

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 8250

(13) U

(46) 2012.06.30

(51) МПК

F 28F 1/00 (2006.01)

F 25D 7/00 (2006.01)

(54)

ТЕПЛООБМЕННАЯ ТРУБА

(21) Номер заявки: u 20110859

(22) 2011.11.02

(71) Заявитель: Учреждение образования
"Белорусский государственный техно-
логический университет" (ВУ)

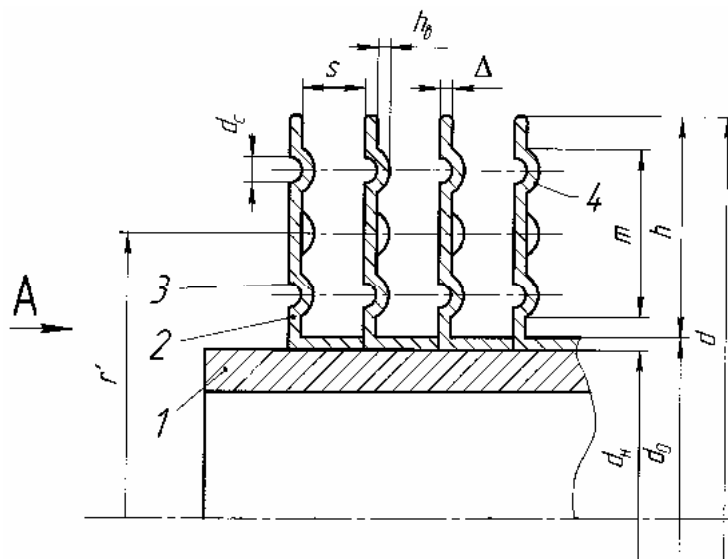
(72) Авторы: Кунтыш Владимир Борисович
(ВУ); Санкович Евгений Савельевич
(ВУ); Мулин Виктор Петрович (RU);
Пиир Адольф Эдвардович (RU); Мин-
нигалеев Альберт Шамилович (RU)

(73) Патентообладатель: Учреждение образо-
вания "Белорусский государственный
технологический университет" (ВУ)

(57)

1. Теплообменная труба, состоящая из несущей металлической трубы круглого поперечного сечения, поперечно обтекаемая теплоносителем, и навитыми под натягом на ее наружной поверхности спиральными L-образными поперечными ребрами одинаковой высоты из теплопроводного пластичного металла, отличающаяся тем, что на боковой поверхности каждого ребра на кольцевом участке шириной $m = 0,5h$, где h - высота ребра, расположены сферические выемки такой глубины, при которой на противоположной поверхности этого ребра под выемками возникают сферические выступы высотой больше толщины пограничного слоя теплоносителя, при этом нейтральная линия ребра проходит по середине ширины кольцевого участка.

2. Теплообменная труба по п. 1, отличающаяся тем, что плотность выемок на каждом ребре одинакова и находится в интервале $\gamma = 55 \div 65 \%$.



Фиг. 1

(56)

1. Левченко Г.И., Лисейкин И.Д., Копелиович А.М. и др. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов. - М.: Энергоатомиздат, 1986. - С. 24-25.
2. Грудзинский М.М. Исследование теплопередачи и потерь давления в пучках оребренных труб и изыскание оптимальных конструкций воздухонагревателей: Автореф. дис. канд. техн. наук. - М., 1968. - С. 8-15.
3. Шмеркович В.М. Современные конструкции аппаратов воздушного охлаждения. Обзорн. информ. Сер. Химическое и нефтеперерабатывающее машиностроение. - М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979. - С. 27-32.
4. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / Под общ. ред. В.Б.Кунтыша, А.Н.Бессонного. - СПб.: Недра, 1996. - С. 89-104, 213-214.
5. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э. Анализ тепловой эффективности, объемной и массовой характеристик теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2009. - № 5. - С. 3-6.
6. Кунтыш В.Б., Иохведов Ф.М. Влияние относительной глубины межреберной полости на тепловую эффективность, теплообмен ребристых пучков труб и интенсификация теплоотдачи в них // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. - 1970. - № 4. - С. 127-136.
7. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. - М. - Л.: Энергия, 1966. - С. 104-105, 114-121.
8. А.с. СССР 1394026, МПК⁴ F 28F 1/24, 1988.
9. Патент РБ на полезную модель 2838, МПК (2006) F 28 F1/00, 2006.
10. Патент РБ на полезную модель 5047, МПК (2006) F 28F 1/09, 2009.
11. Кунтыш В.Б. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление пучков труб с ленточным оребрением для аппаратов воздушного охлаждения // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2000. - № 7. - С. 11-15 (прототип).
12. Халатов А.А. Вихревые технологии в энергетическом газотурбостроении. - Киев: Институт технической теплофизики НАН Украины, 2008. - С. 215-246.
13. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. - Казань: Изд-во Казанского гос. технич. университета, 1999. - С. 60-61.

