

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 9447

(13) U

(46) 2013.08.30

(51) МПК

F 28F 1/24 (2006.01)

F 28F 9/00 (2006.01)

(54)

ТЕПЛООБМЕННАЯ ТРУБА

(21) Номер заявки: u 20130005

(22) 2013.01.03

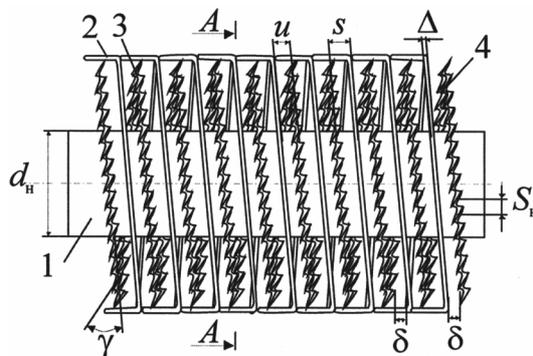
(71) Заявитель: Учреждение образования
"Белорусский государственный техно-
логический университет" (ВУ)

(72) Авторы: Кунтыш Владимир Борисович
(ВУ); Дударев Владимир Владимиро-
вич (ВУ); Сухоцкий Альберт Борисо-
вич (ВУ); Мулин Виктор Петрович
(РУ)

(73) Патентообладатель: Учреждение обра-
зования "Белорусский государственный
технологический университет" (ВУ)

(57)

Теплообменная труба, состоящая из несущей металлической трубы круглого поперечного сечения, навитых под натягом спиральных разновысоких двухзаходных ребер L-образного поперечного сечения из пластичного металла, причем высокие ребра отогнуты с противоположных сторон трубы по линии хорды до соприкосновения с торцом низких ребер, расположенных в чередующемся порядке между высокими ребрами, отличающаяся тем, что низкие ребра равномерно расчленены по периферии на отдельные радиальные элементы с длиной дуги S_n , равной $0,13 \div 0,17$ наружного диаметра d_n ребра, при этом глубина h_n расчленения составляет $0,13 \div 0,40$ высоты h_1 ребра, а зазор δ между вершинами радиальных элементов расчлененных ребер и боковой плоскостью высоких ребер равен $0,27 \div 0,63$ расстояния u между боковыми плоскостями низких и высоких смежных ребер, при этом угол γ наклона элементов расчленения к плоскости ребра находится в интервале $30 \div 60^\circ$.



Фиг. 1

ВУ 9447 U 2013.08.30

(56)

1. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / Под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. - СПб.: Недра, 1996. - С. 236-239.

2. А.с. СССР 507767, МПК F 28 F 1/24.

3. А.с. СССР 517775, МПК F 28 F 1/24.

4. Патент РФ 2213920 С2, МПК F 28 D 3/02 (прототип).

5. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э., Мулин В.П., Теляев Р.Ф. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков из круглых труб с подогнутыми спиральными KLM-ребрами // Химическое и нефтегазовое машиностроение. -2003. - № 11. - С. 10-14.

6. А.с. СССР 1606213 А1, МПК В 21 С 37/20, В 21 Н 3/12.

Полезная модель относится к конструкции теплообменных труб, а конкретно к биметаллическим ребристым трубам (БРТ) круглого поперечного сечения с навитыми под натягом из высокотеплопроводного пластичного металла спиральными ребрами L-образного поперечного сечения. Для изготовления L-ребер наиболее часто применяется алюминий и его сплавы AD1, AD1M, иногда используется и медь. Труба, которую оребряют, называется несущей. Теплообменные БРТ с L-ребрами из алюминия нашли применение в теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения (АВО) технологических сред и энергоносителей, в калориферах и воздухоподогревателях систем вентиляции и кондиционирования воздуха общественных и промышленных зданий и сооружений, в конденсаторах холодильных установок.

