

УДК 66.045.01

Перевертайленко А.Ю.,¹ ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л.,¹ Болдырев С.А.,² Крайчич Г.,²
Капустенко П.А.,³ Арсеньева О.П.,¹ Арсеньев П.Ю.³

СРАВНЕНИЕ КАНАЛОВ КОМПАКТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

¹ *Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"*

² *Университет Загреб, Загреб, Хорватия*

³ *АО "Содружество-Г", Харьков, Украина*

Компактные теплообменные аппараты находят все большее применение в промышленности благодаря низкой материалоемкости и стоимости, высокой надежности теплообменного оборудования и интенсификации процессов теплообмена в каналах. При повышении компактности оборудования необходимо учитывать влияние размеров каналов на тепло-гидравлические характеристики аппаратов. В данной статье проведен анализ изменения коэффициента гидравлического сопротивления и теплоотдачи от числа Рейнольдса для каналов пластинчатых теплообменных аппаратов, гладких труб и труб с искусственной шероховатостью. Приведено исследование влияния гидравлического диаметра для каналов различных типов на компактность теплообменного аппарата, при этом рассматривалась площадь теплообменной поверхности и длина канала для движения теплоносителей. Результаты данной работы могут быть использованы при разработке конструкций компактных теплообменных аппаратов с интенсификацией теплообмена для процессов утилизации низкопотенциального тепла.

Введение. Физические свойства промышленного сбросного тепла и его температура различаются в зависимости от вида промышленности. В нефтехимической промышленности это тепло выбрасывается в форме пара с температурой 150 °С, или же охлаждающей воды 30–55 °С, для пищевой промышленности средняя температура сбросного тепла составляет 80 °С. Металлургические, цементные и нефтехимические предприятия имеют наибольший потенциал для энергосбережения. Согласно [1], сбросное тепло можно разделить на три группы: высокотемпературное, при температурах выше 650 °С; средних температур, когда температура изменяется в пределах от 230 до 650 °С; и тепло низких температур, ниже 230 °С. При этом 60 % от всего возможного низкопотенциального тепла находится в диапазоне низких температур. Если рассматривать температуры до 260 °С, получим наиболее широкую область имеющегося сбросного тепла, которое можно отнести к низкотемпературному диапазону [2].

Так как большая часть имеющихся низкопотенциальных источников тепла характеризуется относительно низкими температурами и температурными напорами при утилизации, то для их дальнейшего использования необходимо применять методы интенсификации процессов. Согласно определению Реэя [3], интенсификация процессов применительно к процессам теплообмена заключается в таком усовершенствовании процессов, которое позволяет использовать меньшие размеры оборудования, что приводит к более высокому показателю использования энергии, уменьшению капитальных затрат и материалоемкости, и повышению надежности теплообменного оборудования. Данные требования предполагают использование компактных теплообменных аппара-

тов, которые при одинаковых условиях применения обладают меньшими размерами, и для процесса передачи тепла им необходима меньшая площадь поверхности теплопередачи.

Существует два основных подхода для увеличения компактности теплообменного оборудования: первый состоит в уменьшении гидравлического диаметра каналов для течения теплоносителей, и второй – в увеличении коэффициента теплопередачи для аппарата при том же эквивалентном диаметре [1]. Оба подхода могут использовать активный и пассивный методы. Активный метод заключается в использовании дополнительного оборудования вне конструкции аппарата для увеличения теплопередачи, что, как правило, требует дополнительного оборудования и энергетических затрат. Пассивный метод в настоящее время является самым распространенным, и предполагает модификацию геометрических параметров теплообменных каналов в аппарате, или же изменение поверхности для изменения характеристик потоков. Такой метод предусматривает перераспределение энергии потока в канале, за счет чего и происходит интенсификация теплообмена и увеличение значения коэффициента теплоотдачи. Это достигается путем добавления дополнительных компонентов в каналы, таких как спиральные элементы для закручивания потока, провололочные вставки, использованием шероховатых поверхностей или же специальных элементов для турбулизации потока.

Требования к рекуперативным теплообменным аппаратам формируются в зависимости от назначения аппарата, особенностей их размещения в теплообменной сети предприятия. При выборе теплообменного оборудования, целевые значения температур, количество передаваемой теплоты, температуры теплоносителей, их физические и термодинамические параметры и свойства (плотность, вязкость, теплоемкость, агрегатное состояние; химические свойства сред и агрессивность), допустимые уровни загрязнения теплоносителя и отложений на теплообменной поверхности строго определяются технологическим процессом.