Полезная модель относится к конструкциям теплообменных труб круглого поперечного сечения, у которых на несущую металлическую трубу навиты под натягом спиральные ребра из теплопроводной ленты. Трубы снаружи обтекаются поперечным воздушным (газовым) потоком теплоносителя и являются основным конструктивным элементом трубных пучков газожидкостных теплообменников, например калориферов и воздухонагревателей различных теплотехнологических и сушильных установок, систем вентиляции воздуха, утилизаторов теплоты приточно-вытяжной вентиляции промышленных зданий и зрелищных сооружений, водяных экономайзеров паровых котлов, воздухоохладителей компрессорных машин, теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения (АВО).

Известна конструкция [1] теплообменной стальной трубы круглого поперечного сечения, которая снаружи имеет навитые под натягом в горячем состоянии спиральные ребра из стальной, поставленной на ребро ленты. Поперечное сечение ребер прямоугольное, а их боковая поверхность технически гладкая. Толщина ребер $\Delta \cong 1,0 \div 1,8$ мм. Из труб собираются змеевики водяных экономайзеров паровых котлов, обтекаемые с внешней стороны продуктами сгорания топлива, теплота которых передается питательной воде, движущейся принудительно внутри труб-змеевиков. Несмотря на значительную толщину ребра, которая здесь всецело определяется эксплуатационными условиями, и умеренную высоту ребра ($h \cong 10 \div 12$ мм) коэффициент эффективности ребра вследствие применения малотеплопроводного металла остается невысоким, что в сочетании с большим шагом

ВУ 8250 U 2012.06.30

ребра ($s \cong 11 \div 12$ мм) вызывает значительную металлоемкость водяных экономайзеров. Этому способствует и низкий коэффициент оребрения трубы $\phi \cong 3 \div 3,6$.

Отмеченные недостатки частично устранены в конструкции теплообменной трубы [2] с однозаходным спирально навитым под натягом ребром из стальной ленты толщиной $\Delta = 0,4$ мм. Ребра навиты на стальную трубу наружного диаметра 22 мм, имеют высоту $h = 10$ мм, шаг $s = 4$ мм и коэффициент оребрения $\phi = 8,4$. Применение тонкого ребра меньшего шага и повышенного коэффициента оребрения позволило улучшить габаритомассовую характеристику трубного пучка из этой поверхности теплообмена, которая применяется в калориферах и воздухонагревателях. Однако тепловая эффективность теплообменной трубы остается низкой из-за возросшей относительной глубины h/s межреберной полости, в которой формируется пограничный слой воздуха увеличенной толщины, препятствующий интенсивному конвективному теплообмену.

Дальнейшее тепловое совершенствование теплообменной трубы подобной конструкции осуществлялось заменой стальной ленты на алюминиевую средней толщины $\Delta \cong 0,3 \div 0,4$ мм, увеличением высоты ребра до $h = 16$ мм и уменьшением шага ребра до $s = 3 \div 2,5$ мм [3, 4]. Трубы имели однозаходное спирально навитое в холодном состоянии под натягом ребро поперечного сечения прямоугольной формы или L-образного сечения [4]. Коэффициент оребрения возрос до $\phi \cong 22$. Применение для ребер алюминия, коэффициент теплопроводности которого в $4,5 \div 5$ раз больше теплопроводности стальных ребер, несмотря на возросшую высоту приблизительно в 1,6 раза и сохранение неизменной высоты Δ позволило повысить коэффициент эффективности ребра до максимального значения, близкого к единице. Благодаря улучшенным габаритной и массовым характеристикам [5] эти теплообменные аппараты нашли широкое применение в теплообменных секциях АВО, особенно топливно-энергетического комплекса нашей страны, России. Производство их исчисляется тысячами метров. Однако существенно возросла глубина межреберной полости до $h/s = 5,3 \div 6,4$, что снижает тепловую эффективность труб на $50 \div 60$ % в сравнении с трубами при $h/s < 2$ [6, 7]. Узкие межреберные полости создают неблагоприятные гидродинамические условия для активного теплообмена поперечно обтекаемых труб со спиральными ребрами. Но даже при этом существенном недостатке трубы со спиральными алюминиевыми ребрами нашли самое большое применение в газожидкостных теплообменниках различных отраслей промышленности (нефте- и газопереработка, химическая, энергетическая, целлюлозно-бумажная, электроэнергетика, железнодорожный транспорт и т.д.).

