

# ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР  
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ  
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 7848

(13) U

(46) 2011.12.30

(51) МПК

F 28F 1/24 (2006.01)

F 28F 9/00 (2006.01)

F 28D 7/00 (2006.01)

(54)

## ТРУБНЫЙ ПУЧОК ТЕПЛООБМЕННИКА

(21) Номер заявки: u 20110397

(22) 2011.05.19

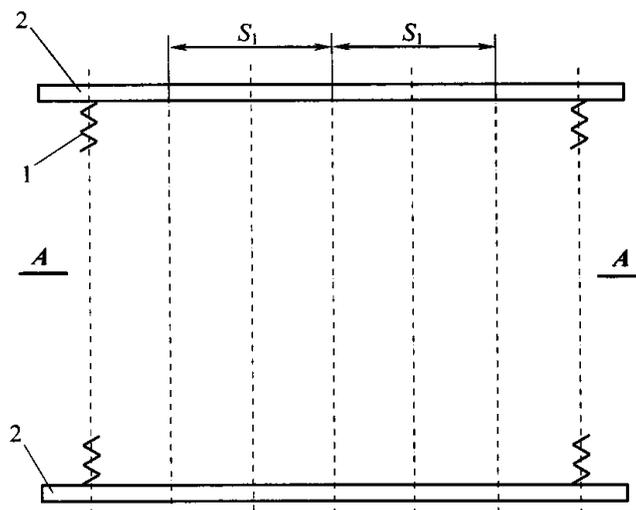
(71) Заявитель: Учреждение образования  
"Белорусский государственный техно-  
логический университет" (ВУ)

(72) Авторы: Кунтыш Владимир Борисович;  
Дударев Владимир Владимирович; Во-  
лодин Виктор Иванович; Кунтыш Вла-  
димир Эрнестович (ВУ)

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

(57)

1. Трубный пучок теплообменника прямоугольного фронтального сечения, содержащий трубные решетки и набор расположенных в них с поперечным  $S_1$  и продольным  $S_2$  шагами круглых труб с поперечными кольцевыми или спиральными непрерывными ребрами наружного диаметра  $d$  и высоты  $h$ , обтекаемых перпендикулярным продольной оси труб потоком теплоносителя, отличающийся тем, что каждая труба снабжена тонкой упругой металлической пластиной высотой, равной расстоянию между трубными решетками, один конец которой механически плотно вставлен в трубу на высоту ребра, а второй конец является свободным, при этом в рабочем состоянии трубы торец свободного конца пластины не должен соприкасаться с вершинами ребер в лобовой критической точке сзади расположенной в этом продольном ряду трубы, причем трубы в решетках ориентированы так, чтобы их пластины находились в кормовой критической точке на осях продольных рядов пучка теплообменника.



Фиг. 1

2. Трубный пучок теплообменника по п. 1, **отличающийся** тем, что ширина  $B$  пластины для шахматного пучка выбирается равной  $(2S_2-d) + h-(0,05\div 0,06)h$ , но в коридорном пучке  $B = (S_2-d) + h-(0,05\div 0,06)h$ .

(56)

1. Альбом течений жидкости и газа: Пер. с англ. / Сост. М. Ван-Дайк. - М.: Мир, 1986. - С. 4-5, 30-33.

2. Мигай В.К., Фирсова Э.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. - Л.: Наука, 1986. - С. 7-11.

3. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. - СПб.: Энергоатомиздат, 1992. - С. 136.

4. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов / Г.И.Левченко, И.Д.Лисейкин, А.М.Копелиович и др. - М.: Энергоатомиздат, 1986. - С. 12-16.

5. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. - Л.: Энергоатомиздат, 1987. - С. 226-227.

6. Бузник В.М. Теплопередача в судовых энергетических установках. - Л.: Судостроение, 1967. - С. 193-197.

7. Справочник по сушке древесины / Е.С.Богданов, В.А.Козлов, В.Б.Кунтыш и др. - М.: Лесн. пром-сть, 1990. - С. 213 (прототип).

---

Полезная модель относится к поверхностным рекуперативным теплообменникам газожидкостного типа, а более конкретно к трубным пучкам прямоугольного фронтального сечения из круглоребристых труб, обтекаемых снаружи перпендикулярным потоком воздуха (газа). Подобная конструкция трубного пучка характерна для водяных и паровых калориферов, воздухоподогревателей систем кондиционирования и технологической вентиляции залов промышленных предприятий, воздухо- и газоохладителей турбогенераторов, воздухоохлаждаемых маслоохладителей, промежуточных и концевых холодильников компрессорных машин, охладителей надувочного воздуха дизелей.

