

Intensification of Heat Transfer in Heat Exchangers with Diffuser Channels

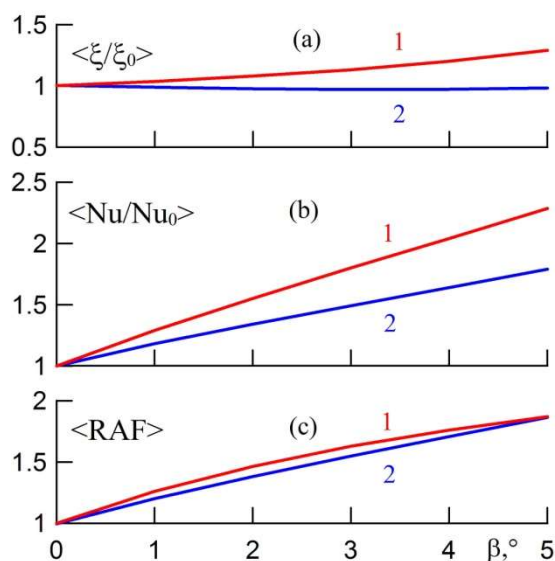
A. I. Reshmin, V. G. Lushchik, M. S. Makarova

*Institute of Mechanics, Lomonosov Moscow State University
Moscow, 119192, Russia
alexreshmin@rambler.ru*

Abstract

The results of studies on the intensification of heat transfer in round and flat non-separated diffusers for a number of diffuser opening angles are presented. Numerical modeling of heat transfer was carried out using a three-parameter differential RANS turbulence model supplemented with a transport equation for a turbulent heat flow. It is shown that at the same opening angle in a round diffuser, the friction coefficient, Nusselt number and turbulence intensity are significantly higher than in a flat diffuser, and this excess increases with increasing opening angle. The possibility of using diffuser channels in plate and round "pipe-in-pipe" heat exchangers is considered.

Key words: heat exchanger, diffuser channel, RANS turbulence model



The average values of the friction coefficient (a), the Nusselt number (b) and the Reynolds analogy factor (c) along the length of the diffuser, depending on the opening angle of the diffuser: lines 1 – round diffuser, 2 – flat

УДК 532.526.3

Интенсификация теплообмена в теплообменниках с диффузорными каналами

А. И. Решмин, В. Г. Лущик, М. С. Макарова

*Научно-исследовательский Институт механики МГУ имени М.В. Ломоносова,
Россия, Москва, 119192, Мичуринский проспект, д. 1
alexreshmin@rambler.ru*

Аннотация

Приведены результаты исследований по интенсификации теплообмена в круглом и плоском безотрывных диффузорах для ряда углов раскрытия диффузоров. Численное моделирование теплообмена проведено с использованием трехпараметрической дифференциальной RANS-модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла. Показано, что при одинаковом угле раскрытия в круглом диффузоре коэффициент трения, число Нуссельта и интенсивность турбулентности существенно выше, чем в плоском диффузоре и это превышение возрастает с увеличением угла раскрытия. Рассмотрена возможность использования диффузорных каналов в пластинчатых и круглых «труба в трубе» теплообменниках.

Ключевые слова: теплообменник, диффузорный канал, RANS-модель турбулентности

1. Введение

Повышение эффективности теплообменных аппаратов за счет интенсификации процессов теплообмена является актуальной задачей энергосбережения. К настоящему времени предложено большое количество разнообразных способов интенсификации теплообмена, обзору и анализу которых посвящена обширная литература (см., например, монографии [1–3] и обзоры [4, 5]).

Наиболее распространенным методом интенсификации теплообмена в каналах с однофазным теплоносителем является искусственная турбулизация потока, осуществляемая с помощью гофрированных поверхностей, кольцевых или спиральных канавок, оребрения поверхности, спиральных или витых труб, шнеков, закрученных лент, лунок и т.п. [2]. Как отмечено в [2], наиболее доступным и эффективным методом управляемого воздействия на структуру турбулентного потока с целью интенсификации теплообмена считается создание в нем отрывных зон или других организованных вихревых структур. При этом практически все известные способы интенсификации теплообмена связаны с увеличением мощности, требуемой для прокачки теплоносителя, что является недостатком этих способов.

Следует отметить предложенный в работах А. А. Гухмана и В. К. Мигая (см. в [1]) способ интенсификации теплообмена с использованием поверхностей, образующих систему диффузор–конфузор и создающих в потоке неоднородности давления. Углы расширения диффузоров при этом выбираются из условия получения потока с нестационарными отрывными вихревыми зонами, которые интенсифицируют теплообмен.