Компактные теплообменные аппараты. Согласно литературным источникам, компактность теплообменных аппаратов определяется концентрацией площади поверхности в единице объема. В книге [4] введено два параметра, характеризующих компактность. Первый представляет собой отношение площади теплопередающей поверхности по одной стороне, занятой теплоносителем, к объему по этой же стороне:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{V_i}, \text{ м}^2/\text{м}^3 \quad (1)$$

где $i = 1$ для горячего теплоносителя, $i = 2$ для холодного теплоносителя.

Второй параметр является отношением площади теплопередающей поверхности по одной из сторон к общему объему теплоносителей в аппарате ($\psi_i = \frac{F_i}{V}$, $\text{м}^2/\text{м}^3$).

Определение компактности согласно выражению (1) строго связано с гидравлическим диаметром канала по рассматриваемой стороне, который можно выразить следующим соотношением:

$$D_h = \frac{4 \cdot f_{ch}}{\Pi_{ch}} = \frac{4 \cdot V_{ch}}{F_{ch}} = \frac{4}{\sigma_i}, \quad (2)$$

где f_{ch} – площадь поперечного сечения канала, m^2 ; P_{ch} – периметр, омываемый жидкостью, m ; V_{ch} – объем жидкости внутри канала m^3 ; F_{ch} – площадь поверхности, омываемой теплоносителем, m^2 .

При определении компактности обычно пользуются величиной концентрации площади поверхности, которая должна быть более некоторого значения. В работе [5] для случая теплопередачи между газом и жидкостью компактными считаются теплообменные аппараты, концентрация площади поверхности которых больше $700 m^2/m^3$ по стороне газа, что соответствует гидравлическому диаметру менее 6 мм. При работе с жидкими средами, или при наличии фазового перехода, этот параметр должен быть более $400 m^2/m^3$ по стороне горячего теплоносителя, и соответствующий максимальный гидравлический диаметр равен 10 мм.

Так как размер теплообменного аппарата зависит не только от площади теплообменной поверхности, но и от тепловых и гидравлических параметров при движении теплоносителей в каналах для обоих теплоносителей, необходим сравнительный анализ наиболее распространенных типов компактных теплообменных аппаратов.

Сравнение различных типов теплообменных поверхностей. При интенсификации теплообмена в компактных теплообменных аппаратах, больше применяется пассивный метод. В пластинчатых теплообменных аппаратах (ПТА) для интенсификации теплопередачи чаще всего изменяют форму гофрировки теплопередающих пластин, образующих каналы. Изображение каналов ПТА представлено на рис. 1а. В кожухотрубчатых теплообменных аппаратах интенсификация в трубах возможна путем использования поверхностей с искусственной шероховатостью, повышающих турбулентность потока и увеличивающих теплоотдачу [6], рис. 1б.

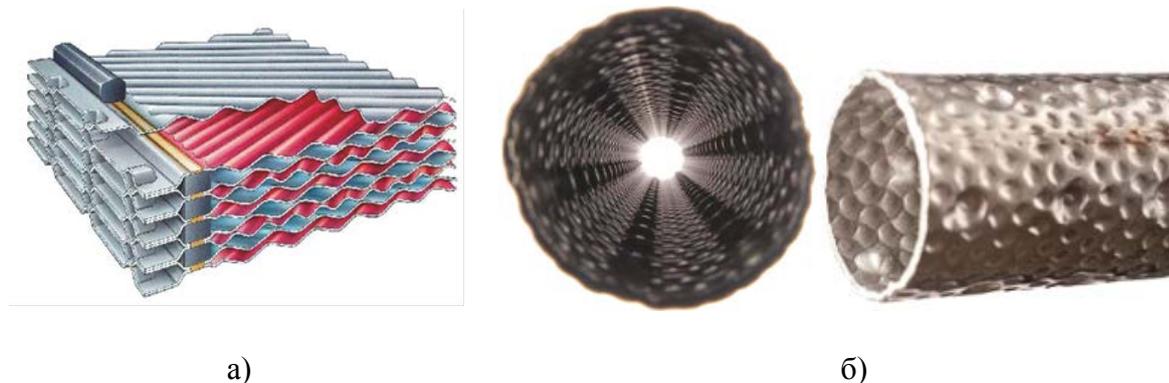


Рисунок 1 – Каналы компактных теплообменных аппаратов:
а – каналы ПТА; б – труба с интенсификацией теплообмена

