

# Plate Heat Exchanger with Diffuser Channels with Liquid Coolants

V. G. Lushchik, A. I. Reshmin

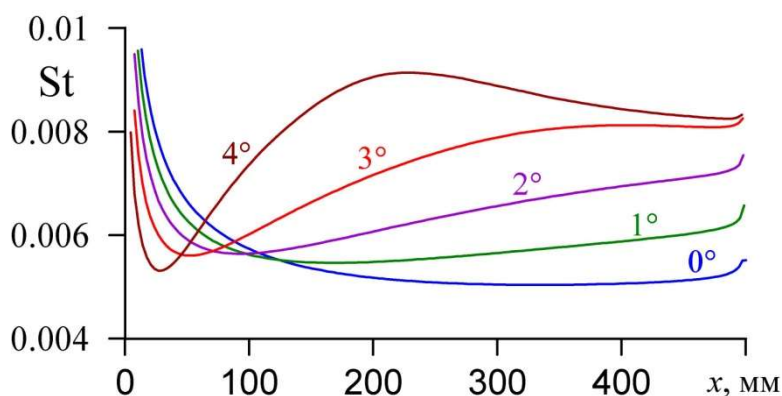
*Lomonosov Moscow State University, Research Institute of Mechanics,  
Moscow, 119192, Russia*

[vgl\\_41@mail.ru](mailto:vgl_41@mail.ru), [alexreshmin@rambler.ru](mailto:alexreshmin@rambler.ru)

## Abstract

A numerical study of heat transfer processes in heat exchangers with diffuser channels with liquid coolants was carried out. Plate heat exchangers with channel expansion angles within a few degrees, which do not lead to separation of the flow from the wall, are considered. Due to the increase in heat exchange intensity in expanding channels, the heat transfer power with increasing expansion angle increases in comparison with heat exchangers with a constant channel cross-section. It is shown that when water is used as a «cold» coolant, the heat transfer power increases with increasing Prandtl number of «hot» coolants, which were mercury, water and transformer oil. The calculations used a three-parameter RANS model of turbulence, supplemented with a transport equation for turbulent heat flow.

Keywords: heat exchanger, diffuser channel, RANS turbulence model.



Stanton number  $St$  along the length of the «hot» channel at different expansion angles of the channels of a plate heat exchanger with water coolants

УДК 532.526.3

# Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами с жидкими теплоносителями

В. Г. Лущик, А. И. Решмин

*МГУ им. М. В. Ломоносова, Научно-исследовательский институт механики,  
Россия, Москва, 119192, Мичуринский проспект, 1  
[vgl\\_41@mail.ru](mailto:vgl_41@mail.ru), [alexreshmin@rambler.ru](mailto:alexreshmin@rambler.ru)*

## Аннотация

Проведено численное исследование теплообменных процессов в теплообменниках с диффузорными каналами с жидкими теплоносителями. Рассмотрены пластинчатые теплообменники с углами расширения каналов в пределах нескольких градусов, не приводящими к отрыву потока от стенки. Показано, что за счет увеличения интенсивности теплообмена в расширяющихся каналах мощность теплопередачи с ростом угла расширения возрастает в сравнении с теплообменниками с постоянным сечением каналов. При использовании воды в качестве «холодного» теплоносителя мощность теплопередачи возрастает с ростом значения числа Прандтля «горячих» теплоносителей, в качестве которых рассматривались ртуть, вода и трансформаторное масло. Расчеты проводились с использованием трехпараметрической RANS-модели турбулентности, дополненной транспортным уравнением для турбулентного теплового потока.

Ключевые слова: течение с теплообменом, плоский диффузор, RANS-модель турбулентности.

## 1. Введение

Исследования по повышению эффективности широко применяемых в технике и энергетике теплообменных аппаратов весьма актуальны. Самые разные способы интенсификации теплообмена можно найти в монографиях [1–3], обзорах [4, 5] и других материалах. Чаще всего для этого применяют турбулизацию потока теплоносителя за счет установки гофров на поверхностях каналов, их оребрения, формирования различного типа лунок. Считается, что наиболее эффективным методом воздействия на структуру потока теплоносителя, приводящим к повышению интенсивности теплообмена, является организация в нем отрывных зон и вихревых структур [2]. При этом интенсификация теплообмена неизбежно связана с ростом гидравлических потерь в каналах и увеличением мощности, необходимой для прокачки теплоносителя.

Для повышения интенсивности теплообмена в [1] предлагается использовать волнистую теплопередающую поверхность, образующую систему диффузор-конфузор. При этом углы расширения диффузорных участков канала выбираются так, что за ними возникают отрывные вихревые зоны, наличие которых и вызывает интенсификацию теплообмена. Применение гофрированной поверхности каналов в пластинчатых теплообменниках позволяет увеличить интенсивность теплообмена на 15 ÷ 25% [6]. Коэффициенты трения при этом оказываются существенно выше, чем в теплообменниках с гладкими каналами при тех же числах Рейнольдса.

Направление поисковых работ по интенсификации теплообмена с помощью расширяющихся каналов возникло после обнаружения в эксперименте значительного повышения напряжений Рейнольдса и интенсивности турбулентных пульсаций в круглом диффузоре с углом раскрытия 0.6 градуса [7]. Хорошее согласование измеренных профилей скорости и турбулентных напряжений в выходном сечении диффузора с расчетами, проведенными с помощью трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [8], определило эту модель как основной инструмент расчета безотрывного течения в диффузорных каналах. Модель турбулентности [8] ранее была проверена на многочисленных расчетах течений пограничного слоя и показала удовлетворительное согласование с известными экспериментальными результатами. Результаты этой проверки применительно к течениям в плоских, круглых и кольцевых каналах в широком диапазоне чисел Рейнольдса, переходу к турбулентности в пограничных слоях с вдувом и отсосом, течениям с отрицательным и положительным градиентами давления можно найти в обзорах [9, 10]. Эти материалы, а также результаты сравнений результатов экспериментов и расчетов течения в диффузоре [7] дают основание использовать модель [8] в настоящей работе.

В работах [11–13] показана возможность реализации роста интенсивности теплообмена в диффузорном канале практически без увеличения коэффициента трения. С использованием модели турбулентности [8], обобщенной на расчет теплообменных течений [14] и дополненной транспортным уравнением для турбулентного теплового потока [15], в [12, 13] проведено расчетное исследование теплообмена в плоских диффузорах с углами раскрытия, не приводящими к отрыву потока от стенок канала. Сравнение характеристик теплообмена в расширяющемся канале и в канале без расширения при тех же числах Рейнольдса показало, что при всех рассмотренных углах раскрытия диффузора и значениях чисел Рейнольдса и Прандтля такие параметры теплообмена, как число Нуссельта и фактор аналогии Рейнольдса, в диффузорном канале значительно превышают соответствующие значения в канале без расширения. Это превышение имеет слабую зависимость от числа Рейнольдса, но заметно возрастает с увеличением угла раскрытия канала. Среднее по длине диффузора значение коэффициента трения при этом почти не изменяется. Рост турбулизации течения и интенсификации теплообмена происходит из-за появляющегося в диффузоре положительного градиента давления.