В пластинчатых теплообменниках используются пластины с различного типа гофрировкой поверхности, которые увеличивают поверхность теплообмена в пределах 15 ÷ 25 % [6]. При этом коэффициенты трения в пластинчатых теплообменниках с гофрированными пластинами намного выше, чем в гладких каналах при одинаковых числах Рейнольдса.

В работе [7] представлен обзор работ по различным методам улучшения теплоотдачи в теплообменниках «труба в трубе». Как показано в [7], в настоящее время исследуются такие методы, как шероховатость поверхности, различные вставки (ребра, спирали и т.п.) в каналы, добавки в теплоносители, а также внешние колебания или электромагнитное поле. Все эти методы повышают теплоотдачу, но при этом растут потери давления на прокачку теплоносителя. Так, за счет вставки винтовых тросов во внутреннюю трубу число Нуссельта увеличилось в 2.6 раза по сравнению с незагроможденной трубой, но коэффициент трения вырос при этом примерно в 2.7 раза.

Проведенное в работе [8] расчетное исследование течения в круглом коническом безотрывном диффузоре с малым углом раскрытия, выполненное с использованием трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [9], показало сильное влияние расширения на режим течения, а измеренные в [8] профили скорости и напряжений Рейнольдса хорошо согласуются с расчетами.

2. Результаты численного исследования

2.1. Исследование течения и теплообмена в плоских и круглых диффузорных каналах

В работах [10–13] рассмотрена возможность интенсификации теплообмена в круглом и плоском безотрывных диффузорах с малыми углами раскрытия и гидравлически гладкой поверхностью, обеспечивающей минимальные гидравлические потери. Численное моделирование теплообмена проведено с использованием трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла. Показано, что при одинаковом угле раскрытия в круглом диффузоре число Нуссельта существенно выше, чем в плоском диффузоре и это превышение возрастает с увеличением угла раскрытия. Однако фактор аналогии Рейнольдса (Reynolds Analogy Factor – RAF) для круглого диффузора при этом ненамного выше, чем для плоского диффузора. Исследовано влияние числа Рейнольдса, длины диффузора и числа Прандтля теплоносителя. Показано, что максимальный эффект интенсификации теплообмена достигается для газов с малым числом Прандтля и слабо зависит от числа Рейнольдса и длины диффузора.

Проведенные с использованием трехпараметрической дифференциальной RANS-модели турбулентности [9], дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла [14], расчеты продемонстрировали возможность повышения эффективности теплообменных аппаратов за счет интенсификации теплоотдачи в диффузорах.

Сравнительный анализ процессов течения и теплообмена в круглом и плоском диффузорах, проведенный для средних по длине диффузоров L_d значений величин коэффициента трения, числа Нуссельта и фактора аналогии Рейнольдса,

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

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

показал, что при одинаковом угле раскрытия в круглом диффузоре коэффициент трения и число Нуссельта выше, чем в плоском диффузоре и это превышение возрастает с увеличением угла раскрытия диффузоров (рис. 1, а, б), однако фактор аналогии Рейнольдса (рис. 1, в) для обоих диффузоров остается примерно одинаковым. При этом средние по длине диффузора величины $\langle RAF \rangle$ и $\langle Nu/Nu_0 \rangle$ существенно зависят от угла раскрытия диффузора, в отличие от величины $\langle \xi/\xi_0 \rangle$, которая слабо зависит от угла раскрытия β .

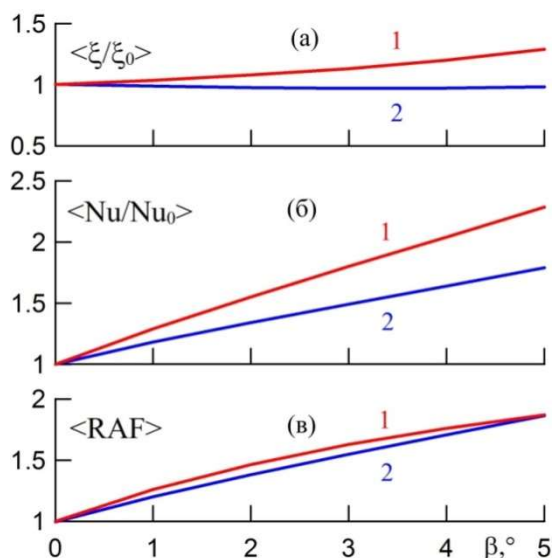


Рис. 1. Средние по длине диффузора значения коэффициента трения $\langle \xi / \xi_0 \rangle$ (а), числа Нуссельта $\langle Nu / Nu_0 \rangle$ (б) и фактора аналогии Рейнольдса $\langle RAF \rangle$ (в) в зависимости от угла раскрытия диффузора β : линии 1 – круглый диффузор, 2 – плоский

Это обстоятельство составляет принципиальное отличие рассмотренного способа интенсификации теплообмена от известных (см. [1–5]), где увеличение теплоотдачи (числа Нуссельта) достигается ценой значительного роста гидравлических потерь (коэффициента трения).

