

Study of Turbulent Flow Characteristics in Plate Heat Exchangers with Diffuser Channels

V. G. Lushchik, A. I. Reshmin, A. D. Chicherina

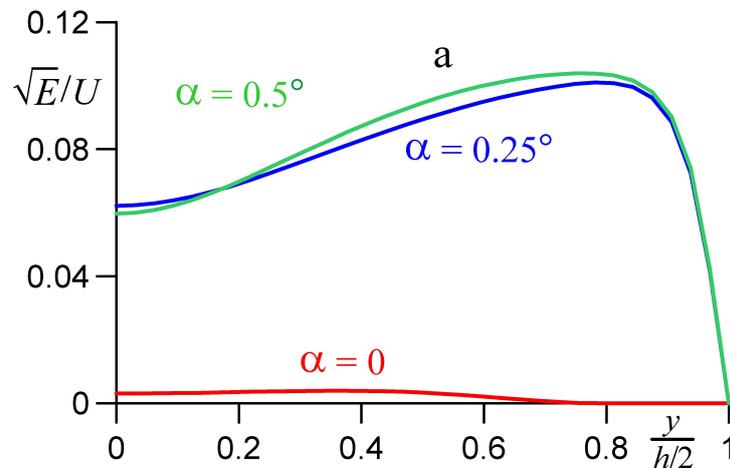
*Research Institute of Mechanics, Lomonosov Moscow State University,
Moscow, 119192, Russia*

vgl_41@mail.ru, alexreshmin@rambler.ru, chicherina@imec.msu.ru

Abstract

Numerical simulation of the flow and heat transfer in a unit of counter-current heat exchanger was carried out using a three-parameter differential RANS turbulence model supplemented by a transfer equation for a turbulent heat flow. Adjacent channels of the unit are flat continuous diffusers with a smooth surface. The physical properties and size of the wall between the channels are taken into account. The analysis of the influence of the opening angle of the diffusers on the local and integral characteristics of the flow of hot and cold coolants, as well as heat exchange, showed that the intensity of turbulence and shear stress increase with an increase in the angle of inclination of the heat-transfer wall of the diffuser channel.

Keywords: RANS turbulent model, plane diffuser, heat exchanger, Nusselt number, Reynolds number.



Channel height distribution of turbulence intensity at the end of the heat exchange part of the cold coolant channel

УДК 532.526.3

Исследование турбулентных характеристик течения в пластинчатых теплообменниках с диффузорными каналами

В. Г. Лущик, А. И. Решмин, А. Д. Чичерина

*НИИ механики МГУ им. М.В. Ломоносова,
Россия, Москва, 119192, Мичуринский проспект, д. 1*
vgl_41@mail.ru, alexreshmin@rambler.ru, chicherina@imec.msu.ru

Аннотация

Численное моделирование течения в элементе пластинчатого противоточного теплообменника проведено с использованием трехпараметрической дифференциальной RANS-модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла. Смежные каналы элемента представляют собой плоские безотрывные диффузоры с гладкой поверхностью. Учтены физические свойства и размер стенки между каналами. Проведенный анализ влияния угла раскрытия диффузоров на локальные и интегральные характеристики течения горячего и холодного теплоносителей, а также теплообмена показал, что интенсивность турбулентности и напряжения сдвига возрастают с увеличением угла наклона теплопередающей стенки диффузорного канала.

Ключевые слова: RANS-модель турбулентности, плоский диффузор, теплообменник, число Нуссельта, число Рейнольдса.

1. Введение

Теплообменные аппараты находят широкое применение в технике и энергетике, и исследования их характеристик и способов повышения их эффективности весьма актуальны. Для интенсификации теплообмена предлагаются разнообразные способы, описание которых можно найти в монографиях [1–3], обзорах [4, 5] и других материалах. Для повышения интенсивности теплообмена наиболее часто используются различные способы турбулизации потока теплоносителя, реализуемые за счет установки гофров на поверхностях каналов, их оребрения, формирования на теплопередающих поверхностях различного типа лунок. Наиболее эффективным методом воздействия на структуру потока теплоносителя считается организация в нем отрывных зон и вихревых структур [2]. В этом случае интенсификация теплообмена неизбежно связана с ростом гидравлического сопротивления канала и мощности, необходимой для прокачки теплоносителя.

Для повышения интенсивности теплообмена в [1] предлагается использовать волнистую теплопередающую поверхность, образующую систему диффузор-конфузор. Причем углы расширения диффузорных участков канала выбираются так, что за ними образуются отрывные вихревые зоны, наличие которых вызывает интенсификацию теплообмена. Применение в пластинчатых теплообменниках различного типа гофрированных пластин позволяет увеличить интенсивность теплообмена на $15 \div 25$ % [6]. Однако коэффициенты трения при этом значительно 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 [7] значительного повышения напряжений Рейнольдса и интенсивности турбулентных пульсаций в круглом диф-

фузоре по сравнению с круглой трубой при одинаковых числах Рейнольдса на выходе. Этот эффект наблюдался в диффузоре с углом раскрытия всего лишь 0.6 градуса, при котором не возникал отрыв потока. Эксперимент выполнен на стенде лаборатории экспериментальной гидродинамики НИИ механики МГУ. Измерения проводились с помощью термоанемометра с использованием датчиков с одной нитью для измерения скорости и пульсаций скорости и датчиков с двумя X-образно расположенными нитями для измерения напряжений Рейнольдса. Течение в таком диффузоре хорошо рассчитывалось с помощью трехпараметрической дифференциальной модели турбулентности [8]. Было высказано предположение, что в расширяющемся канале при увеличении интенсивности турбулентности и напряжений Рейнольдса будут возрастать и теплообменные характеристики.

С использованием модели турбулентности [8], обобщенной на расчет теплообменных течений и дополненной транспортным уравнением для турбулентного теплового потока [9, 10], было проведено расчетное исследование течения и теплообмена в плоских и круглых диффузорах с углами раскрытия, не приводящими к отрыву потока [11–14], показавшее повышение характеристик теплообмена по сравнению с каналами постоянного сечения. В работах [15–17] показана возможность реализации роста интенсивности теплообмена между потоками в таких каналах практически без увеличения коэффициента трения. Рассматривались каналы с противоположно направленными потоками с одной общей теплопроводящей стенкой и теплоизолированными внешними стенками. Было показано, что при всех рассмотренных углах раскрытия диффузоров и значениях чисел Рейнольдса и Прандтля такие параметры теплообмена как число Нуссельта и фактор аналогии Рейнольдса 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 отличие от проводимых ранее авторами исследований в настоящей работе исследуются пластинчатые многоканальные теплообменники с гладкими диффузорными каналами с малым углом раскрытия, не вызывающим отрыва потока в каналах. В расчетах учитывается материал стенки и её толщина. В качестве теплоносителей рассматривается вода. Проводится сравнение с одним из наиболее применяемых видов рекуперативных теплообменных аппаратов, в основе работы которого лежит теплообмен между двумя средами через контактную структурированную пластину, где интенсификация теплообмена достигается за счет турбулизации потока теплоносителя, которая происходит за счет плотно расположенных на поверхности теплообмена лунок [2]. Исследуется влияние на теплообмен диффузорных каналов с малым углом раскрытия, который можно реализовать в пластинчатом теплообменнике.

