

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения.....	6
Введение.....	8
Глава 1. Змеевиковые теплообменные аппараты типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали.....	9
1.1. Современные теплообменные элементы с развитой поверхностью теплообмена.....	9
1.1.1. Прямолинейные пружинно-витые каналы.....	9
1.1.2. Змеевиковый пружинно-витой канал.....	14
1.1.3. Оценка степени развития поверхности.....	15
1.2. Змеевиковые теплообменные аппараты.....	18
1.2.1. Конструкции современных змеевиковых теплообменников.....	18
1.2.2. Конструкции инновационных змеевиковых теплообменников.....	34
1.3. Геометрическое моделирование теплообменных поверхностей.....	43
1.3.1. Общий метод описания поверхностей теплообмена.....	43
1.3.2. Математическое моделирование поверхностей теплообмена пружинно-витых каналов.....	45
1.3.3. Змеевиковый пружинно-витой канал.....	58
1.4. Ламинарное течение вязкой жидкости в гладких трубах-змеевиках.....	61
1.5. Математическая модель сопряженной задачи теплообмена при течении жидкости в змеевиках с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали.....	76
1.6. Технология изготовления пружинно-витых каналов.....	86
1.6.1. Контроль качества пружинно-витых каналов.....	95
1.7. Процессы солеотложения в трубах с дискретной шероховатостью.....	103
1.8. Пример расчета водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе».....	109
1.8.1. Расчет водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе» с прямыми трубами.....	109
1.8.2. Расчет водо-водяного цилиндрического змеевикового теплообменника типа «труба в трубе».....	113
1.8.3. Расчет водо-водяного змеевикового теплообменника типа «труба в трубе», выполненного на конус.....	116
1.8.4. Расчет и оценка эффективности змеевиковых теплообменников типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали.....	127
ГЛАВА 2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ» С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПОВЕРХНОСТЬЮ «КОНФУЗОР-ДИФфуЗОР».....	135
2.1. Анализ конструкций теплообменных аппаратов и способы интенсификации конвективного теплообмена.....	135
2.1.1. Обзор конструкций теплообменных аппаратов.....	135
2.1.1.1. Аппараты с неподвижной теплообменной поверхностью типа «конфузор-диффузор»	135
2.1.1.2. Конструкции теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью теплообмена «конфузор-диффузор».....	139

2.1.2. Способы интенсификации конвективного теплообмена.....	142
2.1.2.1. Пассивные методы интенсификации конвективного теплообмена.....	142
2.1.2.2. Активные методы интенсификации конвективного теплообмена.....	147
2.1.3. Построение профиля криволинейных теплообменных элементов конфузорно-диффузорного типа.....	148
2.2. Гидродинамика и теплообмен ламинарного течения вязкой жидкости в каналах различной формы	157
2.2.1. Теоретические и экспериментальные исследования гидродинамики ламинарного течения вязкой жидкости в неподвижных каналах различной формы.....	157
2.2.2. Теоретические и экспериментальные исследования теплообмена при ламинарном течении вязкой жидкости в неподвижных каналах различной формы.....	158
2.2.3. Теоретические и экспериментальные исследования гидродинамики ламинарного течения вязкой жидкости во вращающихся каналах различной формы.....	161
2.2.4. Теоретические и экспериментальные исследования теплообмена при ламинарном течении вязкой жидкости во вращающихся каналах различной формы.....	164
2.2.5. Определение эквивалентного диаметра криволинейного канала типа «конфузор-диффузор» с оребренной и неоребреной частью.....	166
2.2.6. Гидродинамическая структура потока при течении вязких жидкостей во вращающихся конфузор-диффузорных каналах.....	180
2.3. Сопряженная задача теплообмена при ламинарном течении вязкой жидкости во вращающемся криволинейном канале типа «конфузор – диффузор» с оребренной и неоребреной проточной частью.....	185
2.3.1. Общие положения [139].....	185
2.3.2. Физическая модель гидродинамики и конвективного теплообмена во вращающемся криволинейном канале типа «конфузор – диффузор» с оребренной и неоребреной проточной частью.....	186
2.3.3. Математическая модель ламинарного течения вязкой жидкости во вращающемся канале типа «конфузор – диффузор» с оребренной и неоребреной проточной частью.....	188
2.4. Численная реализация задачи гидродинамики и теплообмена во вращающемся канале типа «конфузор – диффузор» с оребренной (и неоребреной) проточной частью.....	196
2.4.1. Алгоритм численной реализации сопряженного теплообмена на основе метода конечных элементов.....	196
2.4.2. Построение конечно-элементной модели	197
2.4.3. Определение полей температур и скоростей в жидкости и поля температур в оребрении.....	200

