

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 3204

(13) U

(46) 2006.12.30

(51)⁷ F 28D 1/00,
G 01K 17/08

(54)

СТЕНД ДЛЯ КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА МЕХАНИЧЕСКОГО СОЕДИНЕНИЯ РЕБРИСТОЙ ОБОЛОЧКИ С НЕСУЩЕЙ ТРУБОЙ В БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ТРУБЕ

(21) Номер заявки: u 20060268

(22) 2006.04.27

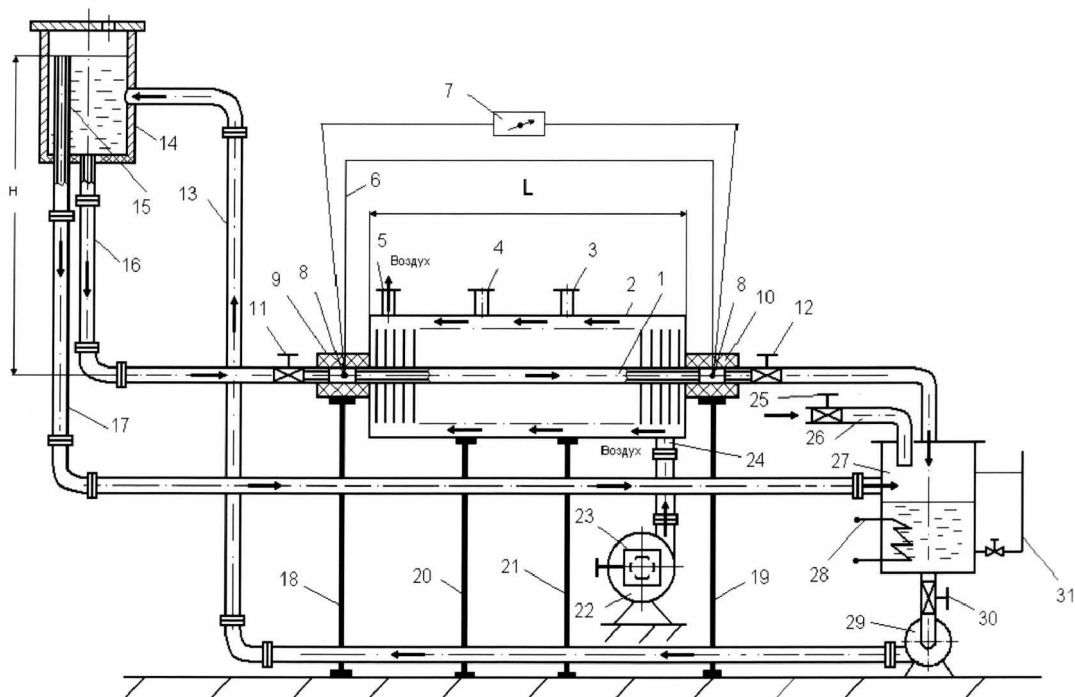
(71) Заявитель: Учреждение образования
"Белорусский государственный тех-
нологический университет" (ВУ)

(72) Авторы: Кунтыш Владимир Борисович
(ВУ); Санкович Евгений Савельевич
(ВУ); Мулин Виктор Петрович (RU)

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

(57)

1. Стенд для контроля качества механического соединения ребристой оболочки с несущей трубой в биметаллической трубе, включающий контролируемую ребристую трубу, дифференциальную многоспайную термопару, регистрирующий прибор, теплоизолированный воздушный кожух с горизонтальным разъемом по диаметальному продольному сечению, входной и выходной воздушные патрубки, вентилятор, подводящий и отводящий трубопроводы греющего изотермического теплоносителя со штуцерами, вентили для отключения контролируемой трубы от греющего теплоносителя, отличающийся тем, что



Фиг. 1

ВУ 3204 U 2006.12.30

кожух выполнен цилиндрическим с внутренним диаметром, большим наружного диаметра ребер трубы, и длиной, равной наибольшей из длин контролируемых труб, при этом количество патрубков для выхода воздуха соответствует количеству длин контролируемых труб и каждый из этих патрубков расположен от входного патрубка на расстоянии длины трубы с перекрытием воздушного поперечного сечения кожуха в этом месте разъемным по диаметральному сечению кольцевым теплоизолирующим диском, а контролируемая труба соосно установлена в кожухе с движением внутри ее горячей воды, во входном и выходном штуцерах которой расположены спаи дифференциальной термопары, при этом постоянная скорость воды непрерывно обеспечивается баком равного напора с переливной трубой, соединенной со сборным водяным баком, постоянная температура в котором поддерживается регулируемым электроподогревателем, и далее водяным насосом по обратному трубопроводу подается в бак равного напора.

