

УДК 536.27

**Особенности теплообмена  
затухающего вихревого потока  
через круглую трубу с генератором вихрей  
с двойной закруткой в прямом  
и противоположном направлениях \***

**В. Чангчароэн<sup>1</sup>, П. Сомравысин<sup>1</sup>, П. Эямса-ард<sup>2</sup>, С. Эямса-ард<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Технологический университет Маханакорна, Бангкок, Таиланд

<sup>2</sup>Университет Пхетчабури Раджабхат, Пхетчабури, Таиланд

E-mail: smith@mut.ac.th

Экспериментально исследовано влияние лент с двойной закруткой в прямом и противоположном направлениях на интенсивность теплообмена в круглой трубе. Ленты с двойной закруткой размещались при входе в трубу в двух конфигурациях: в первом случае обе ленты скручивались в одном направлении, что приводило к вихревому потоку в одном направлении на входе, во втором — ленты скручивались в противоположном направлении, что приводило к встречному вихревому потоку. Двойные ленты закручивались с тремя разными коэффициентами крутки ( $y/w = 3, 4$  и  $5$ ) для генерации различных интенсивностей вихря на входе в экспериментальный участок, результаты сравнивались с аналогичными данными для одиночной закрученной ленты. Цель использования двойной закрученной ленты заключается в создании вихревых потоков в прямом и противоположном направлениях, существенным образом влияющих на интенсивность турбулентности потока на входе в участок и приводящих к повышению интенсификации теплообмена. Средние числа Нуссельта при наличии лент с двойной закруткой в прямом и противоположном направлениях определяются и сравниваются с данными, полученными в других аналогичных случаях, т.е. с одиночной закрученной лентой. Экспериментальные результаты по скорости теплообмена показали, что у труб с двойной закрученной лентой (обоих рассматриваемых видов) показатели выше, чем у труб с одной лентой на входе в участок ( $x/D =$  от 0 до 10). Скорость теплообмена на большем расстоянии снижалась из-за высокого взаимодействия вихрей. Кроме того, среднее число Нуссельта и коэффициент трения для генератора вихрей, имеющие место вследствие использования лентой с двойной закруткой в противоположном направлении, практически не отличаются от результатов для ленты с двойной закрутки в прямом направлении.

**Ключевые слова:** затухающие вихревые потоки, теплообмен, коэффициент трения, двойные закрученные ленты.

### Введение

Генераторы вихрей — это устройства для создания вихря внутри трубы для повышения интенсивности теплообмена в теплообменнике. Было разработано несколько типов генераторов вихрей, которые можно разделить на две группы: устройства с непрерывным

---

\* Работа выполнена при финансовой поддержке Отдела энергетической политики и планирования Министерства энергетики и ЕРРО Таиланда.

вихревым потоком и устройства с затухающим вихревым потоком. Первые из них могут генерировать вихрь вдоль экспериментального участка, если устройство расположено вдоль всей трубки. С другой стороны, устройства с затухающим вихревым потоком, размещающиеся на входе в участок, могут создавать вихрь у входа. Далее вдоль потока через трубу вихрь затухает. Таким образом, закрученная лента действует как генератор вихрей, содействуя развитию турбулентности потока и продлевая время пребывания потока жидкости в трубе, и, следовательно, приводя к существенному нарушению теплового пограничного слоя. Труба с модифицированными поверхностями обычно используется как турбулизатор вблизи стенки для улучшения перемешивания жидкости в тепловом подслое и дальнейшего развития скоростного/теплового пограничного слоя [1–4]. Авторы публикаций [5–7] получили уравнения ламинарного и турбулентного потока для коэффициента трения и числа Нуссельта как функций параметров крутки, которые описывают взаимодействие между вязкостью, конвективной инерцией и центробежными силами. В работе [8] численно исследовался полностью развитый ламинарный теплоперенос в круглых сегментах воздухопроводов с равномерной температурой стенки и изучались два экстремума реберных эффектов прямой ленты-вкладки, т.е. 100-процентная и нулевая эффективности ребра. Авторы [9] разработали корреляционные зависимости для прогнозирования критического теплового потока (CHF) и разности давления в трубах с несколькими короткими закрученными лентами. Разработка методологии гидравлического анализа проточных каналов труб выполнялась при учете эффекта затухания вихря между отдельными разнесенными лентами для изменения существующего соотношения перепада давления. В работе [10] исследовалось изотермическое изменение давления в горизонтальных круглых трубах с короткими скрученными лентами при разных коэффициентах их закрутки и расстояниях. Были разработаны эмпирические соотношения для коэффициента трения Дарси. Как известно, данные корреляции дали отличный прогноз.

В настоящее время существует множество генераторов вихрей, разработанных для повышения скорости конвективного теплообмена в теплообменниках [11–20], их конфигурации представлены на рис. 1. Авторы работы [11] представили характеристики теплообмена и перепада давления для турбулентного воздушного потока при внезапном расширении трубы с вихревым генератором пропеллерного типа или спиральной пружиной с несколькими шаговыми отношениями. Было обнаружено, что перепад давления с помощью пропеллера увеличивается в 3 и в 1,5 раза больше для спиральной пружины, чем в случае с простой трубой. Авторы [12] исследовали теплообмен в трубе с вихревым генератором с радиальной направляющей. Увеличение числа Нуссельта до 150 % по сравнению с его значением для полностью развитого осевого потока было получено при постоянных граничных условиях теплового потока, зависящих от углов лопастей, чисел Рейнольдса и типа вихревых генераторов. Было отмечено, что генератор вихрей без отклоняющего элемента дал самые высокие числа Нуссельта и самый высокий перепад давления и в генераторе вихрей, и в экспериментальной трубе. В работе [13] проводилось исследование теплообмена и гидравлических характеристик затухающего закрученного потока в горизонтальной трубе путем ввода вихревого генератора пропеллерного типа при трех его разных положениях на оси. Также было исследовано влияние на теплообмен и перепад давления угла лопасти, расположенной около ядра вставки, и количества лопастей, прикрепленных к нему по окружности. Авторы работы [14] показали особенности теплообмена в круглой трубе с конусными насадками и спиральным генератором вихрей. Они обнаружили, что использование конического сопла вместе с улиткой приводит к самой высокой интенсивности теплообмена, которая достигает 316 %.

Авторы [15] исследовали характеристики теплообмена и трения в затухающем турбулентном закрученном потоке, создаваемом короткой спиральной лентой, расположенной при входе в экспериментальный участок, варьируя спиральные ленты и углы спирали.