2.4.4. Ансамблирование конечных элементов.....	211
2.4.5. Решение системы алгебраических уравнений.....	212
2.4.6. Расчет температуры стенки канала	219
2.4.7. Расчет давления.....	220
2.4.8. Анализ результатов численного решения сопряженной задачи теплообмена.....	222
2.5. Практическая реализация результатов исследований в условиях производства.....	235
2.5.1. Расчет аппаратов типа «труба в трубе» с вращающимися теплообменными элементами «конфузор – диффузор».....	235
2.5.2. Расчет мощности, потребляемой двигателем насоса и двигателем, вращающим теплообменный элемент.....	239
Библиографический список.....	245

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

G – массовый расход жидкости, кг/с;
 P – давление, Па;
 Q – количество тепла, Вт;
 D – диаметр змеевика, м;
 F – площадь поверхности теплообмена, м²;
 T, t – температура, К;
 d_{eq} – эквивалентный диаметр, м;
 l – длина трубы, м;
 S – толщина стенки трубы, м;
 u_0 – начальная скорость на входе в канал, м/с;
 ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 ρ – плотность, кг/м³;
 c_p – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
 a – коэффициент температуропроводности, м²/с;
 Δ – оператор Лапласа;
 ∇ – оператор градиента;
 r_0, R_0 – наименьший и наибольший радиусы конфузорно-диффузорного элемента, выполненного в виде чередующихся усеченных прямых конусов, м;
 $\bar{r}_0, \bar{R}_0$ – наименьший и наибольший радиусы криволинейного канала типа «конфузор – диффузор», м;
 $L_{yчд}, L_{yнк}$ – длины диффузорного и конфузорного элементов, м;
 α_0, α_k – углы конусности диффузора и конфузора;
 L_{mp} – длина канала типа «конфузор – диффузор», м;
 φ_0 – угол расположения ребра;
 δ – толщина стенки канала, м;
 δ_p – толщина ребра, м;
 (a_1, b_1) – координаты центра окружности диффузора, м;
 (a_2, b_2) – координаты центра окружности конфузора, м;
 $R_{*д}$ – радиус окружности диффузора, м;
 $R_{*к}$ – радиус окружности конфузора, м;
 V_r, V_φ, V_z – радиальная, окружная, осевая составляющие скорости течения, м/с;
 f, G, H – безразмерные компоненты вектора скоростей;
 u_0 – начальная скорость на входе в канал, м/с;
 ω – угловая скорость вращения, с⁻¹;
 F_e, F_n – площадь внутренней и наружной поверхности теплообмена, м².

Индексы

zm – змеевиковый;

pr – прямой, прямолинейный;

pi – плавление;

sv – сварка;

$\bar{a}$ – означает безразмерность величины;

$(a)^T$ – означает транспозицию матрицы или вектора;

c – условия на стенке канала;

n – условия в ядре потока пара.