2. Стенд для контроля качества по п. 1, **отличающийся** тем, что движение горячей воды и воздуха в кожухе противоточное.

3. Стенд для контроля качества по п. 1, **отличающийся** тем, что водяной насос установлен ниже сборного бака горячей воды.

4. Стенд для контроля качества по п. 1, **отличающийся** тем, что наружный диаметр кольцевого диска равен внутреннему диаметру кожуха, а внутренний диаметр диска равен наружному диаметру трубы у основания ребер, а толщина диска назначается не большей межреберного расстояния в свету.

5. Стенд для контроля качества по п. 1, **отличающийся** тем, что неконтролируемая часть трубы не требует ее теплоизоляции по воздушной стороне.

6. Стенд для контроля качества по п. 1, **отличающийся** тем, что контролируемая труба установлена в кожухе на промежуточных опорах.

7. Стенд для контроля качества по п. 1, **отличающийся** тем, что выход воздуха из кожуха всегда осуществляется по одному патрубку при заглушенных остальных.

(56)

1. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. - М.: Машиностроение, 1989. - С. 62-70.

2. А.с. СССР 1601492 МКИ⁴ F 28D 1/00. Способ контроля качества механического соединения оребренной оболочки с несущей трубой в биметаллической трубе / Г.А. Марголин, В.Б. Кунтыш, В.И. Мелехов, П.И. Потеряев, К.А. Варма, Х.А. Таммик. Заявлено 25.11.88.; Оpubл. 23.10.90. Бюл. № 39.

3. Метод контроля надежности механического контакта в биметаллических оребренных трубах / В.Б. Кунтыш, В.И. Мелехов, К.А. Варма, Г.А. Марголин, Х.А. Таммик // Информационный листок о научно-техническом достижении № 89-6. Архангельский ЦНТИ, 1989. - С 1-4.

4. А.с. СССР 1236298 МКИ⁴ F 28D 1/00, G 01K 17/08. Способ контроля качества механического соединения оребренной оболочки с несущей трубой в биметаллической трубе / Г.А. Марголин, В.Б. Кунтыш, В.И. Мелехов, К.А. Варма, Т.А. Тальвинг. Заявлено 12.12.84.; Оpubл. 07.06.86. Бюл. № 21.

5. Стенд для контроля качества контакта в биметаллических оребренных трубах / В.Б. Кунтыш, В.И. Мелехов, Г.А. Марголин, В.Е. Вайсман // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1988. - № 12. - С. 7-9 (прототип).

Полезная модель относится к тепловым измерениям и предназначена для контроля качества изготовления биметаллических ребристых труб (БРТ) рекуперативных газо-жидкостных теплообменников общего назначения.

BY 3204 U 2006.12.30

Биметаллическая ребристая труба [1] конструктивно представляет несущую трубу, выполненную из стали или цветных металлов (меди, латуни, мельхиора) и механически соединенную с ней ребристую оболочку из высокотеплопроводного материала, как правило алюминия. Отсутствие гомогенной (металлургической) связи между ребристой оболочкой и поверхностью несущей трубы в случае передачи теплового потока трубой обуславливает появление дополнительного термического сопротивления, называемого термическим контактным сопротивлением (ТКС). Это основной недостаток БРТ.

Типичными представителями газожидкостных теплообменников из БРТ являются теплообменные секции аппаратов воздушного охлаждения (АВО), обеспечивающие надежное функционирование топливно-энергетического комплекса Республики Беларусь, России и других стран СНГ. Это АВО природного газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов, АВО продуктов разделения нефти на составляющие компоненты (бензин, керосин, дизельное топливо, мазут и т.д.) на нефтеперерабатывающих заводах. На производство новых АВО и ремонт действующих в 2005 году было изготовлено не менее 1,1 млн. метров БРТ с алюминиевой ребристой оболочкой. Такие БРТ применяют в калориферах систем вентиляции и кондиционирования воздуха, сушильных установок, котельных установок для предварительного подогрева воздуха, в конденсаторах крупных холодильных машин, в теплообменниках воздушно-отопительных установок, в тепло-трубных теплообменниках-утилизаторах теплоты вентиляционных выбросов.

