

УДК 536.24

## Численное исследование течения и теплообмена в канале квадратного сечения с пластинчатой вставкой с волнистой поверхностью\*

У. Дждесадаратаначай<sup>1</sup>, А. Бунлой<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Институт техники им. короля Монгкута, Бангкок, Таиланд

<sup>2</sup>Университет техники, Северный Бангкок, Бангкок, Таиланд

E-mail: amnartb@kmutnb.ac.th

Представлены результаты численного исследования теплогидравлической эффективности, а также течений и теплообмена в теплообменнике с каналом квадратного поперечного сечения, в который вставлена пластина с волнообразной поверхностью, где волна имеет форму прямоугольного треугольника. Исследовано влияние углов атаки ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$  и  $60^\circ$ ) для ламинарного течения ( $Re = 100\div 2000$ ). Рассматриваются различные конфигурации волнистых поверхностей: наклонные и V-образные волнистые поверхности. Вставки волнообразных поверхностей в канал теплообменника подразделялись на два типа в зависимости от их расположения: в середине проходного сечения канала или по его диагонали. Результаты расчетов продемонстрировали, что максимальный показатель теплогидравлической эффективности (TEF) равен 2,31 при  $Re = 2000$  для диагональной вставки волнистой V-образной поверхности с углом при вершине  $30^\circ$ , направленной вниз по потоку.

**Ключевые слова:** волнистая поверхность с волной в форме прямоугольного треугольника, теплоотдача, гидравлические потери, показатель теплогидравлической эффективности, численное исследование.

### Введение

Теплообменники являются важными устройствами, которые широко используются во многих отраслях промышленности, таких как химическая, автомобильная, пищевая и т.д. Совершенствование теплообменников позволяет снижать издержки и энергию, затрачиваемую в производственном процессе. Выступы, ребра, перегородки, канавки и т.д. применяются в теплообменниках с целью интенсификации теплообмена и повышения их эффективности. Турбулизаторы создают вихревое течение и поток, которые разрушают тепловой пограничный слой на стенках канала, что способствует интенсификации теплообмена. Однако включение турбулизаторов в тепловую систему должно осуществляться с учетом увеличения потерь давления. Использованию турбулизаторов в теплообменниках посвящено большое количество работ.

Волнистая поверхность применяется в теплообменнике с оребренной поверхностью для увеличения теплового потока и тепловой эффективности [1–6]. В работах [2, 3] сообщалось, что амплитуда волн поверхности оказывает заметное влияние на теплопередачу и потерю давления, в то же время профиль волнистой поверхности незначительно влияет на тепловую эффективность. В работе [7] волнистая поверхность была

\* Работа выполнена при финансировании Колледжем промышленной технологии Университета техники Северного Бангкока (грант № Res CIT0203/2016).

адаптирована к винглет-генераторам вихрей для улучшения теплоотдачи и увеличения тепловой эффективности в оребренном трубчатом теплообменнике. Авторы этой работы нашли, что волнообразный прямоугольный винглет может улучшить теплообмен при умеренной потере давления. Волнистая поверхность использовалась на стенке канала теплообменника для увеличения эффективности теплопередачи в работах [8–12]. Было определено, что волнистые профили, установленные в теплообменниках, могут способствовать повышению интенсивности теплообмена из-за лучшего перемешивания потока и возмущения теплового пограничного слоя.

В исследованиях [13–19] V-образные и наклонные ребра (или перегородки) устанавливались в теплообменниках с целью увеличения теплового КПД. Исследователи нашли, что применение V-образных и наклонных ребер способствует увеличению интенсивности теплообмена, но в то же время увеличивает потери давления. Наличие V-образных и наклонных ребер повышает тепловую эффективность по сравнению с гладким каналом/трубой без генераторов вихрей. Угол атаки потока, высота и длина ребер и т.д., являются важными параметрами, влияющими на профиль течения и теплообмен.

В работе [20] рассматривались выпуклые точки волнистой поверхности и перегородок, играющих роль турбулизаторов, и эти турбулизаторы адаптировались для улучшения тепловой эффективности и интенсивности теплообмена в теплообменнике с круглой трубой. Амплитуда волнистой поверхности была фиксированной и составляла  $0,05D_h$ , при этом угол волны составлял около  $45^\circ$ . Авторы пришли к выводу, что волнистая поверхность дает максимальную интенсивности теплообмена, которая примерно в 6,25 раза выше, чем в случае гладкой трубы. Они также утверждали, что волнообразная структура поверхности обеспечивает более высокую устойчивость, чем другие типы вихревых генераторов.

В настоящей работе для улучшения тепловой эффективности теплообменника с каналом квадратного поперечного сечения выбрана поверхность с волной в форме прямоугольных треугольников, которая используется для увеличения интенсивности вихревого течения. Амплитуда волнистой поверхности составляет  $0,10D_h$  (более высокая амплитуда приведет к большой потере давления, особенно в случае диагональной вставки), при этом угол волны задан равным  $45^\circ$ , как в работе [20]. Для создания волнообразных поверхностей применяются наклонные и V-образные конфигурации. Численно исследуется влияние угла атаки потока ( $\alpha = 30^\circ, 45^\circ$  и  $60^\circ$ ) для наклонных и V-образных волнистых поверхностей в ламинарном режиме при  $Re = 100–2000$ . В работе также варьируется направление обтекания V-образных поверхностей. Термин «V-образная поверхность, направленная вниз по потоку» означает, что вершина V-образной поверхности направлена вниз по потоку, в то время как термин «V-образная поверхность, направленная вверх по потоку» имеет противоположное значение. Вставки волнообразных поверхностей в канал квадратного сечения подразделяются на два типа: вставки, установленные в середине или по диагонали проходного сечения. Численное моделирование способствует описанию течений и теплообмена в теплообменнике, что в свою очередь позволит усовершенствовать конструкцию компактного теплообменника.

### Физическая модель и расчетная область

На рис. 1 и 2 представлены пластинчатые вставки в виде волнообразных поверхностей в середине и по диагонали поперечного сечения соответственно. В работе использовался профиль волнистой поверхности в виде прямоугольного треугольника. Наклонные V-образные волнистые поверхности, направленные вниз и вверх по потоку, сравнивались при  $Re = 100–2000$ . Численно исследовалось влияние угла атаки потока ( $\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ ).

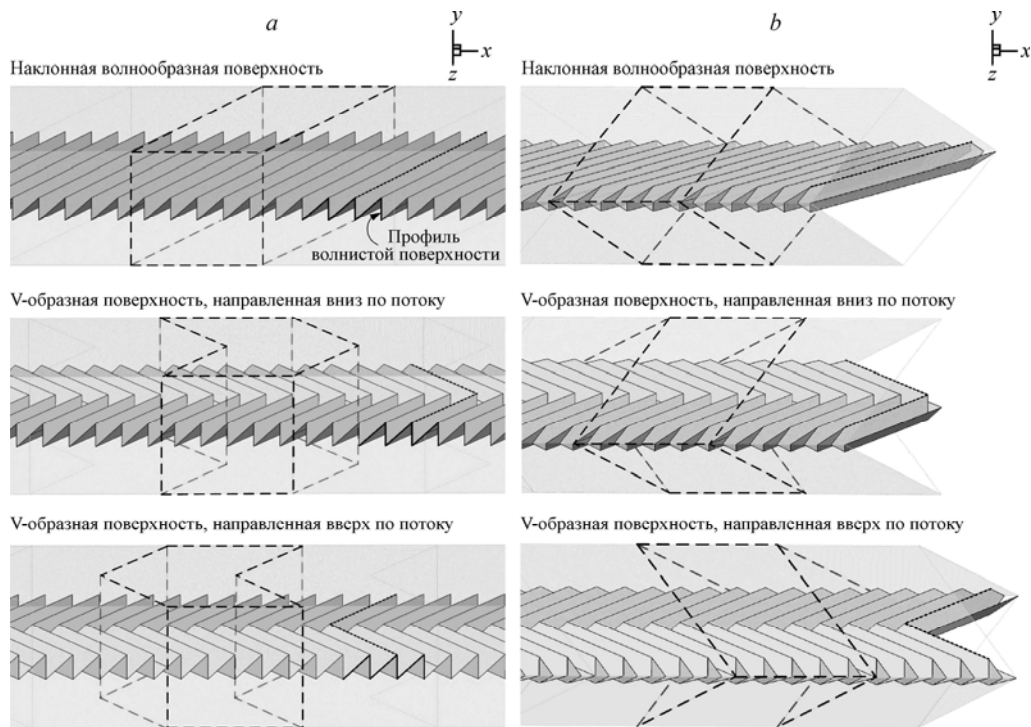


Рис. 1. Канал квадратного сечения с волнообразными вставками.  
 а — вставка в середине канала, б — диагональная вставка.