В работе [16] были проведены экспериментальные исследования течения и теплообмена в расширяющемся плоском канале. Эксперименты показали хорошее согласование полученных результатов с проведенным ранее [12] расчетом изменения числа Нуссельта по длине плоского диффузора. Экспериментальные результаты, полученные в [16] и [17] для течений как в плоском диффузоре, так и в плоском конфузоре оказались прекрасным материалом для проведения сравнения с новыми расчетами течений с теплообменом для таких каналов, что и было сделано в работах [18], [19]. Сравнение результатов численного исследования с экспериментальными данными показало удовлетворительное качественное и количественное согласование результатов.

Проведенное численное исследование пластинчатых теплообменников с теплоносителями «вода-вода» [20] и с газовыми теплоносителями [21] показало эффект возрастания мощности теплопередачи в теплообменнике с расширяющимися каналами.

Цель настоящей работы – поиск возможности повышения интенсивности теплопередачи в пластинчатых теплообменниках с жидкими теплоносителями, которые «нашли широкое применение, в частности, в химической, нефтяной, пищевой, молочной и пивоваренной промышленности при рабочем давлении 2 МПа и температуре ниже 150°C» [6]. Предлагаемое применение в пластинчатых теплообменниках гладких расширяющихся каналов обеспечит минимальные гидравлические потери и обеспечит повышение интенсивности теплообмена практически без увеличения потерь на трение [20]. Именно в этом состоит принципиальное отличие предлагаемого способа интенсификации теплопередачи от других имеющихся способов, когда увеличение теплопередачи достигается за счет значительного роста потерь на прокачку теплоносителя.

## 2. Постановка задачи

На рис. 1 показана расчетная схема элементов теплообменника. Расчеты проводились для элемента противоточного пластинчатого теплообменника, состоящего из двух плоских смежных диффузоров длиной  $l$ , разделенных общей передающей тепло стенкой, как показано на рис. 1, а. Высота каналов  $h(x)$  линейно меняется по длине в направлении движения теплоносителя. Две внешние стенки каналов полагались прямыми и теплоизолированными. Входу в расширяющийся канал предшествовал участок с постоянной высотой  $h_1$  и длиной  $l_1$  с теплоизолированными стенками. После выхода из диффузора также помещался участок с постоянной высотой  $h_2$  и длиной  $l_2$  с теплоизолированными стенками. Входная и выходная высоты каналов связаны соотношением  $h_2 = h_1 + l \times \operatorname{tg} \beta$ , где  $\beta$  – угол наклона теплопередающей стенки.

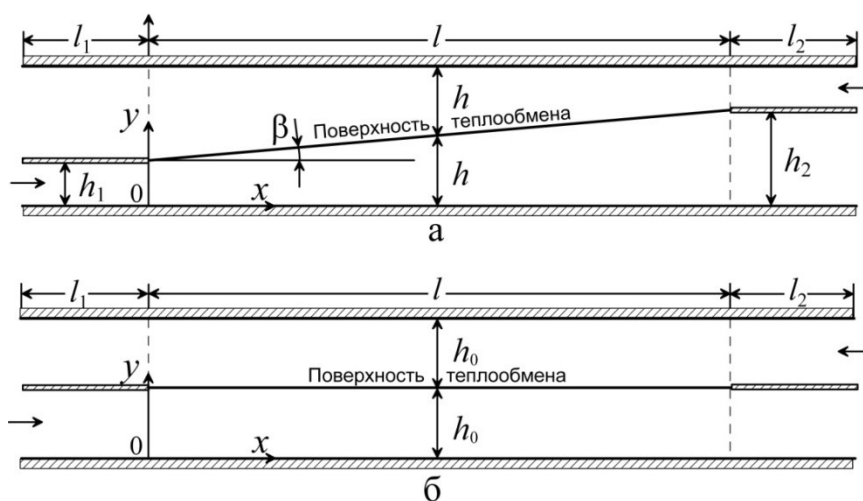


Рис. 1. Схема элемента противоточного пластинчатого теплообменника с расширяющимися (а) и с прямыми каналами (б)

Для сравнения на рис. 1, б показан элемент пластинчатого теплообменника с постоянной высотой каналов  $h_0 = (h_1 + h_2)/2$ , так что средние высоты и площади сечения каналов этих теплообменников оказывались одинаковыми. Длины соответствующих участков каналов теплообменников также были одинаковы.

При отображении результатов расчетов будем считать, что течение в канале с горячим теплоносителем направлено по оси  $x$  (см. рис. 1), а в канале с холодным теплоносителем направление течения противоположно.

Для расчета течения использовались уравнения движения, энергии и неразрывности, описывающие течение в диффузоре. Расчет проводился в приближении узкого канала, использующем те же уравнения, что и приближение пограничного слоя, но в отличие от него позволяет проводить сквозной счет в направлении поперек течения – между стенками канала. Градиент давления по направлению потока находился из условия сохранения массового расхода теплоносителя, в отличие от приближения пограничного слоя, где при расчете градиент давления задается. Течение в узких слабо расширяющихся каналах с гладкими стенками безотрывно и адекватно описывается приближением узкого канала.

Система уравнений течения и теплообмена в канале имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0,$$

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \eta \frac{\partial u}{\partial y} + \rho \tau \right) \right], \\ c_p \left( \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} \right) &= u \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} + \rho q_T \right) \right] \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь  $x$  – направление потока;  $y$  – координата, нормальная к теплоизолированной стенке;  $u$  и  $v$  – компоненты скорости вдоль продольной и поперечной осей;  $p$  – давление;  $\rho \tau = -\rho \langle u'v' \rangle$  – турбулентное трение;  $\rho q_T = -\rho c_p \langle v'T' \rangle$  – турбулентный тепловой поток;  $\rho$  – плотность;  $c_p$  – изобарная теплоемкость;  $\eta$  – динамическая вязкость,  $\lambda$  – теплопроводность.

Входящие в (1)  $\tau$  и  $q_T$  вычисляются с использованием трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [8], обобщенной на расчеты течений с теплообменом [14]. Модель включает уравнения переноса для энергии турбулентности  $E = 0.5 \sum \langle u_i'^2 \rangle$ , напряжения сдвига  $\tau = -\langle u'v' \rangle$ , параметра  $\omega = E/L^2$  ( $L$  – поперечный интегральный масштаб турбулентности) и для величины  $q_T = -c_p \langle v'T' \rangle$  [15].

Использование трехпараметрической модели турбулентности основывается на хорошем согласовании результатов расчетов для внутренних и внешних течений с продольным градиентом давления с известными экспериментальными результатами [8, 9]. Тогда как лучшие одно- и двухпараметрические модели турбулентности в стандартных формах могут неадекватно учитывать замедление или ускорение потока [22].