Для исследования тепло-гидравлических характеристик различных типов поверхностей рассматривался случай установки теплообменных аппаратов для утилизации теплоты низкопотенциального пара. Условия работы теплообменника представлены в таблице 1. Сравнения разных видов поверхностей проводились по стороне воды, физические свойства брали для среднего значения температуры $30\text{ }^{\circ}C$. Греющим теплоносителем является пар холодильного агента теплового насоса при постоянной температуре $60\text{ }^{\circ}C$.

Таблица 1 – Рабочие параметры теплообменного аппарата

Тепловая нагрузка	Q = 600 кВт	
Поток	Холодный	Горячий
Среда	Пар	Вода
Рабочее давление, бар	P ₁ = 5	P ₂ = 5
Входная температура, °C	T ₁ = 60	T ₃ = 5
Выходная температура, °C	T ₂ = 60	T ₄ = 55
Допустимое падение давления, кПа	ΔP ₁ ≤ 20	ΔP ₂ ≤ 20
Необходимое число единиц теплопереноса	NTU = 2.40	

На практике удобно использовать соотношения для всего диапазона чисел Рейнольдса. Для труб с высокой достоверностью можно использовать соотношение Черчилля, применимое для всей области значений числа Рейнольдса [7]:

$$f = 2 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^3} \right]^{\frac{1}{12}} ; A = \left[2.457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \cdot \frac{\varepsilon}{D_h}} \right) \right]^{16} ; B = \left(\frac{37,530}{Re} \right)^{16}, (3)$$

где ε – шероховатость поверхности трубы, Re – число Рейнольдса, $Re = \frac{W \cdot D_h}{\nu}$, W – скорость, м/с; ν – кинематическая вязкость, м²/с.

Для расчета гидравлического сопротивления в каналах ПТА было выбрано соотношение, зависящее от геометрической формы гофрировки пластины образующей каналы для течения теплоносителей [8], и применимое для всего диапазона изменения чисел Рейнольдса. Определяющими параметрами в этом соотношении являются: угол наклона гофр β , высота гофры (b) и шаг гофры (S). Зависимость гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса для различных типов каналов представлена на рис. 2а.

Для сравнения числа Нуссельта для каналов ПТА использовали соотношения, представленные в работе [9]. Для труб расчеты проводились согласно зависимостям Гнилинского [10], вид которых определяется режимом течения теплоносителя в канале и приведенным в соотношениях (4). Полученные значения числа Нуссельта в зависимости от изменения числа Рейнольдса представлены на рис. 2б.

$$Re > 4000 \quad Nu_T = \frac{f \cdot Pr \cdot (Re - 1000)}{2 \cdot \left[1 + 12.7 \cdot \sqrt{f/2} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right]};$$

$$Re \leq 2300 \quad Nu_L = \left[3.66^3 + 0.7^3 + \left(1.615 \sqrt{Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L}} - 0.7 \right)^3 + \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} \right)^{0.5} \right]; (4)$$

$$4000 \geq Re > 2300 \quad Nu_{TL} = Nu_{L,2300} + \frac{(Nu_{T,4000} - Nu_{L,2300}) \cdot (Re - 2,300)}{4,000 - 2,300}.$$