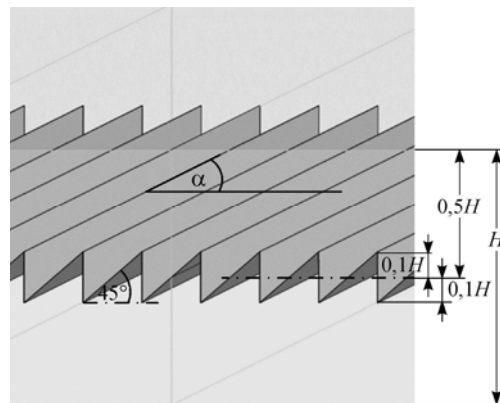
Амплитуда и угол волны составляли соответственно  $0,1H$  и  $45^\circ$ . Волнистые поверхности размещались в канале квадратного сечения как в середине, так и вдоль диагонали. Высота канала квадратного сечения  $H$  равнялась  $0,05$  м. Расчетные области для всех случаев представлены на рис. 3.

### Граничные условия и основные допущения

На входе и выходе расчетной области задаются периодические граничные условия. На волнистых поверхностях ставятся условия адиабатической стенки (изолятор). На всех стенках канала задается постоянная температура  $310$  К. На стенках канала и волнистых поверхностях используется условие прилипания. Тестовой средой является воздух с температурой  $300$  К.

Рассматривается стационарная задача. Принимается, что течение в канале ламинарное, жидкость несжимаемая. Свойства жидкости считаются неизменными, соответствующие параметры вычисляются по среднemasсовой температуре. Лучистым теплопереносом, естественной конвекцией, а также диссипацией и массовыми силами в задаче пренебрегается.

Рис. 2. Параметры волнистой поверхности в канале квадратного сечения теплообменника.



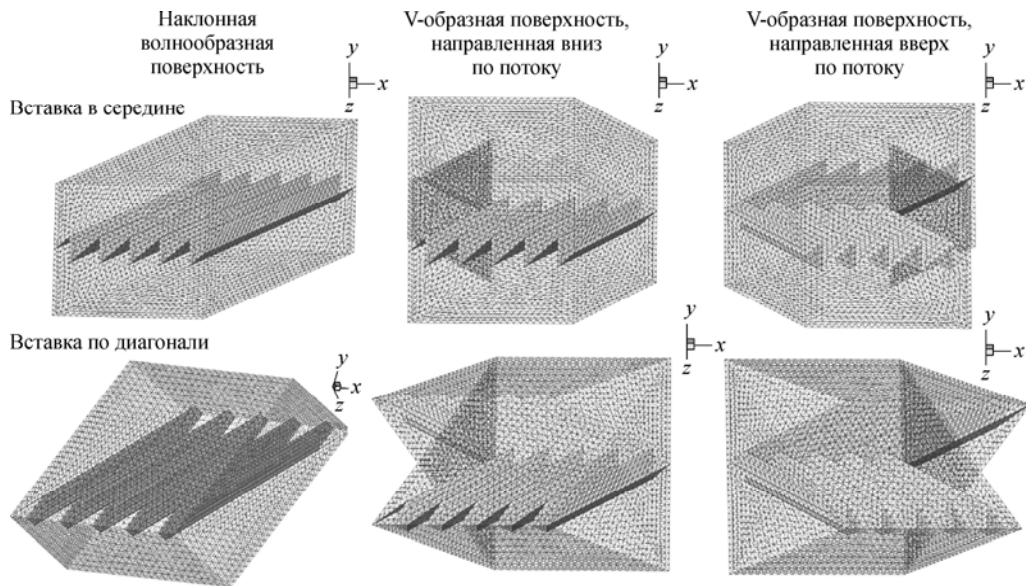


Рис. 3. Расчетные области в теплообменниках с каналами квадратного сечения и волнообразными поверхностями.

### Математическая постановка задачи

Рассматриваемая задача решается с помощью пакета программ FLUENT методом конечного объема (алгоритм SIMPLE). Численный метод, применяемый для решения настоящей задачи, представлен в работе [20]. Для описания течения в канале квадратного сечения используются уравнения неразрывности, Навье–Стокса и сохранения энергии:

уравнение неразрывности:

$$(\partial/\partial x_i)(\rho u_i) = 0, \quad (1)$$

уравнение сохранения количества движения:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (2)$$

уравнение сохранения энергии:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right), \quad (3)$$

где  $\Gamma$  — температуропроводность,

$$\Gamma = \mu / \text{Pr}. \quad (4)$$

Основные уравнения дискретизируются схемой с направленными разностями второго порядка точности (SOU). Принимается, что решение сходится, когда нормированные значения невязки меньше, чем  $10^{-5}$ , для всех переменных, кроме температуры, для которой она принимается меньше, чем  $10^{-9}$ .

Число Рейнольдса, коэффициент трения, число Нуссельта и показатель теплогидравлической эффективности являются основными параметрами в рассматриваемой задаче. Они вычисляются по следующим формулам.

Число Рейнольдса имеет вид

$$Re = \bar{\rho} u D_h / \mu, \quad (5)$$

где  $D_h$  — гидравлический диаметр канала.

Коэффициент трения  $f$  определяется через величину потери давления ( $\Delta p$ ) на длине канала  $L$  по формуле

$$f = (\Delta P / L) D_h / \left( \bar{\rho} u^2 / 2 \right). \quad (6)$$

Теплопередача описывается с помощью локального числа Нуссельта

$$Nu_x = h_x D_h / k, \quad (7)$$

а среднее число Нуссельта может быть вычислено как

$$Nu = \frac{1}{L} \int Nu_x dx. \quad (8)$$

Показатель теплогидравлической эффективности (TEF) определяется при одном и том же гидравлическом напоре выражением:

$$TEF = \left. \frac{h}{h_0} \right|_{pp} = \left. \frac{Nu}{Nu_0} \right|_{pp} = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3}, \quad (9)$$

здесь  $Nu_0$  и  $f_0$  — соответственно число Нуссельта и коэффициент трения для гладкого канала квадратного сечения.

### Результаты расчетов

Результаты численных расчетов для канала квадратного сечения со вставками с волнообразной поверхностью излагаются в настоящей работе в трех частях: верификация для случая гладкого канала и независимость от сетки, топология течения и свойства теплопереноса, оценка эффективности. Численное исследование может способствовать описанию течения и теплообмена в нагревательной системе. Знание характера течения и теплообмена в канале позволяет найти пути повышения тепловой эффективности и проектировать компактные теплообменники.

#### *Валидация для случая гладкого канала квадратного сечения и независимость от сетки*

Для подтверждения надежности результатов проведены проверочные расчеты для канала квадратного сечения со вставкой волнообразной поверхности. Тестирование проводилось в два этапа. На одном из них результаты сравнивались со случаем гладкого канала, на втором — проверялась независимость решения от сетки.

Тестирование в случае гладкого канала выполнялось для течения и теплоотдачи соответственно в терминах коэффициента гидравлического сопротивления и числа Нуссельта. Результаты настоящей работы сравнивались с результатами расчетов, приведенными в работе [21]. Число Нуссельта и коэффициент гидравлического сопротивления были определены как

$$Nu = 2,98, \quad (10)$$

$$f = 57/Re. \quad (11)$$

В результате численных расчетов установлено, что отклонения числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления составляют соответственно около  $\pm 0,05\%$  и  $\pm 0,1\%$ .

Для проверки сеточной сходимости выполнялось сравнение результатов, полученных на сетках из 80000, 120000, 240000 и 360000 ячеек в расчетной области. Вычисления проводились с обоими типами вставок V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку, с углом атаки потока  $45^\circ$ . Результаты хорошо согласуются в пределах погрешности  $\pm 0,03$  и  $\pm 0,06\%$  соответственно для числа Нуссельта и коэффициента трения при увеличении числа ячеек с 240000 до 360000, поэтому в работе во всех случаях использовалась сетка из 240000 ячеек.

