

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 11703

(13) U

(46) 2018.06.30

(51) МПК

F 28F 1/24 (2006.01)

F 28F 1/36 (2006.01)

F 28F 9/00 (2006.01)

F 28D 7/00 (2006.01)

(54)

ТРУБНЫЙ ПУЧОК ТЕПЛОБМЕННИКА

(21) Номер заявки: u 20170198

(22) 2017.06.02

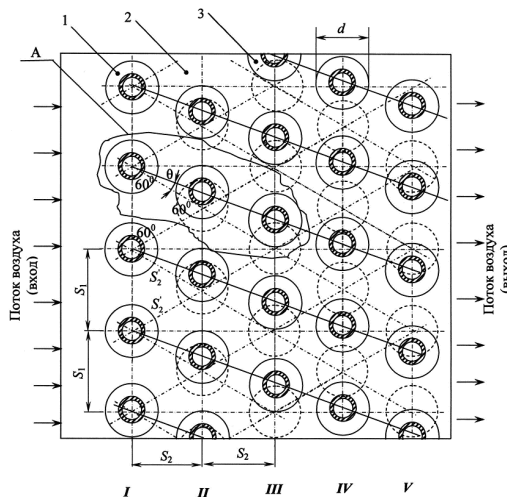
(71) Заявитель: Учреждение образования
"Белорусский государственный техно-
логический университет" (ВУ)

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

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

(57)

Трубный пучок теплообменника, содержащий трубные решетки и перпендикулярно обтекаемые потоком, шахматно расположенные в них круглоребристые трубы, образующие своими центрами равносторонние треугольники, в которых основанием является поперечный шаг S_1 , высотой - продольный шаг $S_2 = 0,866 \cdot S_1$, а боковыми сторонами - диагональные шаги $S_2' = S_1$, образующие собой пересекающиеся под углом в 60° диагонали, отличающийся тем, что каждая труба в своем поперечном ряду с порядковым номером z установлена с поперечным смещением $\Delta_z = k(z-1)S_1$ в интервале значений коэффициента разворота диагонали $0 < k \leq 0,3$ в направлении, обеспечивающем возможность разворота против часовой стрелки левых относительно движения потока диагоналей вокруг центров труб первого поперечного ряда на угол $0 < \theta < 17^\circ$.



Фиг. 1

ВУ 11703 U 2018.06.30

(56)

1. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. - СПб.: Энерго-атомиздат, 1992. - С. 28-29, 30-46.

2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / Под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. - СПб.: Недра, 1996. - С. 36-41.

3. Альбом технологических схем процессов переработки нефти и газа / Под ред. Б.Н. Бондаренко. - М.: Химия, 1983. - С. 10-30.

4. Богданов Е.С., Козлов В.А., Кунтыш В.Б. и др. Справочник по сушке древесины. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Лесная промышленность, 1990. - С. 212-222.

5. Стасюлявичус Ю., Скринска А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков ребристых труб. - Вильнюс: Минтис, 1974. - С. 14, 185-196.

6. Кунтыш В.Б., Иохведов Ф.М. Влияние относительной глубины межреберной полости на тепловую эффективность, конвективный теплообмен пучков ребристых труб и интенсификация теплоотдачи в них // Известия АН СССР. Энергетика и транспорт. - 1970. - № 4. - С. 127-136.

7. Фраас А., Оцисик М. Расчет и конструирование теплообменников. - М.: Атомиздат, 1971. - С. 207-221.

8. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. - Киев: Альтерпресс, 2004. - С. 88-104.

9 Патент РБ 6609, МПК F 28F 1/24, F 28F 9/00, F 28D 7/00, F 28D 3/00 (прототип).

Полезная модель относится к поверхностным рекуперативным теплообменникам из круглоребристых труб с поперечными спиральными накатными, навитыми или шайбовыми ребрами [1], обтекаемых поперечным потоком воздуха. Типичными представителями таких теплообменников являются газожидкостные аппараты, в частности теплообменные секции аппаратов воздушного охлаждения [2] химической, нефтеперерабатывающей [3], газовой промышленности, калориферы и воздухоподогреватели различных сушильных установок [4], промежуточные и концевые холодильники компрессорных машин. Жидкий энерго(тепло)носитель или технологический продукт движется внутри труб, а снаружи трубы обтекаются поперечным потоком воздуха.

Известны поперечно обтекаемые воздухом пучки теплообменников [1, 4] из круглоребристых труб с коридорным и шахматным [5] расположением их в трубных решетках. Компоновочными параметрами труб в коридорном пучке является поперечный шаг S_1 , продольный шаг S_2 по направлению движения потока. Расположение труб в шахматном пучке характеризуется поперечным S_1 , продольным S_2 шагами и диагональным шагом $S'_2 = \sqrt{(0,5S_1)^2 + S_2^2}$. Преимущественно в решетках шахматного пучка круглоребристые трубы устанавливаются на вершинах равностороннего треугольника [2, 4] с шагом $S'_2 = S_1$, а для таких пучков продольный шаг $S_2 = 0,866 \cdot S_1$.