Ниже рассмотрена возможность использования диффузорных каналов в пластинчатых [15] и круглых «труба в трубе» [16] теплообменниках.

2.2. Пластинчатый теплообменник

Задача решалась в следующей постановке (рис. 2). Рассмотрен элемент пластинчатого противоточного теплообменника с двумя смежными плоскими диффузорами длиной l и высотой $h(x)$ (рис. 2, а) с линейным профилем общей теплопередающей стенки по длине. Две другие стенки диффузоров полагались теплоизолированными. Входу в диффузоры предшествовали участки постоянного сечения высотой h_1 и длиной l_1 с теплоизолированными стенками. За диффузорами следовали участки постоянного сечения высотой h_2 и длиной l_2 также с теплоизолированными стенками. Высота выходного сечения зависела от угла наклона образующей диффузоров β и определялась как $h_2 = h_1 + l \operatorname{tg} \beta$. Отметим, что число Рейнольдса $Re = \rho U d_h / \eta$ ($d_h = 2h$ – гидравлический диаметр, U – среднерасходная скорость) в плоском диффузоре при любом угле раскрытия для жидкости с постоянными теплофизическими свойствами остается постоянным по длине. Для теплоносителей с переменными свойствами при не очень существенном нагреве (охлаждении) число Рейнольдса будет меняться по длине диффузора тоже незначительно. Для сравнения рассмотрен также элемент пластинчатого противоточного теплообменника с двумя плоскими каналами постоянного сечения (рис. 2, б). Длины каналов соответствуют приведенным на рис. 2, а, а высота каналов определялась из условий равенства средних по длине высот и составляла $h_0 = (h_1 + h_2) / 2$. В качестве теплоносителя использована вода.

Приведенное на рис. 3, а изменение по длине температуры теплопередающей стенки $T_w(x)$ свидетельствует о том, что в теплообменнике с диффузорными каналами $T_w(x)$ более круто меняется по длине (линия 1) по сравнению с температурой в теплообменнике с каналами постоянного сечения, где $T_w(x)$ изменяется слабо (2). При этом тепловой поток в стенку (рис. 3, б) ведет себя аналогичным образом, и в теплообменнике с диффузорными каналами (линия 1) существенно превосходит тепловой поток в теплообменнике с каналами постоянного сечения (2).

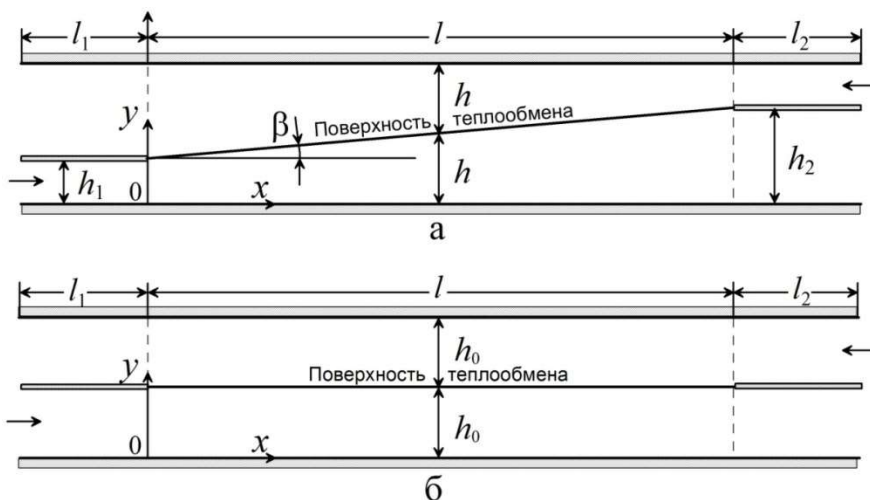


Рис. 2. Расчетная схема элемента пластинчатого противоточного теплообменника с двумя плоскими диффузорами (а) и с двумя каналами постоянного сечения (б)