Безразмерные комплексы и критерии подобия

Re – критерий Рейнольдса;

Nu – критерий Нуссельта;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

Pe – критерий Пекле;

Bi – критерий Био на стенке;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

Обозначения, встречающиеся однократно или в пределах одной главы, поясняются в тексте.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в России на долю промышленного теплопотребления приходится более 50% от всего количества произведенных топливно-энергетических ресурсов (ТЭР). К числу наиболее крупных потребителей ТЭР относятся предприятия и производственные комплексы энергетики, металлургической, нефтехимической, пищевой промышленности, а также ЖКХ (системы отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха [1-3]), где основную массу теплообменного оборудования составляют водо-водяные змеевиковые емкостные и кожухотрубчатые пароводяные теплообменники, проработавшие в системе ЖКХ более 20 лет [1].

Доля же теплообменного оборудования в структуре ведущих отраслей промышленности составляет порядка 70%, где в большинстве случаев используются теплообменные аппараты с гладкотрубными теплообменными элементами, имеющими высокий уровень физического износа (до 60...70%), вследствие длительного срока их эксплуатации (50...60 лет) [3].

Эта проблема наблюдается в целом ряде важных секторов промышленности, в том числе: пищевой, медицинской, химической, нефтехимической, а также в тепловых сетях и источниках электроснабжения, среди которых ТЭЦ, ТЭС, ГРЭС и крупные районные котельные.

В связи с этим остро встают вопросы, связанные с совершенством теплообменного оборудования, его реконструкций и модернизацией, что порой является практически единственным способом повышения экономичности современных энергоустановок [5–28].

Существенной экономии материальных и энергетических ресурсов на промышленных предприятиях можно добиться путем разработки и применения энергосберегающих теплотехнических схем, интенсификации технологических процессов и повышения эффективности и единичной мощности теплообменного оборудования.

Отдельную группу аппаратов составляют теплообменные устройства с вращающейся относительно своей оси теплообменной поверхностью [4, 27].

Экспериментальные исследования теплообменника с цилиндрическим каналом, вращающимся относительно своей оси, показали существенное увеличение коэффициентов теплоотдачи за счет вращения теплообменной поверхности [27].

Было показано, если в качестве одного из теплоносителей используется насыщенный водяной пар, то имеет место непрерывный сброс пленки конденсата с внешней поверхности вращающего канала. При этом термическое сопротивление внешней теплоотдачи уменьшается в 3...10 раз [26] и осуществляется переход пленочного режима конденсации в «пленочно-капельный».

Таким образом, настоящая работа является некоторой попыткой осветить результаты последних исследований, определить современные тенденции в направлении создания инновационного теплообменного оборудования и методики их надежного инженерного расчета.

ГЛАВА 1. ЗМЕЕВИКОВЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ» С ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ РАДИУСОМ ИЗГИБА ВИНТОВОЙ СПИРАЛИ

1.1. Современные теплообменные элементы с развитой поверхностью теплообмена

1.1.1. Прямолинейные пружинно-витые каналы

Интенсификация процессов теплообмена тесно связана с вопросом создания высокоэффективных теплообменных элементов. Этой проблеме посвящено значительное число работ [1-4]. Согласно современным представлениям, теплообменную поверхность таких элементов целесообразно формировать в виде винтообразных впадин и выступов, что приводит к закрутке потока и, как следствие, к интенсификации процессов теплообмена.

Кроме того, закрутка потока в таких каналах позволяет уменьшить солеотложения на внутренних поверхностях [3, 4]. При этом считается установленным [5] факт асимптотического приближения к своему постоянному значению с течением времени термического сопротивления слоя солеотложений, что не наблюдается на внутренних поверхностях гладких круглых труб. Также показано [5], интенсификация теплообмена в каналах с турбулизаторами потока позволяет уменьшить минеральные отложения на внутренней поверхности примерно в пять раз по сравнению с гладкими трубами.

В связи с этим представляет практический интерес разработанный в последнее время класс пружинно-витых каналов [3], витки которых выполнены из проволоки различного поперечного сечения и жестко скреплены лазерной сваркой [3–14].