Известен ряд конструкций [8-10] теплообменных труб круглого поперечного сечения со спирально навитыми под натягом ленточными тонкими ($\Delta \cong 0,3 \div 0,4$ мм) ребрами, в которых предложены технические решения по устранению основного недостатка - низкой тепловой эффективности оребрения трубы, омываемой перпендикулярным воздушным потоком. Таковыми решениями являлись: пластическое расчленение ребер на высоту $2 \div 3$ мм по наружному диаметру на короткие пластинки формы знака "интеграл", выполнение на периферийном кольцевом участке ребер радиально расположенных гофр, нанесение на боковой поверхности ребер рельефных выступов высотой $0,1 \div 0,2$ мм, играющих роль шероховатости. Теплофизическая суть их применения состояла в использовании способа интенсификации теплоотдачи турбулизацией и разрушением пограничного слоя потока на боковой поверхности ребра с обеспечением примерно одинаковой пропорции увеличения коэффициента теплоотдачи и роста аэродинамического сопротивления трубы (пучка труб). Тепловая эффективность возросла не более чем на $20 \div 30$ %, что недостаточно для выравнивания термического сопротивления теплоотдачи по внутренней и внешней сторонам трубы, то есть по стороне жидкости и воздуха.

Такие трубы с интенсифицированным теплообменом оказались более склонными к загрязнению, которое сложно удалить традиционными способами очистки, используемыми для труб с гладкоповерхностными ребрами.

BY 8250 U 2012.06.30

Наиболее близкой к заявляемой полезной модели по технической сущности и достигаемому результату является оребренная теплообменная труба [11]. Теплообменная труба состоит из несущей стальной трубы круглого поперечного сечения с навитым под натягом однозаходным равновысотным спиральным ребром с гладкой боковой поверхностью из алюминиевой ленты исходной толщины 0,4 мм. Геометрические средние параметры ребра, мм: наружный диаметр $d = 56,42$; высота $h = 15,25$; шаг $s = 2,8; 2,5$; средняя толщина ребра $\Delta = 0,22$; коэффициент оребрения $\varphi \cong 18,3; 20,6$. Несущая труба характеризуется наружным диаметром $d_n = 24,92$ мм и толщиной стенки $\delta = 2$ мм. Ребро имеет L-образное поперечное сечение, то есть вертикальное спиральное ребро у основания отгибалось, образуя горизонтальную полку [4]. Горизонтальная полка обеспечивает хорошую защиту наружной поверхности несущей трубы от атмосферной коррозии и повышает надежность в направлении увеличения эксплуатационного ресурса по сравнению с теплообменными трубами, у которых ребра не имеют горизонтальной полки. В отличие от L-ребер их называют иногда I-образными ребрами [3]. Достоинствами прототипа являются: относительная дешевизна трубы; малая металлоемкость вследствие применения ребра теплоэнергетически оптимальной толщины [4] для алюминиевого исполнения и значительной величины коэффициента оребрения; возможность создания компактных конструкций трубного пучка вследствие больших значений φ ; наличие высокопроизводительной промышленной технологии изготовления [4]. Поэтому такие трубы нашли широкое практическое применение в теплообменных секциях АВО топливно-энергетического комплекса, в утилизаторах теплоты вентиляционных выбросов, в конденсаторах холодильных установок. Недостатки прототипа: пониженная тепловая эффективность, которая вытекает непосредственно из достоинства, заключающегося в высоком коэффициенте оребрения φ трубы. Высоким φ при $h = \text{const}$ соответствует малое значение шага s ребра. В итоге возникает относительно глубокая (высокая) межреберная полость со значением $h/s = 15,25/2,8 = 5,9$ или $15,25/2,5 \cong 6$. В такой полости возникает значительный градиент скорости потока по ее высоте, формируется утолщенный пограничный слой на боковой поверхности ребра, течение потока ламинизируется. Однако по данным [5], несмотря на неблагоприятные гидродинамические факторы, удельный съем тепла с поверхности трубы $\alpha\varphi$ опережает уменьшение коэффициента теплоотдачи α . Но это опережение вызвано развитием φ , то есть реализуется экстенсивный прирост теплосъема $\alpha\varphi$, что энергетически невыгодно, так как увеличение φ сопровождается ростом металлоемкости и большей площадью поверхности теплоотдачи. Энергетически, а значит, и экономически целесообразным и выгодным является интенсивный прирост теплосъема, что возможно повышением α при неизменных затратах мощности на прокачку теплоносителя и постоянном $\varphi = \text{const}$. Резервы для реализации этого направления, судя по исследованиям [5, 6, 12], имеются.