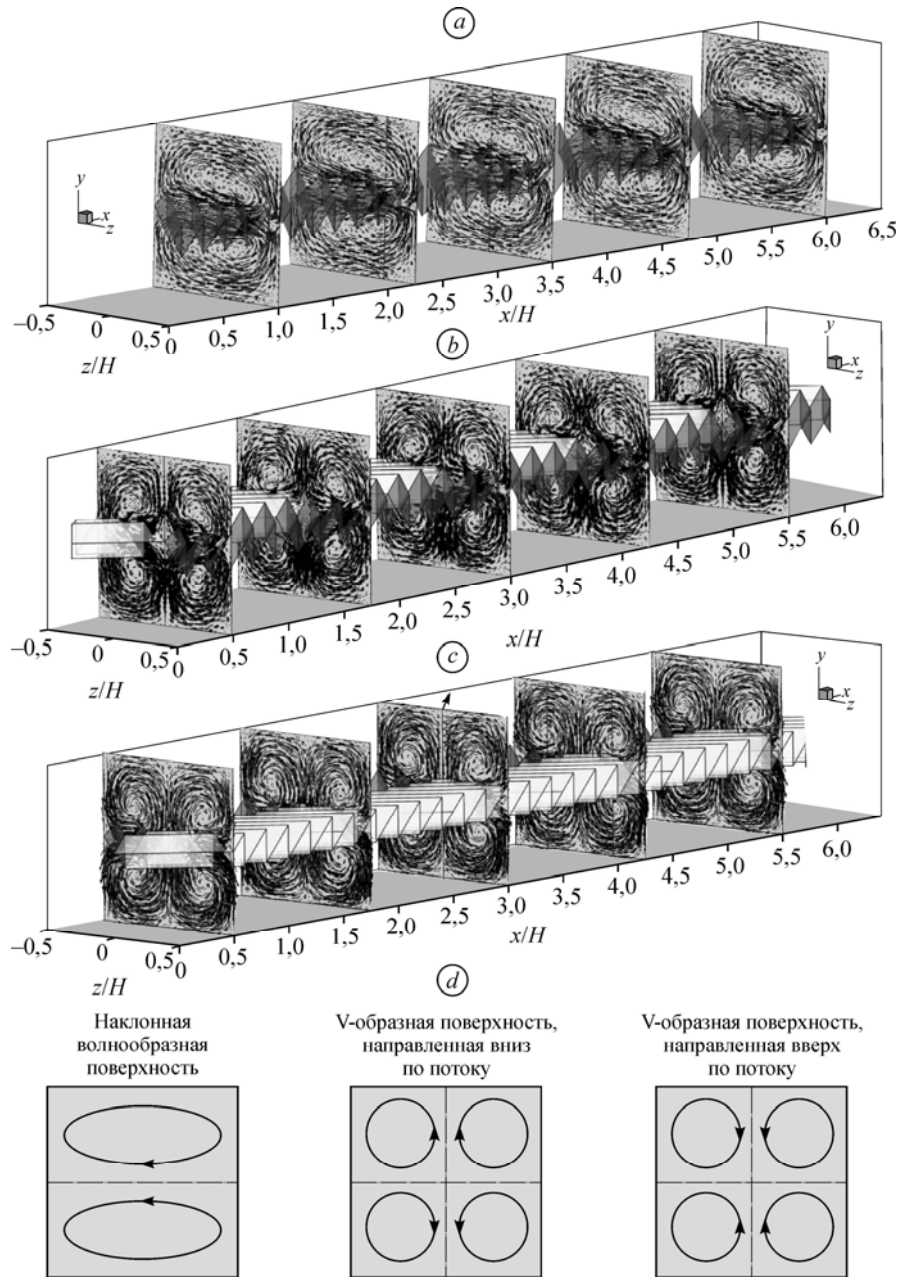


Рис. 4. Линии тока в поперечных плоскостях для теплообменника с каналом квадратного сечения со вставками в виде волнообразной поверхности при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

$a$  — наклонная волнообразная поверхность,  
 $b$  — V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку,  
 $c$  — V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку,  $d$  — схемы течения.

Таким образом, можно сделать вывод, что метод расчета и выбранные параметры вычислительной области позволяют надежно предсказывать характеристики течения и теплообмена.

### **Топология течения и теплообмен**

Рассмотрим с целью описания характера течения в теплообменном канале со вставками векторы касательной составляющей скорости, продольные вихревые течения и протекающие на стенку потоки. На рис. 4а–4с представлены векторы касательной составляющей скорости в поперечных плоскостях соответственно при наличии наклонных волнистых поверхностей, V-образных волнистых поверхностей, направленных вниз по потоку, и V-образных волнистых поверхностей, направленных вверх по потоку, расположенных в середине канала квадратного сечения при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ . Согласно результатам численных расчетов, волнистые поверхности генерируют вихревые течения. Наклонная волновая поверхность создает два основных вихревых течения в верхней и нижней частях поперечного сечения, в то время как V-образные волнистые поверхности, направленные вниз и вверх по потоку, создают четыре основных вихревых течения. Как видно из рис. 4d, вихревые течения для V-образных поверхностей, направленных вверх и вниз по потоку, закручены в противоположных направлениях. Вихревые течения в канале способствуют лучшему перемешиванию жидкости между ядром течения и пристенными областями и вносят возмущения в тепловой пограничный слой. Повышение интенсивности перемешивания жидкости и инициализация возмущений теплового пограничного слоя являются основными причинами роста теплоотдачи.

На рис. 5а–5с представлены векторы касательной составляющей скорости в поперечных плоскостях канала со вставками диагонального типа при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ . Как следует из рисунков, вихревые течения формируются во всех случаях. Наклонная волнистая поверхность генерирует два вихревых течения: одно выше, а другое ниже разделяющей их плоскости. V-образные волнистые поверхности, направленные вниз и вверх по потоку, образуют четыре вихревых течения. Эти поверхности, направленные вниз и вверх по потоку, генерируют соответственно противоположно вращающиеся вихревые течения. Диаграммы вихревых течений (в плоскости  $y-z$ ) в канале квадратного сечения с диагональными вставками изображены на рис. 5d.

Продольные вихревые течения в канале квадратного сечения со вставками серединного типа представлены на рис. 6–8. На рис. 9–11 показаны продольные вихревые течения со вставками диагонального типа. В случае наклонных волнистых поверхностей струи натекают на стенки и затем скользят вдоль канавок из правой части в левую часть поперек волнистой поверхности. В случае V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку, струи падают на левую и правую части поверхности и затем текут вдоль канавки к вершине «V». Далее струи перетекают через волну к следующему модулю. В случае V-образной волнистой поверхности, направленной вверх по потоку, струи сначала падают на вершину «V», после чего скользят вдоль канавки в боковых направлениях и затем перетекают к следующему модулю.

Распределения температуры в поперечных сечениях канала со вставками серединного типа при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$  представлены на рис. 12а–12с. Волнистые поверхности обеспечивают лучшее перемешивание жидкости, особенно в верхней части канала. Ослабление теплоотдачи наблюдается в угловых зонах. Аналогичные тенденции для  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$  обнаружены и в случаях с диагональными вставками (см. рис. 13а–13с).

На рис. 14а–14с представлены распределения локального числа Нуссельта для  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$  на стенках канала квадратного сечения соответственно для наклонной волнистой поверхности и для V-образных поверхностей, направленных вниз и вверх по потоку, помещенных в середине канала. Наклонные волнистые поверхности и V-образные

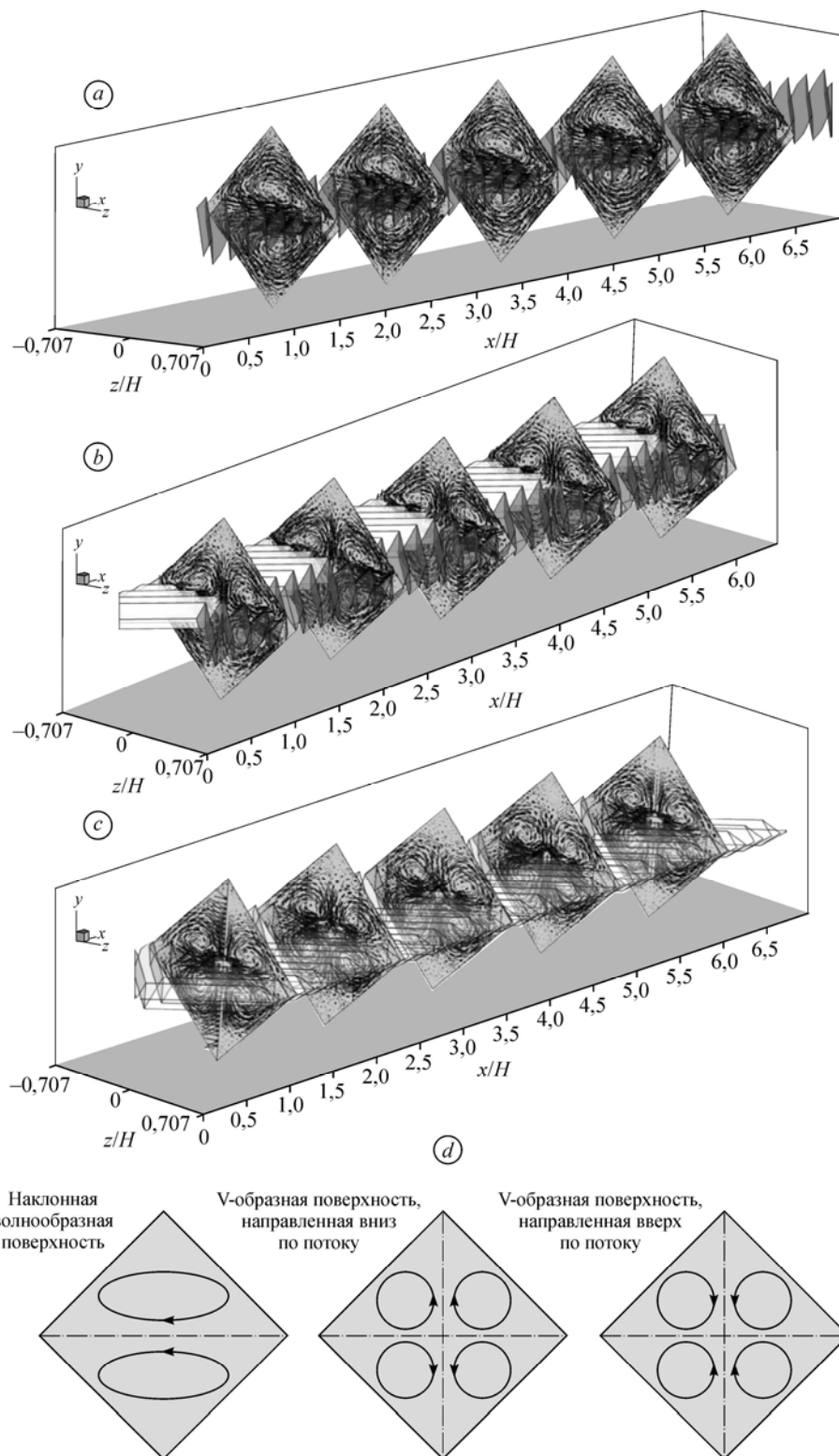


Рис. 5. Линии тока в поперечных плоскостях для теплообменника с каналом квадратного сечения со вставками в виде волнообразных поверхностей при  $Re = 1000$ ,  $\alpha = 45^\circ$ .