Работа направлена на поиск возможности повышения интенсивности теплообмена в высоконапорных по температуре пластинчатых теплообменниках с теплоносителями «вода-вода» с гладкими расширяющимися каналами, на исследование влияния угла раскрытия канала на турбулентные характеристики течения и теплообмен.

2. Постановка задачи

Рассмотрена пара смежных плоских диффузорных каналов длиной l и высотой $h(x)$ с линейным профилем общих теплопередающих стенок по длине пластинчатого противоточного теплообменника (рис. 1). Тепловой поток с двух сторон стенки считается одинаковым, а температуры на разных сторонах отличаются на величину перепада температуры на стенке при имеющемся тепловом потоке. Входу в диффузоры предшествуют участки постоянного сечения высотой h_1 и длиной l_1 с теплоизолированными стенками. За диффузорами

следуют участки постоянного сечения высотой h_2 и длиной l_2 также с теплоизолированными стенками. Высота входного и выходного сечений зависит от угла наклона образующей диффузоров $\alpha/2$ и определяется как $h_1 = h_0 - l \cdot \text{tg}(\alpha/2)$ и $h_2 = h_0 + l \cdot \text{tg}(\alpha/2)$, где h_0 – высота в середине канала. Рассмотрено несколько значений угла $\alpha/2$ наклона стенок теплообменника, означающего угол поворота стенки вокруг серединной высоты h_0 , которая определяется из условий равенства средних по длине высот и составляет $h_0 = (h_1 + h_2)/2$. Сравнение характеристик теплообменников при различных $\alpha/2$ проводится для случая, когда их средняя высота h_0 одинакова. Число Рейнольдса $Re = \rho U d_h / \eta$ (ρ – плотность; U – среднерасходная скорость; d_h – гидравлический диаметр) 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, однако при нагреве на несколько десятков градусов теплофизические свойства могут измениться в разы, при этом число Рейнольдса нельзя считать постоянным.

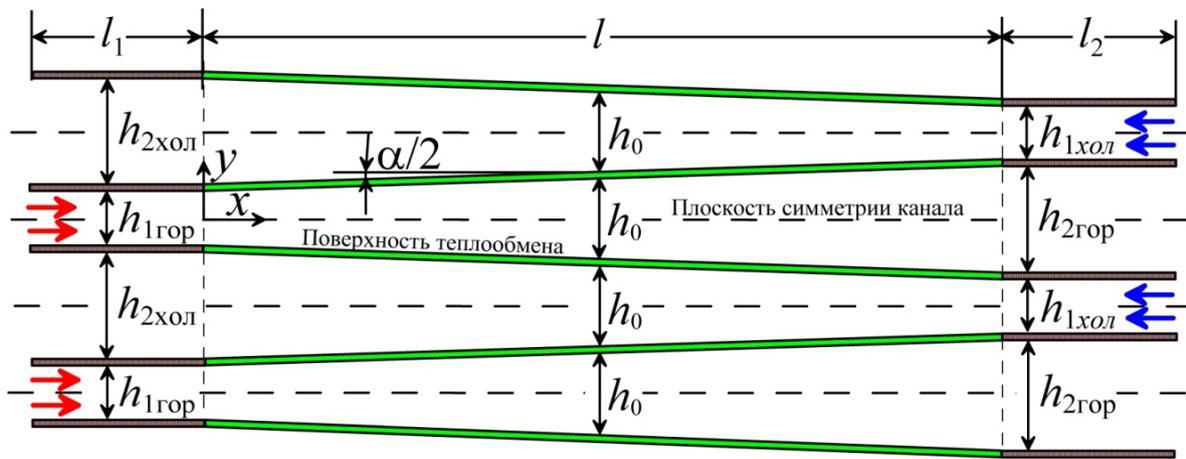


Рис. 1. Расчетная схема плоского противоточного многоканального теплообменника

Для определения характеристик теплообмена решаются уравнения неразрывности, движения и энергии, описывающие дозвуковое течение в плоских симметричных каналах теплообменника. Считается, что теплообменник состоит из большого (не менее десяти) числа каналов, поэтому течение в каждой группе каналов («горячих» и «холодных») будет одинаковым и симметричным относительно плоскости симметрии канала. Решение проводится в приближении узкого канала, где поперечный градиент давления считается постоянным, а продольный градиент давления вычисляется из условия постоянства расхода в канале

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

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} + \rho \tau \right),$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = u \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} + \rho q_t \right) \quad (1)$$

Здесь x – продольная координата, отсчитываемая от входа в диффузор; y – поперечная координата, отсчитываемая от плоскости симметрии диффузора; 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.

Граничные условия на входе в каналы

$$p = p_1, \quad u = U_1, \quad T = T_1 \quad (2)$$

Граничные условия на разделяющей потоки теплопередающей стенке

$$u = v = 0, \quad T_{wh} = T_{wc} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} q_w, \quad -\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right)_{wh} = -\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right)_{wc} = q_w, \quad (3)$$

где δ_w – толщина стенки; λ_w – теплопроводность стенки. Здесь и далее индексы «w», «c» и «h» относятся соответственно к параметрам на стенке, в «холодном» и «горячем» потоках, а «1» и «2» соответственно к входным и выходным секциям каналов.

На теплоизолированных стенках входных и выходных участков каналов:

$$u = v = 0, \quad \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) = 0 \quad (4)$$

Для вычисления величин τ и q_t использована трехпараметрическая модель турбулентности [4], обобщенная на течение с теплообменом [5], в которой уравнения переноса записываются для энергии турбулентности $E = 0.5 \sum \langle u_i'^2 \rangle$, 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 $q_t = -c_p \langle v'T' \rangle$ [5]

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial E}{\partial x} + \rho v \frac{\partial E}{\partial y} &= -(c_p \rho \sqrt{EL} + c_1 \eta) \frac{E}{L^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_E \frac{\partial E}{\partial y} \right) + \rho \tau \frac{\partial u}{\partial y}, \\ \rho u \frac{\partial \tau}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \tau}{\partial y} &= -(3c_p \rho \sqrt{EL} + 9c_1 \eta) \frac{\tau}{L^2} + c_2 \rho E \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_\tau \frac{\partial \tau}{\partial y} \right), \\ \rho u \frac{\partial \omega}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \omega}{\partial y} &= -(2c_p \rho \sqrt{EL} + 1.4c_1 \eta f_\omega) \frac{\omega}{L^2} + \left[\frac{\tau}{E} - 2c_3 \operatorname{sign} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \rho \omega \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_\omega \frac{\partial \omega}{\partial y} \right), \\ \rho u \frac{\partial q_t}{\partial x} + \rho v \frac{\partial q_t}{\partial y} &= -[3c_p \rho \sqrt{EL} + 9c_1 \eta f(\operatorname{Pr})] \frac{q_t}{L^2} + c_4 c_p \rho E \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_q \frac{\partial q_t}{\partial y} \right), \\ D_\varphi &= a_\varphi \sqrt{EL} + \alpha_\varphi \eta, \quad (\varphi = E, \tau, \omega, q_t), \quad L = \sqrt{E/\omega}, \\ f_\omega &= 1 - \frac{1}{2c_1} \left(\frac{L}{E} \frac{\partial E}{\partial y} \right)^2, \quad f(\operatorname{Pr}) = \frac{1 + c_5 \sqrt{\operatorname{Pr}} + 1/\sqrt{\operatorname{Pr}}}{1 + c_5 \sqrt{\operatorname{Pr}}} \end{aligned} \quad (5)$$

