

Promising Heat Exchangers with Diffuser Channels

V. G. Lushchik, A. I. Reshmin

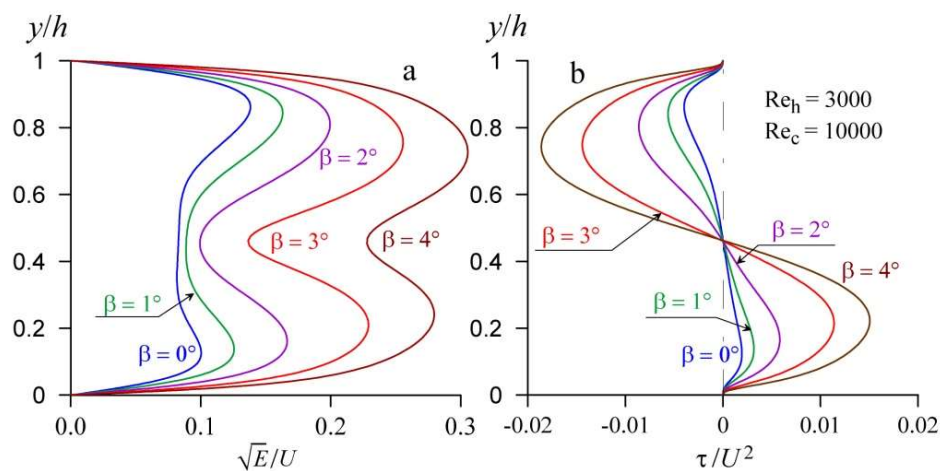
*Institute of Mechanics, Lomonosov Moscow State University,
Moscow, 119192, Russia*

vgl_41@mail.ru, alexreshmin@rambler.ru

Abstract

This review article presents the most significant results of a numerical study of processes in heat exchangers with diffuser channels obtained by the authors for the period 2020–2024. Plate heat exchangers and «tube-in-tube» heat exchangers with various gas and liquid heat carriers are considered. The conducted studies have shown that due to the intensification of heat exchange in heat exchangers with diffuser channels, the amount of heat transferred from the «hot» coolant to the «cold» increases in comparison with heat exchangers with smooth channels of constant cross-section. The results obtained can serve as a basis for the development of new promising heat exchangers.

Keywords: plate heat exchanger, «tube-in-tube» heat exchanger, diffuser channels, RANS turbulence model.



Turbulence intensity (a) and shear stress (b) in the middle section of channels with «hot» coolants at different angles of inclination of the diffuser wall β

УДК 532.526.3

Перспективные теплообменники с диффузорными каналами

В. Г. Лущик, А. И. Решмин

*Научно-исследовательский институт механики
Московского государственного университета им. М.В. Ломоносова,
Россия, Москва, 119192, Мичуринский проспект, 1
vgl_41@mail.ru, alexreshmin@rambler.ru*

Аннотация

В настоящей обзорной статье представлены наиболее значимые результаты численного исследования процессов в теплообменниках с диффузорными каналами, полученные авторами за период 2020–2024 годы. Рассмотрены пластинчатые теплообменники и теплообменники «труба в трубе» с различными газовыми и жидкими теплоносителями. Проведенные исследования показали, что за счет интенсификации теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами количество переданного тепла от «горячего» теплоносителя к «холодному» возрастает по сравнению с теплообменниками с гладкими каналами постоянного сечения. Полученные результаты могут служить основанием для разработки новых перспективных теплообменных аппаратов.

Ключевые слова: пластинчатый теплообменник, теплообменник «труба в трубе», диффузорные каналы, 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 на поверхностях каналов гофров, их оребрения, формирования различного типа лунок. Наиболее эффективным и часто применяемым 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 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 $15 \div 25\%$ [6]. Однако 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 всего лишь 0.6 градуса [7]. Течение в таком диффузоре хорошо рассчитывалось с помощью трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [8].

Хорошее согласование измеренных профилей турбулентных напряжений и скорости в выходном сечении диффузора с расчетами, проведенными с помощью трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [8], определило ее как основной инструмент расчета безотрывного течения в диффузорных каналах в последующих исследованиях, тем более, что эта модель ранее была проверена на многочисленных расчетах течений пограничного слоя, показав удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных результатов. 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] дали основание использовать модель [8] для расчетов теплообменных аппаратов с диффузорными каналами.

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. Сравнение характеристик теплообмена с аналогичными характеристиками 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 диффузоре значительно превышают соответствующие значения в канале без расширения. Это превышение имеет слабую зависимость от числа Рейнольдса, но заметно возрастает с увеличением угла раскрытия канала диффузора. Среднее по длине диффузора значение коэффициента трения при этом почти не изменяется. Было установлено, что 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 с равномерно подогреваемой стенкой. Эксперименты показали хорошее согласование полученных результатов с проведенным ранее [12] расчетом изменения числа Нуссельта по длине плоского диффузора с использованием модели турбулентности [8]. 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.

Последующие исследования были нацелены на поиск возможности повышения интенсивности теплопередачи в теплообменниках, которые согласно [6], «нашли широкое применение, в частности, в химической, нефтяной, пищевой, молочной и пивоваренной промышленности». Результаты исследований показали, что предлагаемое применение как в пластинчатых теплообменниках, так и в теплообменниках «труба в трубе» гладких расширяющихся каналов обеспечивает повышение интенсивности теплообмена практически без увеличения потерь на трение. Именно в этом состоит принципиальное отличие предложенного способа интенсификации теплообмена от других имеющихся способов, когда увеличение теплопередачи достигается за счет значительного роста потерь на прокачку теплоносителя.

2. Постановка задачи и метод решения задачи теплообмена

На рис. 1 показаны схемы элементов противоточных теплообменников с диффузорными каналами: пластинчатого (а) и «труба в трубе» (б) с двумя смежными диффузорами длиной l и высотой $h(x)$ (пластинчатый) и радиуса $r(x)$ (трубчатый) с линейным профилем

теплопередающей стенки по длине. Все другие стенки диффузоров теплоизолированы. Входу в диффузоры предшествовали участки постоянного сечения длиной l_1 . За диффузорами следовали участки постоянного сечения длиной l_2 . Если угол $\beta = 0$, сечение теплопередающей части канала постоянно.

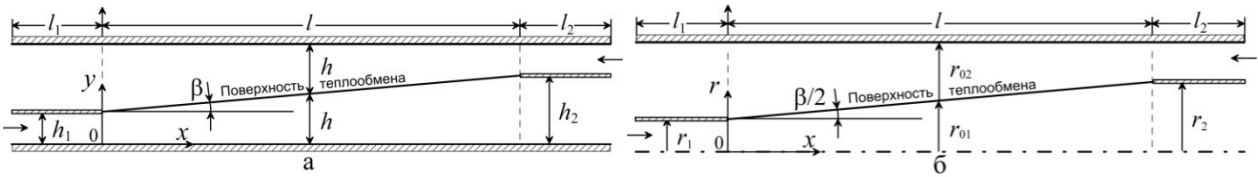


Рис. 1. Расчетная схема элементов противоточных диффузорных теплообменников: пластинчатого (а) и «труба в трубе» (б)

Для определения характеристик теплообмена решались уравнения неразрывности, движения и энергии, описывающие дозвуковое течение в плоском и осесимметричном каналах теплообменника. Решение проводилось в приближении узкого канала.

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

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r^i} \frac{\partial}{\partial y} \left[r^i \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} + \rho \tau \right) \right],$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{1}{r^i} \frac{\partial}{\partial y} \left[r^i \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} + \rho q_T \right) \right] \quad (1)$$

Здесь x – направление вдоль канала; y – координата, отсчитываемая от нагреваемой стенки; u и v – компоненты скорости вдоль осей x и y соответственно; p – давление; $\rho \tau = -\rho \langle u'v' \rangle$ – турбулентное трение; $\rho q_T = -\rho c_p \langle v'T' \rangle$ – турбулентный поток тепла; ρ – плотность; η – динамическая вязкость; c_p – изобарная теплоемкость; λ – теплопроводность. Здесь и далее $i=0$ для плоского канала, $i=1$ для осесимметричного канала, при этом $r = R - y$, где R – радиус канала.

Отметим, что использование приближения узкого канала позволяет достаточно адекватно эксперименту описать течение на начальном участке трубы, в частности, немонотонное изменение скорости и характеристик турбулентности по длине [10].

