качестве базовой поверхности принят гладкий канал (без интенсификатора теплообмена). По представленным выражениям с применением программного обеспечения Mathcad выполнены расчеты и построен график зависимости чисел Нуссельта от числа Рейнольдса (режима движения) для гладкой поверхности трубы, для канала с хаотичными насадочными элементами, для витой трубы и для оребренной поверхности. Проведенный сравнительный анализ рассматриваемых интенсификаторов теплообмена показал, что все три рассмотренных метода интенсификации позволяют увеличить теплоотдачу в 1,5–3 раза по отношению к гладкой трубе (без интенсификатора теплообмена). В канале (трубе) при ламинарном режиме течения в качестве наиболее эффективного метода интенсификации рекомендовано применение хаотичных насадочных элементов, так как они показывают наилучшие значения по сравнению с другими рассмотренными методами.

**Ключевые слова:** насадки, витые трубы, оребрение, тепловая эффективность, ламинарный режим

## INTENSIFICATION OF HEAT TRANSFER IN CHANNELS WITH DIFFERENT INTENSIFIERS

<sup>1</sup>Dudarovskaya O.G., <sup>1,2</sup>Dolgova A.N.

<sup>1</sup>Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education  
«Kazan State Power Engineering University», Kazan, e-mail: dg.olga5@mail.ru;

<sup>2</sup>Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education  
«Rostov State Transport University», Rostov-on-Don, e-mail: dolgova.an@list.ru

The present article is devoted to definition of the most effective intensifier of heat exchange when carrying out process on the laminar mode. The following methods of an intensification of heat exchange are considered: application of chaotic nozzle elements, orebrenny surface and twisted pipes. For the purpose of carrying out comparative assessment of thermal efficiency of the considered methods of an intensification of heat exchange their description is given and expressions of numbers of Nusselt are presented. As a basic surface the smooth channel is accepted (without heat exchange intensifier). On the presented expressions with application of the software of Mathcad calculations are executed and the schedule of dependence of numbers of Nusselt on Reynolds number (the mode of the movement) for a smooth surface of a pipe, for the channel filled with chaotic nozzle elements for a twisted pipe and for an orebrenny surface is constructed. The carried-out comparative analysis of the considered intensifiers of heat exchange has shown that all three considered methods of an intensification allow to increase a thermolysis by 1.5-3 times in relation to a smooth pipe (without heat exchange intensifier). In the channel (pipe) at the laminar mode of a current as the most effective method of an intensification application of chaotic nozzle elements since they show the best values in comparison with other considered methods is recommended.

**Keywords:** nozzles, twisted pipes, finning, thermal efficiency, laminar flow

Теплообменные аппараты широко применяются во многих областях промышленности: энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой.

Анализ данных по эффективности теплообменных аппаратов показывает необходимость их усовершенствования как на этапе проектирования новых, так и при использовании в работе – путем модернизации действующих аппаратов или отдельных элементов.

Задачи повышения эффективности работы действующих аппаратов решаются

чаще всего путем устранения недостатков существующих конструкций, выявленных в процессе эксплуатации аппаратов, а при проектировании новых аппаратов основными направлениями разработок следует считать [1]:

- повышение тепловой эффективности;
- уменьшение массогабаритных характеристик (компактность);
- повышение надежности их работы;
- повышение качества продукции;
- увеличение производительности аппарата;

– снижение удельных энергозатрат.

Для создания усовершенствованных технологий и современного аппаратурно-го оформления, конкурентоспособного по сравнению с зарубежными аналогами, необходимы более подробные исследования процессов теплообмена в этой области, что неизбежно приведет к созданию нового конкурентоспособного оборудования. Модернизация и конструирование высокоэффективных аппаратов возможно с применением интенсифицированных поверхностей.

Опираясь на анализ многих исследователей [2–4] по применению интенсификаторов различного типа, можно сделать вывод, что пассивные методы интенсификации теплообмена весьма эффективны. К ним относятся, например, вставные интенсификаторы, турбулизирующие вставки, насадки, спиральные и витые трубы.

Одними из требований, предъявляемых при выборе того или иного интенсификатора теплообмена, являются:

- простота технологии;
- доступность изготовления;
- низкая материалоемкость;
- низкая стоимость.