Значения констант [4, 5]:

$$c = 0.3; \quad c_1 = 5\pi/4; \quad c_2 = 0.2; \quad c_3 = 0.04; \quad c_4 = 0.235; \quad c_5 = 0.25; \quad a_E = a_\omega = 0.06; \\ a_\tau = a_{q_t} = 3a_E = 0.18; \quad \alpha_E = \alpha_\tau = 1.0; \quad \alpha_\omega = 1.4; \quad \alpha_{q_t} = f(\operatorname{Pr}).$$

Характеристики турбулентности на входе в каналы ($x = -l_1$):

$$E = E_1, \quad \tau = 0, \quad \omega = \omega_1, \quad q_t = 0 \quad (6)$$

Граничные условия на стенках каналов:

$$E = \frac{\partial \omega}{\partial y} = \tau = q_t = 0 \quad (7)$$

Таким образом, система уравнений (1), (5) с граничными условиями (2), (3), (4), (6), (7) позволяет решить задачу и найти распределения средних и турбулентных характеристик течения и теплообмена в каналах теплообменника.

Поскольку параметры течения во всех каналах с одинаковым направлением потока, т.е. горячих либо холодных, считались одинаковыми, поэтому их распределение по высоте канала было симметричным относительно плоскости симметрии и решение проводилось при изменении поперечной координаты от 0 (на плоскости симметрии) до h (на стенке канала). В связи с этим граничные условия на стенках дополнялись условиями на плоскости симметрии

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial E}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial \omega}{\partial y} = 0, \quad \tau = 0, \quad q_t = 0 \quad \text{при } y = 0.$$

Уравнения решались методом прогонки с итерациями на неравномерной сетке. Координаты узлов сетки по y (по высоте канала) определялись соотношением

$$y_i = h \frac{\text{th}(Q \cdot i/n)}{\text{th}Q},$$

где n – число узлов сетки; i – номер узла (от 0 до n). Наибольший шаг сетки был в области плоскости симметрии в центральной части канала и наименьший – вблизи стенки. Выбирая величину Q , можно добиться того, чтобы шаг вблизи стенки канала был достаточно малым. Шаг по x также был переменным и изменялся в зависимости от заданной точности решения.

Поскольку теплообменник противоточный, то 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 для уравнения теплопроводности в качестве граничного условия на теплообменной стенке в «горячем» канале задается значение температуры, взятое из расчета для «холодного» канала в предыдущей итерации. При решении же уравнений в «холодном» канале в качестве граничного условия на теплообменной стенке задается тепловой поток, взятый из расчета после очередной итерации в «горячем» канале. Разность значений температуры на теплопередающей стенке определяется значением теплового потока на данной итерации при заданной теплопроводности и толщине стенки. Продольный тепловой поток внутри стенки не учитывается, поэтому тепловой поток на обеих сторонах стенки считается одинаковым.

Для обеспечения сходимости при переходе к каждой последующей итерации значения новых граничных значений для температуры и теплового потока рассчитывались из предыдущей и последующей итерации с использованием коэффициентов релаксации. Начальная температура теплообменной стенки в расчете течения в «горячем» канале задавалась в виде линейной функции. Окончание итерационного процесса определялось заданием точности достижения средних температур на выходах «горячего» и «холодного» каналов.

3. Тестирование расчетной модели

Описанная выше расчетная модель была опробована при расчете плоского многоканального теплообменника с водой в качестве теплоносителя. Результаты проведенного расчета сравнивались с результатами, полученными с помощью рекомендуемой для этого приближенной инженерной методики расчета [18]. В качестве объекта расчета рассмотрен теплообменник со следующими параметрами.

Расход горячей воды – 10 кг/с, расход холодной воды – 15 кг/с. Теплообменник собран из гладких пластин шириной 0.4 м, длиной 0.8 м. Расстояние между пластинами – 5 мм. Толщина пластин – 1.5 мм. Материал пластин – углеродистая сталь 20 (теплопроводность – 51 Вт/м/К). Количество каналов для прохода горячего теплоносителя – 20, холодно-

го – 19. Температура горячей воды на входе в теплообменник – 90°С, холодной воды – 20°С. Схема движения теплоносителей – противоток [18].

Зависящие от температуры теплофизические свойства воды задавались в виде таблицы.

Таблица 1

Теплофизические свойства воды

$T, ^\circ\text{C}$	20	40	60	80	100
$\eta, 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$	1.005	0.6544	0.471	0.3546	0.2825
$\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$	1000	994.6	985.5	974.1	960.6
$c_p, \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	4182	4178	4184	4196	4216
$\lambda, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	0.597	0.628	0.651	0.668	0.68

Рекомендованная инженерная методика предполагает выполнение ряда приближений для определения средних по теплоносителям значений температур, соответствующих этим значениям теплофизических параметров, чисел Рейнольдса, Нуссельта, коэффициентов теплопередачи и т.д.

Расчет по предлагаемой авторами модели не предполагает каких-либо приближений такого плана. При заданных расходах теплоносителей, геометрии теплообменника и начальных температурах можно определить теплофизические параметры и скорость теплоносителя на входе в каждый канал и определить входные числа Рейнольдса. После задания интенсивности и масштаба турбулентности, характерных для подобных аппаратов, можно приступить к решению уравнений для теплообменника, описанных в предыдущем разделе.

На рис. 2 и 3 показаны результаты расчета теплообменника с параметрами [18]. Предварительно, из условий сходимости итераций и достижения необходимой точности были выбраны параметры разностной схемы – количество узлов разностной сетки, сгущение сетки у теплообменной стенки, начальный шаг по продольной координате, коэффициенты релаксации в итерационном цикле.