$a$  — наклонная волнообразная поверхность,  $b$  — V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку,  $c$  — V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку,  $d$  — схемы течения.



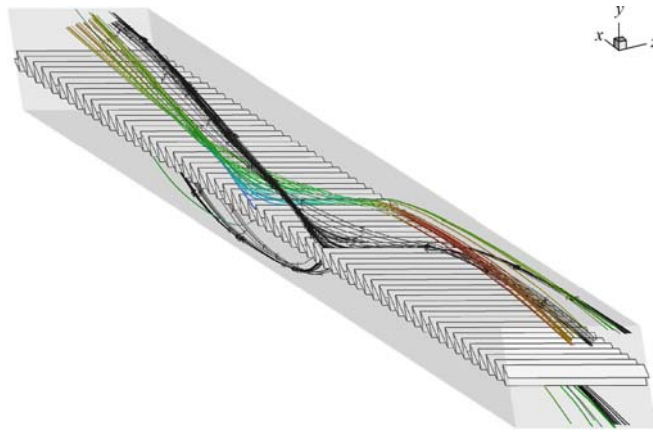


Рис. 6. Продольное вихревое течение в случае наклонной волнообразной поверхности в середине канала квадратного сечения при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

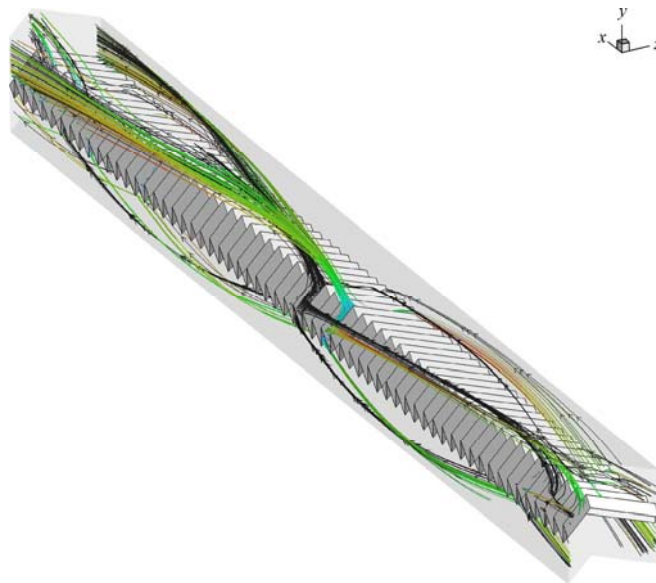


Рис. 7. Продольное вихревое течение в случае V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку, расположенной в середине канала квадратного сечения при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

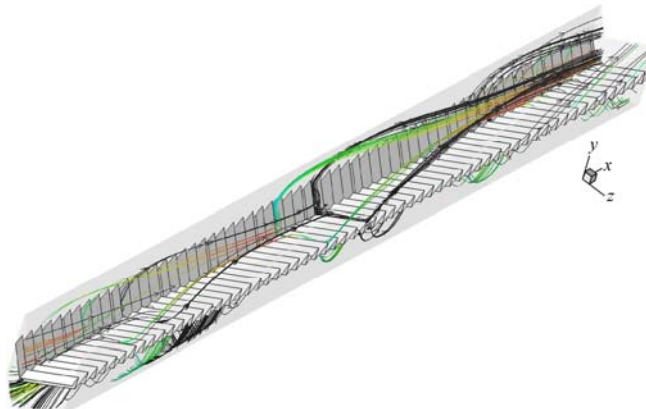


Рис. 8. Продольное вихревое течение в случае V-образной волнистой поверхности, направленной вверх по потоку, расположенной в середине канала квадратного сечения при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

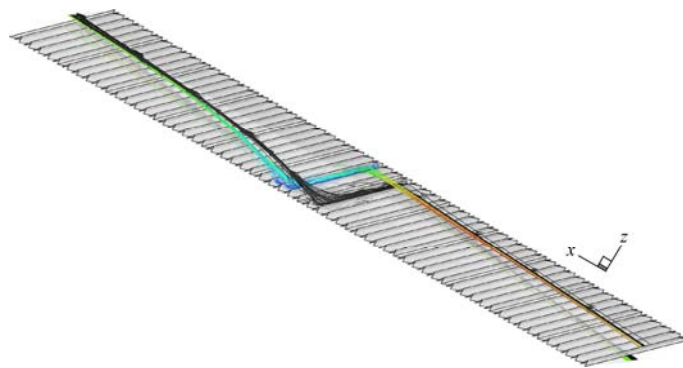


Рис. 9. Продольное вихревое течение в случае наклонной волнистой поверхности, вставленной по диагонали, при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

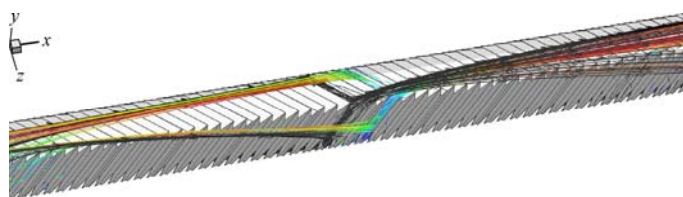


Рис. 10. Продольное вихревое течение в случае V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку вдоль диагонали канала квадратного сечения при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

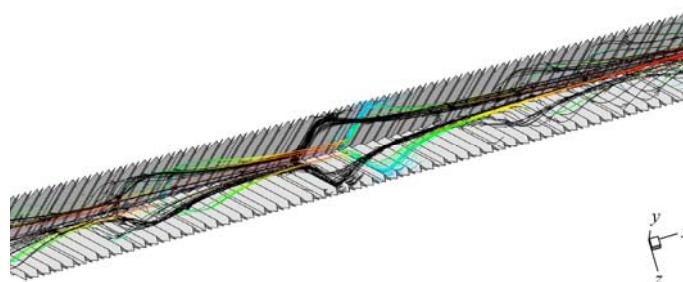


Рис. 11. Продольное вихревое течение в случае V-образной волнистой поверхности, направленной вверх по потоку вдоль диагонали канала квадратного сечения при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

волнистые поверхности, направленные вверх по потоку, дают максимум теплоотдачи на левой и правой стенках канала, в то время как V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку, обеспечивает более интенсивный теплообмен на верхней и нижней стенках канала. На рис. 15a–15c показаны распределения локального числа Нуссельта при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$  на стенках канала соответственно для наклонной волнистой поверхности и для V-образных волнистых поверхностей, направленных вниз и вверх по потоку, с диагональной вставкой. Наилучшее распределение числа Нуссельта соответствует случаю V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку, в то время как наклонная волнистая поверхность дает противоположный результат.

Рассматривая подобные конфигурации волнистых поверхностей, можно заметить, что структура течения аналогична для вставок обоих типов — диагональной и серединной. Однако способ размещения вставок оказывает влияние на характер натекания потока жидкости на стенки канала. Диагональная вставка оказывает большее воздействие на стенки, чем вставка в середине канала, поэтому очевидно, что вставка по диагонали может существенно улучшить теплообмен по сравнению со вставкой в середине канала. Кроме того, способ вставки также влияет на теплообмен в целом.