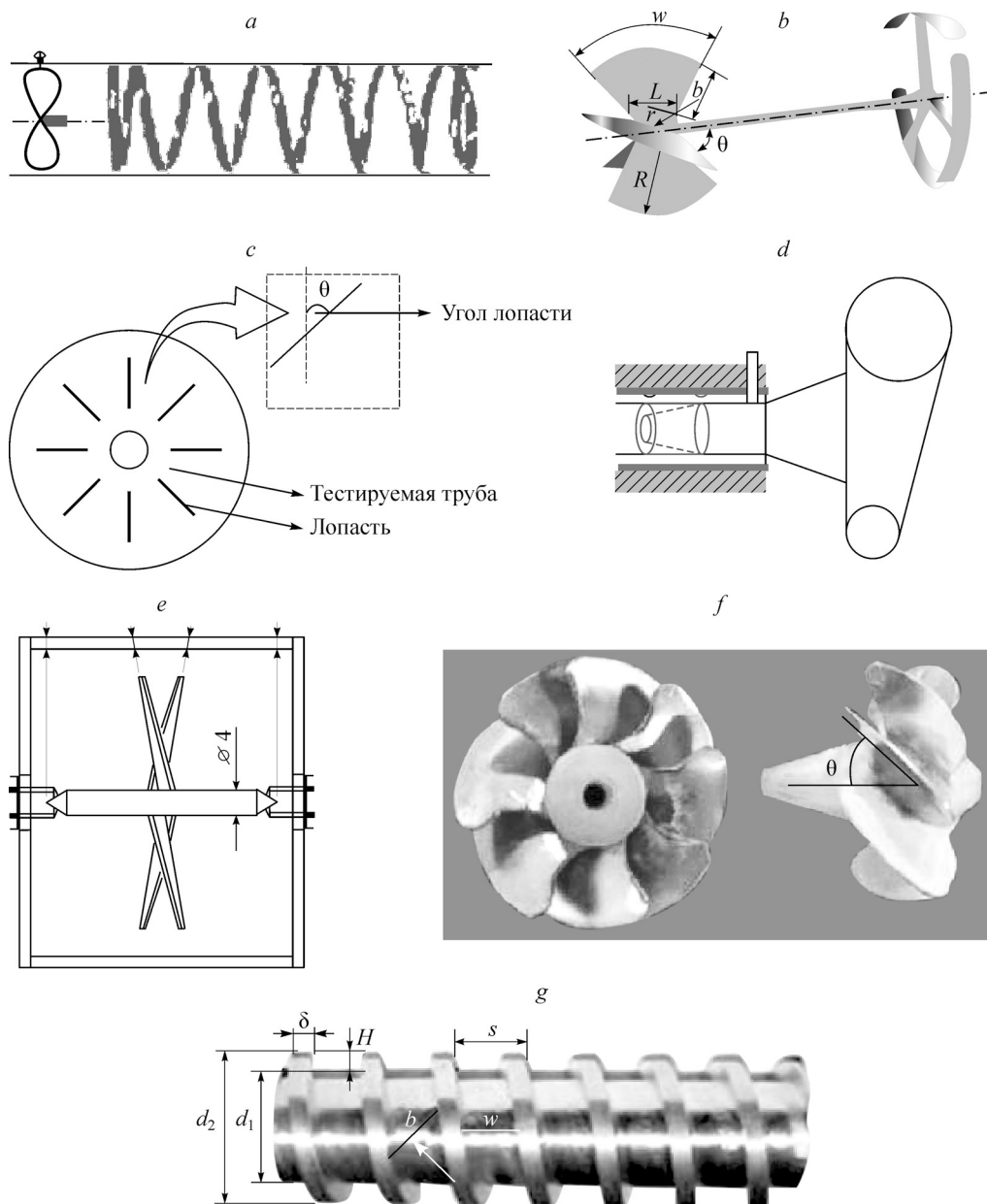


Рис. 1. Различные типы генераторов вихрей.

Пропеллерного типа: из работы [11] — *a*, [13] — *b*, [16] — *e*, [18] — *f*; с радиальной направляющей [12] — *c*; винтовой генератор [14] — *d*; с короткой спиральной лентой [15] — *g*.

Они отметили, что использование спиральной ленты, вставленной в трубу, приводит к увеличению интенсивности теплообмена по сравнению с незакрученным потоком. Оказалось, что локальные коэффициенты теплообмена возрастают до очень высоких значений вниз по ходу спиральной ленты, а затем уменьшаются с увеличением расстояния. В работе [16] изучалось влияние турбулизаторов пропеллерного типа, расположенных во внутренней трубе коаксиального теплообменника, на производство энтропии и потери эксергии при разных углах лопастей и диаметрах пропеллера, расположенного на различных расстояниях во внутренней трубе. В работе [17] исследовалась интенсификация

теплообмена, получаемого путем вставки вихревого генератора пропеллерного типа в круглую трубу. Такой генератор создавал картину потока, подобную затухающему закрученному потоку, где аналогичная картина наблюдалась для ламинарного течения. Авторы работы [18] описали теплообмен и потери на трение в трубе теплообменника, оснащенного вихревым генератором пропеллерного типа, при нескольких шаговых отношениях, разном количестве лопастей пропеллера и углах лопастей. Пропеллеры и количество их лопастей, оказывается, влияют на интенсификацию теплообмена. Авторы [19] описали среднее число Нуссельта и характеристики коэффициента трения в круглой трубе с короткой вкладкой из закрученной ленты при четырех коэффициентах длины ленты. Короткая лента выступает в роли закручивающего поток устройства для создания сильного вихревого потока в трубке до его затухания. В работе [20] изучался локальный коэффициент теплоотдачи и характеристики затухающего турбулентного закрученного потока, генерируемого короткими скрученными лентами с тремя разными коэффициентами крутки. Было обнаружено, что локальное число Нуссельта уменьшается с увеличением осевого расстояния ( $x/D$ ) из-за затухания. Кроме того, была также представлена визуализация структуры течения (траектория и векторный график) в трубах с одиночной закрученной лентой (ОЛ). Таким образом, целью настоящей работы является получение новых экспериментальных данных о различных генераторах вихрей с двойной лентой, закрученной в прямом направлении (ДЗ), и с двойной лентой, закрученной в противоположных направлениях (ДЗП). Эксперименты предполагали три разных коэффициента крутки ( $y/w = 3, 4$  и  $5$ ) в диапазоне чисел Рейнольдса между 5200 и 15200 и использование воды в качестве рабочей жидкости. Использование ДЗ и ДЗП, как ожидалось, служило созданию двойной пары продольных вихревых потоков на входе экспериментального участка для лучшего перемешивания потоков жидкости между ядром и стенкой, что приводило к повышению интенсивности теплообмена в теплообменнике.