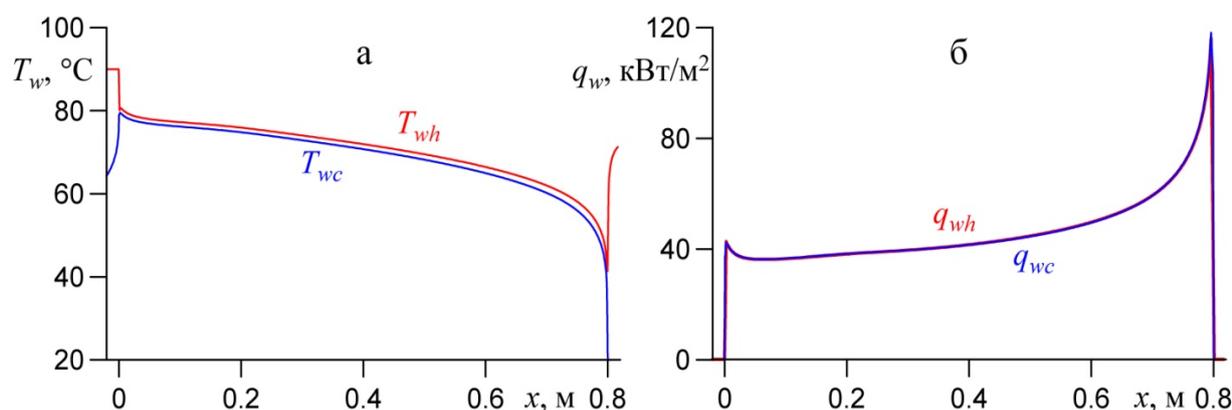


Рис. 2. Изменение температуры (а) и теплового потока (б) по длине теплопередающей стенки с горячей и холодной стороны

Отмеченные на графиках значения координаты по длине канала соответствуют направлению течения в «горячем» канале.

Величины Nu и ξ на рис. 3 определены как

$$Nu = \frac{q_w d_h}{\lambda(T_w - \bar{T})}, \quad \xi = 8 \frac{\tau_w}{\rho U^2}$$

Здесь T_w – температура стенки; \bar{T} – среднemasсовая температура теплоносителя; U – среднemasсовая скорость; $\tau_w = -(\eta \partial u / \partial y)_w$, $q_w = -(\lambda \partial T / \partial y)_w$.

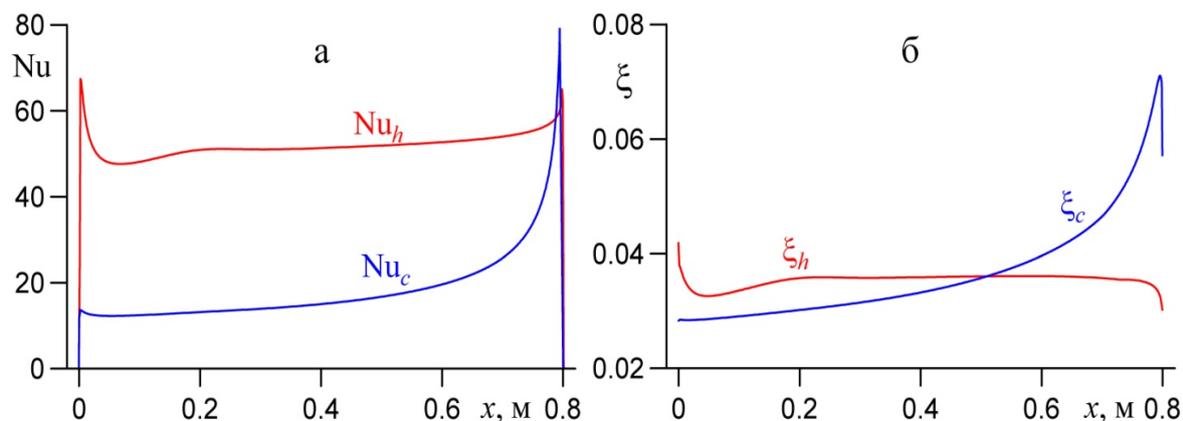


Рис. 3. Изменение числа Нуссельта Nu (а) и коэффициента гидравлического сопротивления ξ (б) по длине каналов с горячим и холодным теплоносителями

Результаты расчета, полученные по инженерной методике и по предлагаемой модели приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета теплообменника

Параметр	$\Delta T_{гор}$, °C	$\Delta T_{хол}$, °C	$\langle Nu_{гор} \rangle$	$Nu_{хол}$	$\Delta P_{гор}$, Па	$\Delta P_{хол}$, Па	Q , кВт
Расчет [18]	-16.6	11.2	30.4	34.8	109	203	699
Модель	-14.53	9.05	57.4	19.8	114	145	610

Расчеты показывают, что отклонение теплофизических параметров от их средних значений довольно большое, поэтому метод расчета теплообмена по их средним значениям может быть недостаточно корректным. Из табл. 1 можно видеть, как сильно меняются теплофизические параметры воды, в особенности коэффициент динамической вязкости, от температуры в интервале характерных для данного теплообменника значений $20 \div 90^\circ\text{C}$. Средние значения чисел Нуссельта в каналах для горячего и холодного теплоносителей заметно различаются, однако температуры нагрева и охлаждения потоков, а также общая мощность теплопередачи достаточно близки. Близкими также оказались и перепады давления в теплопередающей части каналов. Различие результатов по мощности теплообмена составляет 13 %, что можно считать удовлетворительным, тем более что полученный по алгебраической методике результат предваряли многочисленные предположения и точная зависимость теплофизических свойств воды от температуры не учитывалась.

Результаты расчета изменения числа Нуссельта и коэффициента сопротивления вдоль потока для горячего и холодного теплоносителей, представленные на рис. 3, заметно различаются. Если для горячего теплоносителя эти величины почти на всем протяжении канала почти не изменяются, то в холодном канале (за исключением концевых участков) они заметно уменьшаются. Как показывает расчет, это происходит вследствие снижения интенсивности турбулентности в холодном потоке.

На рис. 4 показано изменение максимального значения интенсивности турбулентности $e_{\max} = (\sqrt{E}/U)_{\max}$ теплоносителя в горячем и холодном каналах. Видно, что в холодном теплоносителе после начала теплообмена происходит ламинаризация потока, причем этот процесс происходит независимо от заданных начальных значений энергии и масштаба турбу-

лентности на входе в канал. Начальные значения энергии и масштаба турбулентности на входе в рассматриваемом случае определяют только темп ламинаризации холодного потока.

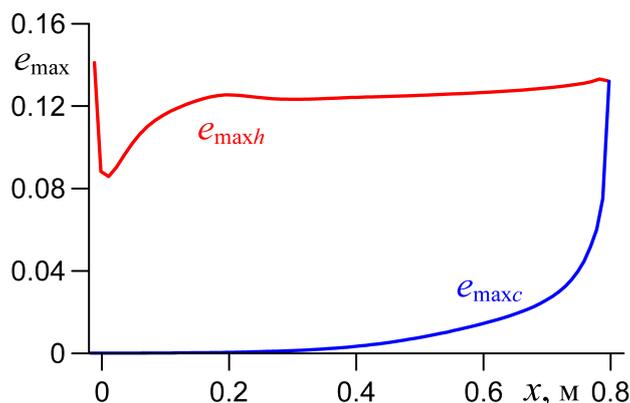


Рис. 4. Максимальные значения интенсивности турбулентности по длине каналов с горячим и холодным теплоносителями

4. Сравнение пластинчатых теплообменников с гофрированными и гладкими каналами.