Составляющие трехпараметрическую модель турбулентности уравнения, записываются в виде

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial E}{\partial x} + \rho v \frac{\partial E}{\partial y} &= -(c_p \rho \sqrt{E} L + c_1 \eta) \frac{E}{L^2} + \rho \tau \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_E \frac{\partial E}{\partial y} \right), \\ \rho u \frac{\partial \tau}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \tau}{\partial y} &= -(3c_p \rho \sqrt{E} L + 9c_1 \eta) \frac{\tau}{L^2} + c_2 \rho E \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_\tau \frac{\partial \tau}{\partial y} \right), \\ \rho u \frac{\partial \omega}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \omega}{\partial y} &= -(2c_p \rho \sqrt{E} L + 1.4c_1 \eta f_\omega) \frac{\omega}{L^2} + \left[ \frac{\tau}{E} - 2c_3 \operatorname{sign} \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \rho \omega \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_\omega \frac{\partial \omega}{\partial y} \right), \\ \rho u \frac{\partial q_T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial q_T}{\partial y} &= -[3c_p \rho \sqrt{E} L + 9c_1 \eta f(\operatorname{Pr})] \frac{q_T}{L^2} + c_4 c_p \rho E \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_q \frac{\partial q_T}{\partial y} \right), \\ D_\phi &= a_\phi \sqrt{E} L + \alpha_\phi \eta \quad (\phi = E, \tau, \omega, q_T), \quad L = \sqrt{E/\omega}, \\ f_\omega &= 1 - \frac{1}{2c_1} \left( \frac{L}{E} \frac{\partial E}{\partial y} \right)^2, \quad f(\operatorname{Pr}) = \frac{1 + c_5 \sqrt{\operatorname{Pr}} + 1/\sqrt{\operatorname{Pr}}}{2 + c_5 \sqrt{\operatorname{Pr}}}. \end{aligned} \quad (2)$$

Значения входящих в (2) констант [8, 14, 15]:  $c = 0.3$ ;  $c_1 = 5\pi/4$ ;  $c_2 = 0.2$ ;  $c_3 = 0.04$ ;  $c_4 = 0.235$ ;  $c_5 = 0.25$ ;  $a_E = a_\omega = 0.06$ ;  $a_\tau = a_q = 3a_E = 0.18$ ;  $\alpha_E = \alpha_\omega = 1$ ;  $\alpha_\omega = 1.4$ ;  $\alpha_{q_T} = f(\operatorname{Pr})$ .

Условия на входе в каналы «горячего» и «холодного» потоков

$$p = p_1, \quad u = U_1, \quad T = T_1, \quad E = E_1, \quad \tau = 0, \quad \omega = \omega_1, \quad q_T = 0 \quad (3)$$

Граничные условия на разделяющей потоки теплопередающей стенке

$$u = v = 0, \quad E = \frac{\partial \omega}{\partial y} = \tau = q_T = 0,$$

$$T_{wh} = T_{wc} = T_w, \quad -\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right)_{wh} = -\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right)_{wc} = q_w \quad (4)$$

На теплоизолированных стенках

$$u = v = 0, \quad \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) = 0, \quad E = \frac{\partial \omega}{\partial y} = \tau = q_T = 0 \quad (5)$$

Тепловой поток и температура на передающей тепло стенке непрерывны.

Здесь и далее индекс «w» относится к параметрам на стенке, индексы «с» и «h» к «холодному» и «горячему» потокам, а «1» и «2» соответственно к входным и выходным секциям каналов.

В качестве входных граничных условий (3) задавались постоянные по сечению скорости, температуры и характеристики турбулентности. Интенсивность турбулентности на входе в обоих потоках принималась равной  $e_1 = \sqrt{E_1}/U = 0.04$ . Масштаб турбулентности  $L_1$  в потоках на входе задавался достаточно большим для того, чтобы на длине входного участка вырождение турбулентности было незначительным.

Система уравнений (1), (2) с соответствующими граничными условиями (3)–(5) решалась численно методом прогонки с итерациями. Сходимость результатов расчета обеспечивалась заданием достаточного количества узлов по высоте канала и автоматическим выбором шага в соответствии с заданной точностью по его длине. Так, для одного из вариантов расчета теплообменника с диффузорными каналами с углами раскрытия  $\beta = 4^\circ$  для теплоносителей вода-вода, на длине  $x = 500$  мм рассмотрены три значения количества узлов  $N$  по высоте канала, для которых проведено сравнение сходимости результатов расчета по контролю изменения значений числа Стантона

$$\Delta St = \frac{St - St_{1025}}{St_{1025}} \times 100\%$$

Расчеты проводились на неравномерной сетке с шагом по высоте  $\Delta y$  вблизи стенки канала намного меньше, чем в основной части канала, так что количество узлов в вязком подслое составляло примерно 1/5 общего числа узлов  $N$ . Сходимость результатов расчета, выполненных при  $N = 257$  составляла  $\Delta St = -0.45\%$ , а при  $N = 513$  –  $\Delta St = -0.16\%$ , что вполне достаточно для обеспечения достоверности результатов расчета.

Шаг по длине  $\Delta x$  в сечениях близких к входу задавался достаточно малым ( $\Delta x/h = 0.005$ ) и увеличивался или уменьшался по мере продвижения вниз по потоку из условия достижения заданной относительной точности расчета ( $\sim 10^{-5}$ ).

Для ртути и трансформаторного масла, используемых в качестве теплоносителей в теплообменниках с углами раскрытия  $\beta = 2^\circ$  зависимость сходимости результатов расчета числа Стантона от количества узлов  $N$  по высоте канала аналогична приведенной выше.

Проведенное в [23] численное исследование влияния числа Прандтля для ртути, воды и трансформаторного масла на характеристики течения и теплообмена в плоском безотрывном диффузоре, можно считать достаточной степенью проработки этих теплоносителей.

Поскольку теплообменник противоточный, в приближении узкого канала совместное решение системы уравнений в обоих каналах невозможно. Для решения приходится применять итерационный метод. Приведенная выше система уравнений гидродинамики и теплообмена последовательно решалась для каждого канала. При этом на теплообменной стенке в

качестве граничного условия для уравнения теплопроводности в «горячем» канале принималось значение температуры, взятое из расчета течения в «холодном» канале в предыдущей итерации. При решении уравнений в «холодном» канале, на теплообменной стенке как граничное условие принимается тепловой поток из расчета после предыдущей итерации в «горячем» канале. Теплопередающая стенка считается бесконечно тонкой, поэтому ее термическое сопротивление не учитывается, и тепловой поток и температура на разных сторонах стенки принимаются одинаковыми. По этой же причине считаем нулевым продольный тепловой поток внутри стенки.

Для обеспечения сходимости при переходе к последующей итерации значения температуры и теплового потока на теплопередающей стенке рассчитывались из предыдущей и последующей итерации с применением коэффициентов релаксации. Начальная температура теплообменной стенки в расчете течения в «горячем» канале задавалась как линейная функция продольной координаты. Итерационный процесс заканчивался при достижении заданной точности расчета средней температуры на выходах каналов либо температуры на поверхности теплопередающей стенки.

### 3. Результаты расчетов

#### 3.1. Влияние угла раскрытия диффузора

В данном разделе представлены результаты расчета параметров течения и теплообмена при различных углах наклона  $\beta$  теплопередающей стенки диффузора. Рассматривались углы наклона в диапазоне от 0 до 4 градусов. Соответствующие этим углам геометрические параметры каналов приведены в табл. 1.

В расчетах для диффузорных каналов принимались следующие параметры:

- длина диффузоров  $l = 500$  мм;
- длина входных и выходных участков  $l_1 = l_2 = 50$  мм;
- высоты каналов постоянного сечения ( $\beta = 0$ ) приняты равными  $h_1 = h_2 = h_0 = 25$  мм;
- входные  $h_1$  и выходные  $h_2$  высоты диффузорных каналов (табл. 1) удовлетворяют условиям:  $h_1 = h_0 - 0.5l \times \text{tg}\beta$ ,  $h_2 = h_0 + 0.5l \times \text{tg}\beta$ .