При нарушении технологического режима изготовления БРТ, износа накатного и закатного инструментов, некачественно подготовленной поверхности контакта несущих труб величина ТКС превышает нормативно допустимую, что в конечном итоге сопровождается значительными экономическими потерями. В качестве примера рассмотрим работу компрессорной станции из АВО с ухудшенными тепловыми характеристиками БРТ. Возрастает недоохлаждение газа на выходе из АВО перед закачкой его в газопровод, возрастает его температура, и пропускная способность газопровода снижается на десятки тысяч м³ с соответствующей потерей прибыли в денежном выражении. Аналогичная картина может возникнуть на нефтеперерабатывающем предприятии в случае установки на ректификационных колоннах АВО из труб с неудовлетворительным качеством механического соединения ребристой оболочки с несущей трубой. Производительность технологической линии по конечному продукту окажется заниженной вследствие меньшего теплового потока, отводимого АВО, против проектного. Подобные ситуации имеют место и в вентиляционных системах, когда из-за увеличенного ТКС против допускаемого снижается температура воздуха за калориферами, и персонал предприятия (учреждения) оказывается под воздействием некомфортных температурных условий, воздействующих на здоровье. Влияние низкого качества изготовления БРТ проявляется здесь опосредованно и определить экономические потери в денежном выражении затруднительно. Изложенное указывает на исключительную актуальность задачи создания эффективных устройств контроля качества изготовления БРТ, а в идеальном случае - 100 % контроля труб, поступающих на сборку теплообменников, особенно предназначенных для обеспечения устойчивой работы жизненно важных отраслей народного хозяйства. Наружный визуальный осмотр БРТ не позволяет оценить качество изготовления трубы, так как при недостаточной плотности механического контакта соединяемых цилиндрических поверхностей возникают в этой зоне макро- и микропустоты, заполненные воздухом, невидимые глазом при контроле. Количество металлических пятен, непосредственно находящихся в контакте, уменьшается, и с учетом низкой теплопроводности воздуха увеличивается ТКС и снижается тепловой поток контактной зоны.

Методы контроля качества механического соединения поверхностей в БРТ и устройств для их реализации непрерывно совершенствуются и наибольшее развитие получили прямые тепловые способы контроля качества по величине ТКС, возникающего в условиях передаваемого через стенку двухслойной трубы радиального теплового потока.

ВУ 3204 U 2006.12.30

Известны способы контроля [2] качества механического соединения оребренной оболочки с несущей трубой в БРТ и стенд для его реализации [3], в котором измерение ТКС осуществляется в условиях регулярного теплового охлаждения трубы. В процессе охлаждения контролируемой трубы, расположенной в кожухе стенда, регистрируют перепад температур воздушного потока на входе и выходе из кожуха во времени и определяют темп охлаждения m трубы в области регулярного теплового режима, который сравнивают с величиной темпа охлаждения m_0 эталонной БРТ, и судят о качестве механического соединения. Из теории регулярного режима известно, что при сохранении всех условий опыта увеличение ТКС должно приводить к уменьшению темпа m регулярного охлаждения трубы. Несмотря на очевидные достоинства этого способа (простота реализации, небольшая продолжительность рабочей стадии опыта по определению m - $5 \div 7$ мин, низкое электропотребление приводом вентилятора и небольшой расход тепловой энергии на прогрев БРТ), имеются существенные недостатки, вследствие которых он пока не востребован заводами-изготовителями БРТ и теплообменников из них, а также промышленными предприятиями-потребителями указанных теплообменников. Теоретические основы этого способа требуют сохранения стабильных параметров воздушного потока в кожухе стенда, в частности равномерного распределения температуры и скорости в поперечном сечении набегающего на трубу воздуха. Анализ конструкции стенда показывает, что разные участки БРТ охлаждаются в неизотермической воздушной струе и обтекаются воздухом с различными углами атаки, а значит коэффициент теплоотдачи по оребренной стороне непостоянен вдоль трубы. Усложнена проблема достоверной регистрации температуры воздушного потока после его подогрева трубой, так как рабочий спай дифференциальной термодпары, свободно висящий в горячем потоке воздуха, одновременно оказывается в лучистом теплообмене с теми элементами установки, температура которых значительно отличается от температуры воздушного потока. На кривой изменения температурного перепада воздуха $\Delta t = f(\tau)$ на трубе во времени, записываемого автоматическим прибором, требуется определенный навык и уровень практической подготовки специалиста для правильного выбора участка регулярного теплового режима охлаждения БРТ, иногда не ярко выраженного. И здесь вступает в действие интуиция обработчика результатов опыта для вычисления m , субъективный человеческий фактор. Заключение о качестве изготовления трубы может быть неадекватным действительным условиям. Расчеты показывают, что случайные значения темпа m могут достигать $10 \div 15$ %.