Одним из самых распространенных типов пластинчатых теплообменников для воды в настоящее время является теплообменник с гофрированными пластинами. В [19] показан расчет такого теплообменника на примере теплообменника с гофрированными пластинами фирмы Zondex. Такой выбор определяется тем, что в России из-за отсутствия конкурентоспособного штамповочного производства пластин осуществляется в основном сборка пластинчатых теплообменников из комплектующих зарубежного производства [19].

Расчет проводился при следующих параметрах. Расход горячей воды – 2 кг/с, расход холодной воды – 4 кг/с. Теплообменник собран из гофрированных пластин шириной 0.203 м, длиной 0.75 м. Расстояние между пластинами – 2.25 мм. Толщина пластин – 0.5 мм. Материал пластин – сталь AISI31620 (теплопроводность – 20 Вт/м/К). Температура горячей воды на входе в теплообменник – 150°C, холодной воды – 70°C. Тепловая мощность – 567 кВт, максимально допустимые потери давления в каждом теплоносителе – 30 кПа. Схема движения теплоносителей – противоток [19]. Был рассчитан и выбран теплообменник из типоразмерного ряда одноходовых теплообменников.

Расчет по методике [19] и рекомендациям фирмы Zondex показал, что для выполнения указанных требований необходимо использовать 31 канал типа S14TL (т.е. 15 каналов по греющему и 16 по нагреваемому теплоносителям). При этом на каждый канал приходится мощность теплообмена 37.8 кВт, а нагревающий теплоноситель охлаждается на 66.7°C. Потери давления по греющему теплоносителю составили 7.65 кПа, по нагреваемому – 28.65 кПа.

Расчеты, проведенные по предлагаемой в настоящей работе методике, показали, что при тех же входных температурах теплоносителей в теплообменнике с каналами такой же геометрии, но с гладкими пластинами, мощность теплообмена составит 31.4 кВт на один канал, что примерно на 20 % меньше, чем в теплообменнике с гофрированными пластинами. При этом потери давления составляют в каналах греющего теплоносителя – 380 Па, в каналах нагреваемого теплоносителя – 850 Па, что несоизмеримо меньше, чем в теплообменнике с гофрированными каналами. Увеличение длины каналов с 750 до 900 мм приводит к тому, что разница в мощности теплопередачи сокращается до 10 % при незначительном росте потерь давления, однако металлоемкость теплообменника при этом увеличивается как минимум на 20 %.

В теплообменнике с такой геометрией каналов (длина – 750 мм, высота – 2.25 мм) сложно рассматривать применение расширяющихся каналов, так как эффект повышения теплообменных характеристик проявляется при сохранении средней высоты канала, т.е. при повороте теплообменной стенки вокруг её центральной части. В данном случае такому повороту будет препятствовать смыкание стенок канала на входе уже при угле раскрытия чуть больше 0.3° . Однако для гладких каналов теплообменника можно рассмотреть уменьшение их высоты (расстояния между пластинами).

Расчеты, проведенные для теплообменника с высотой каналов 1.125 мм, т.е. вдвое меньшей, при сохранении других геометрических параметров показали, что мощность теплопередачи оказывается такой же, что и для рассмотренного теплообменника с гофрированными каналами. Потери давления в этом случае составляют 3.0 кПа в нагревающем канале и 7.0 кПа – в нагреваемом, что меньше соответствующих значений для теплообменника с гофрированными каналами в два и в четыре раза.

На рис. 5 приведены результаты расчета средней по сечению температуры теплоносителя и теплового потока в стенку канала теплообменника с гладкими стенками при высотах каналов 2.25 и 1.125 мм.

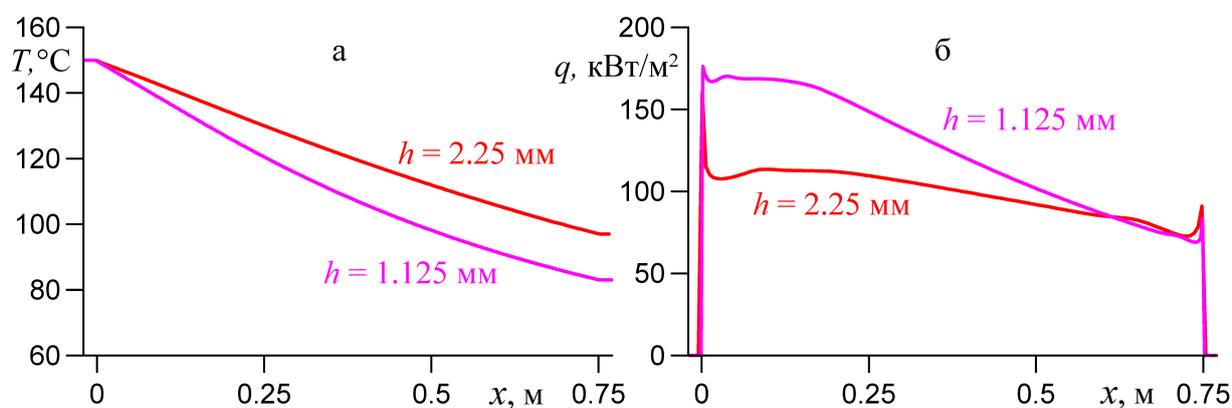


Рис. 5. Изменение средней температуры горячего теплоносителя (а) и теплового потока в стенку (б) по длине канала высотой 2.25 мм и 1.125 мм

Из графиков на рис. 5 видно, что на начальном участке канала уменьшение его высоты в два раза приводит к увеличению теплового потока примерно на 50 % (б), что приводит к более быстрому снижению средней температуры горячего потока. Начиная с середины канала из-за более быстрого уменьшения температуры теплоносителя в узком канале и уменьшения разницы температур между теплоносителями тепловые потоки в обоих каналах становятся почти одинаковыми и скорость снижения температур в них выравнивается (а).

Потери давления в теплообменнике с гладкими каналами оказались вчетверо меньше, чем в теплообменнике с гофрированными пластинами той же площади при одинаковой мощности теплопередачи.

5. Влияние угла раскрытия каналов на интенсивность теплообмена

Влияние угла раскрытия на характеристики теплообмена в смежных расширяющихся каналах показано на примере теплообменников с плоскими гладкими каналами длиной 400 мм и высотой 5 мм со стальными стенками толщиной 1.5 мм при входных температурах теплоносителей 90°C и 20°C . Сравнивались теплообменники с разными углами расширения при одинаковой средней высоте каналов, т.е. рассматривался поворот стенок каналов вокруг линии на середине их длины. Числа Рейнольдса принимались одинаковыми и равными 5000, но с учетом значительного различия входных температур и отличия в коэффициентах вязкости примерно в три раза, расходы теплоносителей также отличались примерно в три

раза и составляли 0.782 и 2.51 кг/с на единицу ширины канала для горячего и холодного потоков соответственно. При изменении углов раскрытия каналов расходы теплоносителей оставались неизменными.