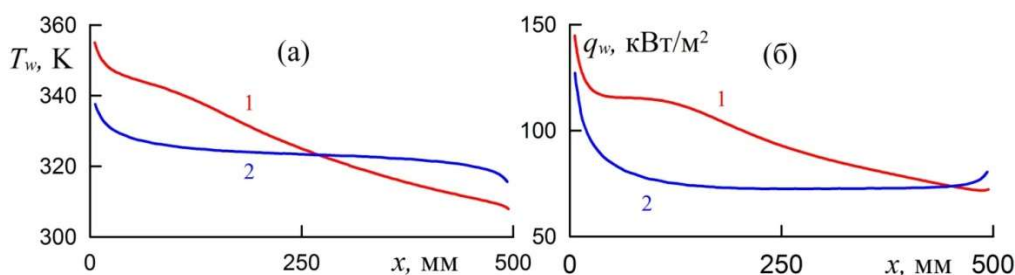


Рис. 3. Изменение по длине температуры теплопередающей стенки T_w (а) и теплового потока в стенку q_w (б): 1 – в диффузорах с $\beta = 2^\circ$, 2 – в каналах постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$)

Полученные в расчетах величины интенсивности турбулентности и напряжения сдвига существенно возрастают в диффузоре, что приводит к интенсификации теплообмена. Показано (рис. 4), что в теплообменниках с диффузорными каналами за счет интенсификации теплообмена количество переданного тепла от горячего теплоносителя к холодному возрастает по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения. Следствием этого является большая разность температур в холодном и горячем потоках в теплообменнике с диффузорными каналами по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

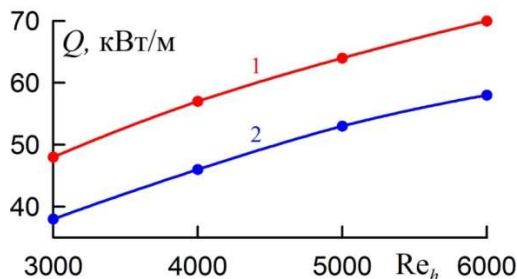


Рис. 4. Зависимость удельного количества переданного тепла от горячего потока к холодному от числа Рейнольдса горячего потока: 1 – для диффузора с $\beta = 2^\circ$, 2 – для канала постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$)

Представленные выше результаты получены для теплоносителя, в качестве которого использована вода. Далее представлены результаты расчетов для газовых теплоносителей, приведенных в табл. 1.

Таблица 1

Теплоносители

Теплоноситель	Массовая доля легкого газа в смеси, %	Число Прандтля Pr	Удельная теплоемкость C_p , Дж/кг/К	Номер линии на рис. 5–7
Воздух	–	0.70	1007	1
Гелий	–	0.67	5193	2
Гелий-аргон	10	0.42	988	3
Гелий-ксенон	5	0.24	712	4
Водород-ксенон	2	0.18	450	5

Результаты расчетов для теплоносителей с различным числом Прандтля Pr (см. табл. 1) при значениях чисел Рейнольдса «горячего» и «холодного» потоков $Re_h = 3000$ и $Re_c = 10000$ соответственно для теплообменников с углом раскрытия диффузоров $\beta = 2^\circ$ представлены на рис. 5–7.

Тепловой поток в стенку q_w (рис. 5, а) для всех теплоносителей, за исключением гелия (линия 2), примерно одинаков (линии 1, 3–5) и слабо изменяется по длине. Большой тепловой поток в стенку для гелия соответствует высокому коэффициенту теплоотдачи от «горячего» потока $\alpha = q_w / (T_w - \bar{T})$ (рис. 5, б, линия 2) и большому количеству переданного тепла от «горячего» потока к «холодному» $Q = G \cdot C_p \cdot \Delta T_h$ (рис. 6, а, линия 2). Здесь $G = Re_h / \eta$ – расход «горячего» теплоносителя на единицу длины, который при одинаковом числе Рейнольдса Re_h для всех теплоносителей примерно одинаков.

Следует отметить, что в случае гелия высокие значения величин q_w , β и Q обусловлены большим по сравнению с остальными теплоносителями (см. табл. 1) значением изобарной теплоемкости C_p . Однако величина охлаждения «горячего» потока $\Delta T_h = T_{h2} - T_{h1} = Q / (G \cdot C_p)$ (рис. 6, б, линия 4) при этом меньше (по модулю) соответствующих величин для других, кроме воздуха (линия 5), теплоносителей (линии 1–3).