На рис. 1.1 представлен пружинно-витой канал, выполненный из проволоки круглого сечения.

При такой технологии исключается явление наклепа, имеющего место в трубах с накаткой.

Процесс образования таких каналов может быть реализован путем плотной намотки проволоки эллиптического или круглого сечений на подложку в виде круглого или эллиптического цилиндра.

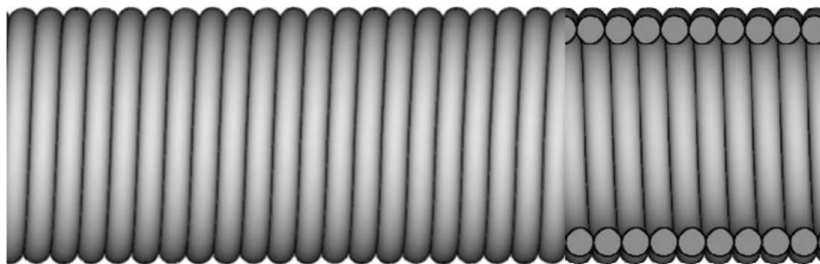


Рис. 1.1. Пружинно-витой канал, выполненный из проволоки круглого сечения

За счет эллиптической формы проточной части при движении жидкости происходит перераспределение радиальных давлений по осям эллипса, что вызывает появление циркуляционных токов, перемешивающих среду в канале. Это интенсифицирует процесс теплообмена и приводит к тепловой стабилизации на более коротком участке.

Наличие спиральных выступов на наружной поверхности пружинновитого канала выполняет роль внешнего оребрения, увеличивая площадь теплообменной поверхности в 1,5–1,7 раза. Такая поверхность способствует интенсификации теплообмена при умеренном росте потерь энергии на прокачивание теплоносителя.

Однако в процессе исследований [3] был отмечен процесс затухания циркуляционных токов в канале. В этой связи в работе [3] было предложено установить в проточной части теплообменного элемента 1 (рис. 1.2) интенсификаторы 2, выполненные в виде спиральных пружинно-витых элементов, жестко закрепленных между витками тугой пружины.

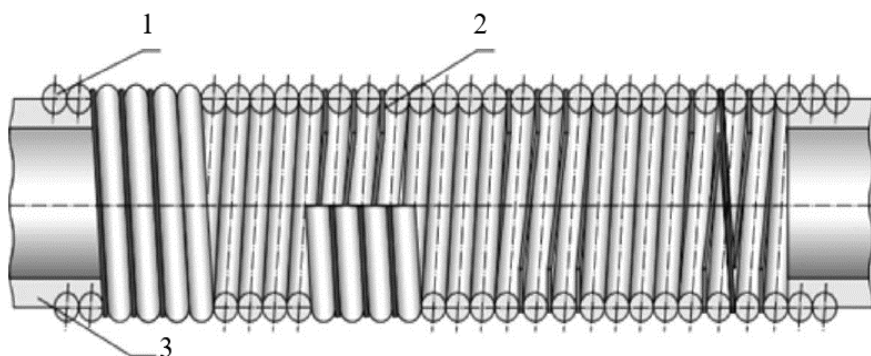


Рис. 1.2. Теплообменный элемент с пружинным интенсификатором:
1 – теплообменный элемент; 2 – интенсификаторы; 3 – патрубок

Спиральные пружинно-витые интенсификаторы 2 выполнены из элементов прямоугольного сечения и выполняют, кроме того, роль внутреннего оребрения.

Концы такого теплообменного элемента снабжены патрубками 3 для последующей их развальцовки в трубных плитах кожухотрубных теплообменников. Пружинно-витые интенсификаторы 2 устанавливают путем ввинчивания их в зазоры между витками растянутого пружинно-витого теплообменного элемента 1 с последующим их жестким креплением лазерной сваркой между витками элемента 1.