При выбранной геометрии каналов угол раскрытия мог быть только малым и ограничивался углом смыкания стенок на входе в канал. Для сравнения рассматривались теплообменники с каналами постоянного сечения и с углами раскрытия 0.25 и 0.5 градуса при соответствующих им входным высотам 5, 4.56 и 3.25 мм. На рис. 6 показано распределение по длине каналов температуры теплопередающей стенки со стороны горячего потока и теплового потока в стенку. Температура стенки со стороны холодного потока отличается на величину перепада температуры на стенке, пропорционального тепловому потоку (см. рис. 2, а).

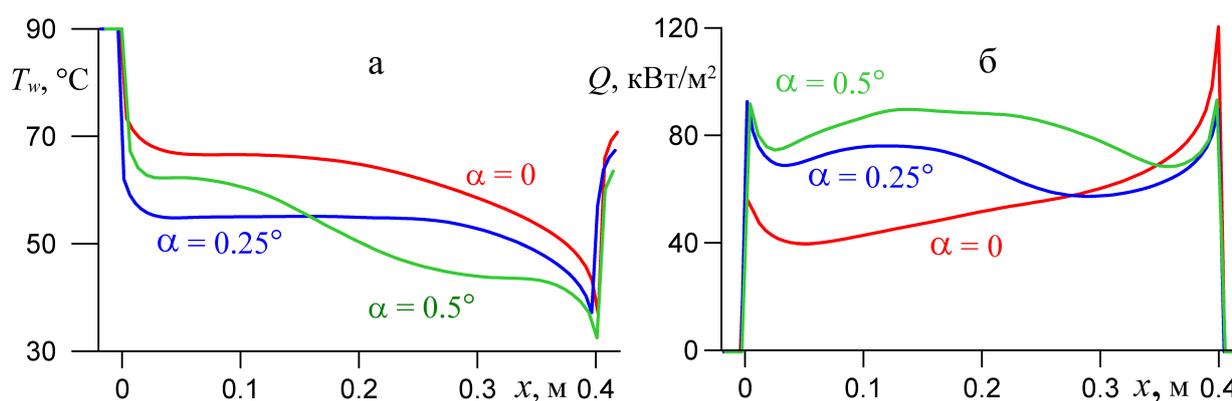


Рис. 6. Распределения по длине каналов температуры стенки (а), теплового потока (б) при различных углах раскрытия каналов

В расширяющихся каналах наблюдается более сильное охлаждение стенки, причем при наибольшем угле раскрытия канала темп охлаждения стенки наибольший. Тепловой поток в стенку на большей части канала для диффузорных каналов больше, чем для каналов постоянного сечения, и увеличивается с ростом угла раскрытия.

На рис. 7 представлено распределение средних по сечению температур в горячем и холодном каналах (по направлению течения).

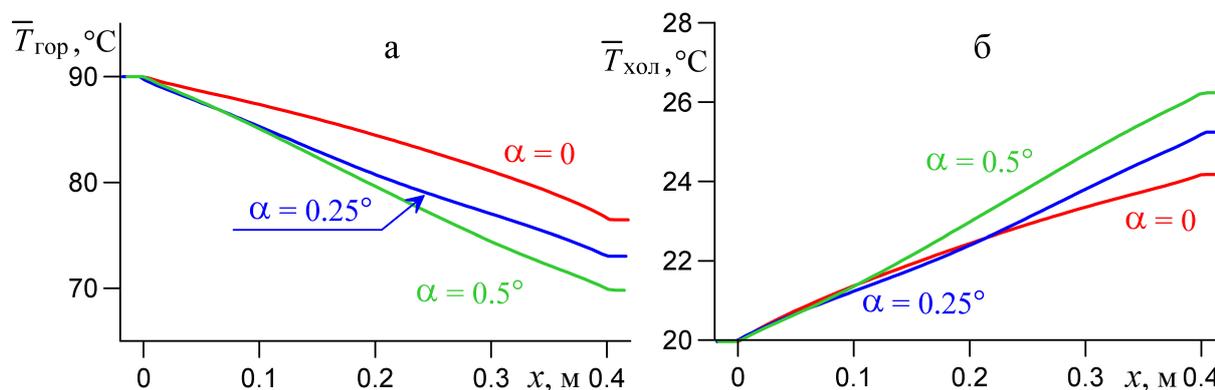


Рис. 7. Распределения по длине средних температур в горячем (а) и холодном (б) каналах при различных углах раскрытия

Теплоемкость воды слабо зависит от температуры, так что разность между средней и входной температурой пропорциональна мощности теплопередачи. Видно, что мощность теплообменника растет с увеличением угла даже при таких малых его значениях. Наибольшее охлаждение и наибольший нагрев потоков происходит в расширяющемся канале, угол раскрытия которого наибольший. Можно, однако заметить, что на начальном участке ха-

рактер влияния угла раскрытия в горячем и холодном каналах неодинаков. Объяснение этому можно найти из рассмотрения характеристик течения в каналах при разных значениях угла раскрытия.

На рис. 8 и 9 показаны изменения по длине канала числа Нуссельта Nu и коэффициента сопротивления ξ при трех выбранных углах раскрытия для каналов с горячим и холодным теплоносителями. На рис. 8, а видно, что число Нуссельта растет с увеличением угла и характер изменения при разных углах раскрытия примерно одинаков. При этом коэффициент сопротивления (рис. 8, б) для всех углов раскрытия почти не различается.

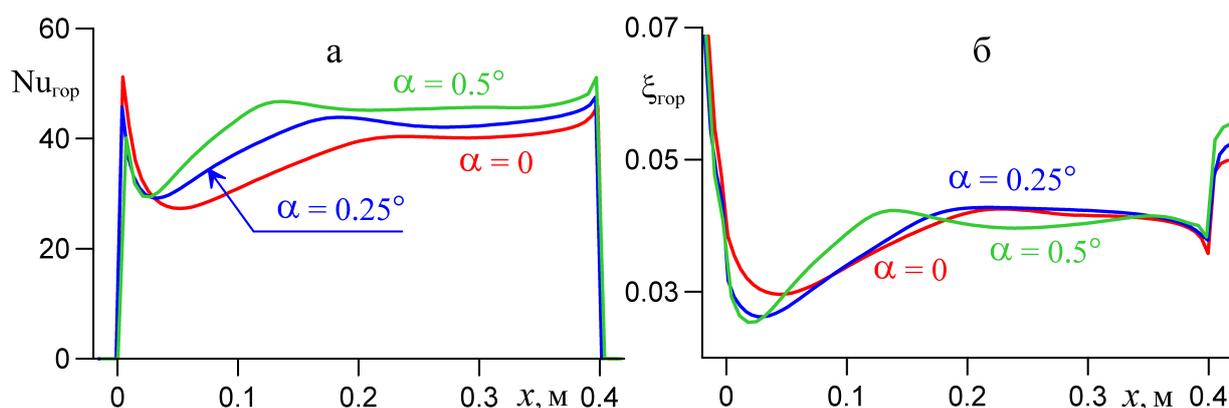


Рис. 8. Распределение числа Нуссельта (а) и коэффициента сопротивления (б) по длине при различных углах раскрытия для канала с горячим теплоносителем

В холодном канале (рис. 9) ситуация другая. Если для ненулевых углов характер зависимостей аналогичен их поведению в горячем канале, то для нулевого угла расчет показывает снижение уровня турбулентности по длине канала.