Для вычисления величин τ и q_T использовалась трехпараметрическая RANS-модель турбулентности, обобщенная на течение с теплообменом, в которой уравнения переноса записываются для энергии турбулентности $E = 0.5 \sum \langle u_k'^2 \rangle$, величины напряжения сдвига $\tau = -\langle u'v' \rangle$ и предложенного А. Н. Колмогоровым параметра $\omega = E/L^2$ (L – поперечный интегральный масштаб турбулентности), а также уравнение переноса для величины $q_T = -c_p \langle v'T' \rangle$ [8, 14, 15].

$$\rho u \frac{\partial E}{\partial x} + \rho v \frac{\partial E}{\partial y} = -(c_p \rho \sqrt{EL} + c_1 \eta) \frac{E}{L^2} + \rho \tau \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{r^i} \frac{\partial}{\partial y} \left(r^i D_E \frac{\partial E}{\partial y} \right),$$

$$\rho u \frac{\partial \tau}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \tau}{\partial y} = -(3c_p \rho \sqrt{EL} + 9c_1 \eta) \frac{\tau}{L^2} + c_2 \rho E \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{r^i} \frac{\partial}{\partial y} \left(r^i D_\tau \frac{\partial \tau}{\partial y} \right),$$

$$\rho u \frac{\partial \omega}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \omega}{\partial y} = -(2c_p \rho \sqrt{EL} + 1.4c_1 \eta f_\omega) \frac{\omega}{L^2} + \left[\frac{\tau}{E} - 2c_3 \operatorname{sign} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \rho \omega \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{r^i} \frac{\partial}{\partial y} \left(r^i D_\omega \frac{\partial \omega}{\partial y} \right),$$

$$\rho u \frac{\partial q_T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial q_T}{\partial y} = - \left[3c \rho \sqrt{EL} + 9c_1 \eta f(\text{Pr}) \right] \frac{q_T}{L^2} + c_4 c_p \rho E \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{1}{r^i} \frac{\partial}{\partial y} \left(r^i D_q \frac{\partial q_T}{\partial y} \right),$$

$$D_\varphi = a_\varphi \sqrt{EL} + \alpha_\varphi \eta \quad (\varphi = E, \tau, \omega, q_T), \quad L = \sqrt{E/\omega},$$

$$f_\omega = 1 - \frac{1}{2c_1} \left(\frac{L}{E} \frac{\partial E}{\partial y} \right)^2, \quad f(\text{Pr}) = \frac{1+c_5}{2} \frac{\sqrt{\text{Pr}} + 1/\sqrt{\text{Pr}}}{1+c_5\sqrt{\text{Pr}}} \quad (2)$$

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

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:

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

Тепловой поток и температура на передающей тепло стенке непрерывны.

Здесь и далее индекс «w» относится к параметрам на стенке, индексы «c» 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 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.

Итак, система (1), (2) с условиями (3)–(5) полностью описывает задачу и позволяет найти распределения средних и турбулентных характеристик течения с теплообменом.

Теплообменники противоточные, поэтому в приближении узкого канала совместное решение системы уравнений в обоих каналах невозможно. Для решения применялся 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 принимался тепловой поток из расчета после предыдущей итерации в «горячем» канале. Теплопередающая стенка считалась бесконечно тонкой, поэтому ее термическое сопротивление не учитывалось, и тепловой поток и температура на разных сторонах стенки принимались одинаковыми. По этой же причине считался 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.

Уравнения (1), (2) с граничными условиями решались методом прогонки с итерациями. Использовалась расчетная сетка с неравномерным по радиусу или высоте канала шагом, сгущающимся вблизи стенок. Шаг по продольной координате выбирался автоматически в зависимости от заданной точности расчета.

3. Пластинчатые теплообменники

3.1. Теплообменники с газовыми теплоносителями

В [20] проведены расчеты для «горячих» теплоносителей воздух, гелий, гелий-аргон, гелий-ксенон, водород-ксенон, число Прандтля для которых изменяется от 0.7 для воздуха до 0.18 для ксенона с 2 % водорода. В качестве «холодного» теплоносителя использовался воздух. Расчеты проводились при значениях чисел Рейнольдса «горячего» и «холодного» потоков $Re_h = 3000$ и $Re_c = 10000$ для теплообменников с углом раскрытия диффузоров $\beta = 2^\circ$. Было показано, что тепловой поток в стенку q_w для всех теплоносителей, за исключением гелия, примерно одинаков и слабо изменяется по длине. Большой тепловой поток в стенку для гелия соответствует высокому коэффициенту теплоотдачи от «горячего» потока $\alpha = q_w / (T_w - \bar{T})$, что обусловлено большим по сравнению с остальными теплоносителями значением изобарной теплоемкости c_p . Однако величина охлаждения «горячего» потока при этом меньше (по модулю) соответствующих величин для других, кроме воздуха, теплоносителей.

Проведенные расчеты показали, что для теплообменника с диффузорными каналами безразмерный коэффициент теплоотдачи (число Нуссельта) на большей части длины диффузора возрастает с ростом числа Прандтля Pr , а коэффициент трения при этом практически одинаков для всех чисел Прандтля.

На рис. 2, а представлены полученные в [20] относительные средние по длине диффузора значения числа Нуссельта $\langle Nu/Nu_0 \rangle$, коэффициента сопротивления $\langle \xi/\xi_0 \rangle$ и фактора аналогии Рейнольдса $\langle RAF \rangle$, в зависимости от среднего по длине диффузора числа Прандтля $\langle Pr \rangle$ теплоносителя для чисел Рейнольдса «горячего» и «холодного» теплоносителя $Re_h = 3000$ и $Re_c = 10000$, и угла раскрытия диффузора $\beta = 2^\circ$.

$$\langle Nu/Nu_0 \rangle = \frac{1}{l} \int_0^l \frac{Nu}{Nu_0} dx, \quad \langle \xi/\xi_0 \rangle = \frac{1}{l} \int_0^l \frac{\xi}{\xi_0} dx,$$

$$\langle RAF \rangle = \frac{1}{l} \int_0^l RAF dx, \quad RAF = \frac{(Nu/Nu_0)}{(\xi/\xi_0)},$$

где Nu_0 и ξ_0 – параметры для канала постоянного сечения при $\beta = 0$.

Как видно из рис. 2, а, число Нуссельта $\langle Nu/Nu_0 \rangle$ (линия 1) возрастает с ростом числа Прандтля теплоносителя в то время как коэффициент сопротивления $\langle \xi/\xi_0 \rangle$ (линия 2) в диапазоне чисел Прандтля $0.2 < Pr < 0.4$ уменьшается, а далее возрастает. Фактор аналогии Рейнольдса $\langle RAF \rangle$ (линия 3) при этом в диапазоне чисел Прандтля $0.2 < Pr < 0.4$ возрастает, а далее остается практически постоянным.

На рис. 2, б показана величина охлаждения «горячего» потока ΔT_h в зависимости от среднего по длине диффузора числа Прандтля $\langle Pr \rangle$ для тех же чисел Рейнольдса «горячего» и «холодного» теплоносителя. Как видно, максимальная величина охлаждения «горячего» потока имеет место в случае использования теплоносителей с малым числом Прандтля (H_2 -Xe, He-Xe).

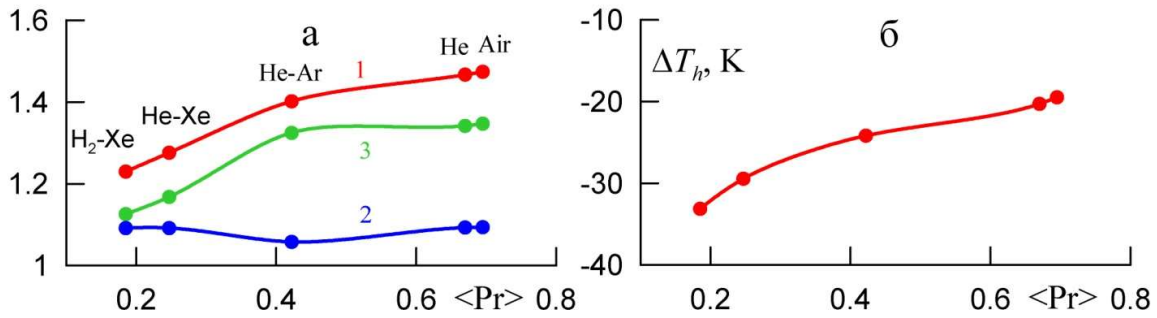


Рис. 2. Относительные средние по длине диффузора значения числа Нуссельта $\langle Nu/Nu_0 \rangle$ – 1, коэффициента сопротивления $\langle \xi/\xi_0 \rangle$ – 2, фактора аналогии Рейнольдса $\langle RAF \rangle$ – 3 (а); и величина охлаждения «горячего» потока ΔT_h (б) в зависимости от числа Прандтля $\langle Pr \rangle$ теплоносителя при $Re_h = 3000$, $Re_c = 10000$, $\beta = 2^\circ$

3.2. Теплообменники с жидкими теплоносителями

Влияние на процесс теплообмена угла раскрытия каналов рассматривалось в [20–22] на примере теплоносителя «вода-вода». В расчетах для диффузорных каналов принималось:

- длина диффузоров $l = 500$ мм;
- длина входных и выходных участков $l_1 = l_2 = 50$ мм;
- средняя высота диффузорных каналов $h_0 = 25$ мм ($h_1 = h_0 - 0.5l \operatorname{tg} \beta$, $h_2 = h_0 + 0.5l \operatorname{tg} \beta$);
- высоты каналов постоянного сечения ($\beta = 0$) приняты равными $h_1 = h_2 = h_0 = 25$ мм;

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. 3–5 представлены результаты расчетов параметров теплообмена для числа Рейнольдса «холодного» теплоносителя $Re_c = 10000$, и «горячего» – $Re_h = 3000$.

На рис. 3, 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 $q_w(x) = -(\lambda \partial T / \partial y)_w$ (рис. 3, б, $\beta > 0$) в теплообменнике с расширяющимися каналами существенно превосходит (особенно при $\beta = 3^\circ$, 4°) поток тепла в теплообменнике с прямыми каналами ($\beta = 0$).