### 1. Физическая модель генератора затухания вихрей

В экспериментах двойные ленты, закрученные в прямом и противоположном направлениях, использовались для затухания вихря при размещении устройства на входе в участок. Двойные закрученные ленты изготавливались из алюминиевых листов длиной 400 мм, шириной 9 мм и толщиной 0,8 мм. Каждая из двойных лент закручивалась с разными коэффициентами крутки ( $y/w = 3, 4$  и  $5$ ) для генерации вихрей различной интенсивности. Кроме того, ленты закручивались по-разному: в одном случае в одном направлении, что позволяло создавать созакрученные вихри (двойные ленты с закруткой в прямом направлении), в другом — в противоположных направлениях, что позволяло получать противозакрученный вихрь (двойные ленты с закруткой в противоположных направлениях). Для сравнения использовалась также одиночная закрученная лента. Рассматриваемые конфигурации лент показаны на рис. 2.

### 2. Экспериментальная установка

Принципиальная схема установки с ее основными компонентами и гидродинамическими системами представлена на рис. 3. Она включает водяной насос мощностью 1,0 л. с., ротаметр для измерения объемного расхода воды и экспериментальный участок теплопередачи. Вода из подвешенного водяного бака направлялась через ротаметр и проходила теплообменный участок. Перепад давления в трубе измерялся двумя манометрами. Объемный расход жидкости из цистерны с водой регулировался вентилем и измерялся ротаметром, расположенным выше по течению в трубе. Внутренняя и наружная температура воды были измерены в определенных точках с помощью регистратора данных в сочетании с датчиками температуры RTD Pt 100. Двенадцать T-термопар устанавливались

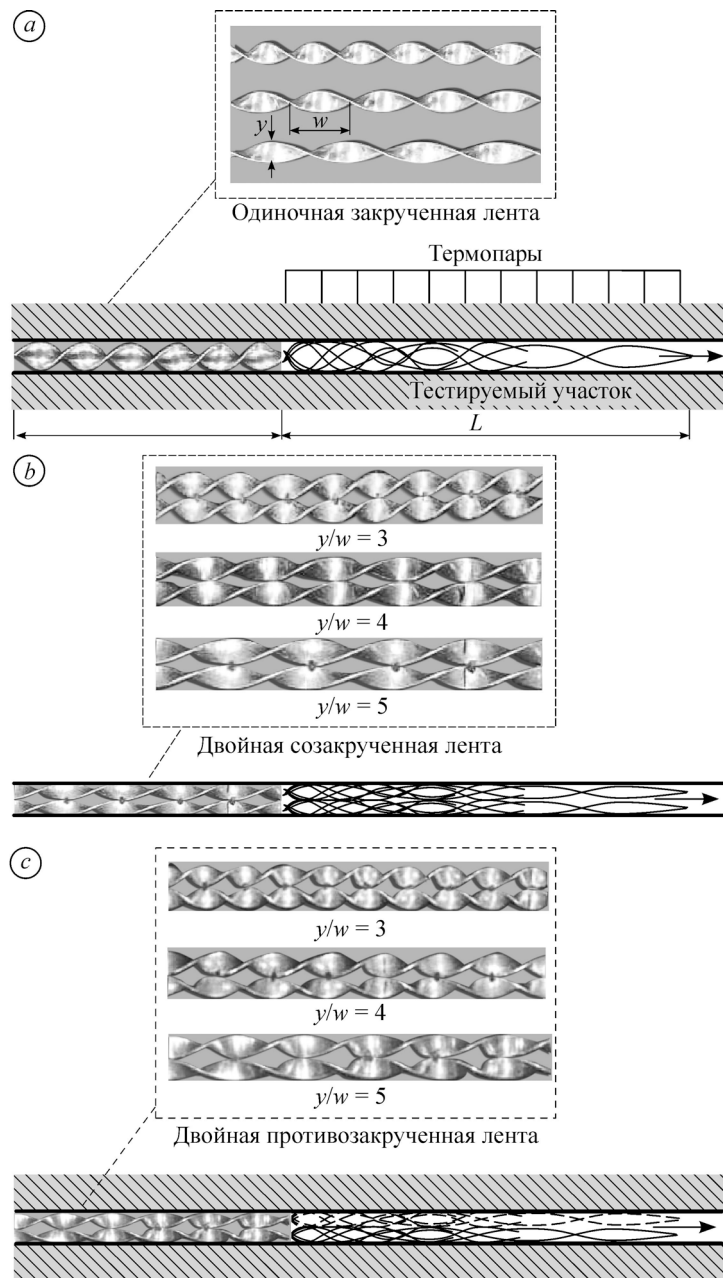


Рис. 2. Труба с генератором вихрей на входе.

*a* — одиночная закрученная лента, *b* — двойная лента, закрученная в прямом направлении, *c* — двойная лента, закрученная в противоположном направлении.

на стенке трубы, в частности, для измерения неоднородностей температуры по окружности трубы, которые оказались пренебрежимо малыми. Средняя локальная температура стенки трубы определялась с помощью расчетов, основанных на показателях Т-термопар. В каждом эксперименте записывались данные температуры, объемного расхода и перепада давления объема жидкости в установившемся режиме, при котором температура жидкости на входе поддерживалась на уровне 27 °С. Число Рейнольдса жидкости варьировалась от 5200 до 15200. Числа Нуссельта рассчитывались на основе средней температуры

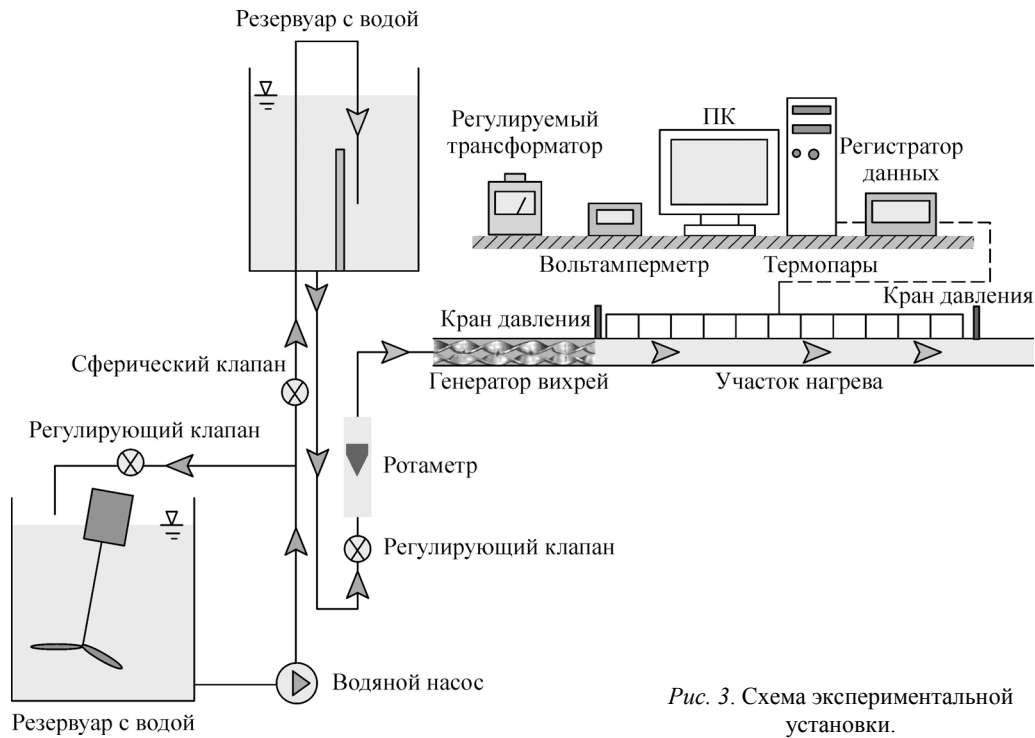


Рис. 3. Схема экспериментальной установки.