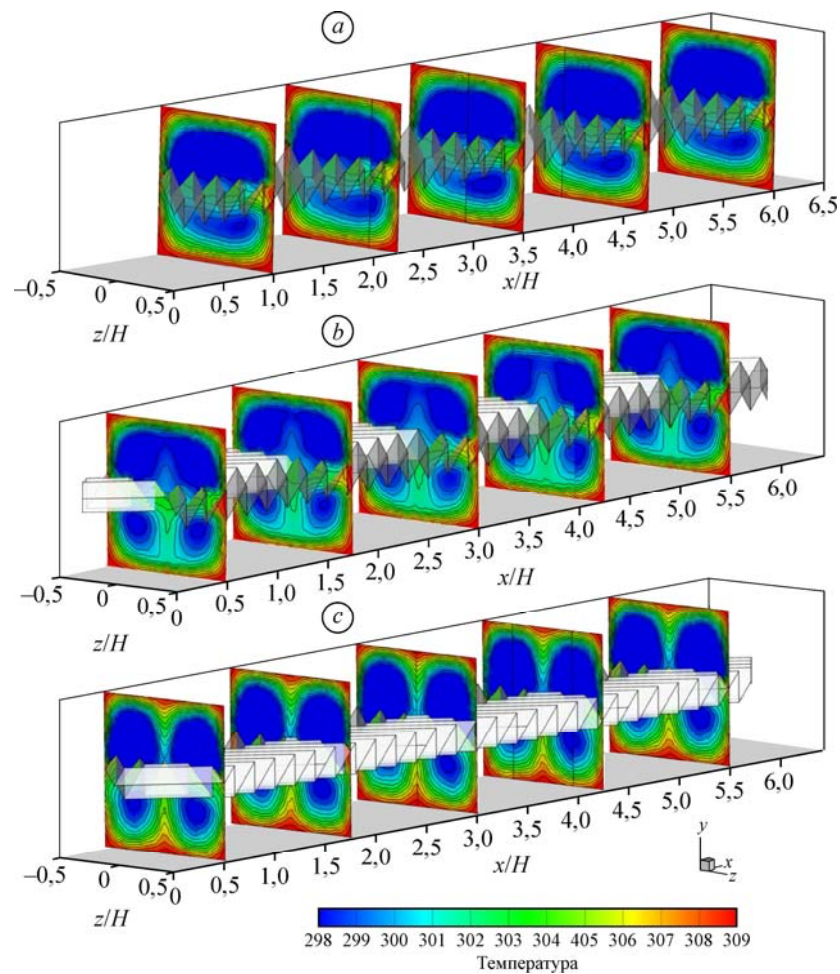


Рис. 12. Распределения температуры в поперечных плоскостях теплообменника с каналом квадратного сечения, модифицированным волнообразными поверхностями при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

*a* — наклонная волнообразная поверхность, *b* — V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку, *c* — V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку.

### Оценка эффективности

Влияние волнообразной поверхности канала на теплоотдачу, потерю давления и тепловую эффективность выражается отношениями чисел Нуссельта ( $Nu/Nu_0$ ), коэффициентов гидравлического сопротивления ( $f/f_0$ ) и показателем теплогидравлической эффективности соответственно. Изменение отношения чисел Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса для случая волнистых поверхностей, расположенных в середине канала квадратного сечения, представлено на рис. 16а. В общем случае отношение  $Nu/Nu_0$  имеет тенденцию к увеличению с ростом числа Рейнольдса для всех случаев. Использование волнистых поверхностей обеспечивает более высокую интенсивность теплообмена, чем в случае гладкого канала ( $Nu/Nu_0 > 1$ ). Угол атаки потока  $45^\circ$  дает наибольшую интенсивность теплообмена для всех конфигураций волнистой поверхности. Угол атаки потока  $30^\circ$  обеспечивает более высокую интенсивность теплообмена, чем угол атаки  $60^\circ$  для всех V-образных волнистых поверхностей. В случае наклонной волнистой поверхности

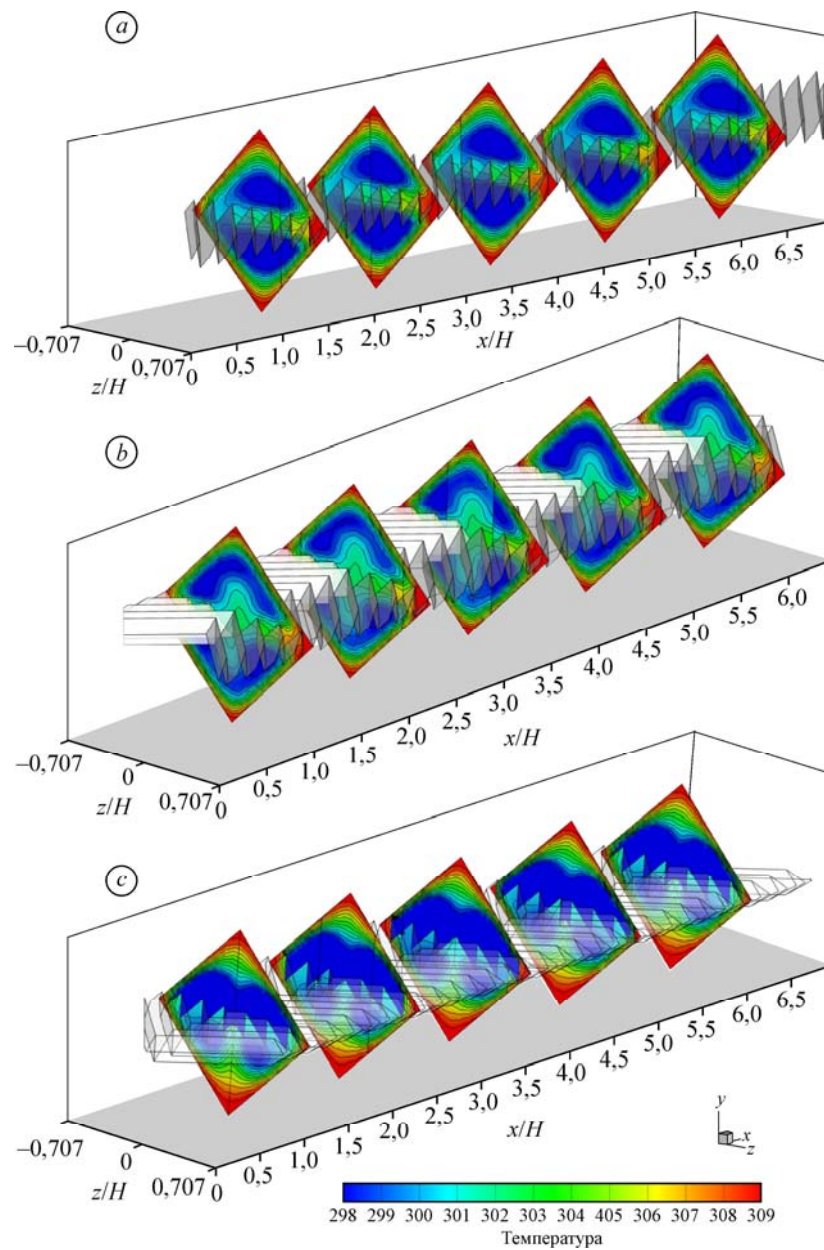


Рис. 13. Распределения температуры в поперечных плоскостях канала квадратного сечения теплообменника при наличии расположенных по диагонали волнистых поверхностей при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .

- $a$  — наклонная волнистая поверхность,  
 $b$  — V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку,  
 $c$  — V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку.

угол атаки  $60^\circ$  обеспечивает более высокое значение числа Нуссельта, чем угол атаки  $30^\circ$ . V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку, дает наибольшую интенсивность теплообмена, в то время как V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку, дает более высокий коэффициент теплоотдачи, чем наклонная волнистая поверхность для всех углов атаки потока. В исследованном диапазоне отношение  $Nu/Nu_0$  находится в пределах 1,3–4,2, 1,1–5,7 и 1,4–6,2 соответственно для наклонной

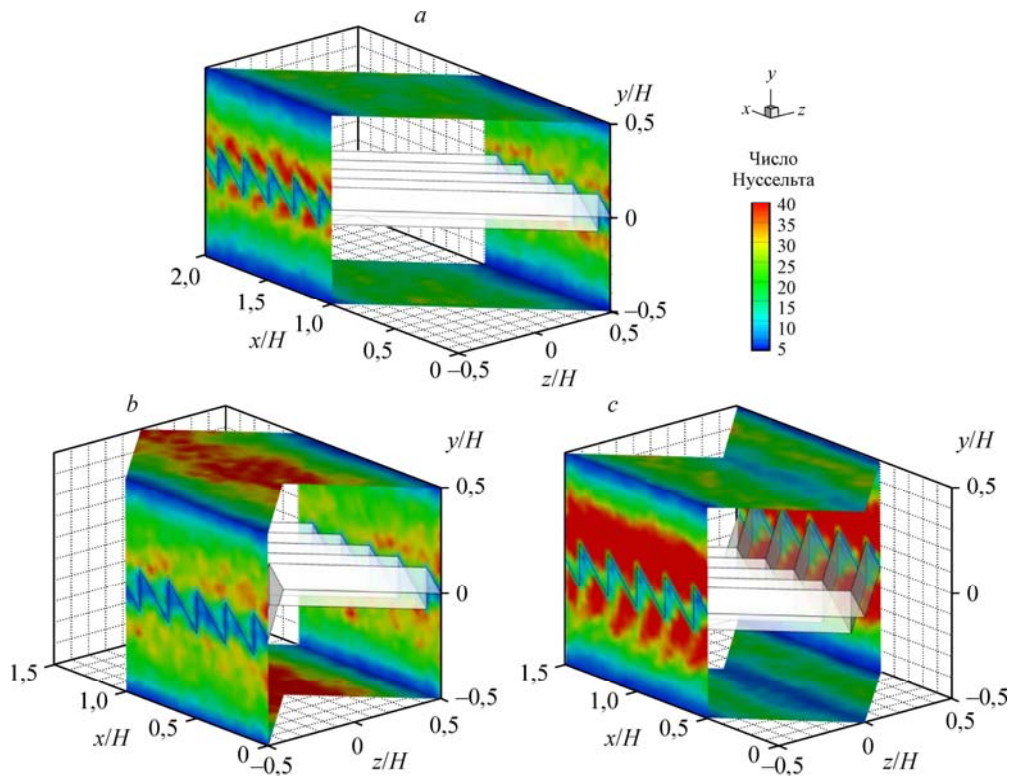


Рис. 14. Локальное число Нуссельта на стенках теплообменника с каналом квадратного сечения с волнообразными поверхностями при  $Re = 1000$ ,  $\alpha = 45^\circ$ .