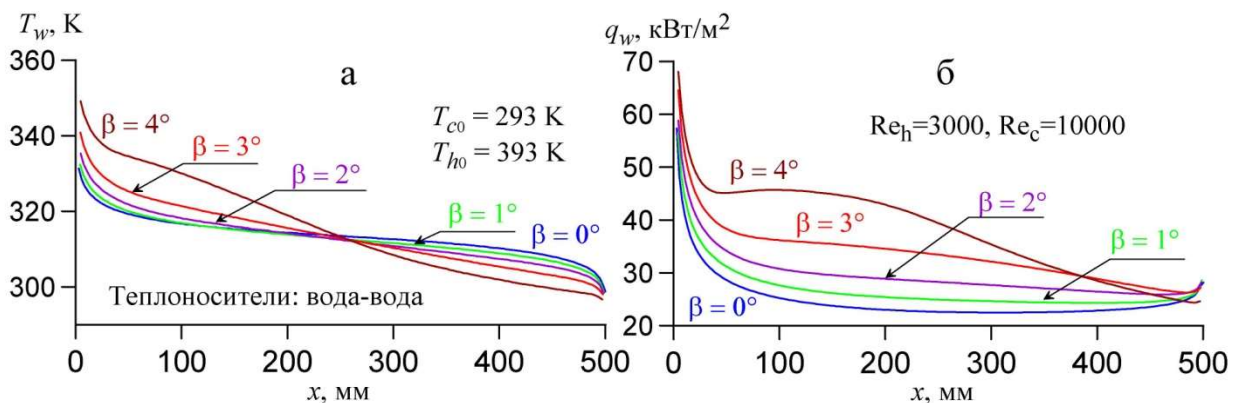


Рис. 3. Изменение температуры стенки T_w (а) и теплового потока q_w (б) по длине канала при различных углах наклона стенки диффузора

На рис. 4, 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. 4, б – коэффициента теплоотдачи $\alpha = q_w / (T_w - \bar{T})$. Здесь U – среднерасходная скорость, \bar{T} – среднemasсовая 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 α (рис. 4, б) при этом в теплообменнике с расширяющимися каналами уменьшается по длине, из-за уменьшения теплового потока q_w в конце канала (см. рис. 3, б) и менее значительного уменьшения температуры стенки T_w (см. рис. 3, а) при слабом изменении среднemasсовой 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.

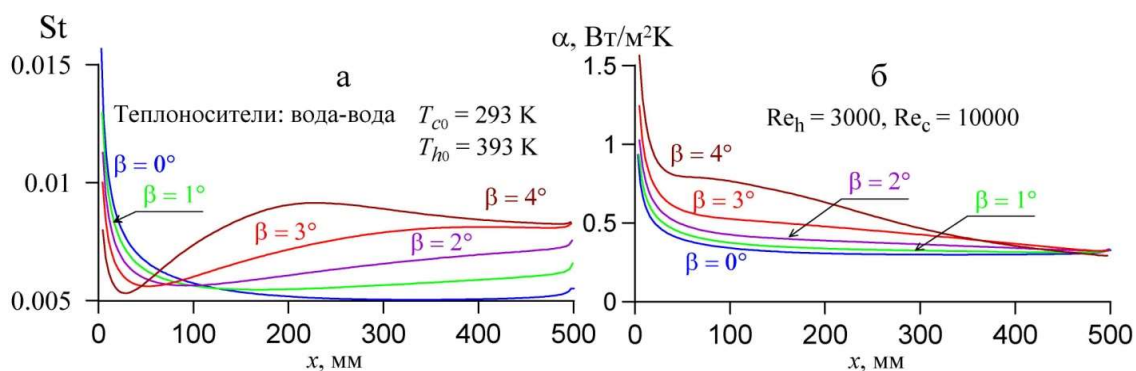


Рис. 4. Изменение числа Стантона St (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке α (б) по длине канала с «горячим» теплоносителем при различных углах наклона стенки диффузора

Следует отметить также, что число St , прямо пропорциональное коэффициенту теплоотдачи α , обратно пропорционально среднерасходной скорости потока U , которая в диффузоре, в отличие от прямого канала, уменьшается по длине. Поэтому число Стантона St и коэффициент теплоотдачи α (рис. 4) 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 τ/U^2 (рис. 5), которые с ростом угла расширения диффузора существенно возрастают по сравнению с соответствующими величинами для прямых каналов, что и приводит к повышению интенсивности теплообмена в теплообменнике с расширяющимися каналами.

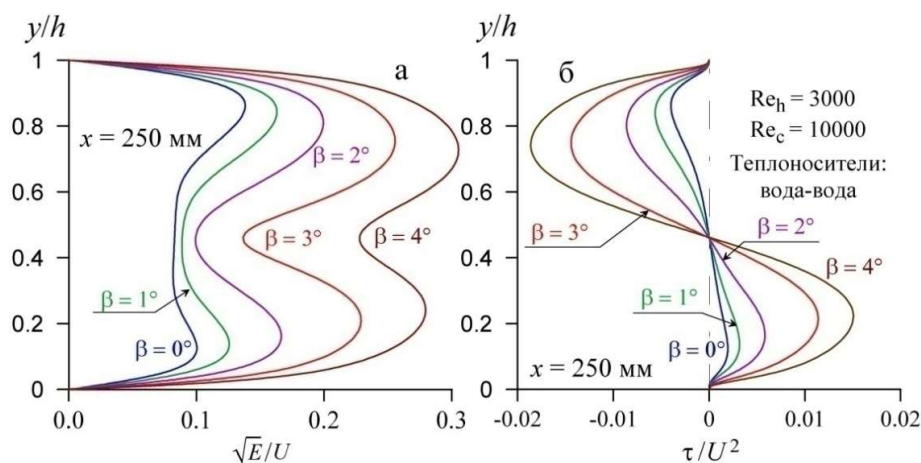


Рис. 5. Интенсивность турбулентности (а) и напряжения сдвига (б) в среднем сечении каналов с «горячими» теплоносителями при различных углах наклона стенки диффузора β

Полученная в расчетах зависимость охлаждения «горячего» теплоносителя $\Delta T_h = \bar{T}_2 - \bar{T}_1$ (рис. 6, а) от угла раскрытия диффузора β продемонстрировала более высокую эффективность теплообменников с расширяющимися каналами. В них при увеличении угла раскрытия каналов достигается большее охлаждение «горячего» теплоносителя по сравнению с теплообменником с прямыми каналами и большая мощность теплопередачи $Q = G_h c_p |\Delta T_h|$ (рис. 6, б). Здесь G_h – массовый расход «горячего» теплоносителя на единицу ширины канала.

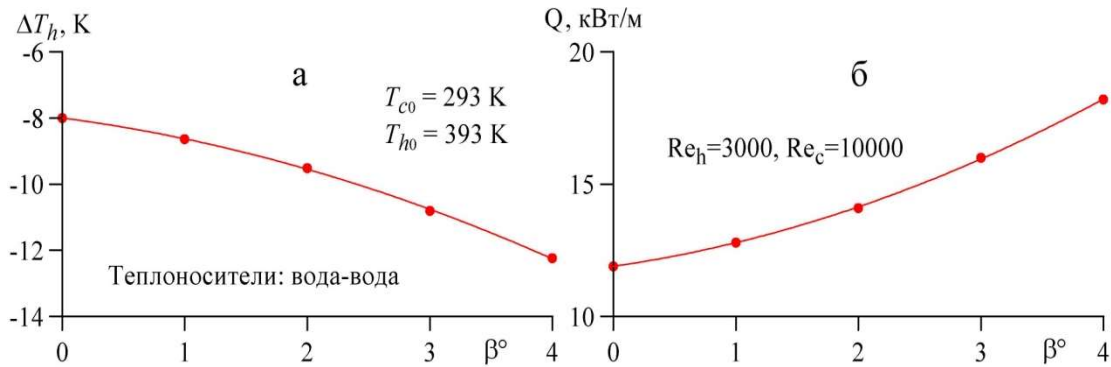


Рис. 6. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи на единицу ширины канала Q (б) от угла раскрытия диффузора β

Как видно из рис. 6, б, мощность теплопередачи возрастает при увеличении угла расширения β и при $\beta = 4^\circ$ величина Q на $\sim 53\%$ превышает мощность теплопередачи в теплообменнике с прямыми каналами ($\beta = 0^\circ$).

Далее представлены результаты исследования влияния теплофизических свойств жидкого теплоносителя на тепловые и гидродинамические характеристики теплообменника [22], в котором в качестве «холодного» теплоносителя использована вода с входными параметрами: $T_0 = 293$ К, $P_0 = 2$ МПа, а в качестве «горячих» теплоносителей использовались жидкости: 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 получены зависимости тепловых и гидродинамических характеристик теплообменника, принято число Прандтля $Pr = \eta c_p / \lambda$, содержащего комбинацию теплофизических свойств жидкого теплоносителя: динамическую вязкость η , удельную теплоемкость c_p и теплопроводность λ , которые для принятых теплоносителей изменяются в широких пределах, как и число Прандтля, 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 $h_2 = h_1 + l \operatorname{tg} \beta = 21.5$ 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.

