

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 5667

(13) U

(46) 2009.10.30

(51) МПК (2006)

F 28D 7/00

F 28D 9/00

F 28D 15/00

F 28F 1/24

(54)

ТРУБНЫЙ ПУЧОК

(21) Номер заявки: u 20090276

(22) 2009.04.02

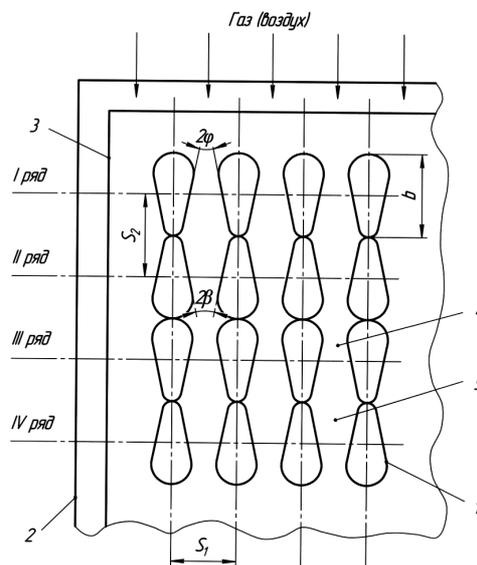
(71) Заявитель: Учреждение образования
"Белорусский государственный техно-
логический университет" (ВУ)

(72) Авторы: Кунтыш Владимир Борисо-
вич; Дударев Владимир Владими-
рович; Володин Виктор Иванович;
Дмитриченко Александр Степанович;
Санкович Евгений Савельевич (ВУ)

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

(57)

Трубный пучок прямоугольного фронтального сечения, содержащий трубные решетки и соединенные с ними коридорно расположенные каплеобразные трубы с поперечным S_1 и продольным S_2 шагами, снабженные насадными сплошными пластинами в качестве оребрения, отличающийся тем, что трубы в нечетных поперечных рядах пучка обращены навстречу потоку газа лобовой уширенной частью поперечного сечения, а в четных рядах - суживающейся, при этом в каждом продольном ряду трубы расположены вплотную одна к другой с шагом S_2 , обеспечивающим механический линейный контакт по всей высоте труб в местах перегиба их боковых поверхностей, образуя в совокупности своими смежными боковыми поверхностями непрерывную систему диффузорно-конфузорных газовых каналов в направлении движения потока с углом раскрытия диффузора $2\varphi = 8 \div 10^\circ$ и конусностью конфузора 2β , равной 2φ .



ВУ 5667 U 2009.10.30

(56)

1. Фраас А., Оцисик М. Расчет и конструирование теплообменников. - М.: Атомиздат, 1971. - С. 207-225.
2. Бурков В.В., Индейкин А.И. Автотракторные радиаторы. - М.: Машиностроение, 1978. - С. 7-15.
3. Мигай В.К., Фирсова Э.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. - Л.: Наука, 1986. - С. 39-42.
4. Андреев П.А., Гремилов Д.И., Федорович Е.Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. - Л.: Судостроение, 1969. - С. 198-202.
5. Гусев Е.К., Антуфьев В.М. Теплоиспользующие аппараты (учебное пособие). - Л.: ЛТИ ЦБП, 1975. - С. 92-95.
6. Френкель М.И. Поршневые компрессорные машины. - М.: Машиностроение, 1969. - С. 481.
7. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. - Л.: Энергия, 1980. - С. 95-97.
8. Патент Российской Федерации 2031348, МПК F 28 F 1/00, F 28 D 7/00. - 1995.
9. Патент Республики Беларусь 8767, МПК F 28 D 7/00, 9/00. - 2006 (прототип).

Полезная модель относится к рекуперативным поверхностным теплообменникам газожидкостного типа из профильных труб, а более конкретно - к компактным трубчато-ребристым пучкам энергетических стационарных и транспортных установок (промежуточные и концевые холодильники газа компрессорных машин, охладители наддувочного воздуха судовых дизелей, автомобильные радиаторы, маслоохладители самолетов).