Таблица 1

Углы наклона стенок диффузоров, принятые для расчетов

$\beta^\circ$	0	1.0	2.0	3.0	4.0
$h_1$ , мм	25.0	20.6	16.3	11.9	7.5
$h_2$ , мм	25.0	29.4	33.7	38.1	42.5

Исходные данные для теплообменников:

- «холодный» и «горячий» теплоносители – вода, давление на входе 2 МПа;
- температура на входе «холодного» теплоносителя  $T_{c0} = 293$  К;
- температура на входе «горячего» теплоносителя  $T_{h0} = 393$  К;

На рис. 2–4 представлены результаты расчетов параметров теплообмена для числа Рейнольдса «холодного» теплоносителя  $Re_c = 10000$ , и «горячего» – с меньшим числом Рейнольдса  $Re_h = 3000$ , что обеспечивает максимальное снижение температуры «горячего» теплоносителя.

На рис. 2, а показано изменение температуры на теплопередающей стенке  $T_w(x)$  по длине канала. Видно, что в теплообменнике с расширяющимися каналами температура

стенки  $T_w(x)$  ( $\beta > 0$ ) более круто меняется по длине, чем в теплообменнике с прямыми каналами ( $\beta = 0$ ) и на первой половине диффузорных каналов превосходит величину  $T_w$  в прямых каналах. Тепловой поток в стенку канала  $q_w(x) = -(\lambda \partial T / \partial y)_w$ , показанный на рис. 2, б, в теплообменнике с расширяющимися каналами ( $\beta > 0$ ) существенно превосходит (особенно при  $\beta = 3^\circ, 4^\circ$ ) поток тепла в теплообменнике с прямыми каналами ( $\beta = 0$ ).

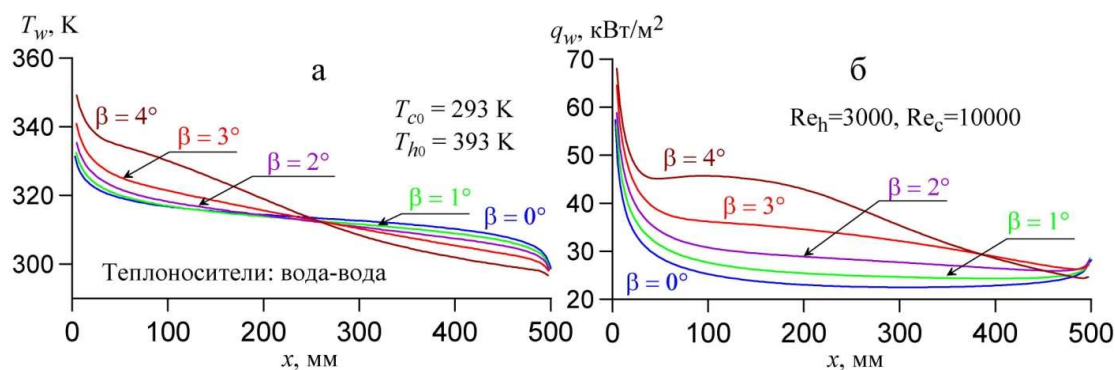


Рис. 2. Изменение температуры стенки  $T_w$  (а) и теплового потока  $q_w$  (б) по длине канала: линии соответствуют углам наклона стенок диффузора, приведенным в табл. 1

На рис. 3, а показано изменение по длине канала безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Стантона) со стороны «горячего» теплоносителя  $St = \alpha / (\rho \cdot c_p \cdot U)$ , на рис. 3, б – коэффициента теплоотдачи  $\alpha = q_w / (T_w - \bar{T})$ . Здесь  $U$  – среднерасходная скорость;  $\bar{T}$  – среднемассовая температура потока.

Из графика видно, что в теплообменнике с расширяющимися каналами ( $\beta > 0$ ) число Стантона, на большей части диффузорного канала существенно превосходит (особенно при  $\beta = 3^\circ, 4^\circ$ ) величину числа  $St$  в теплообменнике с прямыми каналами. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , рис. 3, б, при этом в теплообменнике с расширяющимися каналами уменьшается по длине, из-за уменьшения теплового потока  $q_w$  в конце канала и менее значительного уменьшения температуры стенки  $T_w$  при слабом изменении среднемассовой температуры потока  $\bar{T}$ . В итоге число Стантона на большей части диффузорного канала, а коэффициент теплоотдачи на всей длине теплообменной стенки в теплообменнике с расширяющимися каналами превосходит соответствующие параметры для теплообменника с прямыми каналами.

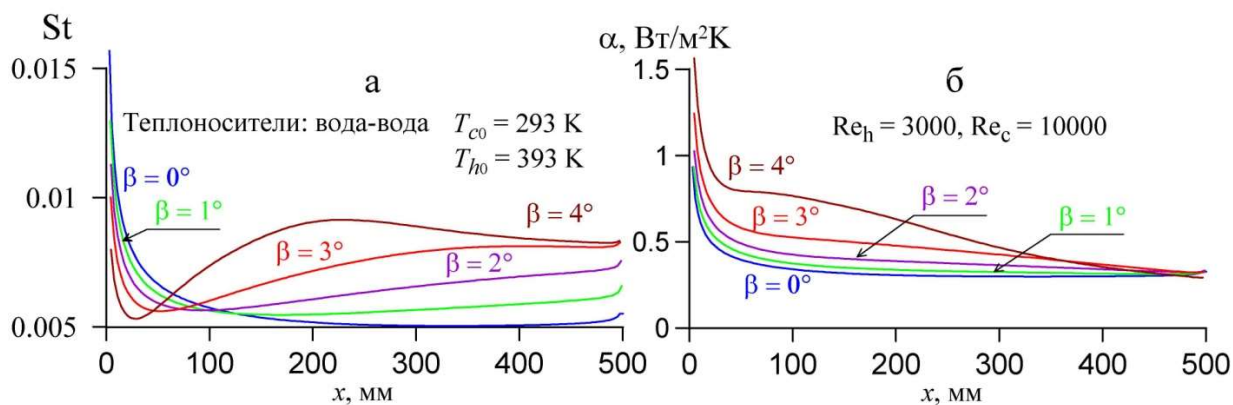


Рис. 3. Изменение числа Стантона  $St$  (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке  $\alpha$  (б) по длине канала с «горячим» теплоносителем: линии соответствуют углам наклона стенок диффузора, приведенным в табл. 1



Следует отметить также, что число  $St$ , прямо пропорциональное коэффициенту теплоотдачи  $\alpha$ , обратно пропорционально среднерасходной скорости потока  $U$ , которая в диффузоре, в отличие от прямого канала, уменьшается по длине. Поэтому число Стантона  $St$  и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  (рис. 3) изменяются по длине по-разному.

В работах [11–13] установлено, что перестройка течения и положительный градиент давления, появляющийся в диффузоре, приводят к увеличению турбулизации течения. Это подтверждается результатами расчетов интенсивности турбулентности  $e = \sqrt{E}/U$  и напряжения сдвига  $\tau/U^2$  (рис. 4), которые с ростом угла расширения диффузора существенно возрастают (рис. 4,  $\beta > 0$ ) по сравнению с соответствующими величинами для прямых каналов ( $\beta = 0$ ), что и приводит к повышению интенсивности теплообмена в теплообменнике с расширяющимися каналами.