Задача полезной модели - повышение тепловой (энергетической) эффективности и надежности теплообменной трубы с навитыми спиральными ребрами.

Поставленная задача решается тем, что теплообменная труба, состоящая из несущей металлической трубы круглого поперечного сечения, поперечно обтекаемая теплоносителем, с навитыми под натягом на ее наружной поверхности спиральными L-образными поперечными ребрами одинаковой высоты из теплопроводного пластичного металла, отличается тем, что на боковой поверхности каждого ребра на кольцевом участке шириной $m = 0,5 h$, где h - высота ребра, расположены сферические выемки такой глубины, при которой на противоположной поверхности этого ребра под выемками возникают сферические выступы высотой больше толщины пограничного слоя теплоносителя, при этом нейтральная линия ребра проходит по середине ширины кольцевого участка, а плотность выемок на каждом ребре одинакова и находится в интервале $\gamma = 55 \div 65 \%$.

Существенные отличия предлагаемой теплообменной трубы по сравнению с прототипом заключаются в следующем. На одной боковой поверхности каждого ребра на кольцевом участке шириной m имеются сферические выемки (углубления), например нанесенные

ввиду пластичного материала ребра выдавливанием. Оставшаяся часть боковой поверхности ребра является гладкой. Глубина выемок такова, что на противоположной боковой поверхности каждого ребра возникают сферические выступы (шероховатости) удобообтекаемой формы, высота которых не меньше толщины δ_c пограничного слоя теплоносителя на этой поверхности ребра. Расположение выемок характеризуется шагами S_1 и S_2 . Углубления на поверхности ребра как при турбулентном, так и ламинарном вынужденном движении потока на сегодняшний день являются одним из самых эффективных способов интенсификации теплоотдачи, позволяющих увеличить ее в $1,5 \div 4,5$ раза [13] при умеренном росте аэродинамического сопротивления. Именно при таком соотношении между ростом теплоотдачи и сопротивления реализуется наибольшее повышение тепловой эффективности той или теплопередающей поверхности. Углубления выступают в роли генераторов вихревых образований, подобных природным смерчам [12], выбрасываемых из выемок в пограничный слой, разрушая и обновляя его, а также турбулизуя. Среди различных форм углублений при вихревой интенсификации теплоотдачи максимальное значение тепловой эффективности достигается сферическими выемками на поверхности узких каналов, в частности межреберных полостей, образуемых каждой парой смежных ребер. При отступлении от сферической формы интенсифицирующий эффект снижается. Для сохранения сферической формы выемок на спиральном натяжном ребре необходимо располагать их на нейтральной линии и в окрестности ее на одинаковом расстоянии по одну и другую сторону на кольцевом участке шириной $m = 0,5 h$, на котором искажение углублений от сферической формы мало ощутимо. Этот участок ребра является зоной весьма малых деформаций оребряющей ленты, которые возникают при изгибе ленты на ребро в спираль. Радиус нейтральной линии (слоя) ребра равен $r' = (r \cdot r_0)^{0,5}$, где $r = 0,5 d$ - наружный диаметр ребра; $r_0 = 0,5(d - 2 h)$ - радиус ребра по его основанию.