Общими недостатками как шахматных, так и коридорных пучков являются невысокие значения коэффициента теплоотдачи между оребрением и воздухом в среднем $\alpha \approx 30 \div 70$ Вт/(м²·К), значительные габариты и масса.

С целью интенсификации теплопередачи широко применяют в пучках круглые биметаллические трубы с алюминиевыми спиральными ребрами и высоким коэффициентом оребрения $\phi \approx 10 \div 22$ [1, 2]. Сравнительное сопоставление [6] тепловой эффективности при одинаковой затрате мощности на прокачку воздуха через межтрубное пространство коридорных и шахматных пучков из круглоребристых труб показало, что коэффициенты теп-

лоотдачи шахматно расположенных труб на $40\div 63\%$ больше по сравнению с теплоотдачей коридорно расположенных труб. Полученный результат становится понятным, логичным и объяснимым из анализа гидродинамических характеристик [7] обтекания потоком круглоребристых труб в пучках. При шахматном расположении труб в пучке поверхность оребрения по величине участия в теплоотдаче может быть разделена на активную лобовую и кормовую, находящуюся за миделевым сечением трубы, в которой образуется зона с относительно слабой циркуляцией потока и более низкой теплоотдачей [5, 8]. При коридорном расположении все трубы, расположенные в последующих поперечных рядах, кроме первого, оказываются в области действия потока, создаваемого впереди стоящими трубами. Здесь из интенсивного теплообмена дополнительно выключается еще и лобовая часть поверхности оребрения, которая находится в аэродинамическом следе от передних труб. Поэтому средняя теплоотдача при одинаковой затрате мощности на прокачку воздуха для одинаковых геометрических параметров выше при шахматном расположении труб в пучке.

С целью частичного устранения отмеченных недостатков был разработан трубный пучок [9], содержащий трубные решетки и набор шахматно расположенных в них круглоребристых труб, в котором каждая четная труба в поперечных рядах устанавливается с продольным смещением e по ходу воздуха, при этом относительное смещение e/S_2' труб не должно выходить за пределы значений $0,1\div 0,4$. Этот пучок принят нами в качестве прототипа. В результате смещения труб в межтрубном пространстве пучка между поперечными рядами образуются непрерывно повторяющиеся пространства, напоминающие конфузорно-диффузорные каналы с квазитвердыми стенками, при этом имеется продольная асимметрия их, способствующая дополнительному усилению турбулентного обмена количеством движения и теплотой, что обеспечивает интенсификацию теплоотдачи и повышение тепловой эффективности. Однако тепловая эффективность увеличивается незначительно (не более $8\div 9\%$). Разбивка труб в решетках пучка значительно усложнилась, возросла трудоемкость этой операции и, соответственно, финансовые затраты.

Задача полезной модели - повышение энергетической эффективности при поперечном обтекании вынужденным потоком воздуха трубного пучка теплообменника из круглоребристых труб.

Поставленная задача достигается в трубном пучке теплообменника, содержащем трубные решетки и перпендикулярно обтекаемые потоком, шахматно расположенные в них круглоребристые трубы, образующие своими центрами равносторонние треугольники, в которых основанием является поперечный шаг S_1 , высотой - продольный шаг $S_2 = 0,866 \cdot S_1$, а боковыми сторонами - диагональные шаги $S_2' = S_1$, образующие собой пересекающиеся под углом в 60° диагонали, отличающиеся тем, что каждая труба в своем поперечном ряду с порядковым номером z установлена с поперечным смещением $\Delta_z = k(z-1)S_1$ в интервале значений коэффициента разворота диагонали $0 < k \leq 0,3$ в направлении, обеспечивающем возможность разворота против часовой стрелки левых относительно движения потока диагоналей вокруг центров труб первого поперечного ряда на угол $0 < \theta \leq 17^\circ$.

В представленной конструкции трубного пучка для интенсификации теплоотдачи от оребрения труб к внешнему перпендикулярному потоку воздуха, двигающегося принудительно в межтрубном пространстве, использован способ создания в потоке чередующегося продольного знакопеременного градиента давления. Здесь он реализован смещением каждой трубы в своем поперечном ряду на Δ_z кроме труб первого поперечного ряда, при этом трубы могут быть повернуты на угол θ вокруг центров труб первого поперечного ряда. В результате этого технического решения в межрядном пространстве трубного пучка теплообменника появляются повторяющиеся области с квазитвердой стенкой, напоминающей конфузорно-диффузорные каналы. Возникает дополнительная турбулизация по-

тока, улучшающая его перемешивание с выравниванием температуры и происходит рост теплоотдачи с увеличением и аэродинамического сопротивления пучка. Анализ гидродинамической обстановки вокруг круглоребристых труб пучка показал, что наиболее благоприятные соотношения между изменениями теплоотдачи и аэродинамического сопротивления характерны в интервале угла $0 < \theta \leq 17^\circ$. Энергетическая эффективность трубного пучка теплообменника увеличивается в $\Delta_z = k(z-1)S_1$ раза, что сказывается на уменьшении металлоемкости и габаритах теплообменника.