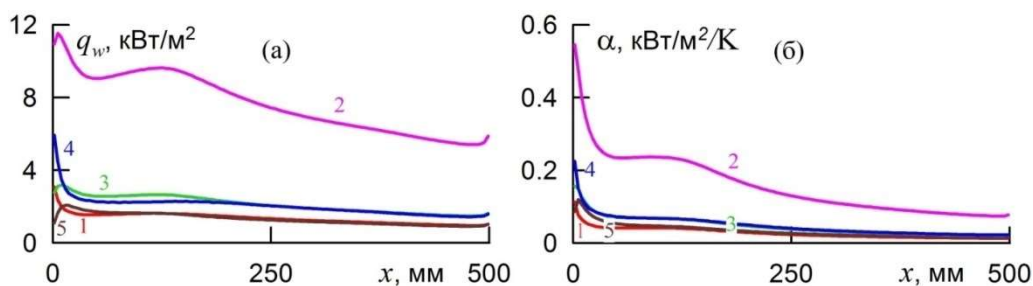


Рис. 5. Изменение по длине теплового потока в стенку (а) и коэффициента теплоотдачи (б) для теплоносителей с различным числом Прандтля Pr (обозначения – см. табл. 1)

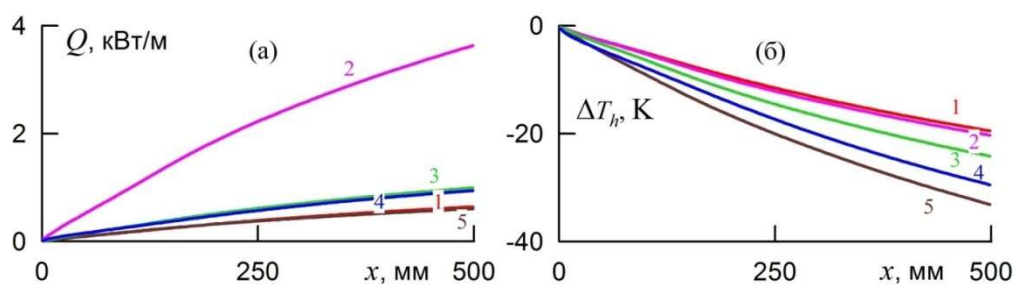


Рис. 6. Изменение по длине количества переданного тепла от «горячего» потока к «холодному» (а) и величины охлаждения «горячего» потока (б) для теплоносителей с различным числом Прандтля Pr (обозначения – см. табл. 1)

Проведенные расчеты показали, что для теплообменника с диффузорными каналами безразмерный коэффициент теплоотдачи (число Нуссельта, рис. 7, а) на большей части длины диффузора возрастает с ростом числа Прандтля Pr (линии 1–5), а коэффициент трения (рис. 7, б) при этом практически одинаков для всех чисел Прандтля (линии 1–5).

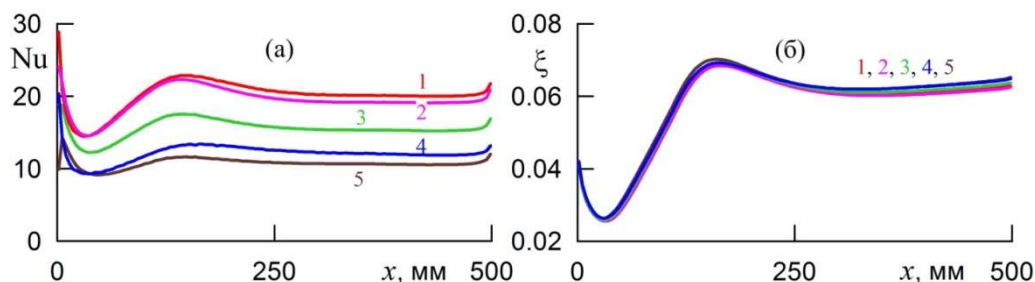


Рис. 7. Изменение по длине числа Нуссельта (а) и коэффициента трения (б) для теплоносителей с различным числом Прандтля Pr (обозначения – см. табл. 1)

На рис. 8 представлены относительные средние по длине диффузора значения числа Нуссельта $\langle Nu \rangle / \langle Nu_0 \rangle$, коэффициента сопротивления $\langle \xi \rangle / \langle \xi_0 \rangle$ 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 $Re_c = 10000$ соответственно и угла раскрытия диффузора $\beta = 2^\circ$.

Как видно из рис. 8, число Нуссельта $\langle Nu \rangle / \langle Nu_0 \rangle$ (линия 1) возрастает с ростом числа Прандтля теплоносителя в то время как коэффициент сопротивления $\langle \xi \rangle / \langle \xi_0 \rangle$ (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.