стенки трубки, входной и выходной температуры жидкости. Кроме того, проверялась погрешность приведенных данных, основанных на экспериментальных результатах. Более подробную информацию о закрученной ленте и экспериментальной установке можно найти в работах [19] и [20].

### 3. Обработка данных

#### 3.1. Расчет теплообмена

В настоящей работе теплообмен воды рассчитывался на основе температуры рабочей жидкости на входе в экспериментальный участок и выходе из него [19, 20]:

$$Q_{\text{water}} = MC_p(T_0 - T_1). \quad (1)$$

Эксперимент по проверке теплового равновесия показал, что тепло, подводимое электрической обмоткой в экспериментальный участок, на 5–8 % больше тепла, поглощаемого жидкостью (водой):

$$\left| \frac{Q_{IV} - Q_{\text{water}}}{Q_{IV}} \right| \cdot 100 \% \leq 5-8 \%. \quad (2)$$

При установившейся скорости теплообмен в воде равен конвективному теплопереносу от экспериментального участка, что может быть выражено как

$$Q_{\text{water}} = Q_{\text{conv}}, \quad (3)$$

где

$$Q_{\text{conv}} = hA(\tilde{T}_w - T_b), \quad (4)$$

здесь  $Q_{\text{conv}}$  — конвективная теплоотдача экспериментального участка,  $A$  — нагретая внутренняя поверхность,  $T_b$  — средняя объемная температура жидкости в трубе,  $\tilde{T}_w = \sum T_w / 12$  — средняя температура стены между входом и выходом из трубы,

а  $T_w$  — локальная температура стенки на внешней поверхности трубы. Средний коэффициент теплоотдачи определялся из уравнений (1) и (4):

$$h = MC_p(T_0 - T_i) / A(\bar{T}_w - T_b) \quad (5)$$

Для определения локального коэффициента теплопередачи использовались температуры жидкости и стенки в фиксированном сечении. Число Нуссельта вычислялось с использованием уравнения:

$$\text{Nu} = hD/k, \quad (6)$$

где  $D$  — внутренний диаметр трубы,  $k$  — теплопроводность жидкости (воды).

### 3.2. Расчет коэффициента трения

Перепад давления ( $\Delta P$ ) по длине экспериментального участка ( $L$ ) рассчитывается по разности уровней жидкости в манометре. Данные о перепаде давления использовались для расчета коэффициента трения в уравнении [19, 20]

$$f = (D/L)(2\Delta P/\rho U^2), \quad (7)$$

где  $U$  — средняя скорость, которая рассчитывается путем деления измеренного объемного расхода воды при входе на площадь поперечного сечения ( $A$ ).

Число Рейнольдса, вычисленное по внутреннему диаметру трубы, рассчитывалось следующим образом:

$$\text{Re} = \rho U D / \mu. \quad (8)$$

Все теплофизические свойства ( $k$ ,  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ), используемые для расчета безразмерной величины, оцениваются по объемной температуре жидкости ( $T_b$ ):

$$T_b = (T_0 + T_i)/2. \quad (9)$$

## 4. Результаты и их обсуждение

### 4.1. Проверка данных на простой трубе

Результаты по интенсивности теплообмена и потерям давления в простой (без вставок ленты) трубе демонстрируются на рис. 4. Экспериментальные результаты по конвективному теплообмену и потерям давления представлены в виде числа Нуссельта ( $\text{Nu}$ ) и коэффициента трения  $f$  соответственно. Эти данные для простой трубы сравнивались с полученными ранее стандартными зависимостями. Очевидно, что значения числа

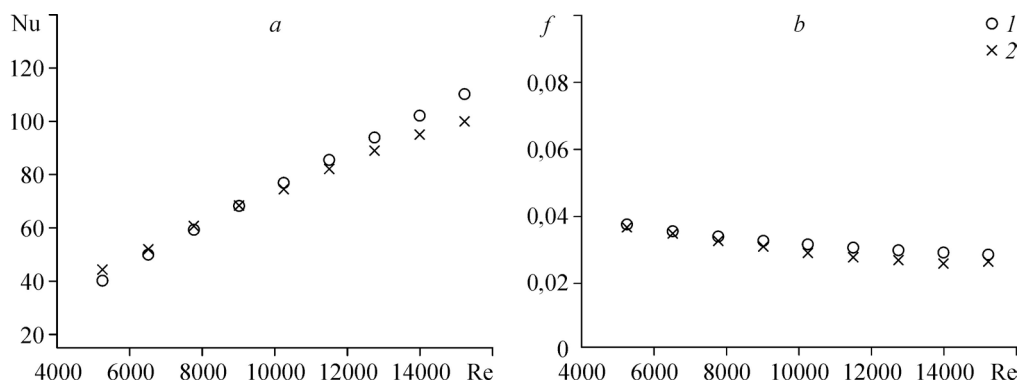


Рис. 4. Сравнение чисел Нуссельта и коэффициентов трения, полученных экспериментально в простой трубе, с расчетными данными.

1 — расчет по Гнелинскому (а) и Блазиусу (b), 2 — экспериментальные данные настоящей работы.

Нуссельта и коэффициента трения для изучаемой простой трубы достаточно хорошо согласуются с данными предыдущих зависимостей в пределах разброса  $\pm 5,1\%$  и  $\pm 6,5\%$  соответственно, что показано на рисунке.