При движении рабочей среды в проточной части теплообменного элемента, с установленными в нем интенсификаторами, пристенным слоям жидкости в проточной части канала сообщается местная закрутка потока, в котором зарождаются вторичные течения (макровихри) с турбулентными флуктуациями в виде вихрей Тейлора – Гёртлера.

Для дальнейшего увеличения эффективности теплообмена предложено также устанавливать в проточной части канала непрерывные спиральные интенсификаторы с отштампованными лепестками, отогнутыми по направлению закрутки потока.

На рис. 1.3 представлен теплообменный элемент с непрерывным спиральным интенсификатором, а на рис. 1.4 фрагмент непрерывного спирального интенсификатора.



Рис. 1.3. Непрерывный спиральный интенсификатор

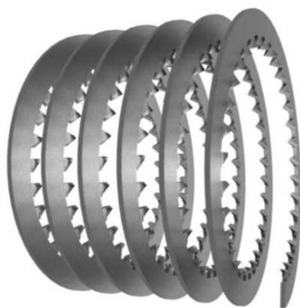


Рис. 1.4. Фрагмент непрерывного спирального интенсификатора

В работе [3] предложено проточную часть пружинно-витой трубы выполнить в виде чередующихся с заданным шагом выступов 1 и лысок 2 (рис. 1.5).

Сочетание зон выступов и лысок способствует быстрому выравниванию поля температур в проточной части трубы и обеспечивает высокую эффективность теплообмена.

Дальнейшим развитием идеи использования пружинно-витых каналов и целей повышения их теплогидродинамической эффективности были предложены конструкции труб типа «конфузор – диффузор» [3] (рис. 1.6).

Интенсификация теплообмена в таких каналах обусловлена особенностями гидродинамики потока под действием знакопеременного градиента давления. Турбулентные вихреобразования, генерируемые в диффузорных элементах и

отрывной зоной кромки стыка с конфуззором, уносятся потоком и полезно используются в конфузторных элементах.

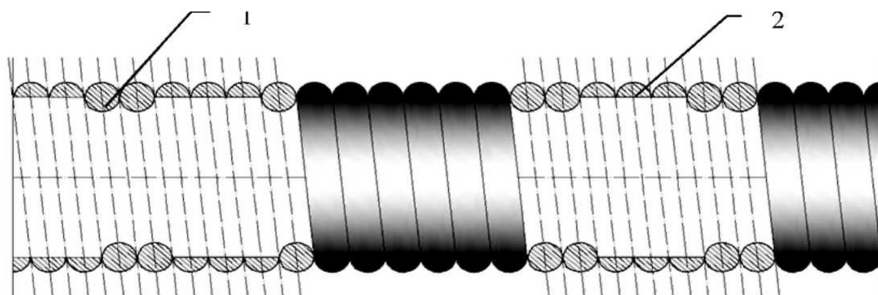


Рис. 1.5. Теплообменный элемент с выступами и лысками:
1 – выступ; 2 – лыска

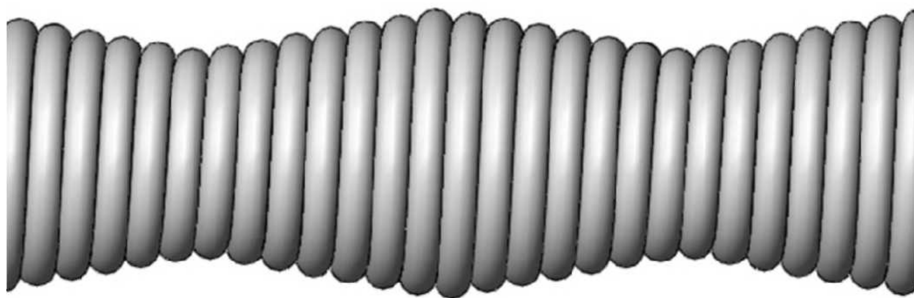


Рис. 1.6. Пружинно-витой канал типа «конфузор – диффузор»

В конфузторных элементах используется также эффект увеличения скоростей пристенных слоев жидкости.