Теплообменные трубы с навитыми алюминиевыми спиральными ребрами по сравнению с трубами со спиральными накатными алюминиевыми ребрами при одинаковых геометрических и компоновочных параметрах характеризуются как энерго- и ресурсосберегающие устройства благодаря меньшей в $1,5 \div 1,75$ раза металлоемкости по алюминию, требуют в $2,1 \div 3$ раза меньшего потребления электроэнергии на создание оребрения, имеют большую на $10 \div 15$ % площадь поверхности оребрения на 1 м длины трубы, обладают меньшей склонностью к загрязнению внешней средой (воздухом), имеют более низкую стоимость [1]. Высокая пластичность навитых алюминиевых ребер, исходным металлом для которых является отоженная лента, в сочетании с их небольшой толщиной $\Delta \approx 0,3 \div 0,4$ мм позволяют осуществлять над ними без значительных усилий различные механические деформации.

Применение оребрения по воздушной стороне трубы интенсифицирует теплопередачу и позволяет создавать компактные конструкции теплообменников по сравнению с гладкотрубными поверхностями теплообмена. Но для достижения высокой компактности требуется применение БРТ с большими значениями коэффициента оребрения трубы $\phi \cong 22 \div 23$, что реализуется высоким L-спиральным ребром с минимальным значением его шага s , определяемым промышленной технологией изготовления. С увеличением ϕ возрастает и относительная глубина межреберной полости h/u , ухудшается интенсивность теплоотдачи между поверхностью ребра и омывающей его воздушной средой. Здесь $u = s - \Delta$ - ширина в свету межреберной полости. В узких полостях создаются неблагоприятные гидродинамические условия для активного теплообмена, на боковой поверхности ребер формируется пограничный слой воздуха, являющийся основным термическим сопротивлением теплоотдаче, снижается турбулентность потока. С целью устранения отрицательного действия этих факторов в известной конструкции теплообменной трубы [2] для интенсификации теплообмена турбулизацией потока в межреберном пространстве поперечные спиральные накатные ребра расчленены по периферии на отдельные элементы в виде сегментов, отогнутых в чередующемся порядке в противоположные стороны от плоскости ребра. Расчленение осуществляется по радиусам. Основным недостатком пред-

ложенной конструкции является сильное загромождение межреберной полости отогнутыми элементами, как следствие, увеличенное аэродинамическое сопротивление и загрязняемость поверхности оребрения. В конструкции теплообменной трубы [3] отмеченные недостатки частично устранены тем, что расчленение по периферии ребер на отдельные элементы осуществлено так, что они наклонены к плоскости ребра под углом $\gamma = 15 \div 30^\circ$ и, судя по приведенным фигурам трубы, количество расчленений возросло, уменьшилась длина элемента, что сопровождается усилением турбулизации потока в межреберной полости, разрушением и обновлением пограничного слоя воздуха на поверхности оребрения. Интенсивность теплоотдачи возросла на $50 \div 57\%$ [1] при меньшем на 38% росте аэродинамического сопротивления. Энергетическая эффективность трубы повысилась в 1,45 раза, но загрязняемость осталась практически без изменений. Но этот эффект получен на трубах с низким значением коэффициента оребрения ($\phi \cong 10$), которые имеют ограниченное применение в промышленности.

Наиболее близкой по технической сущности и достигаемым результатам к заявляемой полезной модели "Теплообменная труба" является теплообменная секция [4], которая принята за прототип. Основным сборочным элементом прототипа является оребренная круглая труба, выполненная со спиральными разновысокими, периодически чередующимися ребрами, при этом высокие ребра выполнены однозаходными и отогнуты с противоположных сторон трубы по линии хорды, находящейся на расстоянии от оси трубы, равном половине наружного диаметра низкого ребра. Отогнутые сегменты высоких ребер находятся в плоскости, перпендикулярной фронтальной плоскости трубы и параллельной оси трубы.