На рис. 7–9 представлены результаты расчетов для «холодного» потока с числом Рейнольдса $Re_c = 10000$, а «горячего» – $Re_h = 3000$.

Показанное на рис. 7, а изменение температуры разных теплоносителей по длине теплопередающей стенки $T_w(x)$ свидетельствует о том, что эта величина в теплообменниках с рас-

ширяющимися каналами (сплошные линии) падает 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.

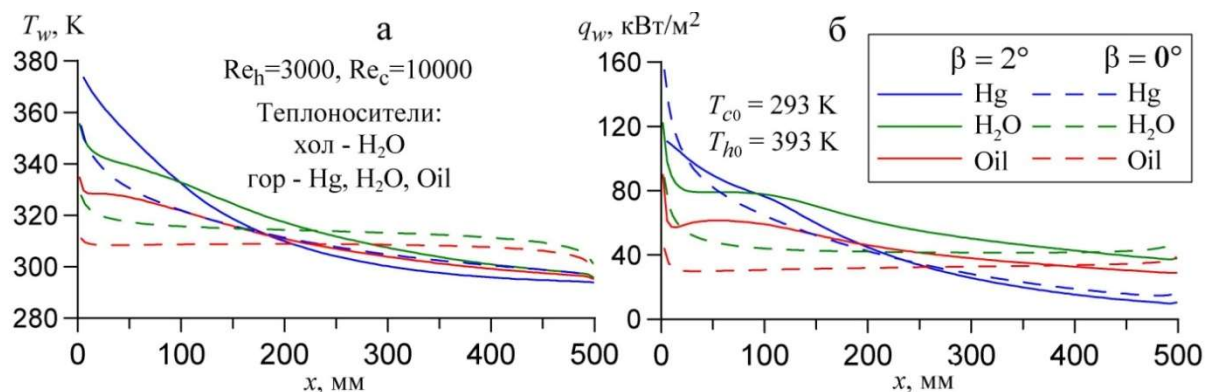


Рис. 7. Изменение температуры T_w (а) и теплового потока q_w (б) по длине теплопередающей стенки: сплошные линии соответствуют расширяющимся ($\beta = 2^\circ$) каналам, штриховые прямым ($\beta = 0^\circ$) каналам

Тепловой поток в стенку $q_w(x) = -(\lambda \cdot \partial T / \partial y)_w$ (рис. 7, б) в теплообменниках с расширяющимися каналами (сплошные линии) и тепловой поток в теплообменниках с прямыми каналами (штриховые линии) ведет себя аналогично температуре теплопередающей стенки $T_w(x)$ (см. рис. 3, а).

На рис. 8, а показан безразмерный коэффициент теплоотдачи (число Стантона) со стороны «горячего» потока St , а на рис. 8, б – коэффициент теплоотдачи α в зависимости от длины канала.

Из рис. 8, а 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 α (рис. 8, б) убывает по длине, при этом в теплообменниках с расширяющимися каналами (сплошные линии) величина α на первой половине длины канала превосходит соответствующую величину в прямых каналах (штриховые линии).

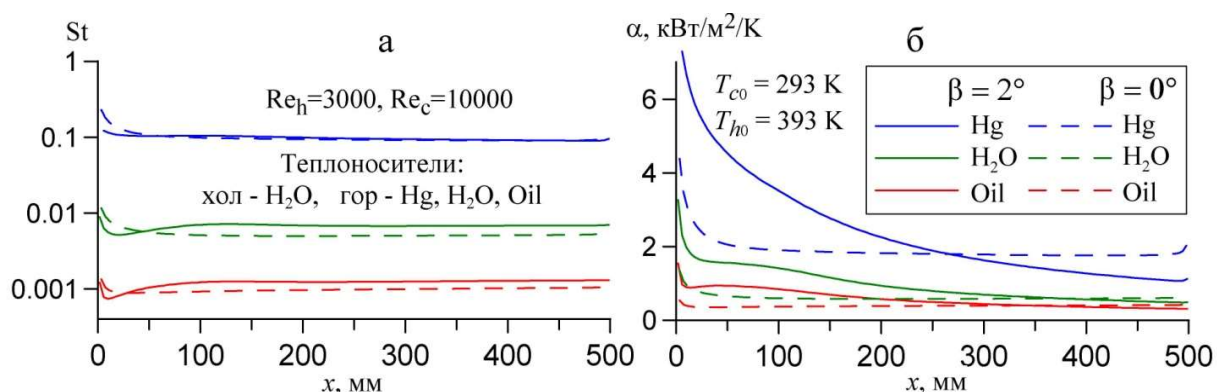


Рис. 8. Число Стантона St (а) и коэффициент теплоотдачи α (б) в зависимости от длины стенки в «горячем» канале: сплошные линии соответствуют расширяющимся ($\beta = 2^\circ$) каналам, штриховые прямым ($\beta = 0^\circ$) каналам

На рис. 9 представлены распределения интенсивности турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ и напряжения сдвига τ/U^2 по сечению в середине каналов с «горячим» теплоносителем.

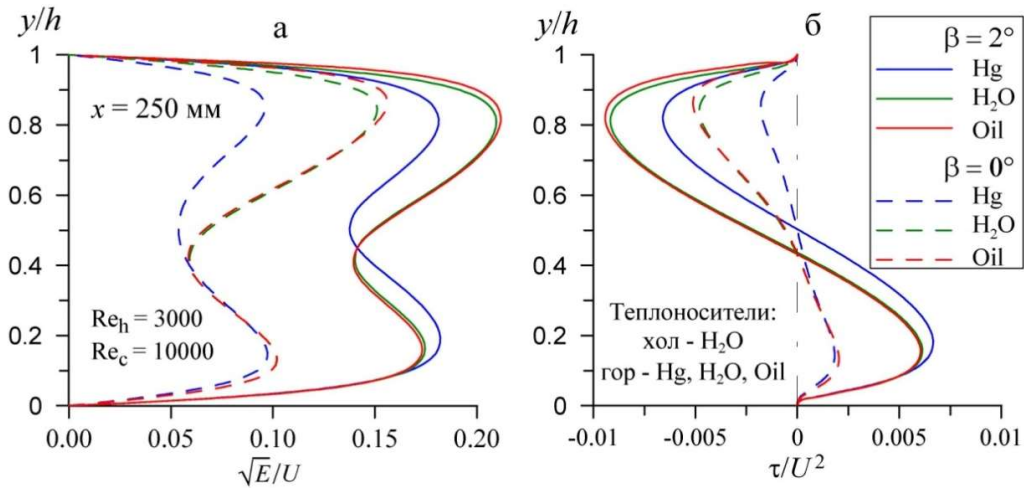


Рис. 9. Профили интенсивности турбулентности (а) и напряжения сдвига (б) в середине каналов с «горячего» теплоносителями: сплошные линии соответствуют расширяющимся ($\beta = 2^\circ$) каналам, штриховые прямым ($\beta = 0^\circ$) каналам

Эти распределения, за исключением распределения для ртути, слабо зависят от теплоносителя, но в теплообменниках с расширяющимися каналами (сплошные линии, рис. 9, а) существенно возрастают по сравнению с теплообменником с прямыми каналами (штриховые линии, рис. 9, б), что вызывает интенсификацию теплообмена в теплообменниках с расширяющимися каналами.

Полученная в расчетах зависимость охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (рис. 10, а) от числа Прандтля теплоносителя продемонстрировала эффективность использования в теплообменниках диффузорных каналов. В таких теплообменниках охлаждение «горячего» теплоносителя получается больше в сравнении с теплообменниками с постоянным сечением каналов.

В результате проведенного исследования установлена (рис. 10, б) зависимость мощности теплопередачи Q между «горячим» и «холодным» теплоносителями от числа Прандтля «горячих» теплоносителей. Как видно из рис. 10, б, с ростом числа Прандтля теплоносителя мощность Q теплопередачи в теплообменнике с расширяющимися каналами превосходит величину Q в теплообменниках с прямыми каналами.