Межреберные полости полезной модели представляют собой открытые относительно узкие каналы шириной $(s - \Delta) / h \cong 0,17 \div 0,15$, которая удовлетворяет одному из условий достижения высокого интенсифицирующего эффекта вихревым способом [12, 13]. Также известно [1, 4], что на боковой поверхности, примыкающей к вершине ребра, локальные коэффициенты теплоотдачи достаточно высоки и наличие выемок на этой части не будет сопровождаться ощутимым их повышением при учете того факта, что произойдет отклонение формы выемок от сферической. Это может вызвать даже отрицательный эффект. Также нет необходимости в расположении выемок на поверхности у основания ребра ввиду значительной кривизны его, которая исказит сферическую форму еще более сильно по сравнению с частью поверхности ребра у вершины, возникнут волны [2], что ухудшит и так низкую теплоотдачу на прикорневом участке поверхности.

Какому расположению выемок отдать предпочтение (шахматному, коридорному, радиальному, смешанному)? Тип компоновки выемок на поверхности в слабой мере отражается на величине тепловой эффективности. А если это касается спирального поперечного круглого ребра, учитывая криволинейный характер движения поперечного потока вокруг трубы на разных участках поверхности ребра, то даже при однотипной компоновке выемок их обтекание окажется разным. Представляется наиболее целесообразным при назначении типа расположения сферических выемок принимать в качестве определяющего фактора технологичность нанесения в серийном производстве. Однако выбранные значения шагов S_1 и S_2 , которые определяют количество сферических выемок той или иной компоновки ребра, должны обеспечивать плотность выемок в диапазоне $\gamma = 55 \div 65 \%$ для поддержания высокой эффективности вихревой интенсификации.

Генерируемые выемками вихри диффундируют в пограничный слой и препятствуют осаждению загрязнений на боковой поверхности, реализуется самоочищающий эффект. Эксплуатационная надежность трубы повышается.

Образование сферических выемок на одной боковой поверхности шириной m тонкого ребра из пластичного материала должно сопровождаться появлением под каждой из них на противоположной боковой поверхности удобообтекаемой формы сферических высту-

пов, выступающих за пограничный слой потока и играющих роль турбулизаторов его как непредельная шероховатость. Толщина пограничного слоя потока на поверхности ребра вычисляется по известным формулам Блазиуса или Кармана применительно к режиму движения теплоносителя. Они обновляют и турбулизуют пограничный слой потока, увеличивая интенсивность теплоотдачи при росте аэродинамического сопротивления. А удобообтекаемая плавноочерченная форма сферических выступов позволяет достичь благоприятного соотношения между этими результатами.

Следовательно, в каждой межреберной полости одновременно протекает процесс интенсификации теплоотдачи сферическими выемками и сферическими выступами (шероховатостью) при пропорциональном росте аэродинамического сопротивления. В итоге тепловая (энергетическая) эффективность теплообменной трубы по воздушной стороне оребрения увеличивается в $1,8 \div 2,1$ раза.

Изложенные отличительные признаки и количественные значения параметров интенсификаторов действительны также для теплообменных труб с так называемыми однозаконными спирально навитыми поперечными I-ребрами прямоугольного поперечного сечения.

Сформулированные в совокупности отличительные признаки позволили положительно решить задачу полезной модели.

Полезная модель поясняется фиг. 1-3.

На фиг. 1 изображен фрагмент поперечного разреза теплообменной трубы с навитыми под натягом из пластичного металла поперечными ребрами одинаковой высоты L-образного поперечного сечения со сферическими выемками на их боковой поверхности; на фиг. 2 - вид по стрелке А на фиг. 1, а на фиг. 3 дана эпюра нормальных напряжений по высоте ребра.

Теплообменная труба содержит несущую металлическую трубу 1 круглого поперечного сечения, навитые под натягом из теплопроводного пластичного металла, например алюминия, спиральные поперечные одинаковой высоты ребра L-образного сечения. В пределах кольцевого участка шириной m с одной боковой поверхности каждого ребра расположены сферические выемки 3 диаметром d_c с шагами S_1 и S_2 , при этом глубина их выполняется такой, чтобы под каждой выемкой на противоположной боковой поверхности этого ребра возникли плавноочерченные выступы 4 высотой h_b , большей толщины пограничного слоя δ_c на кольцевом участке поверхности ребра, то есть $h_b > \delta_c$. Выступы не должны "тонуть" в пограничном слое для реализации их турбулизующего воздействия на слой и разрушения его. Шаги расположения S_1 и S_2 выемок на кольцевом участке определяют их количество, при котором обеспечивается величина плотности выемок на каждом ребре в интервале $\gamma = 55 \div 65 \%$. При такой плотности пограничный слой находится под непрерывным влиянием генерируемых вихрей, то есть разрушившиеся вихри в слое восполняются вновь образуемыми в направлении движения теплоносителя, что в наибольшей мере повышает энергетическую эффективность трубы с учетом интенсифицирующего эффекта от выступов. Вихри также препятствуют осаждению загрязнений, которые выталкиваются в ядро межреберного потока и выносятся вне трубы.