#### 4.2. Локальный теплообмен

Влияние двойной ленты, закрученной в прямом и противоположном направлениях и помещенной на входе в участок, на характеристики локального теплообмена при числах Рейнольдса между 5200 и 15200 показано на рис. 5–7. Установлено, что все ленты

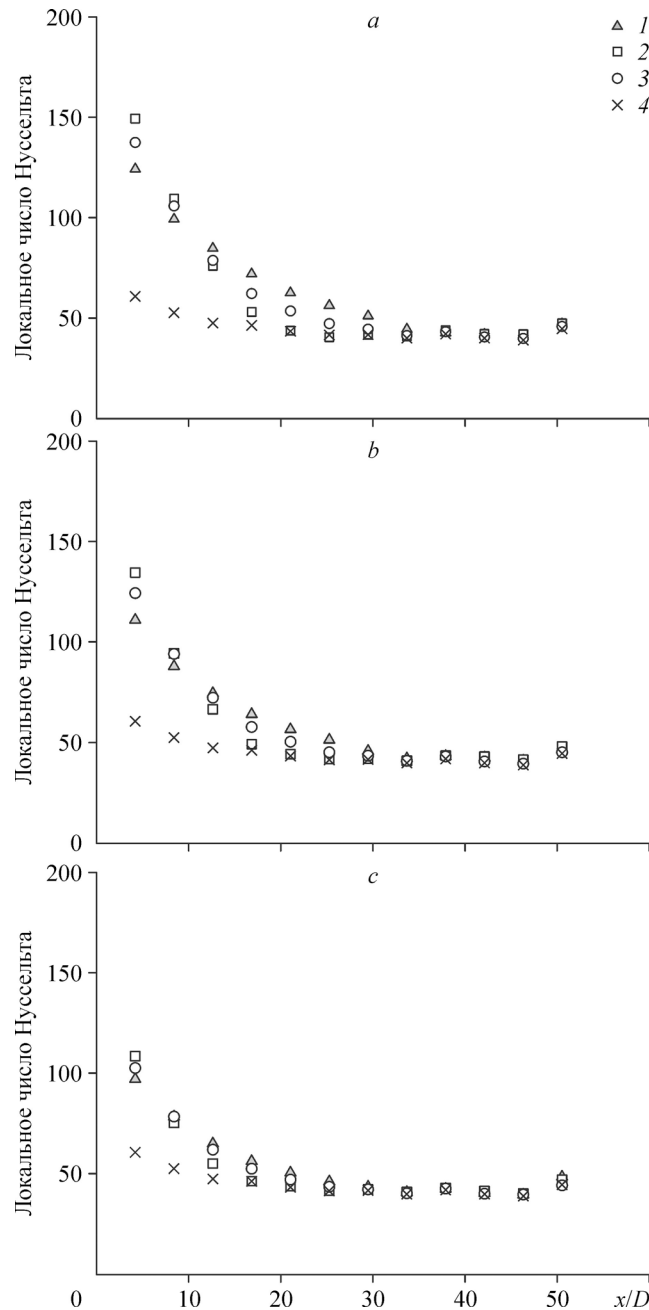


Рис. 5. Локальное увеличение теплообмена в трубе с ОЛ, ДЗП и ДЗ на входе для  $Re = 5200$ .

1 — ОЛ, 2 — ДЗП, 3 — ДЗ, 4 — простая труба; для 1–3:  $y/w = 3$  (a), 4 (b), 5 (c).



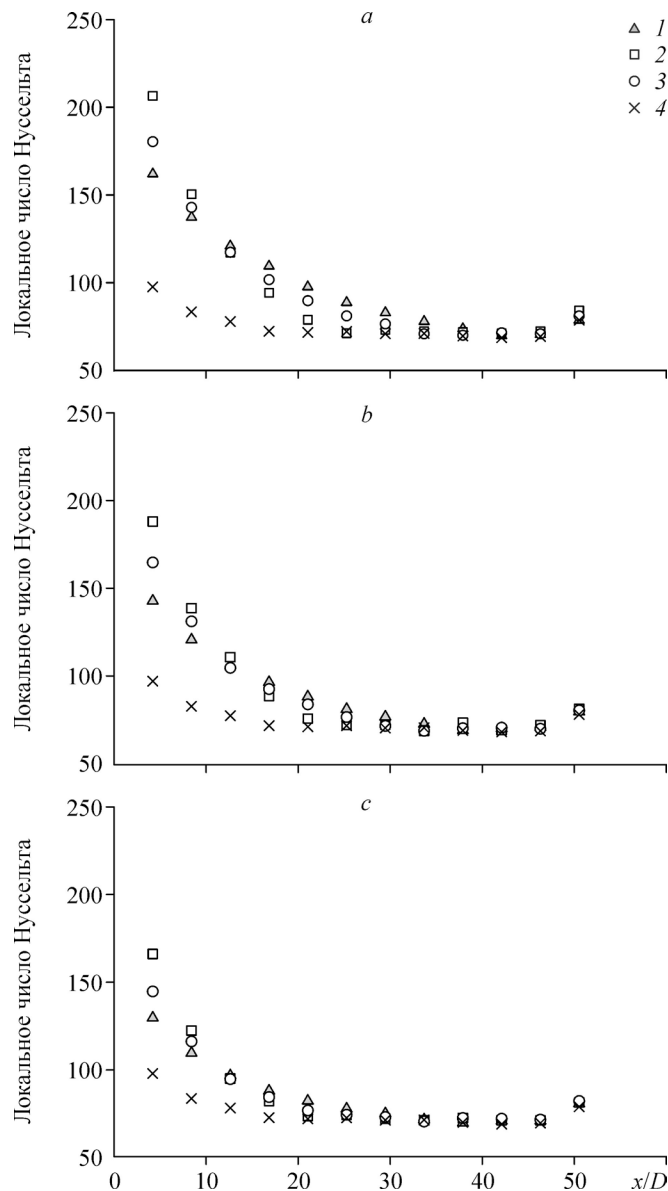


Рис. 6. Локальное увеличение теплообмена в трубе с ОЛ, ДЗП и ДЗ на входе для  $Re = 10200$ .  
Обозначения см. на рис. 5.

обеспечивают самый высокий коэффициент теплопередачи на входе при высокой интенсивности вихря ( $x/D = 0$  до 10), который затем постепенно уменьшается в осевом направлении из-за затухания закрученного потока, зависящего от числа Рейнольдса, коэффициента крутки и типа ленты. Локальный теплообмен остается постоянным при  $x/D > 30$ ,  $x/D > 20$  и  $x/D > 15$  для  $y/w = 3, 4$  и  $5$  соответственно из-за различной интенсивности кручения, обусловленной различными коэффициентами закрутки. Более подробная информация о значениях локального теплообмена представлена в табл. 1–3.

Интересно, что на входе ДЗП обеспечивает более высокий коэффициент теплопередачи, чем ОЛ, а ДЗ из-за более высокого смешения двойной закрутки обуславливает большую степень нарушения тепловой/скоростной границы вблизи стенки трубы.