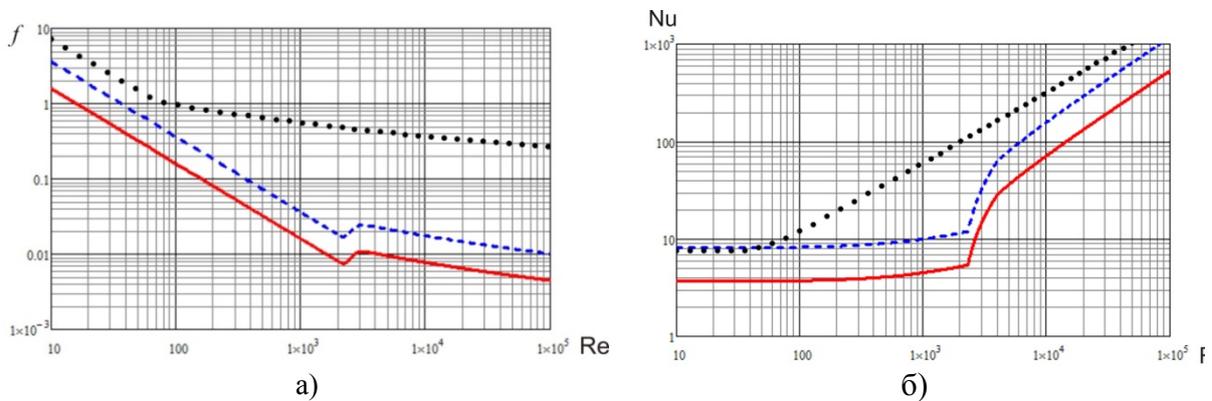


Рисунок 2 – Зависимость гидравлического сопротивления (а) и теплоотдачи (б) для каналов различных типов: сплошная линия – гладкая труба; пунктирная линия – труба с интенсификацией теплообмена; точечная линия – каналы ПТА

На рис. 2а можно увидеть, что значения коэффициента гидравлического сопротивления f гораздо больше для каналов ПТА, чем для гладких труб и труб с искусственной шероховатостью, что может быть вызвано более высокими значениями теплоотдачи (рис. 2б). При числах Рейнольдса меньше 50, значения числа Нуссельта примерно одинаково для каналов ПТА и труб с шероховатостью ($Nu = 7.54$), после чего возрастает. В самом широком месте число Нуссельта в 20 раз больше для каналов ПТА, чем для гладкой трубы, после чего расстояние между кривыми сокращается, и при $Re = 10000$ значения для каналов ПТА больше только в 4 раза.

Для определения зависимости требуемой площади теплопередающей поверхности и необходимой длины канала от гидравлического диаметра по стороне холодного теплоносителя (рис. 3), пользовались соотношением «уравнения скорости теплоносителя» [4] в теплообменной поверхности для скорости течения в канале (5), необходимой площади поверхности теплообмена (6) и отношением длины канала к гидравлическому диаметру (7).

$$W_2 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \Delta P_2 \cdot \alpha_2(W_2)}{c_{p2} \cdot \rho_2^2 \cdot NTU \cdot f_2(W_2)}}. \quad (5)$$

$$F = \frac{Q}{\Delta T_{ln} \alpha_2}. \quad (6)$$

$$\frac{L}{D_h} = \frac{\Delta P_2}{2 \cdot W_2^2 \cdot \rho_2 \cdot f_2}, \quad (7)$$

где индекс $i = 2$ (холодный теплоноситель); $\alpha_2(W_2)$ и $f_2(W_2)$ – функциональные зависимости для коэффициента теплоотдачи, $[Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)]$, и гидравлического сопротивления от скорости теплоносителя W_2 , м/с; c_p – удельная теплоемкость, $[Дж/(кг \cdot ^\circ C)]$; ρ –

плотность теплоносителя, кг/м^3 ; ΔT_{ln} – средний температурный напор, $[\text{°C}]$,
 $\Delta T_{\text{ln}} = (\Delta T_{\text{b}} - \Delta T_{\text{m}}) / \ln(\Delta T_{\text{b}} - \Delta T_{\text{m}})$; $\Delta T_{\text{b}} = T_1 - T_4$; $\Delta T_{\text{m}} = T_2 - T_3$.