Плотность выемок - это отношение площади поверхности ребра, занятой выемками, к площади этой же поверхности в предположении отсутствия выемок.

Нейтральная линия (слой) ребра находится на расстоянии радиуса r' от продольной оси трубы, а кольцевой участок располагается по обе стороны от нее на одинаковом радиальном расстоянии $0,5 m$.

Навивка спиральных ребер на трубах газожидкостных теплообменников низко- и среднетемпературных по воздуху (общепромышленные аппараты) выполняется из алюминиевой ленты исходной толщиной $0,4$ мм [4]. В зависимости от параметров ребра средняя его толщина находится в интервале $\Delta \cong 0,25 \div 0,35$ мм. При изгибе ленты в спиральное ребро возникают две зоны: I - зона растяжения, II - зона сжатия, которые разделяются

между собой по радиусу r' нейтральной линии. На торце ребра действует наибольшее нормальное напряжение растяжения σ_p , а основание ребра испытывает нормальное напряжение сжатия $\sigma_{сж}$. Металл ребра на нейтральной линии не испытывает напряжений. Поэтому располагать сферические выемки необходимо в окрестности нейтральной линии по одну и другую сторону от нее и на самой линии, где искажение формы их мало ощутимо, так как эта область (зона) весьма малых деформаций ленты. Это требование реализовано в заявленной конструкции теплообменной трубы, что положительно отражается на вихревой интенсификации теплоотдачи.

Материальное исполнение несущей трубы (сталь, цветные металлы) в каждом конкретном случае выбирается с учетом коррозионной активности жидкости, движущейся внутри трубы.

Теплообменная труба работает следующим образом. Внутри несущей трубы 1 подается горячий теплоноситель, например вода, которая охлаждается и передает тепловой поток через стенку несущей трубы и горизонтальную полку L-ребрам 2 со сферическими выемками 3 и выступами 4 на боковой поверхности каждого ребра. Охлаждающий поток воздуха обтекает теплообменную трубу снаружи перпендикулярно продольной оси и воспринимает переданный греющим теплоносителем тепловой поток, нагреваясь при этом. Аналогично, но в обратном направлении протекает процесс передачи теплового потока от горячего теплоносителя (воздуха), омывающего трубу снаружи, к нагреваемому теплоносителю внутри трубы.

Повышение тепловой эффективности теплообменной трубы достигается сферическими выемками, реализующими вихревую интенсификацию теплоотдачи, на одной поверхности ребра и непредельной шероховатостью (выступами), турбулизирующими течение в пограничном слое, на противоположной поверхности ребра. Следовательно, здесь имеет место двухсторонняя интенсификация теплообмена газового потока, которая среди прочих является энергетически выгодной при реализации ее целесообразными параметрами интенсификаторов и режимом течения. Тепловая эффективность увеличивается до 2,1 раза.

Пример.

Расчет основных параметров турбулизаторов для стандартизированной теплообменной трубы со спиральными навитыми из алюминиевой ленты однозаходными равновысотными L-ребрами, которая нашла применение в теплообменных секциях АВО, теплотехнологических установках нефтегазопереработки, теплоэнергетики и электроэнергетики. Параметры L-ребра, мм: $d = 57,0$; $h = 15,5$; $s = 2,5$; $\Delta = 0,3$; $d_0 = d - 2h = 26,0$; коэффициент оребрения трубы $\varphi = 1 + (2h/sd_0)(d_0 + h + \Delta) = 1 + (2 \cdot 15,5/2,5 \cdot 26,0)(26,0 + 15,5 + 0,3) = 20,9$. Радиус нейтральной линии ребра $r' = \sqrt{28,5 \cdot 13} = 19,25$ мм. Ширина кольцевого участка $m = 0,5 \cdot 15,5 = 7,75 \cong 8$ мм. Наружный диаметр кольцевого участка $d = 2(r' + 0,5 m) = 2(19,25 + 0,5 \cdot 8) = 46,5$ мм. Внутренний диаметр кольцевого участка $d'' = 2(r' - 0,5 m) = 2(19,25 - 0,5 \cdot 8) = 30,5$. Назначим диаметр сферической выемки $d_c = 3$ мм, которые расположены с шагами $S_1 = 4,5$ мм и $S_2 = 2,5$ мм по концентрическим окружностям 1, 2, 3 на поверхности кольцевого участка. Радиус 1-й концентрической окружности $r_1 = 0,5(d - d_c) = 0,5(46,5 - 3) = 21,75$ мм; радиус 2-й окружности равен радиусу нейтральной линии, то есть $r_2 = r' = 19,25$ мм; радиус 3-й окружности $r_3 = r_2 - S_2 = 19,25 - 2,5 = 16,75$ мм. Количество углублений на 1-й окружности $n_1 = 2\pi r_1 / S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 21,75 / 4,5 = 30$ шт.; на 2-й окружности $n_2 = 2\pi r_2 / S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 19,25 / 4,5 = 27$ шт.; на 3-й окружности - $n_3 = 2\pi r_3 / S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 16,75 / 4,5 = 23$ шт. Общее количество углублений $n = \sum n_i = 30 + 27 + 23 = 80$ шт.