При конструировании трубных пучков газожидкостных теплообменников, как правило, проходное сечение для газового потока, движущегося в межтрубном пространстве, должно во много раз превышать [1] проходное сечение по стороне жидкости, протекающей внутри теплообменных труб. Основным конструктивным способом реализации этого условия является применение в пучке круглых труб с шайбовыми и спиральными ребрами. Однако круглоребристые трубы при их поперечном внешнем обтекании потоком являются неудобообтекаемыми телами, у которых возникает отрыв потока от поверхности в окрестности миделева сечения трубы с вихреобразованием и формированием в направлении течения в кормовой области аэродинамического следа с относительно низкой скоростью движения потока в нем. Значительная часть поверхности ребер расположена в этой области и имеет пониженную интенсивность теплоотдачи по сравнению с теплоотдачей поверхности в лобовой области трубы. Ширина аэродинамического следа зависит от диаметра трубы, на котором расположены ребра, называемого несущим диаметром. На вихреобразование требуется постоянный подвод внешней энергии к потоку. Кроме этого, при отрыве потока возникает равнодействующая сил давления потока на поверхность трубы, величина которой зависит от диаметра трубы. Количественное влияние силы давления характеризуется коэффициентом лобового сопротивления, иногда называемого коэффициентом формы трубы.

Таким образом, поперечно обтекаемые круглоребристые трубы с аэродинамической точки зрения являются несовершенными, характеризуются повышенным перепадом давления, требуют больших затрат мощности на прокачку газового потока через межтрубное пространство пучка, скомпанованного на их основе. Также они не позволяют создавать компактные пучки, параметром которых является коэффициент компактности Π , $\text{м}^2/\text{м}^3$, выражающий отношение площади поверхности теплоотдачи F , м^2 , труб пучка, заключенных в единице конструктивного объема V , м^3 , пучка, т. есть $\Pi = F/V$. Для пучков промышленных теплообменников из таких труб значение $\Pi \leq 450 \div 500 \text{ м}^2/\text{м}^3$, они не

относятся к категории компактных. Компактность пучка непосредственно влияет на габариты теплообменника.

Устранение отмеченных недостатков осуществляется применением профильных (сплюснутых) несущих труб, оребренных по газовой стороне, форма поперечного сечения которых вместо круглой может быть плоской, овалообразной, каплевидной. Компактность трубного пучка достигает значения $\Pi = 900 \text{ м}^2/\text{м}^3$ и такие пучки широко описаны в научно-технической литературе [1-6].

Рост компактности пучка при прочих одинаковых параметрах вытекает из возможности применения меньшего значения поперечного S_1 шага по сравнению с шагом в пучках из круглых труб, так как поперечный линейный размер профильной трубы может быть значительно уменьшен по отношению к диаметру круглой трубы. Переход в пучке на профильные трубы при одинаковых $S_1 = \text{idem}$ сопровождается ростом проходного сечения по газовой стороне.

Общими для всех конструкций пучков из профильных труб являются две трубные решетки, в отверстиях которых механическим способом или иным (пайкой, развальцовкой, обваркой) закреплены концы трубок. Расположение труб в решетках шахматное или коридорное с поперечным шагом S_1 и продольным S_2 . Оребрение труб может представлять пакет сплошных (коллективных) пластин, соединенных со всеми трубами или отдельной группой труб [1, 2] пучка, также применяют оребрение каждой трубы спиральными навитыми ребрами, насадными прямоугольными пластинами, навитыми проволочными ребрами петлеобразной формы [4, 5, 6]. Применение оребрения труб по газовой стороне является одним из наиболее распространенных способов увеличения коэффициента теплопередачи в газожидкостных теплообменниках вследствие уменьшения термического сопротивления теплоотдачи с внешней поверхности теплообмена пучка.