Для интенсификации теплоотдачи в теплообменной трубе - прототипе использован принцип улучшения гидродинамики потока воздуха в межреберной полости наряду с увеличенным коэффициентом эффективности низкого ребра, который при прочих равных зависит от высоты ребра. Низкие ребра теплотехнически и с учетом применяемой технологии целесообразно изготавливать высотой h_1 , приблизительно равной $2/3$ высоты h высоких ребер, т.е. $h_1 \approx (2/3)h$. В таком случае коэффициент эффективности E низкого ребра возрастет на $7 \div 10\%$, что будет сопровождаться интенсификацией средней теплоотдачи трубы и частично компенсирует уменьшение теплового потока Q вследствие меньшего значения теплоотдающей площади поверхности оребрения в сравнении с этой же характеристикой для разновысоких ребер. Но здесь вступает в действие второй положительный фактор, а именно относительная глубина межреберной полости $h_1/(s-\Delta)$ более благоприятна, величина градиента скорости воздуха по высоте полости уменьшается, скорость воздуха в сечении полости приближается к средней скорости воздуха, обтекающего трубу. Это благоприятно сказывается на увеличении средней теплоотдачи, выносу загрязнений из межреберных полостей, возможному снижению аэродинамического сопротивления. Но такое решение не является оптимальным, так как увеличивает материалоемкость теплообменника (пучка). Это экстенсивное направление теплового совершенствования БРТ и оно в общем тупиковое. Решение задачи надо искать на пути интенсификации теплоотдачи при сохранении технологичности новой конструкции теплообменной трубы в серийном производстве.

Задача полезной модели - повышение энергетической эффективности теплообменной трубы с навитыми спиральными подогнутыми разновысокими ребрами.

Поставленная задача решается тем, что теплообменная труба, состоящая из несущей металлической трубы круглого поперечного сечения, навитых под натягом спиральных разновысоких двухзаходных ребер L-образного поперечного сечения из пластичного металла, причем высокие ребра отогнуты с противоположных сторон трубы по линии хорды до соприкосновения с торцом низких ребер, расположенных в чередующемся порядке между высокими ребрами, отличающаяся тем, что низкие ребра равномерно расчленены по периферии на отдельные радиальные элементы с длиной дуги S_n , равной $0,13 \div 0,17$

наружного диаметра d_1 ребра, при этом глубина h_n расчленения составляет $0,13 \div 0,40$ высоты h_1 ребра, а зазор δ между вершинами радиальных элементов расчлененных ребер и боковой плоскостью высоких ребер равен $0,27 \div 0,63$ расстояния u между боковыми плоскостями низких и высоких смежных ребер, при этом угол γ наклона элементов расчленения к плоскости ребра находится в интервале $30 \div 60^\circ$.

Сравнительное исследование [5] теплоаэродинамических характеристик двух шахматных шестирядных пучков из БРТ с двухзаходными спирально навитыми алюминиевыми ребрами L-образного сечения с шагами труб $S_1 = S_2 = 63,5$ мм подтвердило некоторые изложенные предпосылки. Один пучок состоял из БРТ с равновысокими ребрами геометрических параметров $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 57 \times 26 \times 15,5 \times 2,5 \times 0,4$ мм, $\varphi \approx 21$, а второй собран из труб с разновысокими подогнутыми ребрами, у которых параметры ребер первого захода были те же, что и у равновысоких ребер, а параметры низких ребер (ребра второго захода) имели наружный диаметр $d_1 = 47$ мм, высоту $h_1 = 10,5$ мм, $\varphi \approx 16,5$. Ребра навиты в обоих случаях на стальной несущей трубе наружного диаметра $d_n = 25$ мм.

Подгибка ребер несколько интенсифицировала теплоотдачу (до 7 %), но площадь поверхности оребрения трубы с подогнутыми разновысокими ребрами уменьшилась в $21/16,5 = 1,25$ раза. Таким образом, съем тепла у трубы с подогнутыми ребрами уменьшается вследствие опережающего снижения площади теплоотдачи. Аэродинамическое сопротивление все-таки возросло, хотя и в слабой мере. Отсюда следует, что основное преимущество труб с подогнутыми ребрами конструкторское, т.е. предоставляется возможность уменьшения поперечного шага труб до $S_1 < d$, и это позволяет разместить в заданных габаритах пучка большее количество БРТ, а значит увеличить теплоотдающую площадь. В итоге возрастает съем тепла, то есть тепловой поток.