Площадь поверхности кольцевого участка поверхности ребра

$$f_k = 0,785[(d')^2 - (d'')^2]. \quad (2)$$

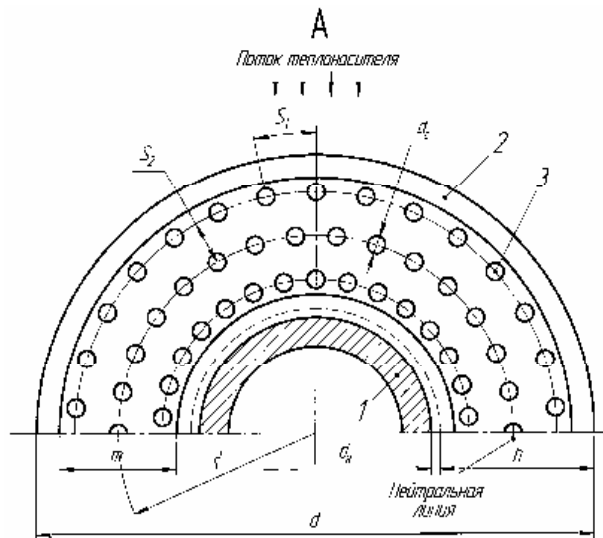
Площадь поверхности, занятой сферическими выемками,

BY 8250 U 2012.06.30

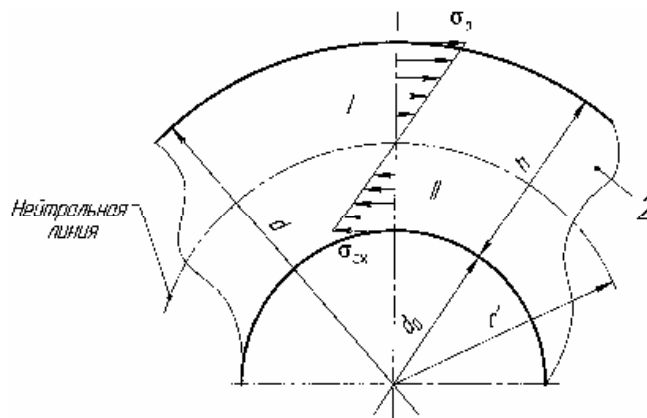
$$f_c = 0,785d_c^2 \sum n_i. \quad (3)$$

Плотность выемок с учетом (2) и (3) $\gamma = f_c / f_k = d_c^2 \sum n_i / [(d')^2 - (d'')^2] = 3^2 \cdot 80 / (46,5^2 - 30,5^2) = 0,584$, или 58,4 %. Высота h_b удобообтекаемого выступа вычисляется в каждом конкретном случае применительно к скоростному и температурному режиму эксплуатации теплообменника по соответствующим зависимостям для толщины δ_c пограничного слоя, что также определит глубину выемки с учетом технологии ее нанесения. По усредненным расчетам $h_b \cong 0,3 \div 0,6$ мм.

Полезная модель может быть использована заводами энергетического, химического, газового и коммунального машиностроения по изготовлению теплообменников "газ - жидкость" из биметаллических труб со спирально навитыми ребрами.



Фиг. 2



Фиг. 3

Национальный центр интеллектуальной собственности.
220034, г. Минск, ул. Козлова, 20.