*a* — наклонная волнообразная поверхность, *b* — V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку, *c* — V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку.

волнистой поверхности, V-образной волнистой поверхности, направленной вверх по потоку, и V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку.

Отношение  $Nu/Nu_0$  как функции числа Рейнольдса для канала квадратного сечения с диагональными вставками представлено на рис. 16*b*. Волнистая поверхность с углом атаки  $45^\circ$  дает наибольшее число Нуссельта для всех типов волнистой поверхности. При угле  $60^\circ$  V-образные волнистые поверхности, направленные вниз по потоку, и наклонные волнистые поверхности обеспечивают большую интенсивность теплообмена, чем в случае  $30^\circ$ . Для V-образной волнистой поверхности, направленной вверх по потоку, получен обратный результат. V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку, дает наибольшее число Нуссельта, в то время как V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку, дает более высокую интенсивность теплообмена, чем наклонная волнистая поверхность. Отношение  $Nu/Nu_0$  составляет 1,1–4,5, 1,0–5,7 и 1,0–7,3 соответственно для наклонной волнистой поверхности, V-образной волнистой поверхности, направленной вверх по потоку, и V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку, для  $Re = 100–2000$  и  $\alpha = 30, 45$  и  $60^\circ$ . Диагональная вставка дает большее число Нуссельта, чем вставка в середине канала, благодаря большей интенсивности вихря.

На рис. 17*a* представлено изменение отношения  $ff_0$  в зависимости от числа Рейнольдса для канала квадратного сечения со вставленными в него волнистыми поверхностями в середине канала. Отношение  $ff_0$  имеет тенденцию к увеличению с ростом числа Рейнольдса для всех случаев. Для V-образных волнистых поверхностей, направленных

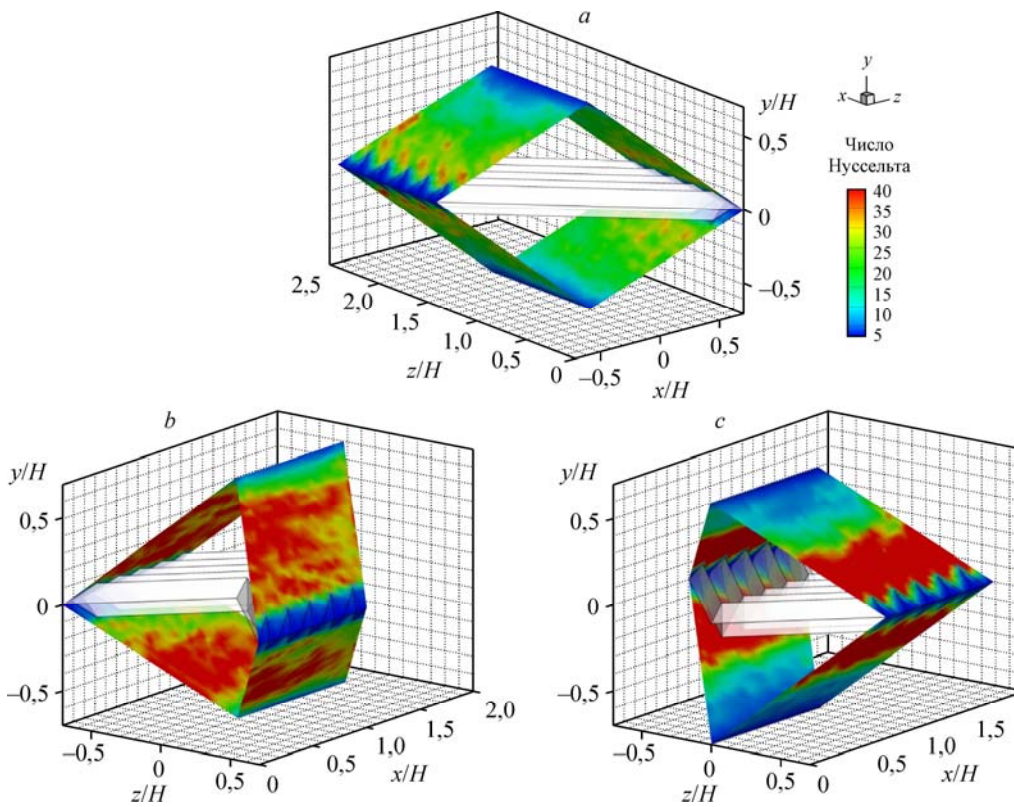


Рис. 15. Локальное число Нуссельта на стенках канала квадратного сечения теплообменника с волнообразными вставками при  $Re = 1000$  и  $\alpha = 45^\circ$ .  
 а — наклонная волнообразная поверхность, б — V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку, с — V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку.

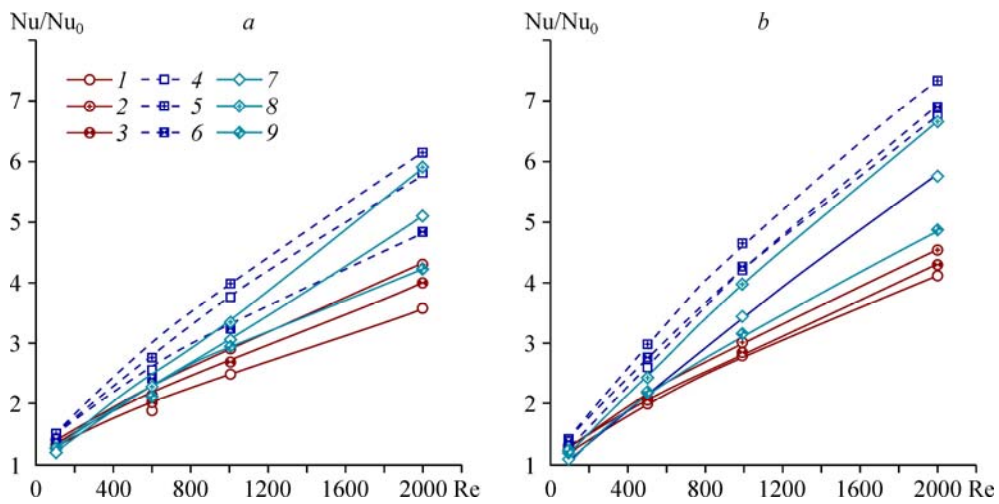


Рис. 16. Отношение  $Nu/Nu_0$  как функция числа  $Re$  для вставки, расположенной в середине канала (а), и для диагональной вставки (б).

Наклонная волнообразная поверхность:  $\alpha = 30^\circ$  (1),  $45^\circ$  (2),  $60^\circ$  (3);  
 V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку:  $\alpha = 30^\circ$  (4),  $45^\circ$  (5),  $60^\circ$  (6);  
 V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку:  $\alpha = 30^\circ$  (7),  $45^\circ$  (8)  $60^\circ$  (9).

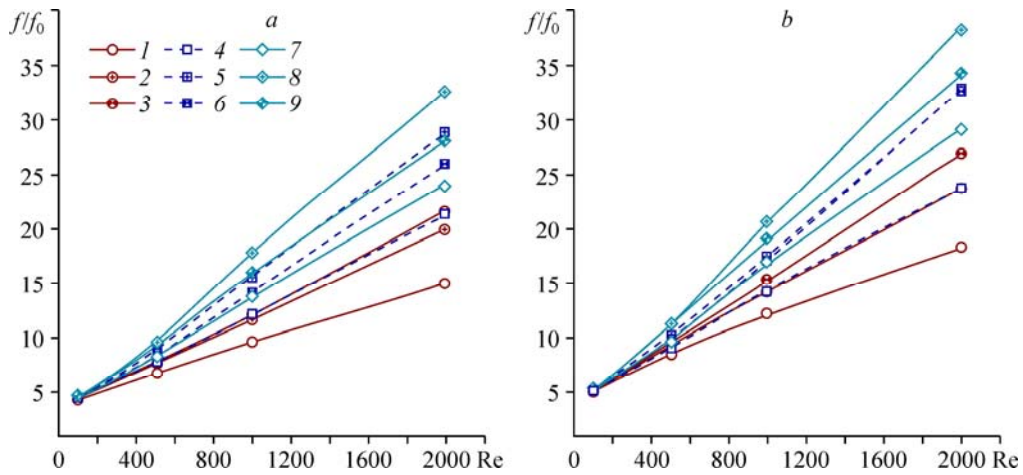


Рис. 17. Отношение  $f/f_0$  как функция  $Re$  для вставки, расположенной в середине канала (а), и для диагональной вставки (б).  
Обозначения см. на рис. 16.