Изучение методов интенсификации теплообмена в области ламинарного течения является актуальным направлением, особенно это связано с разнотипом теплофизических свойств сред и импортозамещением в различных отраслях промышленности, а также с разработкой новых контактных устройств.

Цель исследования: в данной статье рассмотрены различные методы интенсификации теплообмена с целью выбора наиболее эффективного для проведения процесса на ламинарном режиме течения.

Для этого в качестве примера рассмотрена задача работы реакторов, работающих по принципу вытеснения, когда необходимо организовать процесс теплообмена, реактор по своей конструкции похож на кожухотрубный теплообменник.

### Материалы и методы исследования

Рассмотрим несколько методов интенсификации теплообмена:

1. Использование насадочных элементов, как инструмент интенсификации процессов переноса тепла в теплообменных аппаратах, относится к одному из успешно развивающихся методов интенсификации [5].

Каналы, образованные пустотами в слоях элементов, имеют сложную конфигурацию, благодаря этому, поток жидкости, двигаясь через насадочный слой одновременно обтекает отдельные элементы слоя, и движется внутри каналов сложной формы, что позволяет турбулизовать поток теплоносителя и приводит к увеличению скорости движения теплоносителя, а соответственно, и к повышению эффективности теплообмена.

2. Одним из перспективных методов интенсификации теплообмена считается применение профилированных трубок. Наиболее исследованными и апробированными в промышленности являются профильные витые трубки, используемые в серийных теплообменных аппаратах энергетических установок [6, 7].

Применение поверхностей теплообмена, образованных из профилированных трубок, обладает рядом преимуществ:

- повышение эффективности теплообмена как с внутренней, так и с наружной стороны поверхности;
- методика накатки достаточно проста;
- не требуется изменения существующей технологии сборки теплообменников.

3. Также существует группа интенсификаторов теплообмена, основанная на интенсификации процессов переноса лишь в пристенном слое теплоносителя, которая при умеренном увеличении теплоотдачи не требует для своего функционирования большого перепада давления, например увеличение площади поверхности теплообмена посредством оребрения. Наличие на поверхности теплообмена элементов шероховатости приводит к более раннему ламинарно-турбулентному переходу по сравнению со стандартными условиями, а также к турбулизации пристенного течения, тем самым это приводит к повышению эффективности процесса [8, 9].

Для решения поставленной задачи проведем сравнительную оценку тепловой эффективности представленных выше методов интенсификации, для этого запишем выражения с применением безразмерных комплексов Нуссельта.

Коэффициенты теплоотдачи в каналах с различными методами интенсификации

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи для канала, заполненного хаотичными насадочными слоями, используем модели турбулентного пограничного слоя в одномерной постановке с применением функций турбулентного обмена Owena с учетом затухания турбулентных пульсаций в вязком подслое.

Запишем [10] выражение числа Нуссельта для канала с хаотичными насадками

$$Nu_3 = \frac{1,85 \cdot Re_3^{0,75} Pr^{0,333} \cdot (\xi / 2)^{0,25}}{1,48 \cdot Re_3^{0,125} / \xi^{0,25} + 2,5 \ln(4 \cdot Re_3^{0,125} \cdot \xi^{0,5})}, \quad (1)$$

где  $Re_3 = u_{cp} \cdot d_3 / \nu$  – число Рейнольдса эквивалентное;  $Pr$  – число Прандтля;  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя;  $u_{cp} = u_0 / \epsilon_{cb}$  – средняя скорость среды в насадке, м/с;  $u_0$  – скорость среды, м/с;  $d_3 = 4 \cdot \epsilon_{cb} / a_v$  – диаметр насадки эквивалентный, м;  $\epsilon_{cb}$  – свободный объем насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $a_v$  – удельная поверхность насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с.

Таким образом, выражение (1) позволяет определить средний коэффициент теплоотдачи в каналах, заполненных хаотичными насадочными элементами, при этом об изучаемом объекте моделирования вводятся наименьшее количество эмпирических параметров и необходимой информацией является эквивалентный диаметр насадки ( $d_3$ ) и коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя ( $\xi$ ).

Хотелось бы отметить, что коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя определяется экспериментально по значениям потерь давления  $\Delta P$  на основе известного выражения Дарси – Вейсбаха.