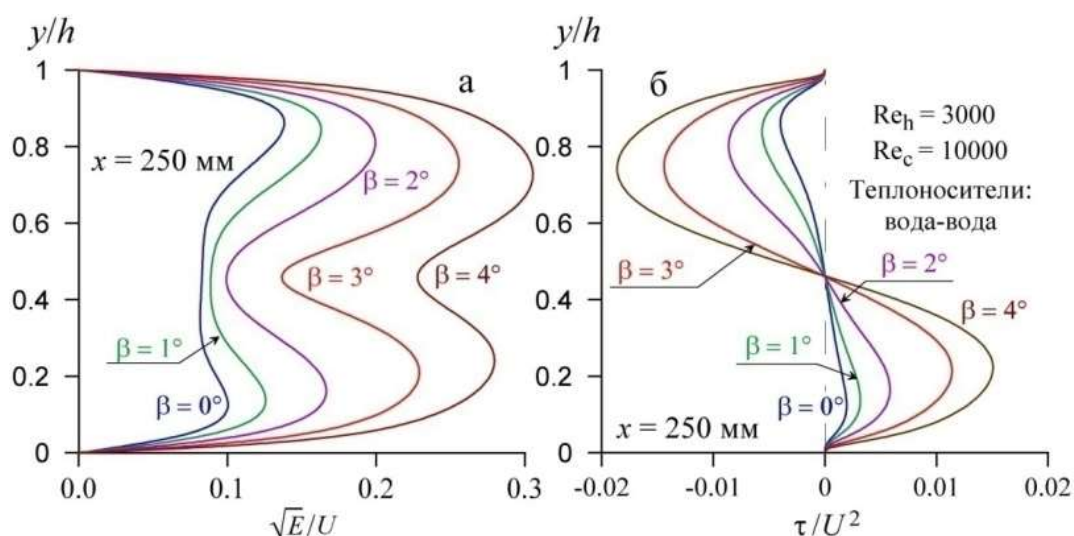


Рис. 4. Интенсивность турбулентности (а) и напряжения сдвига (б) в среднем сечении каналов с «горячими» теплоносителями: линии соответствуют углам наклона стенок диффузора  $\beta$ , приведенным в табл. 1

Полученная в расчетах зависимость охлаждения «горячего» теплоносителя  $\Delta T_h = \bar{T}_2 - \bar{T}_1$  от угла раскрытия диффузора  $\beta$ , показанная на рис. 5, а, продемонстрировала более высокую эффективность теплообменников с расширяющимися каналами. В них достигается большее охлаждение «горячего» теплоносителя по сравнению с теплообменником с прямыми каналами.

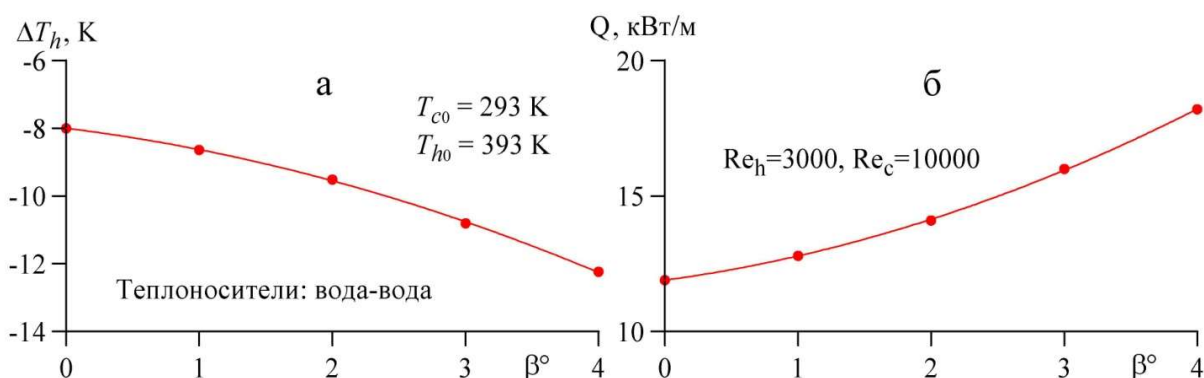


Рис. 5. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя  $\Delta T_h$  (а) и мощности теплопередачи  $Q$  (б) от угла раскрытия диффузора  $\beta$

На рис. 5, б показана установленная в результате проведенного исследования зависимость мощности теплообмена  $Q = Gc_p\Delta T_h$  между «горячим» и «холодным» теплоносителями от значений угла раскрытия диффузора  $\beta$ , приведенных в табл. 1. Отметим, что величины массового расхода  $G = \rho U h_1$  и мощности теплопередачи  $Q$  приведены на единицу ширины канала (м).

Как видно из рис. 5, б, мощность теплопередачи возрастает при увеличении угла расширения  $\beta$  и при  $\beta = 4^\circ$  величина  $Q$  на  $\sim 53\%$  превышает мощность теплопередачи в теплообменнике с прямыми каналами ( $\beta = 0$ ).

### 3.2. Влияние теплофизических свойств теплоносителя

Ниже представлены полученные результаты исследования влияния теплофизических свойств жидкого теплоносителя на тепловые и гидродинамические характеристики теплообменника, в котором в качестве «холодного» теплоносителя использована вода с входными параметрами:  $T_0 = 293$  К,  $P_0 = 2$  МПа. В качестве «горячих» теплоносителей использовались жидкости (табл. 2): ртуть, вода и трансформаторное масло с входными параметрами:  $T_0 = 393$  К,  $P_0 = 2$  МПа. Выбор этих теплоносителей характеризуется широким диапазоном значений теплофизических свойств, от которых зависят тепловые характеристики теплообменника.

В качестве определяющего параметра, от которого будут получены зависимости тепловых и гидродинамических характеристик теплообменника, принято число Прандтля  $Pr = \eta c_p / \lambda$ , содержащего комбинацию теплофизических свойств жидкого теплоносителя: динамическую вязкость  $\eta$ , удельную теплоемкость  $c_p$  и теплопроводность  $\lambda$ , которые для принятых теплоносителей изменяются в широких пределах, как и число Прандтля (табл. 2), которое для газов, в отличие от жидкостей, практически постоянно и составляет  $Pr \approx 0.7$ .

В расчетах для диффузорных каналов задавались следующие параметры:

- длина диффузоров  $l = 500$  мм;
- угол наклона теплопередающей стенки  $\beta = 2^\circ$ ;
- длина входных участков  $l_1 = 50$  мм, высота  $h_1 = 4$  мм;
- длина выходных участков  $l_2 = 50$  мм, высота  $h_2 = h_1 + l \times \text{tg}\beta = 21.5$  мм.

Для теплообменников с прямыми каналами:

- длина каналов  $l = 500$  мм;
- длина входных и выходных участков  $l_1 = l_2 = 50$  мм, высота  $h_0 = (h_1 + h_2) / 2 = 12.7$  мм.