Использование каналов конфузторно-диффузорного типа является одним из новых и перспективных способов интенсификации конвективного теплообмена, основанных на организации течения теплоносителя под действием различных неоднородностей давления [4, 15]. При этом развитие поверхности используется не только для простого увеличения теплового потока, но главным образом для создания в потоке благоприятной гидродинамической обстановки, способствующей интенсификации теплообмена.

На рис. 1.7 представлен теплообменный элемент в виде пружинно-витого канала, выполненный из системы проволок с образованием жестко скрепленной многозаходной винтовой спирали [16].

Теплообменный элемент может быть выполнен из проволоки заданного сечения (например, кругового) из углеродистой или легированной стали, а также из цветного металла – латуни, меди.

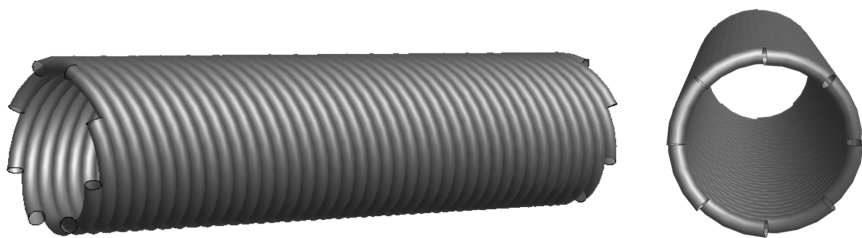


Рис. 1.7. Теплообменный элемент в виде многозаходной винтовой спирали

Конфигурация теплообменного элемента позволяет существенно интенсифицировать процесс теплообмена за счет возникновения вторичных течений в углублениях и у поверхности проволок, образующих стенку теплообменного элемента, которые разрушают приграничные слои у стенки. Вторичные течения образуют у внутренней стенки теплообменного элемента вихревую область, в которой холодные и горячие объемы жидкости перемешиваются под действием центробежных сил, возникающих при движении жидкости по виткам многозаходной винтовой спирали, что существенно интенсифицирует теплообмен.

Рост теплообмена вызван и эффектом оребрения теплообменного элемента, конструктивно выполненного из проволок в виде многозаходной винтовой спирали. Кроме того, за счет вращения теплоносителя происходит разбрызгивание и сброс конденсатной пленки, снижая в 3...10 раз термическое сопротивление в процессе теплообмена. Это обеспечивает переход «пленочной» конденсации к «пленочно-капельной» и «капельной» конденсации.

Таким образом, теплообменный элемент, образованный системой проволок с образованием жестко скрепленной многозаходной винтовой спирали, позволяет существенно интенсифицировать теплообмен в трубах по сравнению с известными аналогами [16].

В работах [17–19] предлагается выполнить проточную часть пружинно-витого теплообменного элемента на конус (Рис. 1.8).

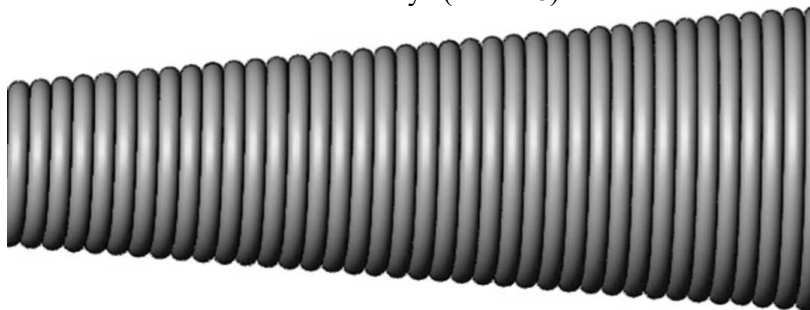


Рис. 1.8. Пружинно-витой канал, выполненный на конус

Конфигурация теплообменного элемента, выполненного на конус, позволит интенсифицировать процесс теплообмена за счет вторичных течений, возникающих под действием центробежных сил и эффекта центрифугирования

«холодных» объемов жидкости оси трубы теплообменного элемента к периферии (внутренней стенке теплообменного элемента).