Профильные трубы не способны выдерживать высокие внутренние давления и это особенно присуще плоским трубам. Поэтому при повышенных давлениях чаще применяют трубы овальной и каплевидной форм, например в воздухоохладителях компрессоров [5, 6]. Такая конструкция трубного пучка из каплеобразных латунных труб с насадными медными ребрами [4] применена в промежуточном воздухоохладителе [5] центробежных компрессоров. Ребра в плане представляют прямоугольную пластину. Концы труб в результате двойного механического обжима имеют круглую форму на длине, равной толщине трубной решетки, благодаря чему они соединяются с решеткой развальцовкой, упрощается процесс сборки пучка и удешевляется конструкция. Трубки в решетках имеют шахматное расположение. Воздух давлением $0,5 \div 0,7 \text{ МПа}$ омывает перпендикулярно трубки снаружи, а охлаждающая вода в несколько ходов движется внутри каплеобразных трубок. Эта конструкция служит ближайшим аналогом заявляемой полезной модели.

Применение профильных труб с удобообтекаемой формой поперечного сечения обеспечивает безотрывное течение потока вдоль поверхности стенки, ширина аэродинамического следа за кормовой областью трубы сужается, что уменьшает затраты энергии на вихреобразование, а также снижается коэффициент лобового сопротивления трубы. Результирующим эффектом является значительное уменьшение аэродинамического сопротивления (перепада давления) по сравнению с круглыми трубами. Однако при безотрывном обтекании трубы термическое сопротивление теплоотдаче с газовой стороны увеличивается вследствие утолщения пограничного слоя по внешнему обводу трубы и коэффициент теплоотдачи снижается по сравнению с этим параметром для круглой трубы, но в большей мере в сравнении с темпом снижения аэродинамического сопротивления [3]. Сравнение энергетической эффективности показало, что при одинаковой мощности на прокачку газа через межтрубное пространство теплоотдача обтекаемых профильных пучков в среднем лишь на $10 \div 20 \%$ выше, чем теплоотдача пучка оптимальной компоновки из круглых труб. Основное достоинство пучков из профильных труб - это меньшие примерно на 50% , чем пучков из круглых труб при одинаковых поперечных шагах. Эксперимен-

BY 5667 U 2009.10.30

тальные исследования [7] и технические решения [8] указывают на высокую энергетическую эффективность интенсификации теплоотдачи применением волнистых труб, которые позволяют организовать диффузорно-конфузорное течение потока. Примером применения этого способа интенсификации теплоотдачи к внешне обтекаемым поперечным потоком газа профильно-трубчатым поверхностям теплообмена является конструкция трубного пучка [9], принятая нами за прототип, которая по достигнутому результату и технической сущности близка к заявляемой полезной модели.

Прототип представляет трубный пучок в виде расположенных рядами плоских труб с насаженными на них сплошными плоскими пластинами. Трубы нечетных рядов от входа воздуха в межтрубное пространство установлены с разворотом в разные стороны относительно своих осей на угол не менее $4\div 5^\circ$ с образованием конфузорных и диффузорных каналов, а трубы каждого четного ряда размещены параллельно друг другу с переходом от конфузорных и диффузорных каналов предыдущего нечетного ряда соответственно к диффузорным и конфузорным каналам следующего нечетного ряда. В пластинах имеются просечки по всей высоте пучка.

Недостатки прототипа принципиального характера следующие:

по направлению движения потока газа не реализована в полном объеме необходимая условие для достижения наибольшей энергетической эффективности - создание параллельных каналов для газа, каждый из которых представляет непрерывно повторяющийся ряд системы "диффузор-конфузор" в виде дискретно целого канала из боковой поверхности теплообменных труб;

существует перемешивание потока газа по ширине пучка в поперечном направлении из-за прерывистости при образовании конфузорно-диффузорных каналов, что противоречит способу интенсификации теплоотдачи и уменьшает его энергетическую эффективность;

наличие прямых каналов, образованных параллельным расположением плоских труб друг другу, между рядами конфузорных и диффузорных воздушных каналов, снижает турбулентность потока и, как следствие, среднюю теплоотдачу пучка;