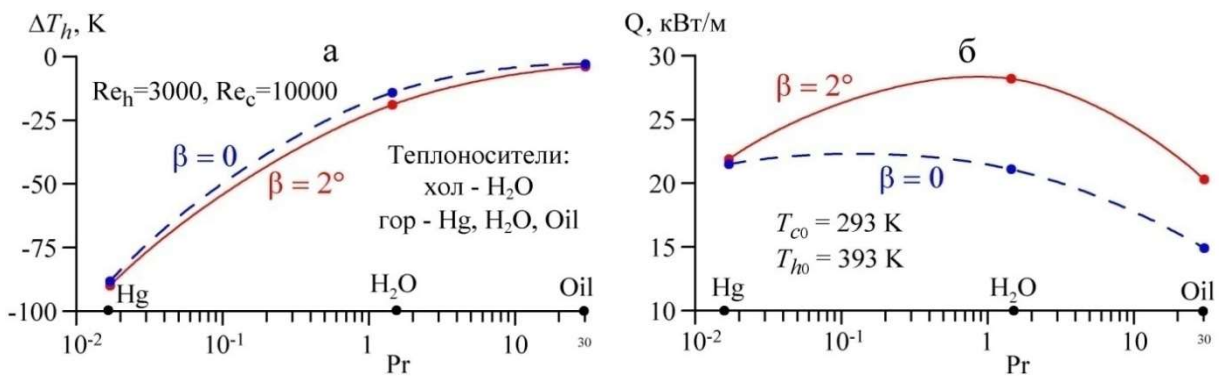


Рис. 10. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи на единицу ширины канала Q (б) от числа Прандтля «горячих» теплоносителей для каналов постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$) и диффузорных каналов с углом наклона стенки $\beta = 2^\circ$

Так, при использовании 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. Теплообменники «труба в трубе»

4.1. Особенности течения в каналах теплообменника

Число Рейнольдса в каждом канале $Re = \rho U d_h / \eta$ (ρ – плотность теплоносителя; U – среднерасходная скорость; d_h – гидравлический диаметр; η – динамическая вязкость). В плоском диффузоре Re почти постоянно по длине канала и меняется только вследствие температурной зависимости η . В круглом коническом канале число Рейнольдса обратно пропорционально его диаметру. В круглом кольцевом канале с коническими стенками Re меняется по длине канала обратно пропорционально сумме внутреннего и внешнего диаметров канала. Теплообменник противоточный, и вследствие постоянства внешнего диаметра оба канала являются расширяющимися. При этом в центральном канале диаметр увеличивается и Re по течению падает, а в периферийном канале сумма внутреннего и внешнего диаметров уменьшается и Re по течению растет.

Для сравнения рассматривается также элемент противоточного теплообменника с двумя соосными каналами постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$) радиусами r_{10} и r_{20} соответственно (см. рис. 1, б). Длины каналов не изменяются и площадь поверхности теплообмена остается при этом неизменной. В расчетах величина чисел Рейнольдса в обоих каналах задавалась для срединных значений параметров теплоносителей. В такой постановке сравнение характеристик диффузорного теплообменника и теплообменника с прямыми трубами проводится наиболее наглядно.

4.2. Теплообменники с газовыми теплоносителями

Численное исследование тепловых и гидродинамических характеристик теплообменника с газовыми теплоносителями проведено в [23] для «холодного» теплоносителя, в качестве которого использован воздух с входными параметрами: $T_0 = 300$ К, $P_0 = 1$ МПа. В качестве «горячих» теплоносителей использовались газы аргон, воздух, смесь гелий-аргон (с массовыми концентрациями 30 % и 70 % соответственно) и гелий с входными параметрами: $T_0 = 400$ К, $P_0 = 1$ МПа. Выбор этих теплоносителей характеризуется широким диапазоном значений теплотехнических свойств, от которых зависят тепловые характеристики теплообменника.

Для теплообменников и с диффузорными, и с прямыми каналами были приняты следующие геометрические характеристики:

- длина теплообменных участков $l = 500$ мм;
- срединные радиусы каналов $r_{01} = 20$ мм, $r_{02} = 40$ мм;
- длины входных и выходных участков $l_1 = l_2 = 50$ мм;
- угол раскрытия диффузорного канала $\beta = 0^\circ \div 4^\circ$.

Числа Рейнольдса «горячего» и «холодного» потоков составляли соответственно $Re = 5 \times 10^3$ и $Re = 15 \times 10^3$, что обеспечивает максимальное охлаждение «горячего» теплоносителя.

Рассчитанное изменение по длине температуры $T_w(x)$ теплопередающей стенки с углом наклона $\beta = 2^\circ$ для разных теплоносителей свидетельствует о том, что как в теплообменниках с диффузорными каналами, так и в теплообменниках с каналами постоянного сечения температура стенки $T_w(x)$, слабо уменьшаясь по длине, растет с ростом удельной теплоемкости теплоносителя c_p .

Тепловой поток в стенку в теплообменниках с диффузорными каналами практически на всей длине превосходит тепловой поток в теплообменниках с каналами постоянного сечения, особенно для теплоносителей с высокой удельной теплоемкостью (He-Ar, He).

Результаты расчетов, приведенные на рис 11, показывают, что для всех теплоносителей число Нуссельта почти на всей длине для теплообменников с диффузорными каналами существенно больше соответствующей величины для теплообменников с каналами постоянного сечения.

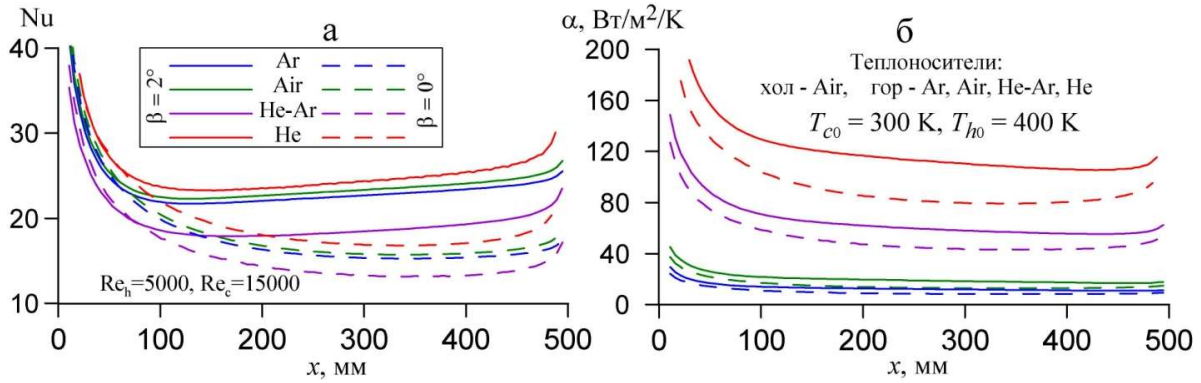


Рис. 11. Изменение числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи α (б) по длине стенки в «горячем» канале для диффузорных каналов и каналов постоянного сечения

Величина коэффициента теплоотдачи α в теплообменниках с диффузорными каналами на большей части длины превосходит, особенно для теплоносителей с высокой удельной теплоемкостью (He-Ar, He), соответствующую величину в каналах постоянного сечения, что свидетельствует об интенсификации теплоотдачи в диффузорных каналах. Расчет характеристик турбулентности, проведенный в работах [23, 24] для середины центрального канала с углом раскрытия 2° показал, что интенсивность турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ и напряжения сдвига $\tau = -\langle u'v' \rangle$ практически не зависят от удельной теплоемкости теплоносителя, но в диффузоре существенно возрастают по сравнению с каналами постоянного сечения, что вызывает интенсификацию теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами.

Одними из основных характеристик эффективности теплообменника являются мощность теплопередачи от «горячего» потока к «холодному» Q и величина охлаждения «горячего» потока ΔT_h

$$Q = G_h c_p |\Delta T_h|, \quad \Delta T_h = T_{h2} - T_{h1}$$

Здесь G_h – расход «горячего» потока; c_p – изобарная удельная теплоемкость; T_{h1}, T_{h2} – входная и выходная среднemasовые температуры «горячего» потока.

В качестве определяющего параметра процесса теплообмена выбрана удельная теплоемкость c_p , от которой зависят тепловые характеристики теплообменника. Такой выбор обусловлен широким диапазоном значений c_p , в отличие от остальных теплофизических свойств теплоносителей, в том числе и числа Прандтля, который для газов меняется очень слабо.

Полученная в расчетах зависимость величины охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (рис. 12, а) от его удельной теплоемкости продемонстрировала эффективность использования в теплообменниках диффузорных каналов. В таких теплообменниках охлаждение «горячего» теплоносителя получается больше в сравнении с теплообменниками с каналами постоянного сечения.

На рис. 12, б показана зависимость мощности теплопередачи Q от «горячего» теплоносителя к «холодному» от удельной теплоемкости «горячих» теплоносителей. Как видно из рис. 12, б, с ростом удельной теплоемкости теплоносителя мощность теплопередачи Q в теплообменнике с диффузорными каналами возрастает. Так, при использовании в качестве «горячего» теплоносителя гелия рост величины Q при угле наклона стенки диффузора $\beta = 2^\circ$ составляет 18 % и возрастает до 46 % при $\beta = 4^\circ$.

Зависимость параметров течения и теплообмена при различных углах раскрытия β теплопередающей стенки диффузора рассчитана для теплоносителей «воздух-воздух». Рассмотрены углы наклона β в диапазоне от 0 до 4 градусов.

Исходные данные для теплообменников:

- «холодный» и «горячий» теплоносители – воздух, давление на входе 1.0 МПа;
- входная температура «холодного» теплоносителя $T_{c0} = 300$ К;
- входная температура «горячего» теплоносителя $T_{h0} = 400$ К.