Основным отличительным признаком полезной модели от прототипа является расчленение по периферии низкого ребра на отдельные радиальные элементы с длиной дуги, равной $S_n = (0,13 \div 0,17)d_1$, где d_1 - наружный диаметр низкого ребра. При такой длине элемента пограничный слой воздуха оказывается разрушенным и турбулизированным в направлении его движения. Высота расщелки h_n также оказывает влияние на степень турбулизации потока на поверхности ребра. При высоте $h_n < 0,13h_1$, где h_1 - высота низкого ребра, турбулизующему воздействию подвергнется лишь незначительная часть периферийной поверхности ребра, что не внесет ощутимый вклад в увеличение средней теплоотдачи трубы и, как результат, теплового потока. При значении $h_n > 0,4h_1$ на турбулизацию пограничного слоя требуется большой подвод энергии извне в связи с быстрым ростом аэродинамического сопротивления трубы. Также возникают сложности при реализации расщелки без снижения производительности устройства (линии) для навивки ребер. Угол наклона γ элементов к плоскости ребра непосредственно связан с интенсивностью генерации вихрей отогнутыми концами элементов. Оптимальное соотношение между энергией, затраченной на вихреобразование, и интенсификацией теплоотдачи находится в диапазоне $\gamma = 30 \div 60^\circ$. Вихри, возникающие за концами элементов, оказывают благоприятное воздействие на поток воздуха в межреберной полости, его турбулизуют по ширине полости, и получаемый эффект интенсификации теплоотдачи является в наибольшей мере решающим среди рассмотренных выше. При этих значениях γ вентилируемый зазор δ достигает энергетически выгодного интервала $\delta = (0,27 \div 0,63)u$, где $u = s - \Delta$ - ширина в свету межреберной полости. Загромождение межреберных полостей оказывается таким, что прирост средней теплоотдачи трубы и ее аэродинамического сопротивления пропорциональны, к чему всегда следует стремиться при реализации тех или иных способов интенсификации теплоотдачи. Также обеспечивается высокая эксплуатационная надежность ввиду наличия продуваемых воздухом зазоров и выносу загрязнений вне трубы.

Особенностью предлагаемой модели является наличие отработанного инструмента [6] для расчленения ребер, что позволит ее внедрение в промышленное производство.

Почему принято конструктивное решение об интенсификации теплоотдачи трубы за счет низкого (короткого) ребра? Известно [1], что низкое ребро при прочих одинаковых параметрах имеет более высокий коэффициент эффективности E в сравнении с этой характеристикой высокого (длинного) ребра. Любая интенсификация теплоотдачи - это процесс увеличения коэффициента теплоотдачи, а для трубы с ребрами проявляется адекватно в снижении коэффициента E , что частично нейтрализует эффект интенсификации теплоотдачи. Низкое ребро при высокой его теплопроводности (для алюминия $\lambda \approx 210$ Вт/(м·К) при применяемой скорости воздуха имеет $E \approx 0,92 \div 0,94$. По нашим предварительным исследованиям средний коэффициент теплоотдачи заявляемой трубы в интервале $Re = 5000 \div 20000$ увеличивается на $12 \div 28$ % при пропорциональном росте аэродинамического сопротивления. Коэффициент E эффективности ребра понижается не более чем на $3,5 \div 5$ %, что незначительно отразится на результирующем эффекте интенсификации теплоотдачи. По изложенным причинам неэффективно осуществлять интенсификацию теплоотдачи с поверхности высокого ребра.

Таким образом, в заявляемой теплообменной трубе полностью реализована сформулированная задача.

Полезная модель поясняется фиг. 1, 2.

На фиг. 1 изображена теплообменная труба с двухзаходными спиральными алюминиевыми навитыми L-ребрами разной высоты (вид общий); на фиг. 2 дано поперечное сечение теплообменной трубы.

Теплообменная труба содержит несущую металлическую трубу 1 круглого поперечного сечения наружным диаметром d_n и навитые под натягом спиральные высокие 2 однозаходные ребра наружного диаметра d , сегменты которых отогнуты с противоположных сторон трубы 1 по линии хорды 5. Между высокими ребрами в чередующемся порядке расположены низкие 3 однозаходные, рассеченные на отдельные элементы 4 высотой h_n ребра наружным диаметром d_1 . Расстояние между наружными поверхностями подогнутых ребер $d' = d_1 + 2\Delta$, где Δ - толщина ребра. Отогнутые сегменты высоких ребер 2 находятся в полости, параллельной продольной оси трубы, и параллельны направлению потока воздуха. Диаметр ребер по основанию одинаков $d_0 = d - 2h = d_1 - 2h_1$. Расчленение ребер осуществляется методом пластической рассечки [6] без удаления металла ребра.