Анализ картин [1] перпендикулярного обтекания потоком круглого цилиндра показал, что при числе Рейнольдса  $Re > 20$  начинается отрыв потока в окрестности миделева сечения цилиндра от его боковой поверхности с образованием сбегających поочередно с левой и правой сторон вихрей, образующих дорожку Кармана. По мере удаления от цилиндра вниз по потоку они начинают совершать синусоидальные колебания в поперечном направлении движению, перемежаются между собой, а при  $Re > 300$  распадаются, переходя в рециркуляционный турбулентный след. Подобная картинка вихревого движения наблюдается как в гладкотрубных [2], так и пучках из круглоребристых труб [3] в поперечном потоке жидкости.

Ближайшим аналогом полезной модели является пучок из плавниковых труб, обтекаемых перпендикулярным потоком воздуха [4]. Плавниковая труба состоит из стальной круглой несущей трубы и соединенными с ней двумя стальными плавниками, каждый из которых является толстой пластиной прямоугольного поперечного сечения. Плавники соединяются с трубой либо приваркой, либо металлургическим способом, образуя в обоих случаях монометаллическую связь. Получается жесткая конструкция. Один плавник располагается в лобовой критической точке трубы, а второй - в кормовой, и при сборке пучка трубы устанавливаются так, чтобы плавники располагались по направлению движения потока, то есть обтекание их было продольным при поперечном обтекании несущей трубы.

Плавниковые трубы разработаны в качестве поверхностей нагрева паровых котлов, что и предопределило их размеры. Толщина плавника порядка  $3\div 8$  мм, что позволяет увеличить срок эксплуатации по золотому износу и противостоять быстрому обгоранию. Длина плавника не превышает диаметра трубы и находится в интервале  $28\div 50$  мм, что не

допускает выхода за пределы теплоэнергетически целесообразного коэффициента эффективности ребра как поверхности теплообмена. Такие трубы используются как экраны поверхности нагрева водяных экономайзеров котлов, подвергающихся дополнительному воздействию золы частиц продуктов сгорания топлива.

Недостатки плавниковой трубы: значительная металлоемкость и незначительное увеличение площади поверхности теплообмена (до 2,2 раза) по внешней стороне. Поэтому они не могли найти применение в газожидкостных теплообменниках общего назначения, где требуется развитие поверхности теплообмена до 22÷25 раз, применение тонких ребер толщиной порядка 0,3÷0,5 мм, выполненных из высокотеплопроводных легких металлов и их сплавов, например из алюминия, что обеспечивает компактную, энергетически эффективную, пониженной металлоемкости конструкцию теплообменника. А именно такие теплообменники, следовательно, и их трубные пучки занимают наибольшую долю (до 65÷70 %) в производстве общепромышленных аппаратов газ-жидкость. Целевое назначение плавниковой трубы было совершенно иным, и она удовлетворила полностью специфическим требованиям.

В гидродинамическом отношении применение плавников предполагало предотвращение отрыва потока от поверхности несущей трубы, так как она представляла более удобообтекаемую форму поперечного сечения в сравнении с гладкотрубной цилиндрической поверхностью. Отрыв потока остался [4], но протяженность распространения вихрей уменьшилась, судя по спектру обтекания [5] вихревая дорожка Кармана была разрушена, что должно снизить аэродинамическое сопротивление пучка. Однако исследования [6] не подтвердили этой теоретической гипотезы, но сопротивление и не возросло, несмотря на рост площади поверхности трения потока. Сопротивление оказалось идентичным сопротивлению гладкотрубного пучка при одинаковых сопоставляемых условиях. Причина состоит в гидродинамическом несовершенстве трубы. Нет необходимости наличия плавника на лобовой критической точке, в энергетическом отношении поток достаточно совершенен, длина плавника меньше длины аэродинамического следа, жесткая конструкция плавника в виде утолщенной плоской консольной пластины не способна преобразовать энергию знакопеременного давления вихрей в источник дополнительной турбулизации потока.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемым результатам к заявляемой полезной модели является трубный пучок калорифера [7], принятый нами за прототип. Трубный пучок представляет четырехрядную компоновку из круглоребристых труб с накатными спиральными алюминиевыми ребрами, перпендикулярно обтекаемых потоком воздуха. Трубы в решетках расположены в вершинах равностороннего треугольника с поперечным шагом  $S_1$ , продольным шагом  $S_2$ . В такой шахматной компоновке труб  $S_1 = S_2$  среднедиагональному шагу. Пучок имеет прямоугольную форму поперечного сечения. Коэффициент оребрения трубы  $\phi = 9,5$ , но в настоящее время серийно выпускаются калориферы и воздухоподогреватели со значением  $\phi = 20$ , что позволяет достигать значительного теплового потока в одинаковом конструктивном объеме в сравнении с пучком из плавниковых труб. Реальная толщина ребер  $\Delta \approx 0,5 \div 0,8$  мм. Такие пучки характерны по конструктивному исполнению для большинства газожидкостных теплообменников в теплотехнологических и энергетических установках народного хозяйства.