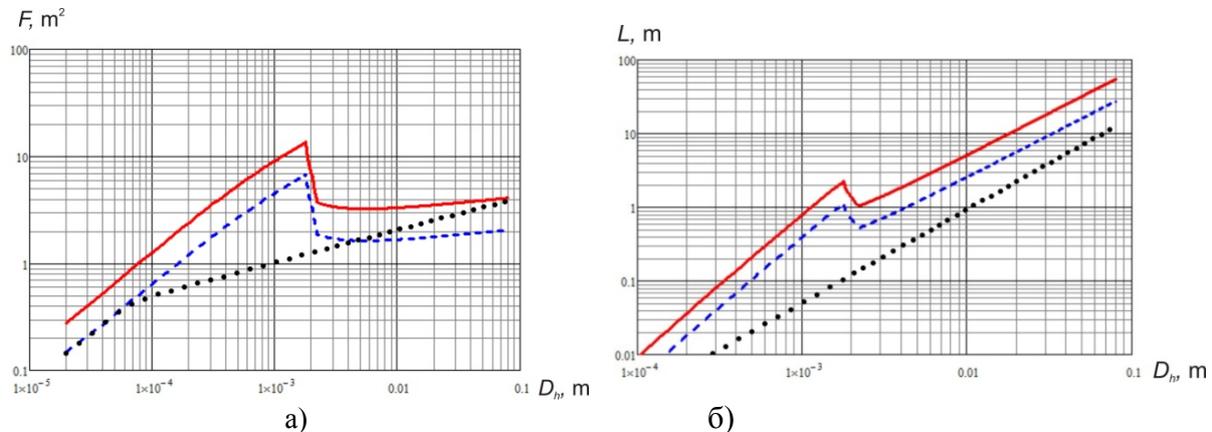


Рисунок 3 – Зависимость площади поверхности теплопередачи (а) и длины канала (б) от гидравлического диаметра для каналов различных типов: сплошная линия – гладкая труба; пунктирная линия – труба с интенсификацией теплообмена; точечная линия – каналы ПТА

Разный характер зависимости площади поверхности теплопередачи от гидравлического диаметра (рис. 3а) обусловлен сменой режимов течения в каналах. Для гладких труб при D_h более 2.5 мм, площадь поверхности теплопередачи F изменяется на 20 %, принимая значения от 3.3 до 4 м^2 . Это соответствует значениям $Re > 4000$, или же верхней части переходного и развитому турбулентному режиму в гладких трубах. Подобная зависимость наблюдается и для труб с искусственной шероховатостью, но необходимая поверхность теплопередачи примерно в два раза меньше от 1.6 до 2 м^2 . Для каналов ПТА характер зависимости отличается, и при $D_h = 80$ мм их применение по сравнению с трубами нецелесообразно. Необходимая площадь поверхности теплопередачи уменьшается с уменьшением гидравлического диаметра канала. При $D_h = 8$ мм площадь поверхности теплопередачи ПТА становится такой же, как и для труб с интенсификацией теплообмена, а для меньших значений гидравлического диаметра даже меньше. Так, для $D_h = 1.9$ мм, необходимая площадь поверхности для каналов ПТА в 10 раз меньше, чем для гладких труб, и в 2 раза меньше, чем для труб с интенсификацией теплопередачи. С уменьшением гидравлического диаметра, длина поверхности теплопередачи также уменьшается (рис. 3б). Для каналов ПТА необходимая длина канала обычно меньше, чем для труб, и поэтому в пластинчатых теплообменных аппаратах можно использовать пластины с малой длиной.

Представленные результаты демонстрируют зависимости для одного случая. При изменении параметров процесса, абсолютные значения тепло-гидравлических характеристик и геометрических размеров каналов тоже меняются, однако характер зависимости остается неизменным. Поэтому можно сделать выводы об эффективных способах повышения компактности теплообменного оборудования с каналами различной формы, что, в свою очередь зависит от конструкции аппарата и возможности организовать движение теплоносителей в каналах малой длины и с малым гидравлическим диаметром.

Выводы. При выборе типа теплообменной поверхности в аппарате необходимо начинать с тепло-гидравлического расчета теплообменного аппарата. При этом применение теплообменных поверхностей с интенсификацией теплообмена может значительно уменьшить необходимую площадь поверхности теплообмена для тех же рабочих условий. При разных значениях гидравлического диаметра при прочих равных условиях тепло-гидравлические характеристики для каналов ПТА, гладких труб и труб с искусственной шероховатостью существенно отличаются. Как правило, при уменьшении гидравлического диаметра, уменьшаются не только геометрические размеры аппарата, но также и необходимая поверхность теплопередачи. При этом уменьшается и число Рейнольдса для тех же рабочих условий процесса, а также необходимая длина канала. Для поверхностей с интенсификацией теплообмена (каналы ПТА и трубы с интенсификацией теплообмена) необходима меньшая длина канала при больших значениях коэффициента гидравлического сопротивления, что дает возможность применять более компактные конструкции аппаратов. Выбор вида теплообменной поверхности и гидравлического диаметра зависит от возможности организации движения теплоносителей в теплопередающих каналах необходимой длины, что обусловлено конструктивными особенностями теплообменных аппаратов.