Таблица 2

«Горячие» теплоносители, принятые для расчетов

Жидкость	Ртуть (Hg)	Вода (H <sub>2</sub> O)	Масло (Oil)
$c_p$ , Дж/кг/К	131	4250	2180
Pr	0.017	1.45	30.4
$G_0$ , кг/с/м	1.783	0.350	2.328

На рис. 6–8 представлены результаты расчетов для «холодного» потока с числом Рейнольдса  $Re_c = 10000$ , а «горячего» – с меньшим числом Рейнольдса  $Re_h = 3000$ , что обеспечивает максимальное охлаждение «горячего» теплоносителя. Отметим, что в плоском диффузоре число Рейнольдса  $Re = \rho U d / \eta$  ( $d = 2h$  – гидравлический диаметр;  $U$  – среднерасходная скорость) при любом угле расширения для жидкости с постоянными физическими свойствами по длине остается постоянным. Для газовых теплоносителей при небольшом

нагреве или охлаждении число Рейнольдса будет также незначительно изменяться по длине диффузора.

Показанное на рис. 6, а изменение температуры разных теплоносителей по длине теплопередающей стенки  $T_w(x)$  свидетельствует о том, что эта величина в теплообменниках с расширяющимися каналами (сплошные линии) падет по длине, в то время как в теплообменниках с прямыми каналами (штриховые линии) температура стенки  $T_w(x)$  на большей части длины канала меняется очень слабо. При этом на первой половине длины диффузора температура теплопередающей стенки в теплообменниках с расширяющимися каналами больше, а на второй половине длины меньше температуры стенки в теплообменниках с прямыми каналами.

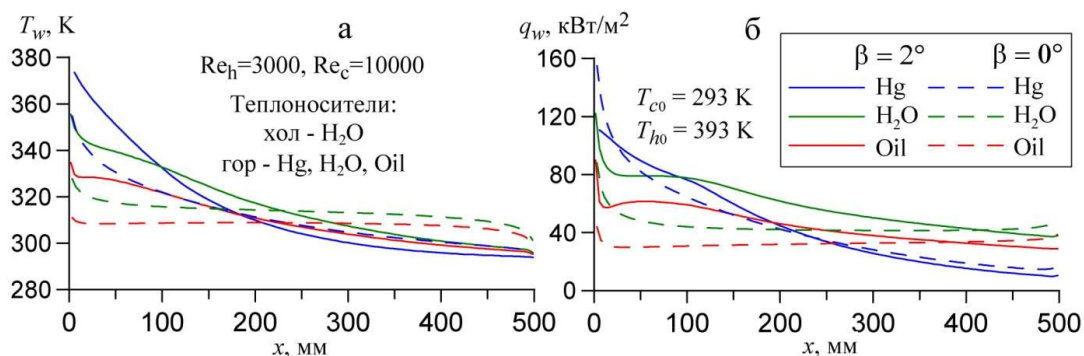


Рис. 6. Изменение температуры  $T_w$  (а) и теплового потока  $q_w$  (б) по длине теплопередающей стенки: сплошные линии соответствуют расширяющимся ( $\beta = 2^\circ$ ) каналам, штриховые прямым ( $\beta = 0$ ) каналам

Тепловой поток в стенку  $q_w(x) = -(\lambda \partial T / \partial y)_w$ , рис. 6, б, в теплообменниках с расширяющимися каналами (сплошные линии) и тепловой поток в теплообменниках с прямыми каналами (штриховые линии) ведет себя аналогично температуре теплопередающей стенки  $T_w(x)$ , рис. 6, а.

На рис. 7 показаны безразмерный коэффициент теплоотдачи  $St$  (число Стантона) со стороны «горячего» потока (а) и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  (б) в зависимости от длины канала.

Из рис. 7 видно, число Стантона почти на всей длине меняется слабо, но в теплообменниках с расширяющимися каналами (сплошные линии) число Стантона больше соответствующей величины (штриховые линии) для теплообменников с прямыми каналами. Значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , рис. 7, б убывает по длине, при этом в теплообменниках с расширяющимися каналами (сплошные линии) величина  $\alpha$  на первой половине длины канала превосходит соответствующую величину в прямых каналах (штриховые линии).

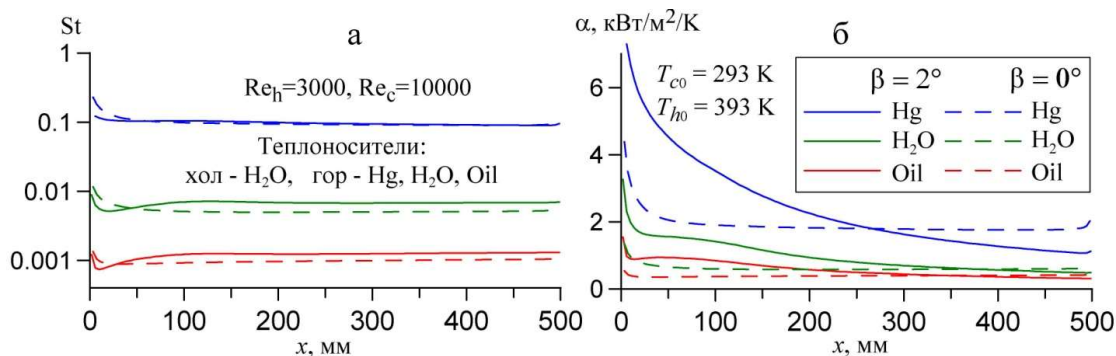


Рис. 7. Число Стантона  $St$  (а) и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  (б) в зависимости от длины стенки в «горячем» канале: сплошные линии соответствуют расширяющимся ( $\beta = 2^\circ$ ) каналам, штриховые прямым ( $\beta = 0$ ) каналам

На рис. 8 представлены распределения интенсивности турбулентности  $e = \sqrt{E}/U$  и напряжения сдвига  $\tau/U^2$  по сечению в середине каналов с «горячим» теплоносителем.

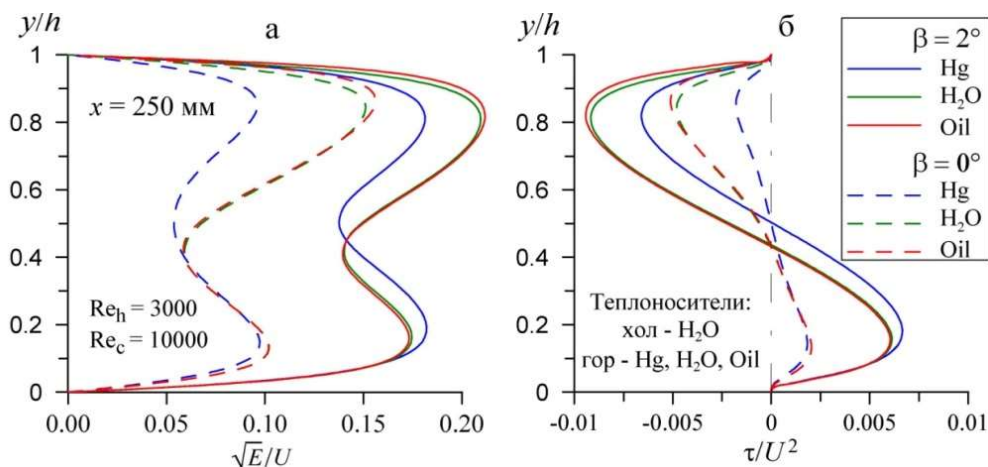


Рис. 8. Профили интенсивности турбулентности (а) и напряжения сдвига (б) в середине каналов с «горячими» теплоносителями, приведенными в табл. 2: сплошные линии соответствуют расширяющимся ( $\beta = 2^\circ$ ) каналам, штриховые прямым ( $\beta = 0$ ) каналам

Эти распределения, за исключением распределения для ртути, слабо зависят от теплоносителя, но в теплообменниках с расширяющимися каналами (сплошные линии, рис. 8) существенно возрастают по сравнению с теплообменником с прямыми каналами (штриховые линии, рис. 8), что вызывает интенсификацию теплообмена в теплообменниках с расширяющимися каналами.