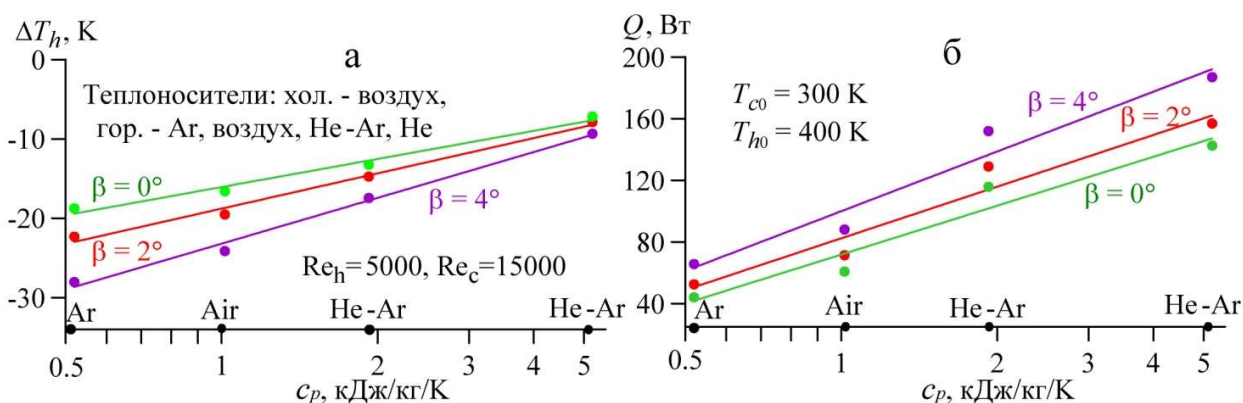


Рис. 12. Зависимости величины охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи Q (б) от удельной теплоемкости «горячих» теплоносителей для каналов постоянного сечения и диффузорных каналов с углом раскрытия $\beta = 2^\circ$ и $\beta = 4^\circ$

Представленные на рис. 13–14 результаты расчетов получены при тех же числах Рейнольдса – $Re = 15 \times 10^3$ для «холодного» и $Re = 5 \times 10^3$ для «горячего» теплоносителей.

Полученное в расчетах для ряда значений угла раскрытия диффузора β изменение по длине канала температуры теплопередающей стенки $T_w(x)$ (рис. 13, а) и теплового потока в стенку q_w (рис. 13, б) показывает, что и температура стенки, и тепловой поток в теплообменнике с диффузорными каналами превосходят (с ростом угла β в большей степени) соответствующие величины в теплообменнике с каналами постоянного сечения.

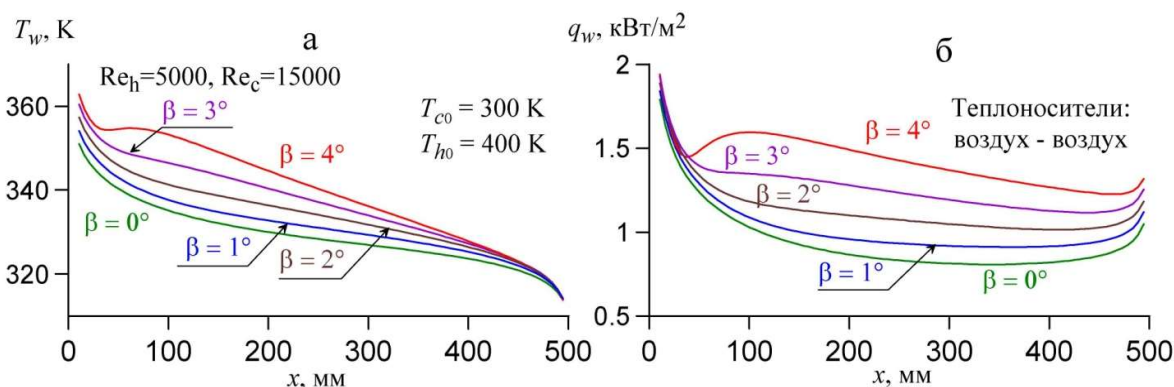


Рис. 13. Изменение температуры теплопередающей стенки T_w (а) и теплового потока в стенку q_w (б) по длине канала для углов раскрытия диффузора

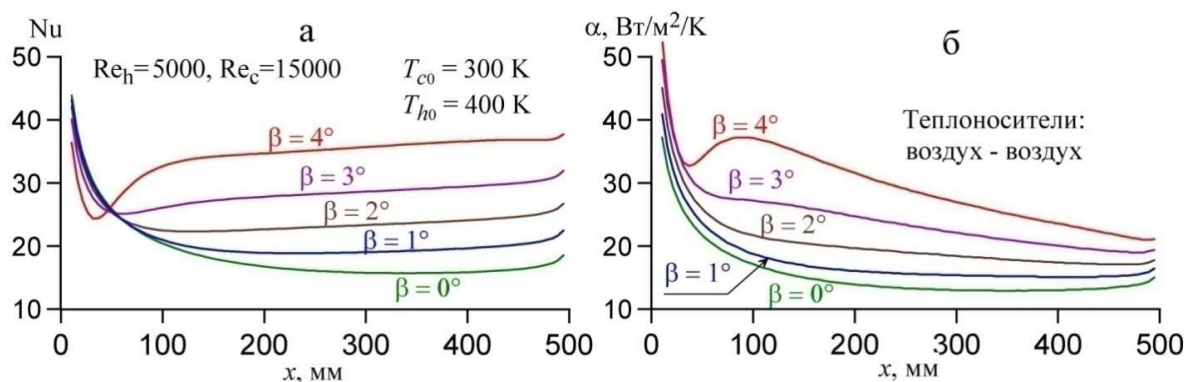


Рис. 14. Изменение по длине числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке α (б) в «горячем» теплоносителе при различных углах раскрытия канала β

Изменение по длине числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке α (б) со стороны «горячего» потока в зависимости от угла раскрытия канала приведено на рис. 14.

Видно, что в теплообменнике с диффузорными каналами как число Нуссельта, так и коэффициент теплоотдачи, существенно больше соответствующих величин в теплообменнике с каналами постоянного сечения, что свидетельствует об интенсификации теплоотдачи в диффузорных каналах.

Интенсивность турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ и напряжения сдвига $\tau = -\langle u'v' \rangle$ в расширяющихся каналах с ростом угла наклона стенки диффузора существенно возрастают по сравнению с каналами постоянного сечения, что приводит к интенсификации теплообмена в теплообменнике с диффузорными каналами.

Полученные в расчетах зависимости величины охлаждения «горячего» потока ΔT_h и мощность теплопередачи Q (рис. 15) от угла раскрытия диффузора β продемонстрировали более высокую эффективность теплообменников с диффузорными каналами. В них достигается большее охлаждение «горячего» потока и большая мощность теплопередачи по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения. Так, при угле раскрытия $\beta = 2^\circ$ рост величины Q составляет 10 % и возрастает до 31 % при $\beta = 4^\circ$.

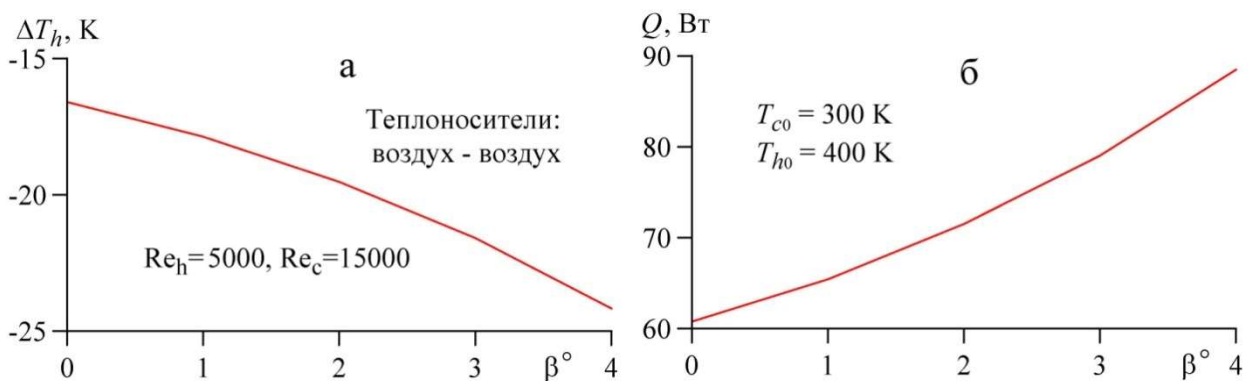


Рис. 15. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи Q (б) от угла раскрытия канала β

4.3. Теплообменники с жидкими теплоносителями

Численное исследование тепловых и гидродинамических характеристик теплообменника с жидкими теплоносителями проведено в [23, 24]. В качестве «холодного» теплоносителя использована вода с входными параметрами: $T_0 = 300$ К, $P_0 = 2.0$ МПа. Как «горячие» теплоносители рассмотрены жидкости: ртуть, вода и трансформаторное масло с входными параметрами: $T_0 = 400$ К, $P_0 = 2.0$ МПа. Выбор этих теплоносителей характеризуется широким диапазоном значений теплофизических свойств, от которых зависят тепловые характеристики теплообменника.

Как и в случае с газовыми теплоносителями числа Рейнольдса Re «горячего» и «холодного» потоков составляли соответственно $Re = 5 \times 10^3$ и $Re = 15 \times 10^3$.

Для теплообменников как с диффузорными, так и с прямыми каналами в расчетах были приняты следующие геометрические размеры:

- длина теплообменных участков $l = 500$ мм;
- срединные радиусы каналов $r_{01} = 20$ мм, $r_{02} = 40$ мм;
- длины входных и выходных участков $l_1 = l_2 = 50$ мм;
- угол раскрытия канала $\beta = 0^\circ \div 4^\circ$.