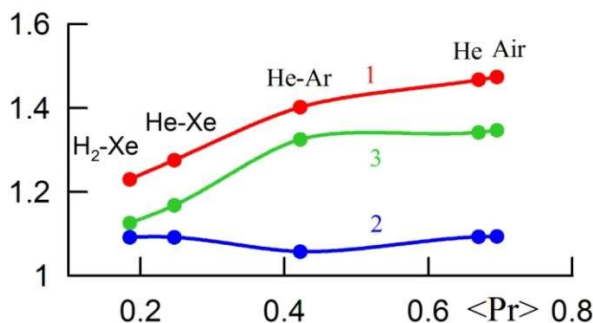


Рис. 8. Относительные средние по длине диффузора значения числа Нуссельта $\langle Nu \rangle / \langle Nu_0 \rangle$ – 1, коэффициента сопротивления $\langle \xi \rangle / \langle \xi_0 \rangle$ – 2 и фактора аналогии Рейнольдса $\langle RAF \rangle$ – 3 в зависимости от числа Прандтля $\langle Pr \rangle$ теплоносителя при $Re_h = 3000$, $Re_c = 10000$, $\beta = 2^\circ$

На рис. 9 представлены 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).

2.3. Теплообменник «труба в трубе»

Расчетная схема задачи (рис. 10) аналогична схеме для пластинчатого теплообменника, приведенной выше. Рассмотрен элемент противоточного теплообменника с двумя соосными диффузорами длиной l и срединными (на длине $l/2$) радиусами r_{01} и r_{02} (рис. 10, а) с линей-

ным по длине профилем общей конической теплопередающей стенки. Внешняя цилиндрическая стенка теплообменника полагалась теплоизолированной. С одной стороны теплообменника диффузорному участку предшествовали участки постоянного сечения длиной l_1 с теплоизолированными стенками. С другой стороны теплообменника за диффузорным участком следовали участки постоянного сечения длиной l_2 также с теплоизолированными стенками. Радиусы входного и выходного сечений внутреннего канала теплообменника r_1 и r_2 определяются длиной l и углом расширения диффузора β . В качестве теплоносителя использована вода.

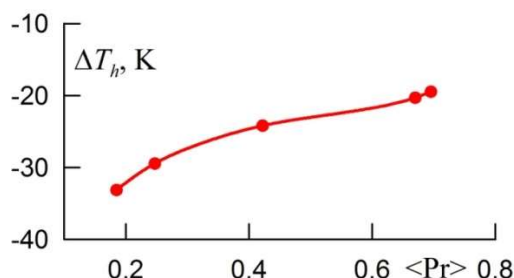


Рис. 9. Величина охлаждения «горячего» потока ΔT_h в зависимости от среднего по длине диффузора числа Прандтля $\langle Pr \rangle$ при $Re_h = 3000$, $Re_c = 10000$, $\beta = 2^\circ$

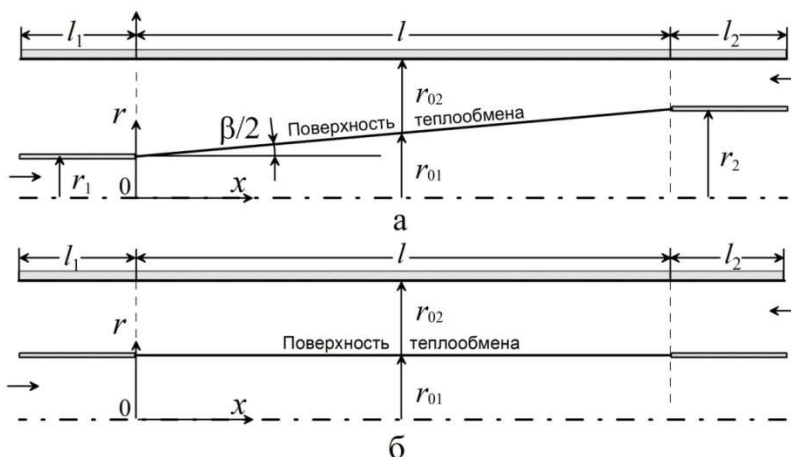


Рис. 10. Расчетная схема элементов противоточного теплообменника «труба в трубе» с диффузорными каналами (а) и с каналами постоянного сечения (б)

Приведенные на рис. 11 результаты расчетов изменения по длине канала температуры теплопередающей стенки $T_w(x)$ и теплового потока в стенку $q_w(x) = -(\lambda \partial T / \partial y)_w$ показывают, что и температура стенки (рис. 11, а), и тепловой поток (рис. 11, б) в теплообменнике с диффузорными каналами (линии 1, 2) существенно превосходят соответствующие величины в теплообменнике с каналами постоянного сечения (линии 3).