Полученная в расчетах зависимость охлаждения «горячего» теплоносителя  $\Delta T_h$  от числа Прандтля теплоносителя, приведенного в табл. 2, показанная на рис. 9, а, продемонстрировала эффективность использования в теплообменниках диффузорных каналов. В таких теплообменниках охлаждение «горячего» теплоносителя получается больше в сравнении с теплообменниками с постоянным сечением каналов.

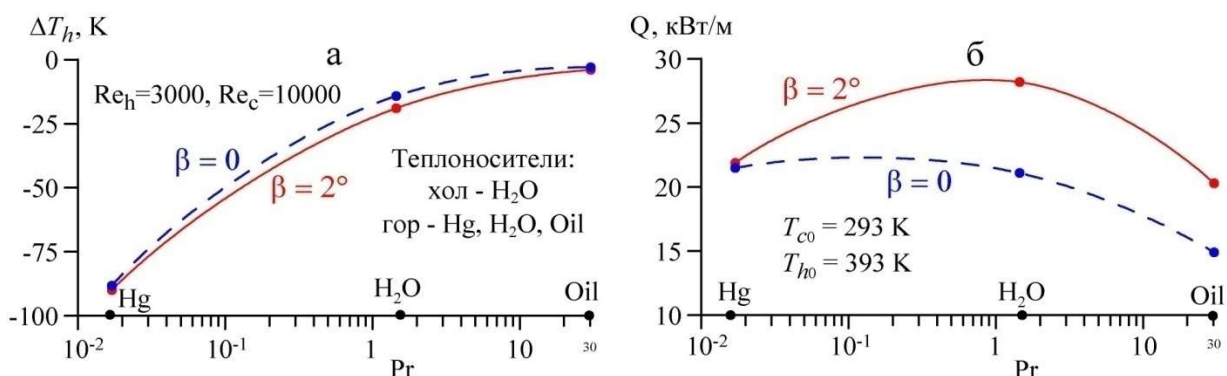


Рис. 9. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя  $\Delta T_h$  (а) и мощности теплопередачи  $Q$  (б) от числа Прандтля «горячих» теплоносителей для каналов постоянного сечения ( $\beta = 0$ ) и диффузорных каналов с углом наклона стенки  $\beta = 2^\circ$

В результате проведенного исследования установлена зависимость мощности теплопередачи  $Q = Gc_p \Delta T_h$  между «горячим» и «холодным» теплоносителями от числа Прандтля «горячих» теплоносителей, приведенных в табл. 2. Как видно из рис. 9, б, с ростом числа Прандтля теплоносителя мощность  $Q$  теплопередачи в теплообменнике с расширяющимися каналами превосходит величину  $Q$  в теплообменниках с прямыми каналами. Так, при ис-

пользовании в качестве «горячего» теплоносителя масла ( $Pr = 30.4$ ) или воды ( $Pr = 1.45$ ) рост величины  $Q$  составляет  $\sim 33 \div 36 \%$ , в то время как использование в качестве «горячего» теплоносителя ртути ( $Pr = 0.017$ ) рост величины  $Q$  не превосходит  $\sim 2 \%$ .

#### 4. Заключение

С использованием трехпараметрической дифференциальной RANS-модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла, выполнено численное моделирование течения с теплообменом в противоточных пластинчатых теплообменниках с расширяющимися каналами с углами раскрытия до  $4^\circ$  для жидких теплоносителей в широком диапазоне чисел Прандтля, в качестве которых использовались ртуть, вода и трансформаторное масло.

В результате численного исследования показано, что перестройка течения и появляющийся в диффузорном канале положительный градиент давления вызывают турбулизацию течения и интенсификацию теплообмена. Интенсивность турбулентности и напряжения сдвига, существенно возрастают с увеличением угла наклона теплопередающей стенки диффузорного канала.

Показано, что за счет интенсификации теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами мощность теплопередачи возрастает по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения. Причиной этого является большее охлаждение «горячего» теплоносителя в теплообменнике с диффузорными каналами по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

Установлена зависимость мощности теплопередачи от «горячего» потока к «холодному» от угла наклона теплопередающей стенки диффузорного канала и числа Прандтля «горячего» теплоносителя. Показано, что с ростом угла наклона теплопередающей стенки и числа Прандтля «горячего» теплоносителя мощность теплопередачи в теплообменнике с диффузорными каналами возрастает. Так, при использовании в качестве «горячего» теплоносителя воды при угле наклона теплопередающей стенки  $4^\circ$  мощность теплопередачи примерно на  $35 \%$  больше, чем в теплообменнике с каналами постоянного сечения. При использовании в качестве «горячего» теплоносителя воды или трансформаторного масла рост величины мощности теплопередачи в теплообменнике с диффузорными каналами при угле наклона стенки канала  $2^\circ$  составляет  $\sim 33 \div 36\%$ , в то время как при использовании в качестве «горячего» теплоносителя ртути этот рост не превосходит  $\sim 2 \%$ .

#### Благодарности и ссылки на гранты

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда, проект № 20-19-00404.

#### Литература

1. Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
2. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Копп И. З., Мякочин А. С. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
3. Дзюбенко Б. В., Кузма-Кичта Ю. А., Леонтьев А. И. и др. Интенсификация тепло- и массообмена в макро-, микро- и наномасштабах. М.: ФГУП «ЦНИАТОМИНФОРМ», 2008. 532 с.
4. Bergles A. E. Recent developments in enhanced heat transfer // Heat Mass Transfer. 2011. Vol. 47, N 8. P. 1001.
5. Leontiev A. I., Kiselev N. A., Burtsev S. A., Strongin M. M., Vinogradov Yu. A. Experimental investigation of heat transfer and drag on surfaces with spherical dimples // Experimental Thermal and Fluid Science. 2016. Vol. 79. P. 74.