Результаты расчета свидетельствуют о том, что температура теплопередающей стенки в теплообменниках с диффузорными каналами заметно уменьшается по длине, в то время как в теплообменниках с каналами постоянного сечения на большей части длины канала $T_w(x)$ меняется слабо. При этом на первой половине длины диффузора $T_w(x)$ в теплообменниках с диффузорными каналами больше, а на второй половине длины близка к температуре стенки

в теплообменниках с каналами постоянного сечения. Тепловой поток в стенку в теплообменниках с диффузорными каналами и тепловой поток в теплообменниках с каналами постоянного сечения ведет себя аналогично температуре теплопередающей стенки.

На рис. 16 приведено изменение по длине со стороны «горячего» потока числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи к стенке α (б). Видно, что для всех теплоносителей число Нуссельта почти на всей длине меняется слабо, но для теплообменников с диффузорными каналами число Нуссельта больше соответствующей величины для теплообменников с каналами постоянного сечения. Величина коэффициента теплоотдачи α убывает по длине, при этом в теплообменниках с диффузорными каналами величина α на первой половине длины канала превосходит соответствующую величину в каналах постоянного сечения.

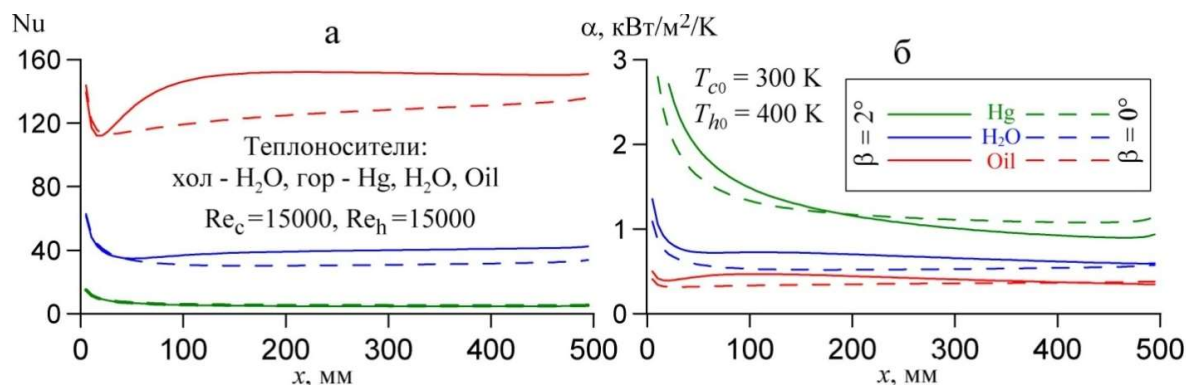


Рис. 16. Изменение числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи α (б) по длине стенки в «горячем» канале для теплоносителей из табл. 3 для диффузорных и прямых каналов

Были рассчитаны изменения интенсивности турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ и напряжения сдвига τ/U^2 в среднем сечении центрального канала. За исключением ртути, эти параметры практически не зависят от теплоносителя, но в теплообменниках с диффузорными каналами существенно возрастают по сравнению с каналами постоянного сечения, что вызывает интенсификацию теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами.

Полученное в расчетах изменение величины охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (рис. 17, а) от числа Прандтля, продемонстрировало слабую зависимость от угла наклона стенки диффузора β и существенную зависимость от числа Прандтля теплоносителя.

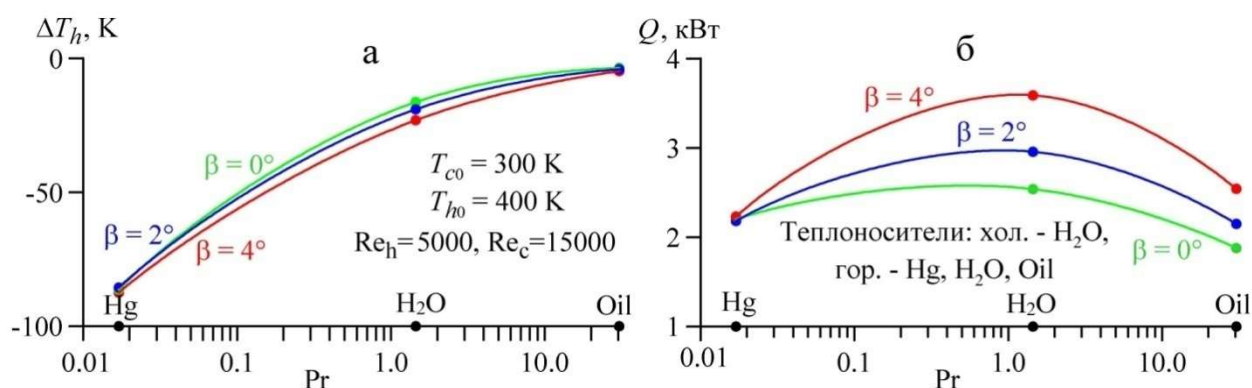


Рис. 17. Зависимости величины охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи Q (б) от числа Прандтля Pr «горячих» теплоносителей для каналов постоянного сечения и диффузорных каналов с углом раскрытия $\beta = 2^\circ$ и $\beta = 4^\circ$

Выбор числа Прандтля $Pr = \eta \times c_p / \lambda$, являющегося комбинацией теплофизических свойств теплоносителей, в качестве определяющего параметра для оценки эффективности использования жидких теплоносителей, обусловлен широким диапазоном его значений, в отличие от газов, где число Прандтля меняется очень слабо.

В результате проведенного численного исследования установлена (рис. 17, б) зависимость мощности теплопередачи Q между теплоносителями от числа Прандтля «горячих» теплоносителей. С ростом числа Прандтля теплоносителя мощность теплопередачи Q в теплообменнике с диффузорными каналами при увеличении угла раскрытия канала β возрастает. Так, при увеличении угла раскрытия от 0° до 2° при использовании в качестве «горячего» теплоносителя воды и трансформаторного масла рост величины Q составляет соответственно 17 % и 15 %, а при угле наклона $\beta = 4^\circ$ возрастает до 42 % и 35 %, в то время как при использовании в качестве «горячего» теплоносителя ртути рост величины Q при увеличении угла β не превосходит $1 \div 2\%$. Немонотонность зависимости $Q(\text{Pr})$ обусловлена существенной разницей расходов теплоносителей, которые при одинаковом числе Рейнольдса пропорциональны динамической вязкости теплоносителя.

Расчет параметров течения и теплообмена при различных углах раскрытия β проведен с теплоносителями «вода-вода». Рассмотрены углы раскрытия β в диапазоне от 0 до 4 градусов.

Параметры теплоносителей:

- «холодный» и «горячий» теплоносители – вода, давление на входе 2.0 МПа;
- входная температура «холодного» теплоносителя $T_{c0} = 300$ К;
- входная температура «горячего» теплоносителя $T_{h0} = 400$ К.

Представленные на рис. 18–20 результаты расчетов получены для «холодного» теплоносителя с числом Рейнольдса $Re_c = 15000$, и «горячего» – с меньшим числом Рейнольдса $Re_h = 5000$, как и ранее, с целью получить его максимальное охлаждение.

В теплообменнике с расширяющимися каналами температура стенки $T_w(x)$ более круто меняется по длине, чем в теплообменнике с прямыми каналами и на первой половине диффузорных каналов превосходит величину T_w в прямых каналах. Тепловой поток в стенку канала $q_w(x)$ в теплообменнике с расширяющимися каналами существенно превосходит (особенно при $\beta = 3^\circ, 4^\circ$) поток тепла в теплообменнике с прямыми каналами.

На рис. 18, а показано изменение по длине канала безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Нуссельта) Nu со стороны «горячего» потока и коэффициента теплоотдачи α к стенке. Видно, что в теплообменнике с диффузорными каналами число Нуссельта, существенно превосходит величину числа Нуссельта в теплообменнике с каналами постоянного сечения.

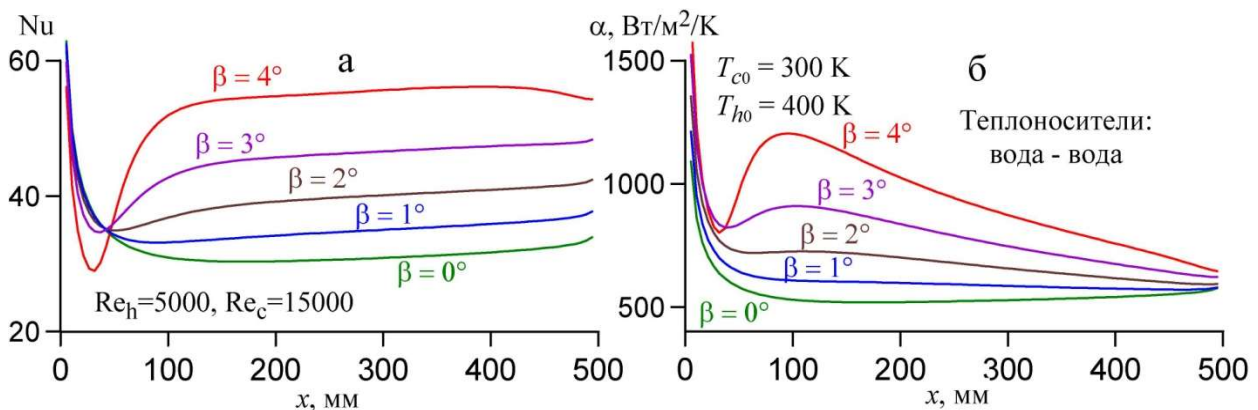


Рис. 18. Изменение числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента теплоотдачи α (б) по длине стенки в «горячем» канале при разных углах раскрытия диффузора

Коэффициент теплоотдачи α (рис. 18, б) при этом в теплообменнике с диффузорными каналами уменьшается по длине, из-за уменьшения теплового потока в стенку q_w в конце канала и менее значительного уменьшения температуры стенки T_w при слабом изменении среднemasовой температуры потока. В итоге число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи

практически на всей длине в теплообменнике с диффузорными каналами превосходят соответствующую величину для теплообменника с каналами постоянного сечения.