вниз и вверх по потоку, при угле атаки  $45^\circ$  наблюдаются наибольшие диссипативные потери, а при угле  $60^\circ$  коэффициент гидравлического сопротивления получается больше, чем при  $30^\circ$ . В случае наклонной волнистой поверхности угол  $60^\circ$  дает наибольшую потерю в давлении, в то время как при угле  $30^\circ$  имеет место противоположный результат. При аналогичном угле атаки V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку, приводит к наибольшим потерям, обусловленным трением, в то время как наличие наклонной волнистой поверхности дает обратный результат. В изученном диапазоне отношение  $f/f_0$  находится в интервалах 5–22, 5–32,5 и 5–28 соответственно для наклонной волнистой поверхности, V-образной волнистой поверхности, направленной вверх по потоку, и V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку.

Поведение величины  $f/f_0$  в зависимости от числа Рейнольдса для канала с диагональными вставками представлено на рис. 17б. В случае наклонной волнистой поверхности угол  $60^\circ$  обеспечивает наибольшие гидравлические потери, угол  $45^\circ$  дает более высокие значения  $f/f_0$ , чем угол  $30^\circ$ . При угле  $45^\circ$  достигается максимум отношения  $f/f_0$ ,

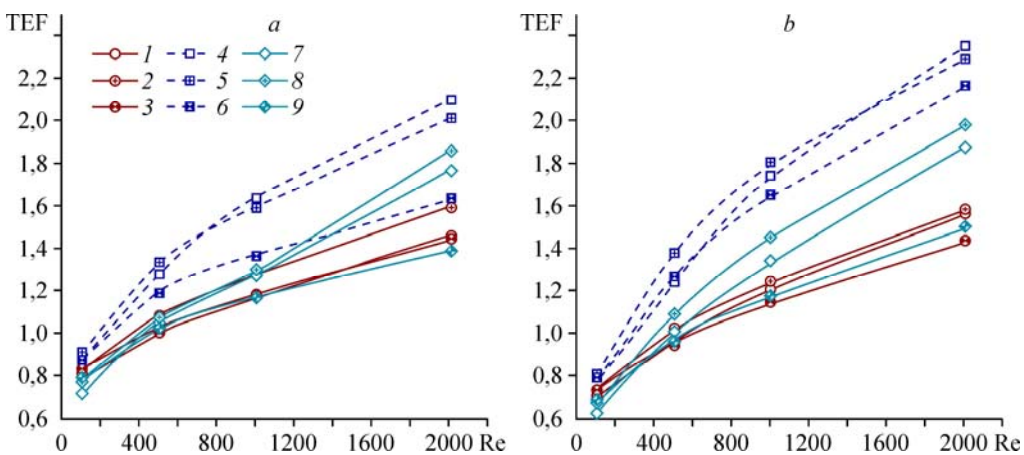


Рис. 18. Изменение TEF как функции  $Re$  для вставки, расположенной в середине канала (а), и для диагональной вставки (б).  
Обозначения см. на рис. 16.

угол  $30^\circ$  дает наименьшие значения для V-образной волнистой поверхности, ориентированной вверх по потоку. В случае V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку, углы атаки  $45^\circ$  и  $60^\circ$  демонстрируют близкие значения потери давления для всех чисел Рейнольдса, угол  $30^\circ$  дает наименьший результат. В исследованном диапазоне отношение  $ff_0$  находится в интервалах 5–26, 5–38 и 5–32,5 соответственно для наклонных волнистых поверхностей, V-образных волнистых поверхностей, направленных вверх по потоку, и V-образных волнистых поверхностей, направленных вниз по потоку. Кроме того, диагональная вставка приводит к бóльшей потере в давлении, чем вставка в середине канала.

На рис. 18а представлены показатели теплогидравлической эффективности в зависимости от числа Рейнольдса для канала квадратного сечения, в середине которого установлена вставка с волнистой поверхностью. Значение TEF при  $Re = 2000$  составляет 2,1, 1,8 и 1,6 соответственно для V-образной волнистой поверхности, направленной вниз по потоку, V-образной волнистой поверхности, направленной вверх по потоку, и наклонной волнистой поверхности. В исследованном диапазоне TEF находится в интервале 0,7–2,1 в зависимости от  $Re$ , угла  $\alpha$  и конфигурации волнистой поверхности.

Для диагональных вставок изменение TEF как функции числа Рейнольдса показано на рис. 18b. При  $Re = 2000$  максимальное значение TEF составляет около 2,31, 1,95 и 1,58 соответственно для V-образных волнистых поверхностей, направленных вниз и вверх по потоку, и для наклонной волнистой поверхности.

Изменение величин  $Nu/Nu_0$ ,  $ff_0$  и TEF в зависимости от угла  $\alpha$  представлено соответственно на рис. 19, 20 и 21. Показано, что пик величины  $Nu/Nu_0$  достигается при угле атаки  $45^\circ$  и что максимальные потери, возникающие за счет трения, имеют место при угле атаки  $45^\circ$  для V-образных волнистых поверхностей, направленных вниз и вверх по потоку, а для наклонных волнистых поверхностей максимум соответствует углу  $60^\circ$ . Почти во всех случаях наибольшие значения TEF найдены при углах атаки течения  $30^\circ$  и  $45^\circ$ , при этом угол атаки  $60^\circ$  дает наименьшее значение TEF.

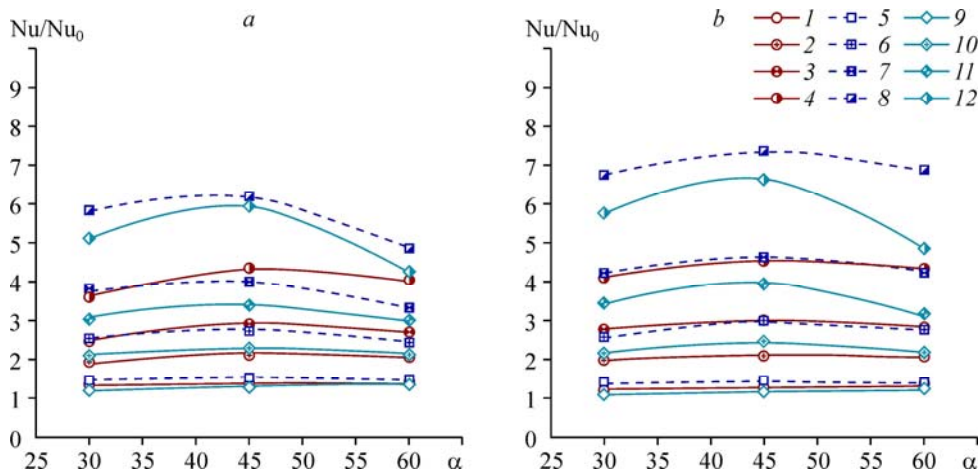


Рис. 19. Отношение  $Nu/Nu_0$  как функция  $\alpha$  для вставки, расположенной в середине канала (а), и для диагональной вставки (b).

Наклонная волнообразная поверхность:  $Re = 100$  (1), 500 (2), 1000 (3), 2000 (4);  
 V-образная волнистая поверхность, направленная вниз по потоку:  $Re = 100$  (5), 500 (6), 1000 (7), 2000 (8);  
 V-образная волнистая поверхность, направленная вверх по потоку:  $Re = 100$  (9), 500 (10), 1000 (11), 2000 (12).



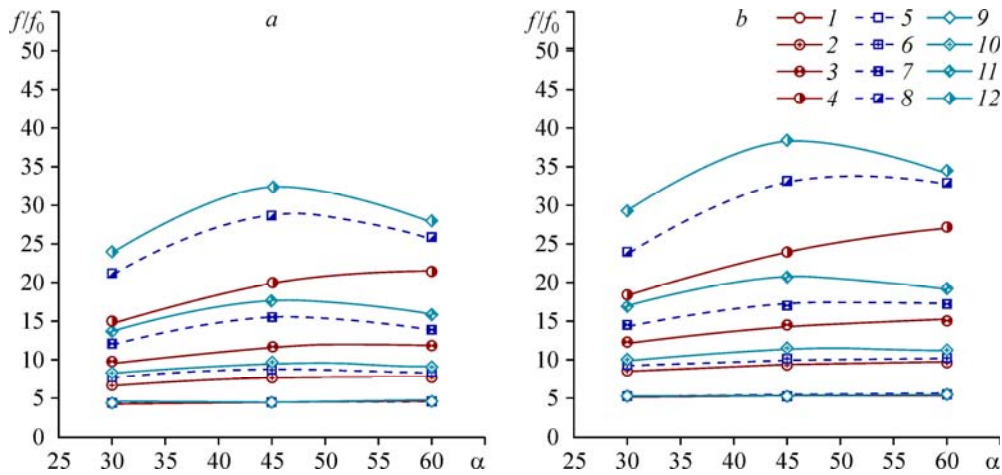


Рис. 20. Отношения  $f/f_0$  как функция  $\alpha$  для вставки, расположенной в середине канала (а), и для диагональной вставки (б).  
Обозначения см. на рис. 19.