Кроме того, при постоянном расходе нагреваемой жидкости, за счет изменения поперечного сечения канала, растет средняя скорость жидкости в трубе. Это вызывает рост интенсивности турбулентности, способствуя перемешиванию жидкости – горячих слоев у стенки с «холодной» частью потока в центральной части теплообменного элемента.

Следует также отметить, что при движении жидкости в конической части теплообменного элемента змеевикового теплообменника возрастает влияние центробежной силы на элементы вращающейся жидкости, вызывая поперечную циркуляцию среды в проточной части криволинейного канала.

1.1.2. Змеевиковый пружинно-витой канал

В целях снижения металлоемкости и интенсификации теплообмена в последующем на базе пружинно-витых каналов были предложены ряд инновационных змеевиковых теплообменных элементов, один из которых представлен на рис. 1.9.

Как показано [20–38], интенсификация теплообменных процессов в изогнутых трубах-змеевиках в основном вызвана поперечной циркуляцией среды в проточной части криволинейных каналов [20–24].



Рис. 1.9. Змеевиковый теплообменный элемент на базе пружинно-витого канала

Согласно данным [24], увеличение коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме течения в искривленной трубе в 1,3 раза выше, но вызывает рост энергетических затрат при движении жидкости за счет искривления трубы в 1,37 раза. Такая же интенсификация теплообмена за счет увеличения скорости жидкости в прямой трубе приводит к увеличению энергетических затрат в 1,76 раза.

В связи с этим, применение винтовых змеевиков, в целях интенсификации теплообмена, является целесообразным [20–38].

1.1.3. Оценка степени развития поверхности

Важным направлением решения задач ресурсо- и энергосбережения является разработка и внедрение новых видов развитых конвективных поверхностей теплообмена, отличающихся высокой теплогидродинамической эффективностью, технологичностью и невысокой стоимостью.

Внедрение эффективных и дешевых теплообменников с трубными пучками, выполненными в виде интенсифицированных теплообменных труб, приведет к существенной экономии материальных и энергетических ресурсов.

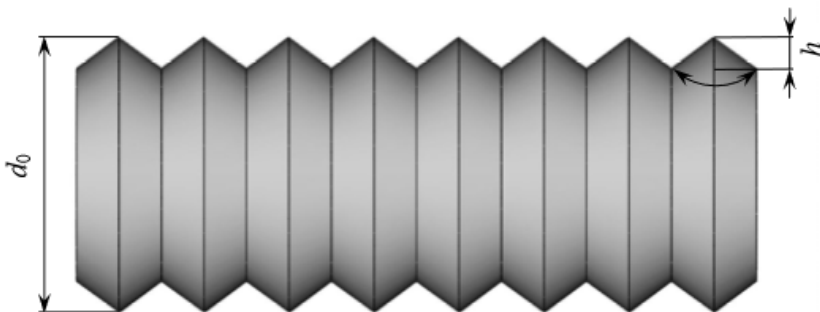


Рис. 1.10. Поверхность с треугольными кольцевыми впадинами и выступами

Улучшение теплогидродинамических характеристик поверхностей нагрева возможно несколькими способами [3], одним из которых является развитие внутренней и наружной поверхностей труб радиальным вдавливанием участков стенки трубы с образованием впадин и выступов различного профиля (рис. 1.10).

Это позволяет получить существенное развитие теплообменных поверхностей труб, а также интенсифицировать теплообмен за счет турбулизации потоков в выемках и впадинах [1, 3].