6. Справочник по теплообменникам в 2-х томах. Перевод с англ. М.: Энергоатомиздат. 1987.
7. Решмин А. И., Тепловодский С. Х., Трифонов В. В. Турбулентное течение в круглом безотрывном диффузоре при числах Рейнольдса, меньших 2000 // Изв. РАН. МЖГ. 2011. № 2. С. 121.
8. Луцник В. Г., Павельев А. А., Якубенко А. Е. Трехпараметрическая модель сдвиговой турбулентности // Изв. АН СССР. МЖГ. 1978. № 3. С. 13.
9. Луцник В. Г., Павельев А. А., Якубенко А. Е. Турбулентные течения. Модели и численные исследования (обзор) // Изв. РАН. МЖГ. 1994. № 4. С. 4.
10. Луцник В. Г., Павельев А. А., Якубенко А. Е. Уравнения переноса для характеристик турбулентности: модели и результаты расчетов // Итоги науки и техники. Сер. Механика жидкости и газа. М.: ВИНТИ. 1988. Т. 22. С. 3.
11. Леонтьев А. И., Луцник В. Г., Решмин А. И. Теплообмен в конических расширяющихся каналах // ТВТ. 2016. Т. 54. № 2. С. 287–293.
12. Луцник В. Г., Решмин А. И. Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // ТВТ. 2018. Т. 56. № 4. С. 589–596.
13. Луцник В. Г., Макарова М. С., Медвецкая Н. В., Решмин А. И. Численное исследование течения и теплообмена в плоских каналах переменного сечения // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 9. С. 386–394.
14. Луцник В. Г., Павельев А. А., Якубенко А. Е. Трехпараметрическая модель турбулентности: расчет теплообмена // Изв. АН СССР. МЖГ. 1986. № 2. С. 40.
15. Луцник В. Г., Павельев А. А., Якубенко А. Е. Уравнение переноса для турбулентного потока тепла. Расчет теплообмена в трубе // Изв. АН СССР. МЖГ. 1988. № 6. С. 42.
16. Davletshin I. A., Dushina O. A., Mikheev N.I., Shakirov R. R. Heat transfer and flow structure in a plane diverging channel. // International Journal of Heat and Mass Transfer 189 (2022) 122744.
17. Shakirov R. R., Davletshin I. A. & Mikheev N. I., Kinematic structure of flow and the heat transfer in flat diffuser and confuser channels // Thermophys. Aeromech., 2022, vol. 29, pp. 759–764. <https://doi.org/10.1134/S08698643220500146>
18. Луцник В. Г., Решмин А. И., Трифонов В. В. Влияние входных условий на течение и теплообмен в плоском диффузоре // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2023. Том 24, вып. 5. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-5/articles/1066/>
19. Луцник В. Г., Решмин А. И., Тепловодский С. Х., Трифонов В. В. Численное моделирование течения и теплообмена в плоском конфузоре // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2024. Т. 25, вып. 1. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-1/articles/1082/>
20. Луцник В. Г., Макарова М. С., Решмин А. И. Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами // ТВТ. 2020. Т. 58. № 3. С. 376–383.
21. Решмин А. И., Луцник В. Г., Макарова М. С. Интенсификация теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2023. Т. 24, вып. 2. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-2/articles/1030/>
22. Oriji U.R., Karimisani S., Tucker P.G. RANS Modeling of Accelerating Boundary Layers // J. Fluids Eng. Trans. ASME. 2015. V. 137. № 1. Paper A12.
23. Луцник В. Г., Решмин А. И. Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // ТВТ. 2018. Т. 56. № 4. С. 589–596.

## References

1. Migai V. K., *Improving the Efficiency of Modern Heat Exchangers*, Leningrad: Energiya, 1980, 144 p. [in Russian].
2. Kalinin E. K., Dreytser G. A., Kopp I. Z., Myakochin A. S., *Effective heat exchange surfaces*, М.: Energoatomizdat, 1998. 408 p. [in Russian].

3. Dzubenko B. V., Kuzma-Kichta Yu. A., Leontiev A. I., Fedik I. I., Kholpanov L. P., *Intensification of heat and mass transfer at macro, micro and nanoscales*, Moscow: FSUE «Тsniiatominform», 2008. 532 p. [in Russian].
4. Bergles A. E., Recent developments in enhanced heat transfer, *Heat Mass Transfer*, 2011, vol. 47, no. 8, p. 1001. DOI:10.1007/s00231-011-0872-y
5. Leontiev A. I., Kiselev N. A., Burtsev S. A., Strongin M. M., Vinogradov Yu. A., Experimental investigation of heat transfer and drag on surfaces with spherical dimples, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, vol. 79, p. 74.
6. *Heat Exchanger Design Handbook*, New York: Hemisphere, 1983, vols. 1–5.
7. Reshmin A. I., Teplovodskii S. K., Trifonov V. V., Turbulent flow in a circular separationless diffuser at Reynolds numbers smaller than 2000, *Fluid Dynamics*, 2011, vol. 46, pp. 278–285. DOI: 10.1134/S0015462811020104
8. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Three parameter model of shear turbulence, *Fluid Dynamics*, 1978, vol. 13, pp. 350–360. DOI: 10.1007/BF01050525
9. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Turbulent flows. Models and numerical investigation. A review, *Fluid Dynamics*, 1994, vol. 29, no. 4, pp. 440–457.
10. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Transport Equations for Turbulence Characteristics: Models and Results of Calculations, in: *Advances in Science and Engineering. All-Union Institute of Science and Technical Information. Fluid Mech. Series*, 1988, vol. 22, p. 3. [in Russian]
11. Leont'ev A. I., Lushchik V. G., Reshmin A. I., Heat transfer in conical expanding channels, *High Temp.*, 2016, vol. 54, pp. 270–276. DOI: 10.1134/S0018151X16020115
12. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Heat transfer enhancement in a plane separation free diffuser, *High Temp.*, 2018, vol. 56, pp. 569–575. DOI: 10.1134/S0018151X18040120
13. Lushchik V. G., Makarova M. S., Medvetskaya N. V., and Reshmin A. I., Numerical investigation of flow and heat transfer in plane channels of variable section, *Thermal Processes in Engineering*, 2019, vol. 11, no. 9, p. 386–394. [in Russian].
14. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Three-parameter model of turbulence: Heat transfer calculations, *Fluid Dynamics*, 1986, vol. 21, no. 2, pp. 200–211.
15. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Transfer equation for turbulent heat flux. Calculation of heat exchange in a pipe, *Fluid Dynamics*, 1988, vol. 23, pp. 835–842. DOI: 10.1007/BF01051816
16. Davletshin I. A., Dushina O. A., Mikheev N. I., Shakirov R. R. Heat transfer and flow structure in a plane diverging channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, vol. 189, 122744. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122744
17. Shakirov R. R., Davletshin I. A. & Mikheev N. I., Kinematic structure of flow and the heat transfer in flat diffuser and confuser channels, *Thermophys. Aeromech.*, 2022, vol. 29, pp. 759–764. <https://doi.org/10.1134/S08698643220500146>
18. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Trifonov V. V., Effect of Inlet Conditions on the Flow and Heat Transfer in a Flat Diffuser, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2023, vol. 24, no. 5 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-5/articles/1066/>
19. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Teplovodskii S. Kh., Trifonov V. V., Numerical Modeling of Flow and Heat Transfer in a Flat Confuser, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2024, vol. 25, no. 1 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-1/articles/1082/>
20. Lushchik V. G., Makarova M. S., Reshmin A. I., Plate Heat Exchanger with Diffuser Channels, *High Temperature*, 2020, vol. 58, no. 3, pp. 352–359. DOI: 10.1134/S0018151X2003013X
21. Reshmin A. I., Lushchik V. G., Makarova M. S., Intensification of Heat Transfer in Heat Exchangers with Diffuser Channels, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2023, vol. 24, no. 2 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-2/articles/1030/>

22. Oriji U. R., Karimisani S., Tucker P. G., RANS Modeling of Accelerating Boundary Layers, *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, 2015, vol. 137, no. 1. Paper A12.
23. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Heat Transfer Enhancement in a Plane Separation-free Diffuser, *High Temperature*, 2018, vol. 56, pp. 569–575. DOI: 10.1134/S0018151X18040120

Статья поступила в редакцию 5 апреля 2024 г.