### Заключение

Представлены результаты численных исследований конфигурации течения, характеристик теплообмена и тепловой эффективности в канале квадратного сечения, в котором установлены вставки с различной формой волнистых поверхностей. Наклонные волнистые поверхности и V-образные волнистые поверхности устанавливались в середине канала квадратного сечения и вдоль его диагонали. Исследовано влияние углов атаки потока (30, 45 и 60°) и форм волнистых поверхностей (наклонных, V-образных форм, направленных вниз и вверх по потоку), а также влияние числа Рейнольдса ( $Re = 100\text{--}2000$ ). Основные выводы заключаются в следующем.

1. Вихревое течение способствует лучшему перемешиванию жидкости, натекающий поток вносит возмущения в тепловой пограничный слой на стенках канала. Это способствует интенсификации теплообмена и повышению тепловой эффективности нагревательной системы.

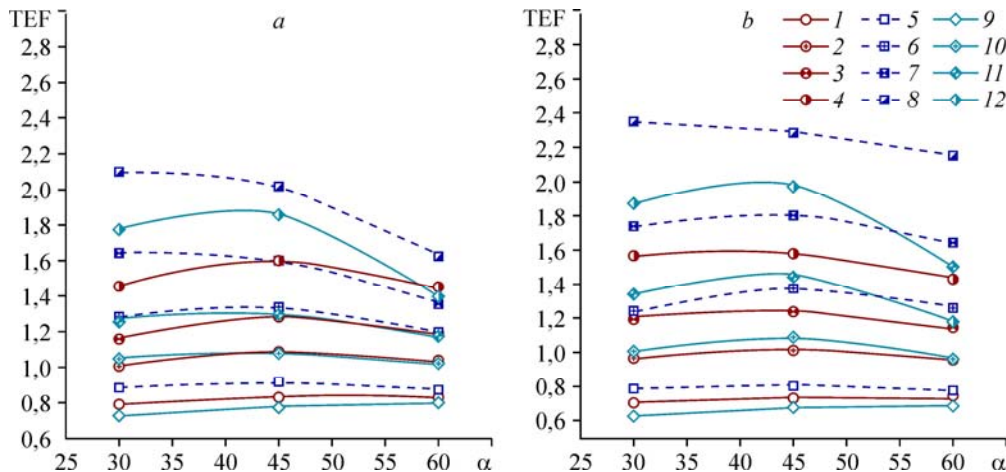


Рис. 21. TEF как функция  $\alpha$  для вставки, расположенной в середине (а), и для диагональной вставки (б).  
Обозначения см. на рис. 19.

2. Интенсивность вихревого течения и натекающего потока зависит от числа Рейнольдса, угла атаки потока и конфигурации волнообразной поверхности вставки. Увеличение интенсивности вихрей ведет к росту теплового потока и тепловой эффективности.

3. Увеличение интенсивности теплообмена составляет 1,1–6,2 и 1–7,3 раз по отношению к гладкому каналу для вставок в середине и по диагонали сечения канала соответственно. Оптимальное значение ТЕФ в зависимости от формы волнистой поверхности, числа Re и угла  $\alpha$  составляет 0,6–2,31.

4. Изготовление и установка вставок с волнистой поверхностью проще изготовления и установки перегородок, ребер и канавок внутри каналов.

5. Волнистая поверхность с профилем в виде прямоугольных треугольников дает показатель теплогидравлической эффективности, близкий к обычной волнистой поверхности [20], но интенсивность теплообмена при ее применении выше на 14,38 %. Причиной этого может быть то, что волнистая поверхность с профилем в виде прямоугольных треугольников обеспечивает более интенсивное вихревое течение.

Авторы благодарят П. Промвонджа, профессора Института техники им. короля Монгкута, Ладкрабанг (КMITL), за обсуждение настоящего исследования.

### Список обозначений

|  |   |
|--|---|
| $D_h = H$ — гидравлический диаметр канала квадратного сечения, | $p$ — статическое давление, Па,             |
| $H$ — высота канала,   | $Pr$ — число Прандтля,                      |
| $f$ — коэффициент трения,                                      | $Re$ — число Рейнольдса,                    |
| $h$ — коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К),       | $T$ — температура, К,                       |
| $k$ — теплопроводность, Вт/(м·К),                              | ТЕФ — фактор термического усиления,         |
| $Nu$ — число Нуссельта,  | $\bar{u}$ — средняя скорость в канале, м/с. |

### Греческие буквы

|                                      |   |
|--------------------------------------|---|
| $\alpha$ — угол атаки потока, град., | $\rho$ — плотность, кг/м <sup>3</sup> , |
| $\mu$ — динамическая вязкость, Па·с, | $\Gamma$ — температуропроводность.      |

### Нижние индексы

|                               |                    |
|-------------------------------|--------------------|
| in — вход,                    | w — стенка,        |
| pp — нагнетательная мощность, | 0 — гладкая труба. |

### Список литературы

1. Lotfi B., Zeng M., Sundén B., Wang Q. 3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators // Energy. 2014. Vol. 73. P. 233–257.
2. Dong J., Su L., Chen Q., Xu W. Experimental study on thermal-hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger // Appl. Thermal Engng. 2013. Vol 51, Iss. 1–2. P. 32–39.
3. Dong J., Chen J., Zhang W., Hu J. Experimental and numerical investigation of thermal -hydraulic performance in wavy fin-and-flat tube heat exchangers // Appl. Thermal Engng. 2010. Vol. 30, Iss. 11–12. P. 1377–1386.
4. Gong J., Min C., Qi C., Wang E., Tian L. Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics in wavy fin-and-tube heat exchanger with combined longitudinal vortex generators // Inter. Commun in Heat and Mass Transfer. 2013. Vol. 43. P. 53–56.
5. Du X., Feng L., Li L., Yang L., Yang Y. Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched longitudinal vortex generators // Inter. J. Heat and Mass Transfer. 2014. Vol. 75. P. 368–380.
6. Du X., Feng L., Yang Y., Yang L. Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tube with longitudinal vortex generators // Appl. Thermal Engng. 2013. Vol. 50, Iss. 1. P. 55–62.
7. Gholami A.A., Wahid M.A., Mohammed H.A. Heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-tube compact heat exchangers with wavy rectangular winglet-type vortex generators // Inter. Commun in Heat and Mass Transfer. 2014. Vol. 54. P. 132–140.
8. Ahmed M.A., Shuaib N.H., Yusoff M.Z. Numerical investigations on the heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluid // Inter. J. Heat and Mass Transfer. 2012. Vol 55, Iss. 21–22. P. 5891–5898

9. **Sui Y., Lee P.S., Teo C.J.** An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy microchannels with rectangular cross section // *Inter. J. Thermal Sci.* 2011. Vol. 50, No. 12. P. 2473–2482.
10. **Ramgadia A.G., Saha A.K.** Three-dimensional numerical study of turbulent flow and heat transfer in a wavy-walled duct // *Inter J. Heat and Mass Transfer.* 2013. Vol. 67. P. 98–117.
11. **Abed A.M., Sopian K., Mohammed H.A., Alghoul M.A., Ruslan M.H., Mat S., Al-Shamani A.N.** Enhance heat transfer in the channel with V-shaped wavy lower plate using liquid nanofluids // *Case Studies in Thermal Engng.* 2015. Vol. 5. P. 13–23.
12. **Yang Y.T., Wang Y.H., Tseng P.K.** Numerical optimization of heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluids // *Inter. Commun. in Heat and Mass Transfer.* 2014. Vol. 51. P. 9–17.
13. **Deo N.S., Chander S., Saini J.S.** Performance analysis of solar air heater duct roughened with multi gap V-down ribs combined with staggered ribs // *Renewable Energy.* 2016. Vol. 91. P. 484–500.
14. **Maithani R., Saini J.S.** Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with V-ribs with symmetrical gaps // *Experimental Thermal and Fluid Sci.* 2016. Vol. 70. P. 220–227.
15. **Fang X., Yang Z., Wang B.C., Tachie M.F., Bergstrom D.J.** Highly-disturbed turbulent flow in a square channel with V-shaped ribs on one wall // *Inter. J. Heat and Fluid Flow.* 2015. Vol. 56. P. 182–197.
16. **Jin D., Zhang M., Wang P., Xu S.** Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in a solar air heater duct with multi V-shaped ribs on the absorber plate // *Energy.* 2015. Vol. 89. P. 178–190.
17. **Abraham S., Vedula R.P.** Heat transfer and pressure drop measurements in a square cross-section converging channel with V and W rib turbulators // *Experimental Thermal and Fluid Sci.* 2016. Vol. 70. P. 208–219.
18. **Zheng N., Liu P., Shan F., Liu Z., Liu W.** Effects of rib arrangements on the flow pattern and heat transfer in an internally ribbed heat exchanger tube // *Inter. J. Thermal Sci.* 2016. Vol. 101. P. 93–105.
19. **Karwa R., Chitoshiya G.** Performance study of solar air heater having V-down discrete ribs on absorber plate // *Energy.* 2013. Vol. 55. P. 939–955.
20. **Jedsadaratanachai W., Boonloi A.** Influences of the wavy surface inserted in the middle of a circular tube heat exchanger on thermal performance // *J. Mech. Sci. Technol.* 2015. Vol. 29, No. 9. P. 4031–4046.
21. **Патанкар С.** Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.

*Статья поступила в редакцию 27 мая 2016 г.,  
после переработки — 7 ноября 2016 г.*