Интенсивность турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ и напряжения сдвига τ/U^2 с ростом угла расширения диффузора существенно возрастают по сравнению с соответствующими величинами для прямых каналов, что и приводит к повышению интенсивности теплообмена в теплообменнике с расширяющимися каналами.

Полученная в расчетах зависимость величины охлаждения «горячего» потока ΔT_h (рис. 19, а) от угла раскрытия стенки диффузора β продемонстрировала более высокую эффективность теплообменников с диффузорными каналами. В них достигается большее охлаждение «горячего» потока по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

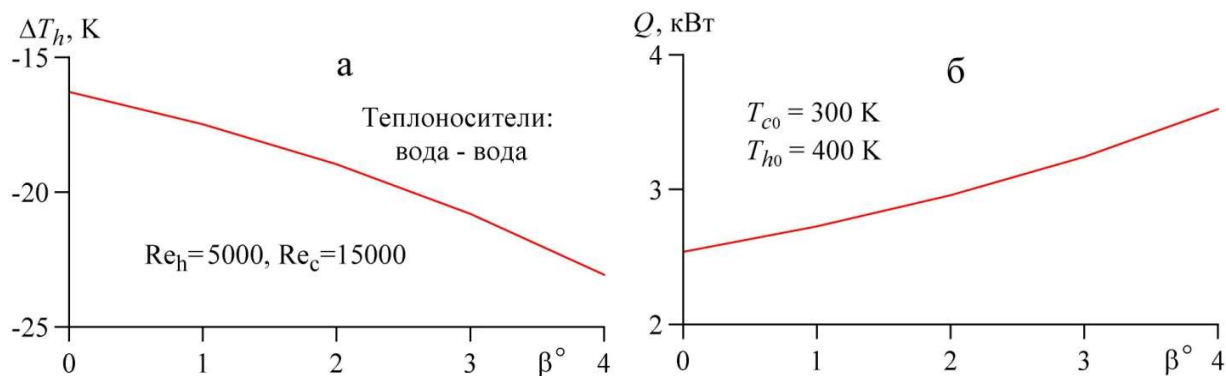


Рис. 19. Зависимости охлаждения «горячего» теплоносителя ΔT_h (а) и мощности теплопередачи Q (б) от угла раскрытия диффузора β

В результате проведенного исследования установлена зависимость (рис. 19, б) мощности теплообмена Q между «горячим» и «холодным» теплоносителями от значений угла раскрытия диффузора β . Как видно из рис. 19, б, мощность теплопередачи Q возрастает с увеличением угла наклона. Так, при угле раскрытия диффузора $\beta = 2^\circ$ рост величины Q составляет 18 % и возрастает до 46 % при $\beta = 4^\circ$.

5. Заключение

Для исследования возможности повышения эффективности теплообменных аппаратов с использованием трехпараметрической дифференциальной RANS-модели турбулентности выполнено численное моделирование течения с теплообменом в противоточных пластинчатых теплообменниках и теплообменниках «труба в трубе» с расширяющимися (диффузорными) каналами с малыми углами раскрытия, не вызывающими отрыва потока. Рассмотрены газовые и жидкие теплоносители в широком диапазоне чисел Прандтля, в качестве которых использовались воздух, гелий, смеси гелий-аргон, гелий-ксенон, водород-ксенон, 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. В теплообменниках с диффузорными каналами за счет интенсификации теплообмена мощность теплопередачи от «горячего» теплоносителя к «холодному» возрастает с увеличением угла раскрытия диффузорного канала по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения.

В пластинчатом теплообменнике с диффузорными каналами при использовании в качестве «горячего» теплоносителя воды или трансформаторного масла рост величины мощности теплопередачи при угле наклона стенки канала 2° составляет $\sim 33 \div 36\%$ по сравнению

с теплообменником с каналами постоянного сечения. При использовании в качестве «горячего» теплоносителя воды при угле наклона теплопередающей стенки 4° мощность теплопередачи примерно на 53 % больше, чем в теплообменнике с каналами постоянного сечения.

В теплообменнике «труба в трубе» при использовании в качестве «горячего» теплоносителя гелия рост мощности теплопередачи при угле наклона стенки диффузора $\beta = 2^\circ$ составляет ~ 18 % и возрастает до ~ 46 % при $\beta = 4^\circ$. При использовании в качестве «горячего» теплоносителя воды и трансформаторного масла рост мощности теплопередачи при угле наклона стенки диффузора $\beta = 2^\circ$ составляет соответственно ~ 17 % и ~ 15 %, а при угле наклона $\beta = 4^\circ$ достигает ~ 42 % и ~ 35 %, в то время как при использовании в качестве «горячего» теплоносителя ртути возрастание этой величины не превосходит $\sim 1 \div 2$ %.

Полученные результаты могут служить основанием для разработки новых перспективных теплообменных аппаратов.

Благодарности и ссылки на гранты

Работа финансируется госбюджетом АААА-А19-119012990115-5, АААА-А19-119012990110-0.

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 No 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. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Трехпараметрическая модель сдвиговой турбулентности // Изв. АН СССР. МЖГ. 1978. № 3. С. 13.
9. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Турбулентные течения. Модели и численные исследования (обзор) // Изв. РАН. МЖГ. 1994. № 4. С. 4.
10. Лущик 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., Лущик В.Г., Решмин А.И. Теплообмен в конических расширяющихся каналах // ТВТ. 2016. Т. 54. № 2. С. 287–293.
12. Лущик В.Г., Решмин А.И. Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // ТВТ. 2018. Т. 56. № 4. С. 589–596.
13. Лущик 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. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Трехпараметрическая модель турбулентности: расчет теплообмена // Изв. АН СССР. МЖГ. 1986. № 2. С. 40.

15. Лущик 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*. 2022. Vol. 189, issue 15.
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. Лущик 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. Т. 24, вып. 5. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-5/articles/1066/>
19. Лущик 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. Решмин А.И., Лущик 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/>
21. Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами // *ТВТ*. 2020. Т. 58. № 3. С. 376–383.
22. Лущик В.Г., Решмин А.И. // Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами с жидкими теплоносителями // *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*. 2024. Т. 25, вып. 2. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-2/articles/1102/>
23. Лущик В.Г., Решмин А.И., Егоров К.С. Теплообменник «труба в трубе» с диффузорными каналами с газовыми и жидкими теплоносителями // *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*. 2024. Т. 25, вып. 4. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-4/articles/1115/>
24. Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Теплообменник «труба в трубе» с диффузорными каналами // *ТВТ*. 2021. Т. 59. № 5. С. 722–729.

References

1. Migai V. K., *Improving the Efficiency of Modern Heat Exchangers*, L.: Energiya, 1980 [in Russian].
2. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Kopp I.Z., Myakochin A.S., *Effective heat exchange surfaces*, M.: 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*, M.: FSUE «Tsniiatominform». 2008. 532 p. [in Russian].
4. Bergles A.E. Recent developments in enhanced heat transfer, *Heat Mass Transfer*, 2011, vol. 47, issue 8. 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. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.024>
6. *Heat Exchanger Design Handbook*, New York: Hemisphere, 1983, vols. 1–5
7. Reshmin A.I., Teplovodskii S.Kh., 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, *Tepl. Protsessy Tekh.*, 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, issue 15. <https://doi.org/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, issue 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, issue 1 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-1/articles/1082/>
20. 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, issue 2 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-2/articles/1030/>
21. Lushchik V.G., Makarova M.S., Reshmin A.I. Plate Heat Exchanger with Diffuser Channels. *High Temperature*, 2020, vol. 58, issue 3, pp. 352–359. DOI: 10.1134/S0018151X2003013X
22. Lushchik V.G., Reshmin A.I., Plate heat exchanger with diffuser channels with liquid coolants, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2024, vol. 25, issue 2 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-2/articles/1102/>
23. Lushchik V.G., Reshmin A.I., Egorov K.S., Double-Pipe Heat Exchanger with Diffuser Channels with Gas and Liquid Coolants, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2024, vol. 25, issue 4 [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-4/articles/1115/>
24. Lushchik V.G., Makarova M.S., Reshmin A.I., Double-Pipe Heat Exchanger with Diffuser Channels, *High Temperature*, 2022, vol. 60, issue 2(supp.). DOI:10.1134/S0018151x21050138

Статья поступила в редакцию 18 октября 2024 г.