Полезная модель поясняется фиг. 1, 2. На фиг. 1 изображен горизонтальный разрез трубного пучка теплообменника; на фиг. 2 показан фрагмент трубного пучка.

Трубный пучок теплообменника содержит круглоребристые трубы 1 со спиральными или шайбовыми ребрами наружного диаметра d . Концы труб закреплены в трубных решетках, нижняя 2 из которых изображена на фиг. 1. Для обеспечения одинакового сжатого сечения каждого поперечного ряда I, III, IV, V для прохода воздуха у боковых стенок установлены половины круглоребристых труб 3. Трубы располагаются в решетках с поперечным S_1 , продольным S_2 и диагональным S'_2 шагами. Пунктирными линиями изображен шахматный равносторонний пучок с поперечным S_1 , продольным $S_2 = 0,866 \cdot S_1$ и диагональным $S_2 = S_1$ шагами труб, который является базовым для предлагаемого трубного пучка из $z = I, II, III, IV, V$ рядов.

Относительно базовой разметки каждая труба пучка в своем поперечном ряду с порядковым номером z устанавливается с поперечным смещением

$$\Delta_z = k(z-1)S_1; \quad (1)$$

$$k = \frac{1}{2} \left[1 - \sqrt{3} \operatorname{tg}(30^\circ - \theta) \right] \quad (2)$$

в направлении, обеспечивающем возможность разворота против часовой стрелки левых относительно движения потока диагоналей шахматного пучка вокруг центров труб первого поперечного ряда на угол $0 < \theta \leq 17^\circ$. Здесь k - коэффициент разворота диагонали.

Таким образом, первый поперечный ряд труб пучка относительно шахматной разметки остается неподвижным, а центры труб остальных поперечных рядов пучка, после вычисления k , оказываются поперечно смещенными относительно исходных положений на величину, пропорциональную порядковому номеру своего ряда:

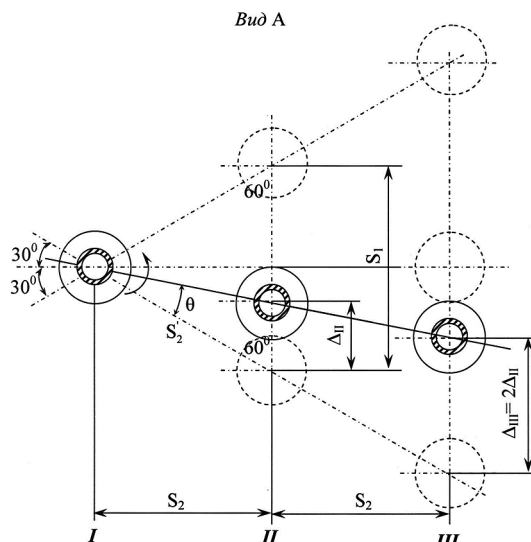
$\Delta_I = 0$; $\Delta_{II} = k \cdot 2 \cdot S_1$; $\Delta_{III} = k \cdot 3 \cdot S_1$; $\Delta_{IV} = k \cdot 4 \cdot S_1$; $\Delta_V = k \cdot 5 \cdot S_1$, как это показано на фиг. 1, при этом поперечный S_1 и продольный S_2 шаги в пучке сохраняют свою исходную величину.

Данный способ разметки центров труб применим также и для трубных пучков теплообменника с произвольным количеством поперечных рядов труб $z = I, II, \dots, N$.

Трубный пучок теплообменника работает следующим образом. Жидкий, парожидкостный, газообразный (природный газ) или охлаждаемый технологический продукт подается внутрь круглоребристой трубы 1, концы которой закреплены в трубных решетках (нижней 2 и такой же верхней), где он охлаждается или конденсируется, передавая при этом свое тепло внутренней поверхности стенок труб и далее через стенку к ее внешней поверхности и ребрам. Принудительный поток воздуха направляется в межтрубное пространство пучка, обтекая ребристые трубы перпендикулярно, нагревается вследствие отводимого тепла конвекцией от внешней поверхности ребрения и выводится из пучка. Поток воздуха при его движении от входа к выходу из пучка испытывает конфузorno-диффузорные сжатия и расширения с переменным градиентом давления в направлении движения, что вызывает в межтрубном пространстве дополнительную турбулизацию как потока в целом, так и его пристенного слоя на ребренной теплоотдающей поверхности труб. Происходит интенсификация теплоотдачи с одновременным ростом аэродинамического сопротивления пучка приблизительно в одинаковой пропорции, что энергетически выгодно [6]. В результате тепловая эффективность пучка увеличивается на 10÷15 %.

ВУ 11703 U 2018.06.30

Полезная модель может быть использована заводами химического и энергетического машиностроения, выпускающими газожидкостные теплообменники из круглоребристых труб, например теплообменные секции АВО, калориферы, воздухоохладители, воздухоохлаждаемые конденсаторы трансформаторов тепла, воздушные охладители масла крупных электротрансформаторов.



Фиг. 2