Коэффициент гидравлического сопротивления для седлообразных насадок имеет вид [11]

$$\xi = \frac{133}{\text{Re}_s} + 2,34. \quad (2)$$

Число Нуссельта в пучках витых труб находится как [7]

$$\text{Nu}_\delta = 0,0248 \cdot \text{Re}_\delta^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,333}, \quad (3)$$

где  $\text{Re}_\delta = u_0 \cdot \delta / \nu$ ;  $\delta$  – эффективная толщина пристенного слоя, м.

Эффективная толщина пристенного слоя в пучке витых труб находится как [7]

$$\delta = 0,5 \left( 1 + 3,6 \cdot \text{Fr}_m^{-0,357} \right)^{-4} d_s, \quad (4)$$

где  $\text{Fr}_m = S^2 / (d \cdot d_s)$  – критерий, характеризующий соотношение между инерционными и центробежными силами в пучке витых труб;  $S$  – шаг закрутки профиля трубы, м;  $d$  – максимальный размер овального профиля трубы, м.

Число Нуссельта для оребренной поверхности находим из выражения [9]

$$\text{Nu} = 0,15 \cdot \text{Re}_d^{0,33} \cdot \text{Pr}^{0,333} \cdot \left( 1 + \frac{2 \cdot h \cdot \beta - \delta}{S} \right), \quad (5)$$

где  $\text{Re}_d = u_0 \cdot d / \nu$  – число Рейнольдса;  $h$  – высота ребра, м;  $\delta$  – толщина ребра, м;  $\beta$  – характеристика эффективности прямых продольных ребер;  $S$  – шаг ребра по окружности канала (трубы), м.

Значение характеристики эффективности прямых продольных ребер определяется как [9]

$$\beta = \frac{\text{th}(mh)}{mh}, \quad (6)$$

где  $\text{th}(mh)$  – гиперболический тангенс произведения  $mh$ , определяемый по табличным данным [12],  $m$  – рассчитывается по формуле

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\delta \lambda_p}}, \quad (7)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи в канале (трубе), Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\lambda_p$  – коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·К) [13].

Шаг ребер по окружности канала (трубы) определяем из выражения [9]

$$S = \frac{\pi \cdot d_n}{n}, \quad (8)$$

где  $d_n$  – наружный диаметр канала (трубы), м;  $n$  – число прямых продольных ребер.

В качестве базовой поверхности принимаем гладкий канал (труба без интенсификатора).

Тогда запишем число Нуссельта для гладкого канала (трубы) без интенсификатора (при  $\text{Re}_d < 2300$ ) [12]

$$\text{Nu}_d = 0,15 \cdot \text{Re}_d^{0,33} \cdot \text{Pr}^{0,333}. \quad (9)$$

### Результаты исследования и их обсуждение

В качестве рассматриваемых интенсификаторов были выбраны следующие:

1) седлообразная насадка Инталокс (разм. 12,5 мм) с техническими характеристиками:  $d_s = 0,005$  м,  $a_v = 625$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon_{cb} = 0,78$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> [11];

2) профильные витые трубы с числом труб  $N \geq 37$ ;

3) нанесение оребрения на поверхность теплообмена ( $h = 0,013$  м;  $\delta = 0,001$  м;  $n = 20$ ).

Режим течения – ламинарный (при  $\text{Re}_d < 2300$ ).

Для сокращения трудоемкости расчетов и повышения качества уровня результатов все расчеты выполнялись с применением программного обеспечения Mathcad 15.

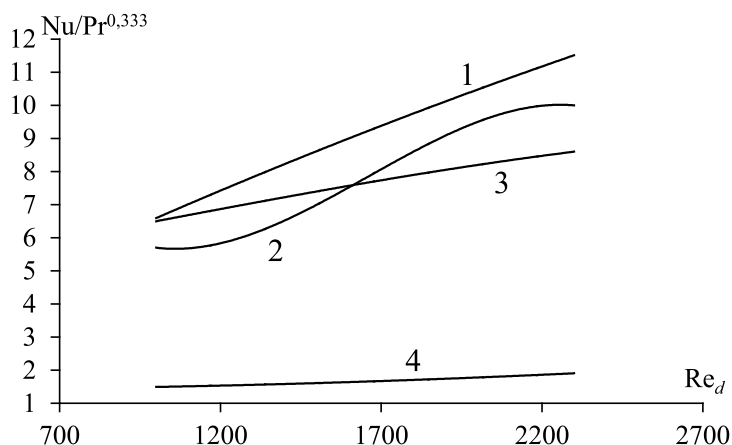
На основе проведенных расчетов построена зависимость теплоотдачи от режима течения  $\text{Re}_d$  для различных методов интенсификации при ламинарном режиме течения среды (рисунок).