Конструкции прототипа свойственны известные недостатки неудобообтекаемых перпендикулярным потоком поверхностей теплообмена: пониженная интенсивность теплоотдачи кормовой поверхности теплообмена в зоне отрыва потока, возросшее сопротивление пучка труб вследствие отрыва потока и образование вихрей, для чего извне необходимо к движущемуся потоку непрерывно подводить энергию через побудитель движения (вентилятор, насос, компрессор и т.д.), образование вихревой дорожки Кармана с возникновением аэродинамического следа и пониженной скоростью потока внутри его.

## BY 7848 U 2011.12.30

Задача полезной модели - уменьшение аэродинамического (гидравлического) сопротивления трубного пучка теплообменника, увеличение его средней теплоотдачи и энергетической эффективности при сохранении эксплуатационной надежности.

Поставленная задача достигается в трубном пучке теплообменника прямоугольного фронтального сечения, содержащем трубные решетки и набор расположенных в них с поперечным  $S_1$  и продольным  $S_2$  шагами круглых труб с поперечными кольцевыми или спиральными непрерывными ребрами наружного диаметра  $d$  и высоты  $h$ , обтекаемых перпендикулярным продольной оси труб потоком теплоносителя, отличающемся тем, что каждая труба снабжена тонкой упругой металлической пластиной высотой, равной расстоянию между трубными решетками, один конец которой механически плотно вставлен в трубу на высоту ребра, а второй конец является свободным, при этом в рабочем состоянии трубы торец свободного конца пластины не должен соприкасаться с вершинами ребер в лобовой критической точке сзади расположенной в этом продольном ряду трубы, причем трубы в решетках ориентированы так, чтобы их пластины находились в кормовой критической точке на осях продольных рядов пучка теплообменника, ширина  $B$  пластины для шахматного пучка выбирается равной  $(2S_2-d) + h-(0,05\div 0,06)h$ , но в коридорном пучке  $B = (S_2-d) + h-(0,05\div 0,06)h$ .

Отличительным признаком предлагаемой конструкции трубного пучка теплообменника по сравнению с прототипом является установка во всех трубах перед их сборкой в пучок по одной пластине на трубу, один конец которой плотно соединяется на всю высоту круглого ребра. Это возможно, например, фрезерованием в ребрах паза шириной, равной толщине металлической пластины. Пластины металлические из упругого материала, толщина пластины порядка  $0,3\div 0,6$  мм. Высота пластины равна расстоянию между трубными решетками, то есть длине оребрения на трубе. При сборке труб в пучок пластины ориентируются по направлению движения потока и находятся в кормовой критической точке, к которой примыкает торец зажатого в ребрах конца пластины. Второй свободный конец пластины имеет зазор  $\delta = (0,05\div 0,06)h$  между торцом пластины и вершинами ребер сзади расположенной трубы в каждом продольном ряду. По существу пластины не соприкасаются (не контактируют) с вершинами ребер последующих труб каждого продольного ряда пучка. При таком конструктивном исполнении труб и креплении их в трубных решетках пучка пластины представляют тонкую консольную стенку, прообразом которой является консольная несущая балка, совершающая свободные перемещения по направлению вектора действия силы.

При указанной величине зазора  $\delta$  исключается непосредственное касание торца пластин с вершинами ребер в рабочем состоянии трубы вследствие ее прогиба в горизонтальном положении от действия силы собственного веса и веса жидкости внутри ее, а также возможного изготовления высоты ребра в плюсовом допуске и погрешности в разбивке шагов  $S_1$  и  $S_2$ .

Пластина за каждой трубой разделяет сходящиеся с боковой поверхности вихри на два продольных ряда (предотвращает вихри дорожки Кармана от зигзагообразного их перемещения в пределах ширины дорожки), тем самым уменьшается трение между теплоносителем (воздухом, газом) смежных вихрей, а выбранная ширина пластины достаточна для разрушения вихревой дорожки, уменьшения длины аэродинамического следа, что сопровождается снижением аэродинамического сопротивления пучка до  $10\div 15$  %.