Теплообменная труба работает следующим образом. Охлаждаемая среда направляется внутрь несущей трубы 1, при охлаждении от нее отводится конвекцией к внутренней стенке тепловой поток Q и далее теплопроводностью через стенку трубы передается L-ребрам 2, 3, которые омываются снаружи потоком воздуха, воспринимающим тепловой поток Q конвекцией с боковой поверхности ребер, поверхности их торцов и поверхности у их основания диаметром d_0 . Воздух подается со стороны неподгнутой части высоких ребер перпендикулярно продольной оси несущей трубы, нагревается и затем покидает ее. Двигаясь по межреберным полостям, элементы 4 непрерывно разрушают его пограничный слой, являющийся основным термическим сопротивлением теплоотдаче, а отогнутые концы этих элементов являются источником вихрей, которые диффундируют в межреберные полости, что в совокупности увеличивает коэффициент теплоотдачи при умеренном росте аэродинамического сопротивления трубы. Для заявленных параметров расчленения низкого ребра 3 энергетическая эффективность теплообменной трубы увеличивается в $1,1 \div 25$ раза. Это значит, что при одинаковой затрате мощности на привод вентилятора, перемещающего воздух через теплообменную трубу, коэффициент теплоотдачи возрастет на $10 \div 25$ % по сравнению с теплоотдачей трубы - прототип.

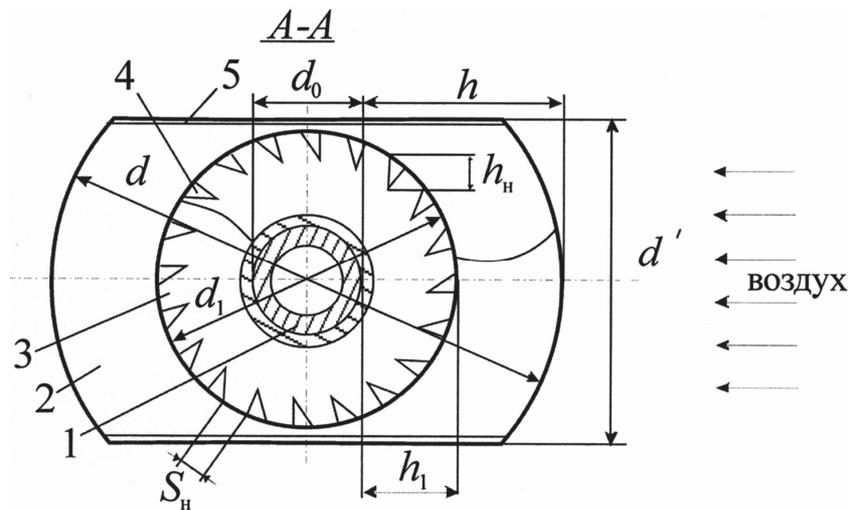
Высокая технологичность расчленения низкого ребра с учетом имеющегося для этой цели инструмента служит залогом широкого внедрения этой теплообменной трубы в серийные газожидкостные теплообменники, в частности теплообменные секции АВО.

Для секций АВО целесообразно применять теплообменную трубу с высокими подогнутыми ребрами $d \times d_0 \times h = 57 \times 25,8 \times 15,6$ мм и расчлененными низкими ребрами

ВУ 9447 U 2013.08.30

$d_1 \times d_0 \times h_1 = 47 \times 25,8 \times 10,6$ мм; $S_n = 6,2$ мм; $h_n = 4$ мм; $\delta = 1,2$ мм и $\gamma = 45^\circ$. Шаг и толщина высоких и низких ребер одинаковы и равны $s = 2,5$ мм; $\Delta = 0,4$ мм. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 18,2$. Расстояние между наружными поверхностями подогнутых ребер $d' = d_1 + 2\Delta = 47,8$ мм. Ребра алюминиевые навиты на несущую трубу наружного диаметра $d_n = 25$ мм.

Полезная модель может быть использована заводами химического и нефтегазового машиностроения по изготовлению АВО, энергетического машиностроения при производстве воздухо- и газоохладителей турбо- и гидрогенераторов, воздухоохлаждаемых маслоохладителей крупных электротрансформаторов, заводами коммунального и дорожного машиностроения при изготовлении колориферов и воздухонагревателей, теплоутилизаторов.



Фиг. 2