Как видно из рисунка, при процессе теплообмена на ламинарном режиме в канале (трубе без интенсификатора) значение коэффициента теплоотдачи невысокое. Все три рассматриваемых метода интенсификации позволяют увеличить теплоотдачу в 1,5–3 раза по отношению к гладкой трубе.

Насадочные элементы, как интенсификаторы теплообмена, показывают наилучшие значения по сравнению с другими двумя методами. Это объясняется принципом действия насадочных элементов в канале, а также особенностями их формы. Использование насадочных элементов позволяет турбулизовать поток теплоносителя, что приводит к уменьшению термического сопротивления конвективному переносу тепла, или же к непосредственному разрушению и турбулизации самого пограничного слоя, а минимум застойных зон жидкости и омертвления поверхности в местах контакта элементов делают их применение более эффективным.

Использование витой трубы способствует созданию условий, когда поверхности теплообмена аппарата равномерно омываются теплоносителем без образования застойных зон или труднодоступных участков, что позволяет совершенствовать аэродинамику трубных пучков и повысить тепловую эффективность аппарата. Как показывает график, использование витой трубы, как интенсификатора теплообмена, показывает хорошие результаты при значениях чисел Рейнольдса от 1600 и далее. Тем не менее использование витой трубы уступает насадочным элементам, это можно объяснить влиянием расположения витой трубы в пучке труб.

Нанесение оребрения наиболее выгодно при значениях чисел Рейнольдса до 1600, далее с увеличением числа Рейнольдса зависимость тепловой эффективности от режима течения имеет примерно линейный характер и уступает двум другим интенсификаторам.



Зависимость средней теплоотдачи от режима течения  $Re_d$  для различных методов интенсификации: 1 – в канале, заполненном хаотичным насадочным слоем (седла Инталокс); 2 – в пучке витых труб с  $N \geq 37$ ; 3 – в канале (трубе) с оребренной поверхностью; 4 – в канале (трубе) без интенсификатора

### Выводы

Таким образом, проведенный анализ позволяет рекомендовать применение насадочного слоя как интенсификатора теплообмена в канале (трубе) при ламинарном режиме течения. Хотя применение насадок и приводит к высокой эффективности процесса, насадки имеют достаточно высокие значения коэффициента гидравлического сопротивления, которые в ряде случаев возрастают значительно быстрее, чем значения коэффициента скорости переноса частиц.

Поэтому задача интенсификации теплообмена сводится к поиску таких оптимальных условий проведения процессов, которые, максимально увеличивая интенсивность процесса, одновременно минимально увеличивали бы гидравлическое сопротивление в каналах с интенсификаторами.

Следовательно, выбор наиболее эффективных интенсификаторов необходимо производить на основе всестороннего анализа для всей энергетической установки в целом.

### Список литературы

1. Бродов Ю.М. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок. Екатеринбург: ООО «УИПЦ», 2012. 570 с.

2. Лаптев А.Г. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. М.: Теплотехник, 2011. 288 с.

3. Ибрагимов У.Х. Интенсификация теплообмена в каналах // Молодой ученый. 2016. № 8. С. 225–229.

4. Дрейцер Г.А. Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 76. № 1. С. 46–51.

5. Деменок С.Л. Гидродинамика и теплообмен в шаровых укладках. СПб: Страта, 2012. 192 с.

6. Бродов Ю.М. Повышение эффективности теплообменных аппаратов паротурбинных установок за счет применения профильных витых трубок // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2016. № 7–8. С. 72–78.

7. Дзюбенко Б.В. Нестационарный тепломассообмен в пучках витых труб. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.

8. Щукин А.В. Пристенная интенсификация теплообмена при сложных граничных условиях. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2014. 252 с.

9. Скобло А.И. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: Гостехиздат, 1962. 652 с.

10. Дударовская О.Г. Модели интенсифицированного тепломассообмена и смешения сред в каналах с хаотичными насадочными слоями: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2016. 202 с.

11. Каган А.Г., Лаптев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов. Казань: Отечество, 2013. 454 с.

12. Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.

13. Кузнецов А.А. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. Л.: Химия, 1974. 344 с.