Разрушенные вихри увеличивают межтрубную турбулентность потока, что положительно сказывается на средней теплоотдаче пучка. Вторым более сильным фактором интенсификации теплоотдачи являются поперечные к потоку знакопеременные колебания пластин, вызванные боковым давлением вихрей, движущихся по разным сторонам пластины. В итоге средняя теплоотдача возрастает до  $10\div 15$  %. Рост теплоотдачи при снижении сопротивления является залогом повышения энергетической эффективности трубного пучка, а наложенные на продольное движение потока его поперечные микроколебания

препятствуют отложению загрязнений на теплоотдающей поверхности труб, тем самым не ухудшают эксплуатационную возможность пучка.

Таким образом, в заявленном трубном пучке теплообменника полностью решена сформулированная задача.

Полезная модель поясняется фиг. 1-3. На фиг. 1 изображен вид спереди трубного пучка; на фиг. 2 - горизонтальный разрез с шахматным расположением труб; на фиг. 3 - то же с коридорным расположением труб.

Трубный пучок теплообменника состоит из круглых труб 1 с поперечными кольцевыми или спиральными ребрами. Каждая труба снабжена упругой металлической тонкостенной пластиной 3, прочно-плотно соединенной на всей длине оребренной части трубы с ребрами на их высоту, то есть до основания.

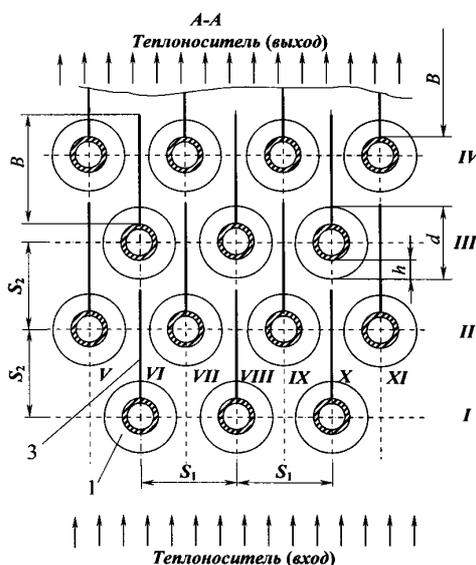
Концы труб закреплены в трубных решетках 2 так, чтобы пластины находились в кормовой критической точке и были ориентированы по направлению движения потока. Трубы в решетках расположены с поперечным шагом  $S_1$  и продольным шагом  $S_2$ , образуя четырехрядный шахматный пучок с поперечными рядами I, II, III, IV или четырехрядный коридорный пучок с таким же количеством поперечных рядов труб. В шахматном пучке семь (V, VI, VII, ..., XI) продольных рядов, а в коридорных - пять (XII, XIII, XIV, ..., XVI) продольных рядов.

Трубный пучок теплообменника работает следующим образом.

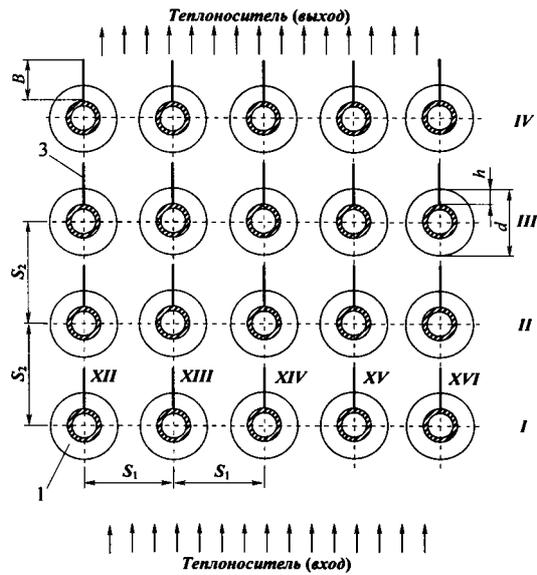
Внутри труб 1 подается греющий теплоноситель, который передает тепловой поток через стенку и ребра, выполненные из теплопроводного материала, нагреваемому теплоносителю, например воздуху, который принудительным перпендикулярным (поперечным) потоком движется в межтрубном пространстве пучка, обтекая трубы снаружи. Сбегающие в окрестности миделева сечения труб поочередно с левой и правой их сторон вихри возбуждают колебательное движение пластин 3 в направлении, поперечном потоку, увеличивают турбулентность потока, тем самым интенсифицируя теплоотдачу. Одновременно пластины препятствуют взаимодействию между собой вихрями левой и правой сторон цилиндра, а их ширина  $B$  выбрана достаточной для разрушения вихревой дорожки и уменьшения рециркуляционного следа, что в итоге снижает сопротивление трубного пучка.

Применение заявленной конструкции не требует ощутимых капитальных вложений и изменения технологии сборки теплообменника.

Полезная модель может быть использована заводами энергетического, химического и коммунально-дорожного машиностроения.



Фиг. 2



Фиг. 3