Авторы благодарят Европейское сообщество за финансовую поддержку в рамках проекта EC DISKNET (Grant Agreement No: PIRSES-GA-2011-294933).

Литература

1. Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation. / Klemes J.J., Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyansky L.: CRC Press, 2015. – 354 p.
2. Law R., Harvey A., Reay D. Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry // Applied Thermal Engineering.– 2013. – Т. 53, № 2. – P. 188–196.
3. Chapter 2 – Process intensification – an overview // Process Intensification / Reay D. и др. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2008. – P. 21–45.
4. Kays W. M., London A.L. Compact heat exchangers // Book Compact heat exchangers / Editor. – New York: McGraw-Hill Book Co, 1964. – P. 272.
5. Fundamentals of Heat Exchanger Design. / Shah R. K., Seculic D. P. – New York: Wiley and sons Ltd, 2003.
6. Kapustenko P.O., Kukulka D.J., Arsenyeva O.P. Intensification of Heat Transfer Processes // Chemical Engineering Transactions. – 2015. – Т. 45. – P. 1729–1734.
7. Churchill S.W. Friction factor equation spans all fluid flow regimes // Chemical Engineering. – 1977. – Т. 84, № 24. – P. 91–92.
8. Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyansky L., Khavin G. The influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger performance in specified process conditions // Energy. – 2013. – Т. 57. – С. 201-207.
9. Arsenyeva O.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy O.V. Generalised semi-empirical correlation for heat transfer in channels of plate heat exchanger // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Т. 70, № 2. – P. 1208–1215.
10. Gnielinski V. Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts // Heat Transfer Engineering. – 2009. – Т. 30, № 6. – P. 431–436.

УДК 66.045.01

Перевертайленко О.Ю., Товажнянський Л.Л., Болдирев С.О., Крайчич Г.,
Капустенко П.О., Арсеньева О.П., Арсеньев П.Ю.

**ПОРІВНЯННЯ КАНАЛІВ КОМПАКТНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ДЛЯ
УТИЛІЗАЦІЇ НИЗКОПОТЕНЦІЙНОГО ТЕПЛА
ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ**

Компактні теплообмінні апарати дедалі більше застосовуються в промисловості внаслідок низької матеріалоемності та вартості, високої надійності теплообмінного обладнання та інтенсифікації процесів теплообміну в каналах. Підвищення компактності обладнання треба враховувати вплив розмірів каналів на тепло-гідравлічні характеристики апаратів. У статті представлений аналіз зміни коефіцієнту гідравлічного пору та тепловіддачі від числа Рейнольдса для каналів пластинчастих теплообмінних апаратів, гладких труб та труб з штучною нерівністю поверхні. Наведено дослідження впливу гідравлічного діаметру для різних типів каналів на компактність теплообмінного апарату, при цьому аналіз проводився для площі теплообмінної поверхні та довжини каналу для руху теплоносія. Результати роботи можуть бути використані при розробці конструкцій компактних теплообмінних апаратів з інтенсифікацією теплообміну для процесів утилізації низкопотенційного тепла.

Perevertaylenko O., Tovazhnyanskyy L., Boldyryev S., Krajacic G., Kapustenko P.,
Arsenyeva O., Arsenyev P.

**COMPARISON OF CHANNELS OF COMPACT HEAT EXCHANGERS
FOR LOW-GRADE HEAT UTILIZATION IN INDUSTRY**

Compact heat exchangers are widely used in industry due to the low material consumption and its cost, high reliability of the heat transfer equipment and intensified heat transfer processes in the channels. When increasing the equipment compactness it is needed to take into consideration the influence of the changed channel geometry on heat and hydraulic performance of the unit. The paper provides the analysis of dependences for friction factor and heat transfer coefficient on Reynolds number for different types of channels – channels in plate heat exchangers, smooth tubes and enhanced tubes with artificial roughness. The paper provides the study of the influence of hydraulic diameter for the channels of different types on the heat exchanger compactness regarding the heat transfer surface area and the length of the channel for heat carrier movement. The results of the work can be implemented for compact heat exchangers design with the intensified heat transfer used for low-grade heat utilization of industrial enterprises.