часть поверхности теплообмена за каждой трубой оказывается расположенной в зоне аэродинамического следа и имеет низкую интенсивность теплоотдачи, по сути выключается из активного теплообмена;

усложнена сборка пучка, при которой необходимо выдерживать строго регламентированный угол разворота труб $2\varphi = 8 \div 10^\circ$;

угол раскрытия диффузора и конфузора не должен превышать $2\varphi = 8 \div 10^\circ$, что не выдерживается в формуле прототипа;

при таких углах возникают нестационарные микроотрывы потока, интенсифицирующие теплоотдачу без большого повышения аэродинамического сопротивления.

Задача полезной модели - повышение энергетической эффективности трубного пучка применением каплеобразных труб соответствующего расположения с образованием в межтрубном пространстве диффузорно-конфузорных каналов для движения газа.

Поставленная задача достигается тем, что трубный пучок прямоугольного фронтального сечения, содержащий трубные решетки и соединенные с ними коридорно расположенные каплеобразные трубы с поперечным S_1 и продольным S_2 шагами, снабженные насадными сплошными пластинами в качестве оребрения, отличающийся тем, что трубы в нечетных поперечных рядах пучка обращены навстречу потоку газа лобовой уширенной частью поперечного сечения, а в четных рядах - суживающейся, при этом в каждом продольном ряду трубы расположены вплотную одна к другой с шагом S_2 , обеспечивающим механический линейный контакт по всей высоте труб в местах перегиба их боковых поверхностей, образуя в совокупности своими смежными боковыми поверхностями непрерывную систему диффузорно-конфузорных газовых каналов в направлении движения потока с углом раскрытия диффузора $2\varphi = 8 \div 10^\circ$ и конусностью конфузора 2β , равной 2φ .

BY 5667 U 2009.10.30

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

Существенным отличием модели является расположение каплеобразных труб вплотную друг к другу во всех продольных рядах коридорного пучка, при этом их индивидуальное положение в трубной решетке относительно одна другой в каждом продольном ряду выполняется таким, чтобы были сформированы межтрубные каналы диффузорно-конфузорного типа в направлении движения потока газа. Такая компоновка труб препятствует возникновению и развитию аэродинамического следа, а возникающая небольшая отрывная зона около поверхности кормовой части труб заполнена мелкими вихрями, на формирование которых требуется небольшая затрата энергии и с учетом коридорного расположения труб для пучка характерно низкое аэродинамическое сопротивление. При выбранном угле раскрытия диффузора $2\varphi = 8 \div 10^\circ$ течение потока в нем близко к безотрывному и не вызывает резко увеличивающегося аэродинамического сопротивления, что возможно при необоснованном выборе диффузорности канала.

Профиль каплеобразной трубы является естественным для искусственного формирования (создания) диффузорно-конфузорных каналов. В целях унификации труб, поступающих на сборку пучка модели, длина диффузора и конфузора принята одинаковой, а при выборе равных угла раскрытия диффузора 2φ углу конусности $2\beta = 8 \div 10^\circ$ конфузора трубы будут геометрически одинаковы и снизится стоимость пучка.

Рост теплоотдачи достигается путем организации течения потока в поле продольных знакопеременных градиентов давления, что обеспечивается преобразованием всего межтрубного пространства пучка в параллельные каналы в виде последовательно чередующихся плоских прямоугольных диффузоров и конфузоров. Повышение уровня турбулентности потока, генерируемой в диффузорах, полезно используется в расположенных за ними конфузорах, а возникающие микроотрывы потока в диффузорах в целом интенсифицируют теплообмен. Как показали исследования [7], применение в теплообменниках поверхностей с турбулизаторами в виде каналов "диффузор-конфузор", разрушающими только пристенный слой, позволяет ощутимо увеличить энергетическую эффективность теплообменника, под которой понимают рост теплового потока аппарата (трубного пучка) или коэффициента теплоотдачи при одинаковой мощности на прокачку газа (теплоносителя) в предлагаемой конструкции по сравнению с прототипом.