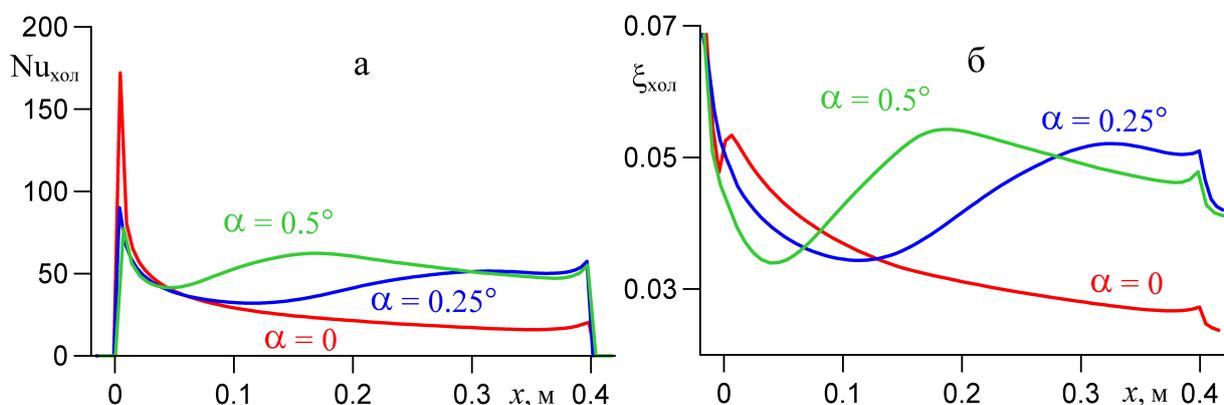


Рис. 9. Распределение числа Нуссельта (а) и коэффициента сопротивления (б) по длине при различных углах раскрытия для канала с холодным теплоносителем

Такая разница в поведении потоков может объясняться тем, что при подогреве холодного потока и его ускорения из-за уменьшения плотности при нагреве увеличивается по абсолютной величине отрицательный градиент давления, обычно вызывающий ламинаризацию [20]. Вероятно, играет роль значительное уменьшение вязкости у стенки при нагреве.

Причина ламинаризации в данном случае может быть истолкована только приблизительно и этот эффект должен быть предметом исследования.

На рис. 10 и 11 показаны полученные в расчетах профили интенсивности турбулентности $e = \sqrt{E}/U$ и напряжений Рейнольдса τ/U^2 в конце теплообменной части горячего (а) и холодного (б) каналов.

Профили турбулентных характеристик для горячего канала (рис. 10) близки по форме и показывают, что абсолютные значения этих величин увеличиваются с увеличением угла раскрытия.

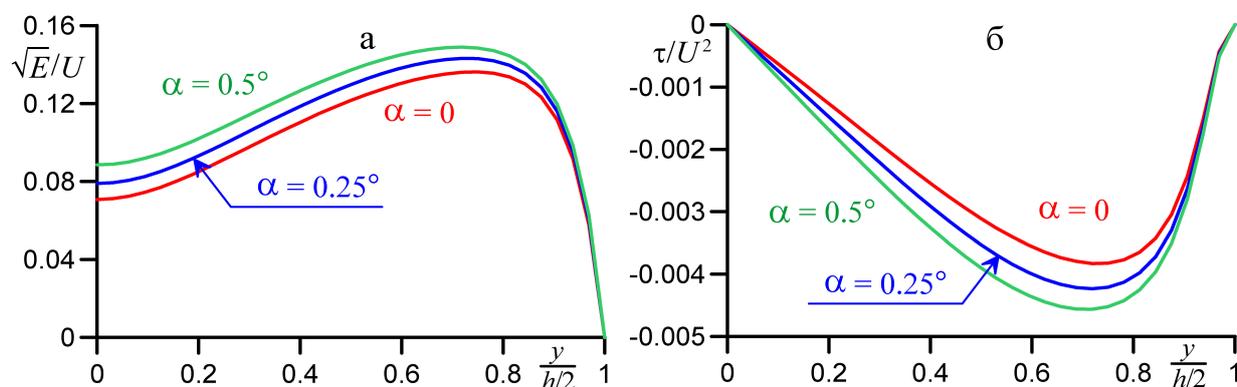


Рис. 10. Распределения по высоте канала интенсивности турбулентности (а) и напряжений Рейнольдса (б) в конце теплообменной части канала горячего теплоносителя

Результаты расчетов для холодного канала (рис. 11, а и б) подтверждают, что в случае прямого канала турбулентность в потоке вырождается.

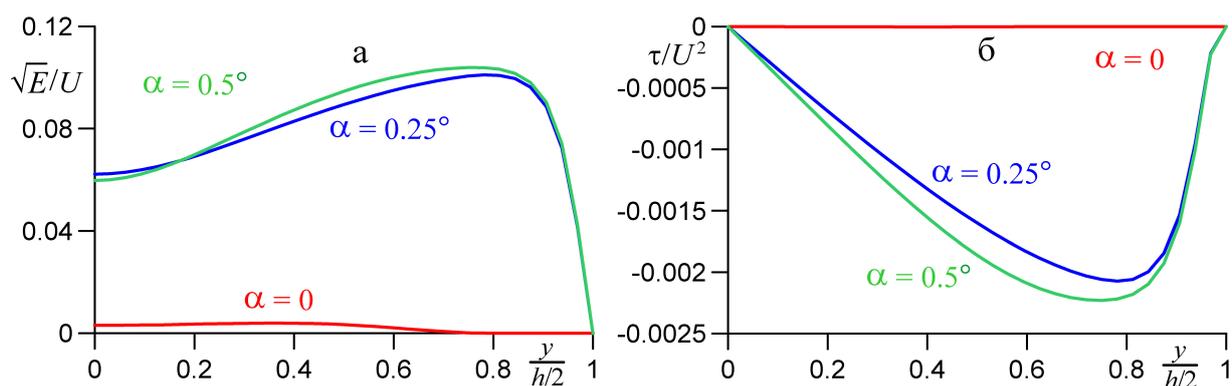


Рис. 11. Распределения по высоте канала интенсивности турбулентности (а) и напряжений Рейнольдса (б) в конце теплообменной части канала холодного теплоносителя

Использование в теплообменнике диффузорных каналов с углом раскрытия всего лишь 0.25 градуса увеличивает продольный градиент давления и предотвращает ламинаризацию течения в нагреваемом канале. При большем увеличении угла абсолютные величины турбулентных характеристик увеличиваются и увеличение угла раскрытия в нем до 0.5 градуса приводит к почти трехкратному увеличению числа Нуссельта по сравнению с каналом постоянного сечения. При этом в нагреваемом канале из-за такого расширения число Нуссельта также увеличивается примерно на 15 %. В результате мощность теплопередачи в теплообменнике с диффузорными каналами с углом расширения 0.5 градуса примерно на 40 % превышает мощность теплообмена в теплообменнике с каналами постоянного сечения (см. рис. 7).