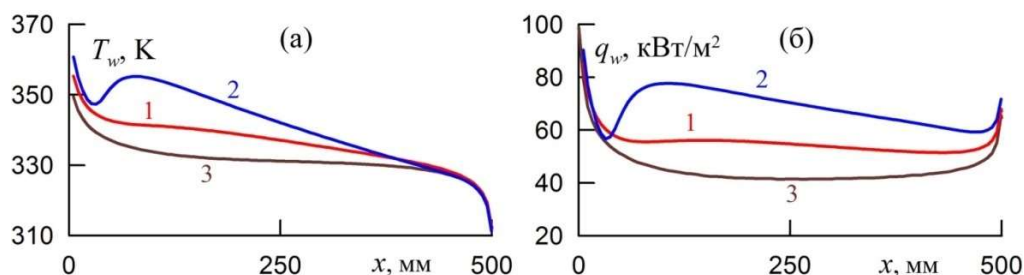


Рис. 11. Изменение по длине температуры теплопередающей стенки (а) и теплового потока в стенку (б): 1, 2 – диффузоры с $\beta = 2^\circ$ и 4° ; 3 – каналы постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$)

Такой результат является следствием значительного (в разы) увеличения интенсивности турбулентности и турбулентных напряжений в расширяющихся каналах. Результаты расчета профилей турбулентных характеристик показаны на рис. 12.

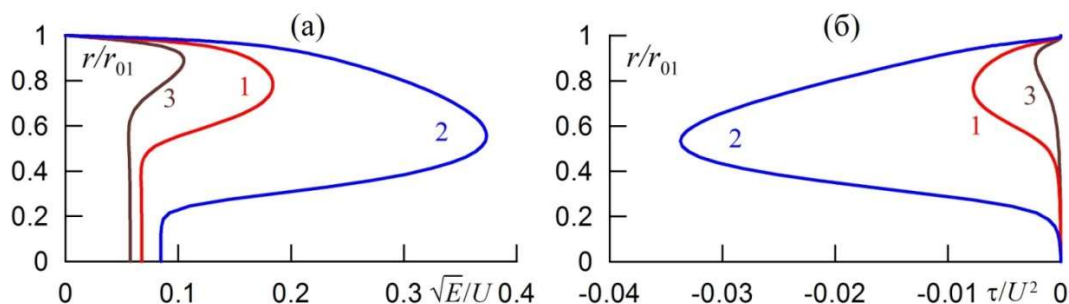


Рис. 12. Профили в середине каналов ($x = 250$ мм) с горячим потоком интенсивности турбулентности (а) и напряжения сдвига (б): 1, 2 – диффузоры, $\beta = 2^\circ$ и 4° ; 3 – каналы постоянного сечения ($\beta = 0^\circ$)

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи практически на всей длине в теплообменнике с диффузорными каналами превосходят соответствующие величины для теплообменника с каналами постоянного сечения. Полученные в расчетах величины интенсивности турбулентности и напряжения сдвига существенно возрастают в диффузоре, что приводит к интенсификации теплообмена в теплообменнике с диффузорными каналами. Показано, что в теплообменниках с диффузорными каналами за счет интенсификации теплообмена мощность теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному существенно возрастает по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения. Так, например, для угла расширения диффузоров 4° это возрастание может составлять 48%. Следствием этого является увеличение разности температур в горячем потоке на входе и выходе из теплообменника с диффузорными каналами по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

3. Заключение

С использованием трехпараметрической RANS-модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла, проведено численное исследование течения и теплообмена в круглом и плоском диффузорах. Показано, что интенсификация теплообмена реализуется при небольшом росте коэффициента трения и значительном росте числа Нуссельта и фактора аналогии Рейнольдса, что характеризует принципиальное отличие рассмотренного способа интенсификации теплообмена от других известных способов, где увеличение теплоотдачи (числа Нуссельта) достигается ценой значительного роста гидравлических потерь.

Проведено численное моделирование теплообмена в противоточных пластинчатых и круглых “труба в трубе” теплообменниках с диффузорными каналами с малыми углами расширения. Показано, что число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи практически на всей длине в теплообменнике с диффузорными каналами превосходят соответствующие величины для теплообменника с каналами постоянного сечения. Полученные в расчетах величины интенсивности турбулентности и напряжения сдвига существенно возрастают в диффузоре, что приводит к интенсификации теплообмена в теплообменнике с диффузорными каналами. Показано, что в теплообменниках с диффузорными каналами за счет интенсификации теплообмена мощность теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному существенно возрастает по сравнению с теплообменниками с каналами постоянного сечения. Следствием этого является увеличение разности температур в горячем потоке на входе и выходе из теплообменника с диффузорными каналами по сравнению с теплообменником с каналами постоянного сечения.