Если представить приближенно профиль поверхности как последовательность треугольных выступов, впадин и пренебречь толщиной оболочки, то несложный геометрический анализ показывает, что степень развития поверхности канала $\psi = \frac{F_1}{F_0}$ зависит от угла при вершине треугольного выступа β ($0 < \beta < \pi$) и его высоты h :

$$\psi = \frac{F_1}{F_0} = \frac{1}{\sin(\beta/2)} \left(1 - \frac{h}{d_0} \right), \quad (1.1.1)$$

где F_1 – площадь поверхности трубы с треугольными выступами и впадинами;
 F_0 – площадь поверхности гладкой круглой трубы.

Функция $y = \left(\frac{1}{\sin(\beta/2)} \right)$ минимальна (равна 1) при $\beta = \pi$ и стремится к бесконечности при $\beta \rightarrow 0$. За счет уменьшения угла β можно получить существенное увеличение теплообменной поверхности. Так, если взять профиль выступа в виде равнобедренного треугольника с прямым углом при вершине $\beta = \pi/2$, то степень развития поверхности составит:

$$\psi = \sqrt{2} \left(1 - \frac{h}{d_0} \right). \quad (1.1.2)$$

Отсюда следует, что максимальная (предельная) степень развития поверхности, равная $\psi_{\text{lim}} = \sqrt{2}$, достигается при величине $h \rightarrow 0$, когда число выступов на единице длины трубы стремится к бесконечности. Если взять за основу равносторонний треугольник ($\beta = \pi/3$), то формула (1.1) приобретает вид $\psi = 2(1 - h/d_0)$ и $\psi_{\text{lim}} = 2$.

Получить степень развития поверхности $\psi > 2$ возможно за счет дальнейшего уменьшения угла β . Тогда профиль наружной и внутренней поверхностей соответствует профилю поперечно-оребренной трубы, где значительно ухудшаются условия теплообмена на внутренней и внешней поверхностях, что указывает на нецелесообразность бесконечного снижения значений угла β [3].

Если представить профиль поверхности как последовательность полукруглых выступов и впадин (рис. 1.11) и пренебречь толщиной оболочки, то можно показать, что степень развития поверхности канала ψ зависит только от диаметра полукруглого выступа:

$$\psi = \frac{F_2}{F_0} = \frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{d}{d_0} \right), \quad (1.1.3)$$

где F_2 – площадь поверхности трубы с полукруглыми выступами и впадинами.

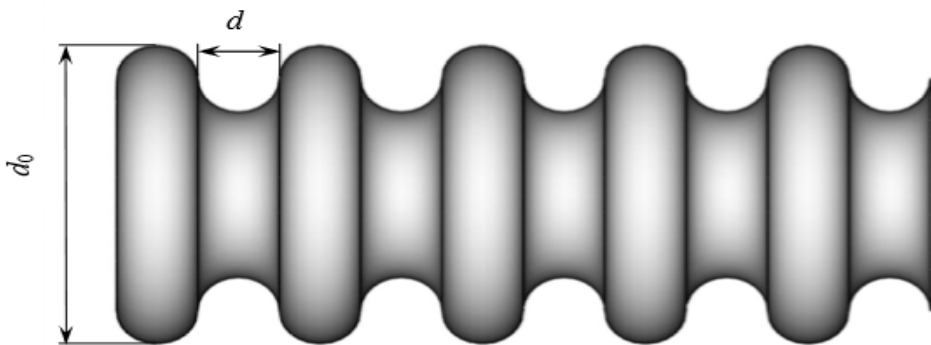


Рис. 1.11. Поверхность с кольцевыми впадинами и выступами

В этом случае максимальная степень развития поверхности, равная $\psi_{\text{lim}} = \pi/2$, достигается при $d \rightarrow 0$, когда число выступов на единице длины

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно

в интернет-магазине

«Электронный универс»

e-Univers.ru