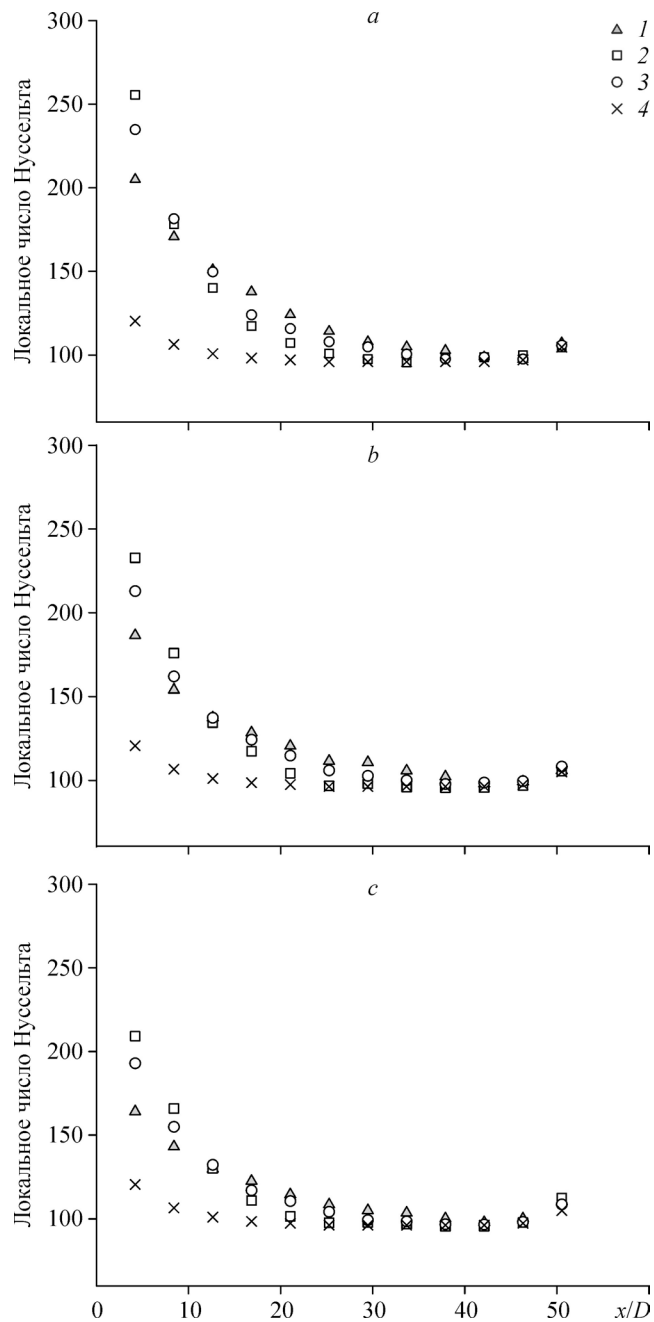


Рис. 7. Локальное увеличение теплообмена в трубе с ОЛ, ДЗП и ДЗ на входе для  $Re = 15200$ .  
Обозначения см. на рис. 5.

На большем осевом расстоянии ( $x/D > 10$ ) интенсивность теплопередачи ДЗП внезапно становится даже ниже, чем при других лентах, это происходит из-за разрушения вихря взаимодействием двойного вихря и увеличения затухания по сравнению с другими лентами-вставками. На входе ДЗП обеспечивает скорость теплопередачи выше, чем ОЛ и ДЗ соответственно при 26 % и 14 % для  $y/w = 3$ , при 28 % и 11 % для  $y/w = 4$ , при 23 % и 10 % для  $y/w = 5$ .

**Таблица 1**  
**Сравнение локального числа Нуссельта, полученного в простой трубе**  
**с и без ОЛ, ДЗП, ДЗ-вставок на входе для  $Re = 5200$**

Величина числа Нуссельта	Типы лент	$y/w$		
		3	4	5
$Nu_s/NU_p > 50\%$	ДЗТ	$x/D < 17$	$x/D < 17$	$x/D < 8$
	ДЗПТ	$x/D < 17$	$x/D < 13$	$x/D < 8$
	ОЛТ	$x/D < 21$	$x/D < 17$	$x/D < 8$
$Nu_s/NU_p > 20\%$	ДЗТ	$x/D < 25$	$x/D < 21$	$x/D < 17$
	ДЗПТ	$x/D < 17$	$x/D < 17$	$x/D < 13$
	ОЛТ	$x/D < 29$	$x/D < 25$	$x/D < 17$
$Nu_s/NU_p > 10\%$	ДЗТ	$x/D < 29$	$x/D < 25$	$x/D < 17$
	ДЗПТ	$x/D < 17$	$x/D < 17$	$x/D < 13$
	ОЛТ	$x/D < 34$	$x/D < 29$	$x/D < 25$

\*  $s$  — генератор вихрей,  $p$  — простая труба

**Таблица 2**  
**Сравнение локального числа Нуссельта, полученного в простой трубе**  
**с и без ОЛ, ДЗП, ДЗ-вставок на входе для  $Re = 10200$**

Величина числа Нуссельта	Типы лент	$y/w$		
		3	4	5
$Nu_s/NU_p > 50\%$	ДЗТ	$x/D < 13$	$x/D < 8$	$x/D < 4$
	ДЗПТ	$x/D < 13$	$x/D < 13$	$x/D < 8$
	ОЛТ	$x/D < 17$	$x/D < 8$	–
$Nu_s/NU_p > 20\%$	ДЗТ	$x/D < 21$	$x/D < 21$	$x/D < 13$
	ДЗПТ	$x/D < 21$	$x/D < 17$	$x/D < 13$
	ОЛТ	$x/D < 25$	$x/D < 21$	$x/D < 17$
$Nu_s/NU_p > 10\%$	ДЗТ	$x/D < 29$	$x/D < 25$	$x/D < 21$
	ДЗПТ	$x/D < 21$	$x/D < 21$	$x/D < 17$
	ОЛТ	$x/D < 34$	$x/D < 29$	$x/D < 25$

**Таблица 3**  
**Сравнение локального числа Нуссельта, полученного в простой трубе**  
**с и без ОЛ, ДЗП, ДЗ-вставок на входе для  $Re = 15200$**

Величина числа Нуссельта	Типы лент	$y/w$		
		3	4	5
$Nu_s/NU_p > 50\%$	ДЗТ	$x/D < 13$	$x/D < 8$	$x/D < 8$
	ДЗПТ	$x/D < 13$	$x/D < 13$	$x/D < 8$
	ОЛТ	$x/D < 13$	$x/D < 8$	–
$Nu_s/NU_p > 20\%$	ДЗТ	$x/D < 21$	$x/D < 17$	$x/D < 13$
	ДЗПТ	$x/D < 17$	$x/D < 17$	$x/D < 13$
	ОЛТ	$x/D < 25$	$x/D < 21$	$x/D < 17$
$Nu_s/NU_p > 10\%$	ДЗТ	$x/D < 25$	$x/D < 25$	$x/D < 25$
	ДЗПТ	$x/D < 21$	$x/D < 21$	$x/D < 17$
	ОЛТ	$x/D < 34$	$x/D < 34$	$x/D < 29$