Проведенные расчеты для газовых теплоносителей показали, что для пластинчатого теплообменника с диффузорными каналами число Нуссельта на большей части длины диффузора возрастает с ростом числа Прандтля Pr , а коэффициент трения при этом практически одинаков для всех чисел Прандтля. Показано, что относительная величина числа Нуссельта $\langle Nu \rangle / \langle Nu_0 \rangle$ возрастает с ростом числа Прандтля теплоносителя в то время как коэффициент сопротивления $\langle \xi \rangle / \langle \xi_0 \rangle$ в диапазоне чисел Прандтля $0.2 < Pr < 0.4$ уменьшается, а далее возрастает. Фактор аналогии Рейнольдса $\langle RAF \rangle$ при этом в диапазоне чисел Прандтля $0.2 < Pr < 0.4$ возрастает, а далее остается практически постоянным.

Работа выполнена в рамках исследований, финансируемых госбюджетом (AAAA-A16-116021110203-6; AAAA-A19-119012990110-0; AAAA-A16-116021110200-5; AAAA-A19-119012990115-5).

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 «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 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. Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1987.
7. Wei Wang, Yaning Zhang, Kwan-Soo Lee, Bingxi Li. Optimal Design of a Double Pipe Heat Exchanger Based on the Outward Helically Corrugated Tube // Int. J. Heat Mass Transfer. 2019. V. 135. P. 706.
8. 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. 121–130.
9. Лущик В.Г., Павельев А.А., Якубенко А.Е. Трехпараметрическая модель сдвиговой турбулентности // Изв. АН СССР. МЖГ. 1978. № 3. С. 13–25.
10. Лущик В.Г., Решмин А.И. Особенности турбулентного течения в круглых каналах с уменьшающимся по длине числом Рейнольдса // Изв. РАН. МЖГ. 2015. № 2. С. 76–82.
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., Решмин А.И. Интенсификация в плоском и круглом безотрывных диффузорах // Инженерно-физический журнал. 2021. Том 94. № 2. С. 483–495.
14. 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. 42–50.
15. Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами // ТВТ. 2020. Т.58. № 3. С. 376–383.
16. Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Теплообменник «труба в трубе» с диффузорными каналами // ТВТ. 2021. Т. 59. С. 722–729.

References

1. Migay V. K., *Increasing the Efficiency of Modern Heat Exchangers*, L.: Energy, 1980, 144 p. [in Russian].

2. Kalinin E. K., Dreutzer G. A., Kopp I. Z., Myakochin A. S., *Effective Heat-Exchange Surfaces*, Moscow: Energoatomizdat, 1998, 408 p. [in Russian].
3. Dzyubenko B. V., Kuzma-Kichta Yu. A., Leontiev A. I., et al, *Heat- and Mass-Exchange Intensification in the Macro-, Micro- and Nanoscale*, Moscow: FGUP "Tsniiatominform", 2008, 532 p. [in Russian].
4. Bergles A. E., Recent Developments in Enhanced Heat Transfer, *Heat Mass Transfer*, 2011, vol. 47, no. 8, pp. 1001–1008.
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. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2016.06.024
6. *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere Publishing Corporation, 1983.
7. Wei Wang, Yaning Zhang, Kwan-Soo Lee, Bingxi Li, Optimal Design of a Double Pipe Heat Exchanger Based on the Outward Helically Corrugated Tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2019, vol. 135, pp. 706–716.
8. Reshmin A. I., Teplovodskii S. H., Trifonov V. V., Turbulent flow in a circular separationless diffuser at Reynolds numbers smaller than 2000, *Fluid Dynamics*, 2011, vol. 46, no. 2, pp. 278–285. DOI: 10.1134/S0015462811020104
9. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Three-parameter model of shear turbulence, *Fluid Dynamics*, 1978, vol. 13, no. 3, pp. 350–360.
10. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Distinctive features of turbulent flows in round channels with the Reynolds number decreasing along the length, *Fluid Dynamics*, 2015, vol. 50, no. 2, pp. 223–228.
11. Leont'ev A. I., Lushchik V. G., Reshmin A. I., Heat transfer in conical expanding channels, *High Temperature*, 2016, vol. 54, no. 2, pp. 270–276.
12. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Heat Transfer Enhancement in a Plane Separation-free Diffuser, *High Temperature*, 2018, vol. 56, no. 4, pp. 569–575.
13. 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. 200–201.
14. 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, no. 6, pp. 42–50.
15. 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.
16. Lushchik V. G., Makarova M. S., Reshmin A. I., Double-Pipe Heat Exchanger with Diffuser Channels, *High Temperature*, 2022, vol. 60, (Suppl 2), pp. 215–222.

Статья поступила в редакцию 6 января 2023 г.