6. Заключение

С использованием трехпараметрической дифференциальной RANS-модели турбулентности, дополненной уравнением переноса для турбулентного потока тепла проведено численное моделирование течения в элементе пластинчатого противоточного теплообменника, смежные каналы которого представляют собой плоские безотрывные диффузоры с гладкой поверхностью. Расчеты характеристик теплообмена проведены для теплообменни-

ков с водой в качестве теплоносителя с учетом её физических свойств в диапазоне температур, характерном для высоконапорных теплообменников.

Проведенные расчеты показали, что мощность теплообмена в пластинчатых теплообменниках с гладкими стенками каналов примерно на 20% меньше, чем в теплообменниках с гофрированными каналами при всех одинаковых параметрах, но при существенно (в разы) меньших потерях давления в каналах. Уменьшением расстояния между гладкими пластинами можно добиться сопоставимой мощности теплопередачи, не превышая допустимые потери давления. При одинаковой мощности теплопередачи гидравлическое сопротивление теплообменника с диффузорными каналами может быть меньше сопротивления теплообменника с гофрированными каналами при тех же размерах пластин.

Численное исследование показало, что в теплообменниках с плоскими гладкими каналами длиной 400 мм и высотой 5 мм при разнице входных температур теплоносителей 70 К в нагреваемом канале при разогреве воды и уменьшении её коэффициента динамической вязкости происходит ламинаризация течения и более чем двукратное снижение числа Нуссельта по сравнению с его значением в начале канала. Использование в теплообменнике диффузорных каналов с углом раскрытия всего лишь 0.25 градуса увеличивает продольный градиент давления и предотвращает ламинаризацию течения. Увеличение угла раскрытия до 0.5 градуса приводит к почти трехкратному увеличению числа Нуссельта по сравнению с каналом постоянного сечения. При этом в нагреваемом канале из-за такого расширения число Нуссельта также увеличивается примерно на 15%. В результате мощность теплопередачи в теплообменнике с диффузорными каналами с углом расширения 0.5 градуса примерно на 40% превышает мощность теплообмена в теплообменнике с каналами постоянного сечения.

Благодарности и ссылки на гранты

Исследование выполнено в рамках государственного задания МГУ имени М.В. Ломоносова (AAAA – A19- 119012990115-5, AAAA – A19-119012990110-0).

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 «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 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. Трехпараметрическая модель турбулентности: расчет теплообмена // Изв. АН СССР. МЖГ. 1986. № 2. С. 40.
10. 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.

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., Макарова М. С., Решмин А. И. Интенсификация теплообмена при турбулентном течении в плоском и круглом безотрывных диффузорах // Инженерно-физический журнал. 2021. Т. 94. №2. С. 483.
15. 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/>
16. Лущик В. Г., Макарова М. С., Решмин А. И. Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами // ТВТ. 2020. Т. 58. № 3. С. 376–383.
17. 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. <https://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-2/articles/1102/>
18. Бухмиров В. В., Ракутина Д. В., Родионова М. В., Гаськов А. К. Тепловой и гидравлический расчет рекуперативного теплообменного аппарата // ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». Иваново. 2021. 164 с.
19. Юркина М. Ю., Маскинская А. Ю., Хомченко Н. В.; под ред. Юркиной М.Ю. Расчет и проектирование пластинчатых теплообменников тепловых пунктов: учеб. Пособие. М.: Издательство МЭИ, 2022. 52 с.
20. Лущик В. Г., Решмин А. И. Численное моделирование ламинаризации течения в каналах с отрицательным градиентом давления // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2024. Т. 25, вып. 4. <https://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-4/articles/1121/>

References

1. Migai V. K., *Improving the efficiency of modern heat exchangers*, L.: Energiya, 1980, 144 p. [in Russian].
2. Kalinin E. K., Dreitzer G. A., Kopp I. Z., Myakochin A. S., *Effective heat transfer surfaces*, M.: Energoatomizdat, 1998. 408 p. [in Russian].
3. Dzyubenko 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 «Тsniiatominform». 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. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2016.06.024
6. Martynenko O. G., *Handbook of heat exchangers*, vols. 1-2, M.: Energoatomizdat, 1987. [in Russian].
7. Reshmin A. I., Teplovodsky 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. Luschik 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., Three-parameter model of turbulence: Heat transfer calculations, *Fluid Dynamics*, 1986, vol. 21, pp. 200–211. DOI: 10.1007/BF01050170
10. Lushchik V. G., Pavel'ev A. A., Yakubenko A. E., Transport equation for turbulent heat flux. Calculation of heat transfer in a pipe, *Fluid Dynamics*, 1988, vol. 23, pp. 835–842. DOI: 10.1007/BF01051816
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, pp. 386–394 [in Russian].
14. Lushchik V. G., Makarova M. S., Reshmin A. I., Enhancement of Heat Transfer during Turbulent Flow in Plane and Circular Nonseparating Diffusers, *Engineering and Physics Journal*, 2021, vol. 94, no. 2, pp. 483–495. DOI: 10.1007/s10891-021-02317-6
15. 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, iss. 2. [in Russian]. <http://chemphys.edu.ru/issues/2023-24-2/articles/1030/>
16. Lushchik V. G., Makarova M. S., Reshmin A. I., Plate heat exchanger with diffuser channels, *High Temp.*, 2020, vol. 58, no. 3, pp. 352–359. DOI: 10.1134/S0018151X2003013X
17. 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, pp. 1–16. <https://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-2/articles/1102/>
18. Bukhmirov V. V., Rakutina D. V., Rodionova M. V., Gaskov A. K., *Thermal and Hydraulic Calculation of a Recuperative Heat Exchanges*, Ivanovo, Russia: Lenin Ivanovo State Power Engineering University, 2021, 164 p. [in Russian].
19. Yurkina M. Yu., Maskinskaya A. Yu., Khomchenko N. V., *Calculation and design of plate heat exchangers for thermal power plants: Textbook*, MPEI Publishing House. 2022 [in Russian].
20. Lushchik V. G., Reshmin A. I., Numerical modeling of flow laminarization in channels with a negative pressure gradients, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2024, vol. 25, iss. 4, [in Russian]. <https://chemphys.edu.ru/issues/2024-25-4/articles/1121/>

Статья поступила в редакцию 17 июля 2025 г.