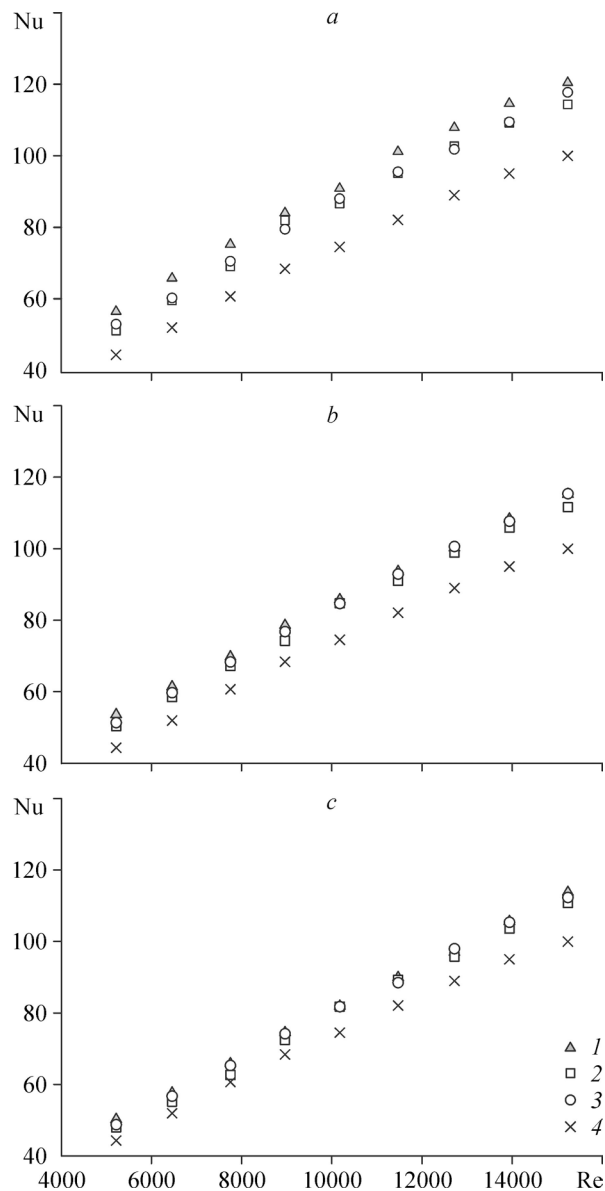


Рис. 8. Отношение числа Нуссельта и числа Рейнольдса для трубы с ОЛ, ДЗП и ДЗ на входе.  
Обозначения см. на рис. 5.

### 4.3. Среднее число Нуссельта

На рис. 8 представлено среднее число Нуссельта в трубе с различными лентами-вставками (ОЛ, ДЗП и ДЗ). Видно, что теплоотдача при использовании ОЛ, ДЗП и ДЗ имеет тенденцию к увеличению с ростом числа Рейнольдса для всех коэффициентов закрутки. Установлено, что все ленты обеспечивают более высокую скорость теплопередачи, чем простая труба: около 8,5–27,3 % — для ОЛ, 3,2–19,8 % — для ДЗП и 7,6–19,8 % — для ДЗ. Это может быть объяснено более высокой турбулентностью, генерируемой в потоке, и интенсивным перемешиванием жидкости между ядром потока и пристенной зоной течения, приводящими к увеличению градиентов температуры. Кроме того, труба с ДЗ на входе обеспечивает более низкое значение соотношений числа Нуссельта,

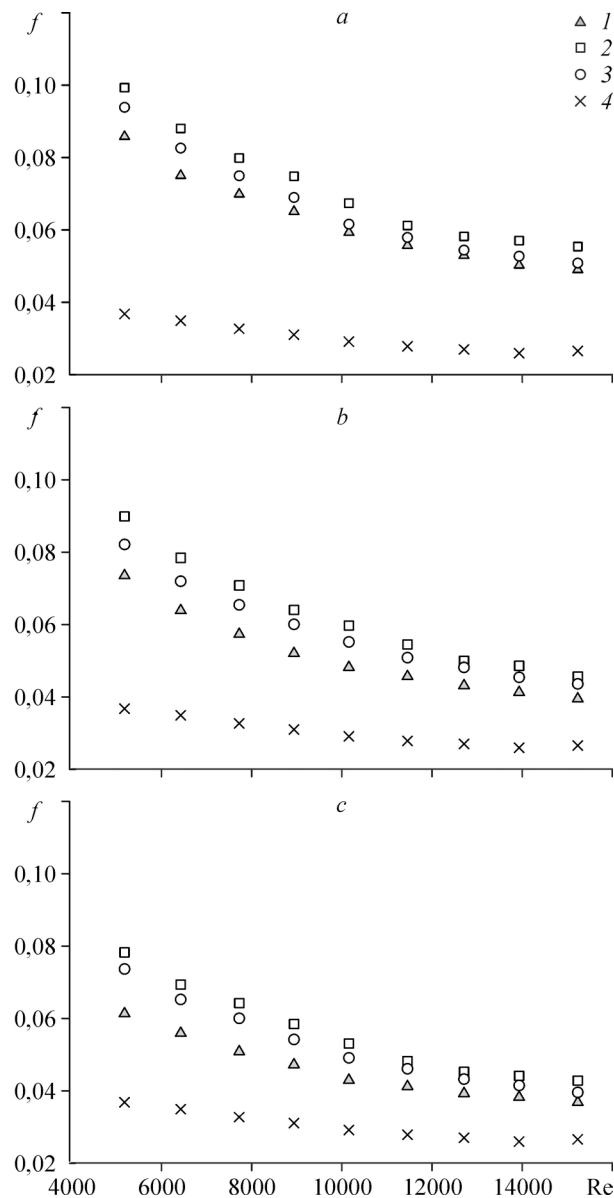


Рис. 9. Отношение коэффициента трения и числа Рейнольдса для трубы с ОЛ, ДЗП и ДЗ на входе. Обозначения см. на рис. 5.

чем ОЛ и ДЗП, для всех коэффициентов закрутки. Очевидно, что по сравнению с аналогичным коэффициентом закрутки ОЛ дает более высокие значения числа Нуссельта, чем ДЗ и ДЗП (до 9,2 и 10,6 %).

#### 4.4. Коэффициент трения

Изменение изотермического значения коэффициента трения в зависимости от числа Рейнольдса для трубки с ОЛ, ДЗП и ДЗ на входе изображено на рис. 9. Следует отметить, что коэффициент трения имеет тенденцию к снижению с возрастанием числа Рейнольдса. Среднее значение коэффициента трения для ОЛ, ДЗП и ДЗ соответственно выше в 1,38–2,33, 1,61–2,70 и 1,49–2,55 раз, чем для простых труб. Результаты также показали, что коэффициент трения для ДЗП несколько выше, чем у ОЛ и ДЗ из-за влияния вихря на входе, особенно для низких чисел Рейнольдса.