Ввиду отсутствия аэродинамического следа за трубами при их новой компоновке в пучке возникает дополнительный рост теплоотдачи вследствие вовлечения в активный теплообмен теплоотдающей площади поверхности, ранее находящейся в области следа, характеризующимся исключительно неблагоприятными условиями для интенсивного теплообмена, при этом на этот процесс не затрачивается внешняя энергия и не происходит роста аэродинамического сопротивления.

Полезная модель поясняется фигурой. На фигуре показана конструкция трубного пучка в плане (вид сверху) со снятой верхней трубной решеткой.

Трубный пучок состоит из каплеобразных труб 1, расположенных коридорно с поперечным шагом S_1 и продольным S_2 шагом в решетке 2, и набора прямоугольных пластин 3, посаженных на каплеобразные трубы. Трубы расположены длинной (большой) осью поперечного сечения по направлению движения потока вплотную одна к другой в каждом продольном ряду пучка, то есть значение шага S_2 равно длине "b" продольной оси поперечного сечения $S_2 = b$. Трубы нечетных поперечных рядов I-го, III-го и т.д. развернуты навстречу потоку газа лобовой уширенной частью поперечного сечения, а трубы четных II-го, IV-го и т.д. рядов - суживающейся. При такой компоновке труб образуются в межтрубном пространстве плоские каналы в виде диффузоров 4 в нечетных рядах и конфузоров 5 в четных рядах. Известно, что каплеобразные трубы получают механическим обжимом из круглых труб. Формирование геометрических параметров поперечного сечения каплеобразной трубы должно быть таким, чтобы при их компоновке в решетках

BY 5667 U 2009.10.30

были образованы смежными боковыми поверхностями требуемый оптимальный угол раскрытия 2φ диффузора и конусность 2β конфузора.

Трубный пучок работает следующим образом. Набегающий поток газа (воздуха) обтекает поперечно снаружи первый ряд каплеобразных труб 1 и продольно пластины 3, поступает в диффузор 4 и далее в конфузор 5 второго ряда. В последующем движение потока повторяется по схеме диффузор-конфузор до выхода его из трубного пучка. Тепло от газа передается через твердые стенки труб охлаждающей жидкости, движущейся внутри их или наоборот в случае отвода тепла от жидкости. Течение газа в диффузоре характеризуется возрастанием турбулентности и отрывом потока от стенки, поперечным перемешиванием в потоке, что и вызывает интенсификацию теплоотдачи. При течении в конфузоре ускорение потока вызывает его упорядочение и соответствующее уменьшение теплоотдачи. Однако если поток поступает в конфузор непосредственно после диффузора, что имеет место в нашей конструкции, то турбулентные возмущения течения, генерируемые диффузором и отрывной зоной кромки механического контакта (стыка) его с конфузуром, обеспечивают высокую интенсивность теплоотдачи и в конфузуре. В итоге достигается высокая теплоотдача при умеренном росте аэродинамического сопротивления.

В целом организация в межтрубном пространстве пучка системы диффузорно-конфузорного течения потока газа увеличивает энергетическую эффективность на 27÷35 %, а коэффициент теплопередачи возрастает до 20 % без дополнительных затрат мощности на перемещение потока.

В предлагаемой полезной модели пучка обеспечивается исходный тепловой поток Q , Вт, при уменьшенной площади поверхности теплоотдачи F , м², вследствие роста коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К)

$$Q = \alpha F \cdot \Delta t,$$

где Δt - разность средних температур воздуха и поверхности теплоотдачи.

Меньшей площади F пучка соответствует и меньшая масса трубного пучка. Для требуемого меньшего значения F потребуется меньшее количество каплеобразных труб, что достигается увеличением шага S_1 , то есть более свободной компоновкой труб, что снизит потери давления газа по сравнению с известными конструкциями.

Предлагаемая полезная модель может быть использована при производстве газожидкостных теплообменников заводами энергетического и транспортного машиностроения.