## Заключение

Проведены экспериментальные исследования трения потока жидкости и характеристик теплообмена в круглой трубе со вставкой двойной закрученной ленты. В одном случае ленты вставки были закручены в одном направлении, а в другом закрутка происходила в противоположных направлениях. Двойная закрученная лента устанавливалась на входе в трубу с разными коэффициентами крутки для турбулентного течения и числом Рейнольдса от 5200 до 15200. Наличие ДЗП и ДЗ обуславливает намного более высокое локальное число Нуссельта, чем при одной закрученной ленте на входе ( $x/D < 10$ ), хотя оно становится меньше для потока в трубе на расстоянии  $x/D > 10$ . Числа Нуссельта для всех лент-вставок показывают тенденцию к увеличению с уменьшением коэффициента закрутки и ростом числа Рейнольдса. Однако средние числа Нуссельта для трубы с одной закрученной лентой (ОЛ) на входе выше, чем при взаимодействии двойного завихрения в трубе.

## Обозначения

$A$ — площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup> ,	$Pr = \mu C_p / k$ — число Прандтля,
$C_p$ — удельная теплоемкость жидкости, Дж·кг <sup>-1</sup> ·К <sup>-1</sup> ,	$Q$ — интенсивность теплообмена, Вт,
$D$ — внутренний диаметр трубы, м,	$Re = \rho U D / \mu$ — число Рейнольдса,
$f = \Delta P / ((L/D)(\rho U^2/2))$ — коэффициент трения,	$t$ — толщина трубы, м,
$h$ — коэффициент теплоотдачи, Вт·м <sup>-2</sup> ·К <sup>-1</sup> ,	$T$ — температура, °С,
$I$ — ток, А,	$\tilde{T}$ — средняя температура, °С,
$k$ — теплопроводность жидкости, Вт·м <sup>-1</sup> ·К <sup>-1</sup> ,	$U$ — средняя скорость, м·с <sup>-1</sup> ,
$L$ — длина экспериментального участка, м,	$V$ — напряжение, В,
$M$ — массовый расход, кг·с <sup>-1</sup> ,	$\dot{V}$ — объемный расход, м <sup>3</sup> ·с <sup>-1</sup> ,
$Nu = hD/k$ — число Нуссельта,	$W$ — ширина ленты, м,
$P$ — давление потока в трубе, Па,	$y$ — расчетная длина закрученной ленты, м,
$\Delta P$ — перепад давления, Па,	$y/W$ — коэффициент крутки.

## Греческие символы

$\rho$  — плотность жидкости, кг·м<sup>-3</sup>,  $\delta$  — толщина ленты, м,  $\mu$  — динамическая вязкость жидкости, кг·с<sup>-1</sup>·м<sup>-1</sup>.

## Нижние индексы

b — объемный,	p — плоская труба,
conv — конвекция,	s — генератор вихрей,
i — на входе,	w — стена.
o — на выходе,	

## Список литературы

1. Hong M., Deng X., Huang K., Li Z. Compound heat transfer enhancement of a converging-diverging tube with evenly spaced twisted-tapes // Chin J. Chem Eng. 2007. Vol. 15. P. 814–820.
2. Murugesan P., Mayilsamy K., Suresh S. Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with square-cut twisted tape // Chin J. Chem Eng. 2010. Vol. 18. P. 609–617.
3. Promvong P., Eiamsa-ard S. Heat transfer in a circular tube with free-spacing snail entry and conical-nozzle turbulators // Int. Comm. In Heat and Mass Transfer. 2007. Vol. 34. P. 838–848.
4. Eiamsa-ard S., Nivesrangsan P., Chokphoemphun S., Promvong P. Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics // Int. Comm. In Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 37. P. 850–856.
5. Manglik R.M., Bergles A.E. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes. Part I. Laminar flows // Trans. ASME. J. Heat Transfer. 1993. Vol. 115. P. 881–889.
6. Manglik R.M., Bergles A.E. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes. Part II. Transition and turbulent flows // Transaction ASME. J. of Heat Transfer. 1993. Vol. 115. P. 890–896.
7. Bergles A.E. Techniques to augment heat transfer reading // Handbook of Heat Transfer Applications. Chapter 3. N.Y.: McGraw-Hill, 1985. P. 3–80.
8. Manglik R.M., Bergles A.E. Fully developed laminar heat transfer in circular-segment ducts with uniform wall temperature // Numerical Heat Transfer Intern. J. Computational Mathematical. Part A: Applications. 1994. Vol. 26. P. 499–519.

9. **Arment T.W., Todreas N.E., Bergles A.E.** Critical heat flux and pressure drop for tubes containing multiple short-length twisted-tape swirl promoters // Nuclear Engng and Design. 2013. Vol. 257. P. 1–11.
10. **Ferroni P., Block R.E., Todreas N.E., Bergles A.E.** Experimental evaluation of pressure drop in round tubes provided with physically separated, multiple, short-length twisted tapes // Experimental Thermal and Fluid Sci. 2011. Vol. 35. P. 1357–1369.
11. **Zohir A.E., Abdel Aziz A.A., Habib M.A.** Heat transfer characteristics in a sudden expansion pipe equipped with swirl generators // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2011. Vol. 32. P. 352–361.
12. **Yilmaz M., Comakli O., Yapici S., Sara O.N.** Heat transfer and friction characteristics in decaying swirl flow generated by different radial guide vane swirl generators // Energy Convers Manage. 2003. Vol. 44. P. 283–300.
13. **Saraç B.A., Bali T.** An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of decaying swirl flow through a circular pipe with a vortex generator // Exp. Therm. Fluid Sci. 2007. Vol. 32. P. 158–165.
14. **Promvong P., Eiamsa-ard S.** Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator // Energy Convers. Manage. 2006. Vol. 47. P. 2867–2882.
15. **Gül H., Evin D.** Heat transfer enhancement in circular tubes using helical swirl generator insert at the entrance // Int. J. Therm. Sci. 2007. Vol. 46. P. 1297–1303.
16. **Kurtbaş İ., Durmuş A., Eren H., Turgut E.** Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers // Int. J. Therm. Sci. 2007. Vol. 46. P. 300–307.
17. **Bali T., Ayhan T.** Experimental investigation of propeller type swirl generator for a circular pipe flow // Int. Comm. Heat Mass Transfer. 1999. Vol. 26. P. 13–22.
18. **Eiamsa-ard S., Rattanawong S., Promvong P.** Turbulent convection in round tube equipped with propeller type swirl generators // Int. Comm. Heat Mass Transfer. 2009. Vol. 36. P. 357–364.
19. **Eiamsa-ard S., Thianpong C., Eiamsa-ard P., Promvong P.** Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert // Int. Comm. Heat Mass Transfer. 2009. Vol. 36. P. 365–371.
20. **Eiamsa-ard S., Seemawute P.** Decaying swirl flow in round tubes with short-length twisted tapes // Int. Comm. Heat Mass Transfer. 2012. Vol. 39. P. 649–656.

*Статья поступила в редакцию 26 мая 2015 г.,  
после доработки — 20 июля 2015 г.*