Известен способ [4] контроля качества механического соединения БРТ и стенд (устройство) [5] для его реализации, который является наиболее близким к заявляемому по технической сущности и достигаемому результату и принят нами за прототип. Контроль качества осуществляется в режиме стационарного теплового состояния БРТ, расположенной в воздушном кожухе стенда, путем измерения перепада температур Δt , °С, воздушного потока на контролируемой трубе и сравнения его с перепадом температур Δt_0 , °С, полученным при контроле эталонной трубы. По результатам сравнения определяют качество механического соединения оребренной оболочки с несущей трубой. При $\Delta t > \Delta t_0$ - соединение хорошее, при $\Delta t \sim \Delta t_0$ - удовлетворительное, при $\Delta t < \Delta t_0$ - неудовлетворительное (брак). Этот способ и реализованный стенд являются наиболее оправданными, так как основное достоинство заключается в полном воспроизведении штатных условий эксплуатации металлических ребристых труб в промышленных теплообменниках, например, АВО. Важным преимуществом была возможность контролировать на стенде качество механического соединения части длины трубы, неотделимой от контролируемой трубы. Эти факторы предопределили введение анализируемого способа [4] в ОСТ 26-02-1309-87 "Аппараты воздушного охлаждения. Общие технические условия" Минхиммаша СССР пунктом 4.2, а стенд по нему был внедрен на заводе "БОРХИММАШ" (г. Борисоглебск), Бугульминском механическом заводе (Республика Татарстан), Таллинском машиностроительном заводе им. Лауристана.

ВУ 3204 U 2006.12.30

Стенд включает следующие основные узлы и детали: разъемный по продольному диаметральному сечению кожух горизонтального расположения; входной и выходной воздушные патрубки; вентилятор, контролируемую оребренную трубу; штуцеры для подключения оребренной трубы к водяному пару (греющий теплоноситель) и отвода конденсата пара; дифференциальную термопару с расположением спаев в воздушном потоке; регистрирующий прибор э.д.с. термопары. Несмотря на ряд достоинств, отмеченных выше, устройство (конструкция) стенда обладает существенными недостатками.

1. Необоснованно большое потребление электроэнергии приводом вентилятора, которое не вытекает из необходимого условия контроля качества как обязательное, а вызвано примененной конструкцией кожуха, предусматривающего перпендикулярное обтекание воздухом БРТ. Потребляемая приводом вентилятора мощность, кВт:

$$N_b = V \cdot \Delta p / (\eta_v \cdot 10^3), \quad (1)$$

где V - объемный расход воздуха через кожух, $\text{м}^3/\text{с}$;

Δp - общие потери давления по тракту движения воздуха, Па;

η_v - КПД вентилятора.

При $\Delta p = \text{idem}$ и $\eta_v = \text{idem}$ следует, что $N_b = f(V)$.

Величина расхода воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V = w \cdot f_{\text{фр}}, \quad (2)$$

где w - скорость воздуха во фронтальном (перед трубой) сечении кожуха, $\text{м}/\text{с}$;

$f_{\text{фр}}$ - площадь фронтального сечения кожуха, м^2 .

Значения $f_{\text{фр}}$, м^2 , вычисляются как

$$f_{\text{фр}} = b \cdot L, \quad (3)$$

где b , L - соответственно ширина и длина кожуха, м.

Длина кожуха L равна длине контролируемой трубы и остается в конструкции кожуха неизменной. Поэтому даже при $b = b_{\text{min}} = d$ (наружный диаметр ребра) расход воздуха V всецело предопределен размером $L = \text{const}$. Следовательно, $V = f(L)$ и является нерегулируемой величиной с ее наибольшим значением из-за выбранной схемы обтекания воздухом трубы, т.е. при таком течении воздуха $V = V_{\text{max}}$ среди прочих схем и $N_b = N_{b \text{ max}}$.

2. При контроле качества БРТ некоторой части ее длиной $l < L$ потребляемая мощность N_b остается практически прежней, т.е. равной N_b при контроле трубы длиной L . Но в этом случае не требуется обдува воздухом теплоизолированной части трубы длиной $(L-l)$. Перерасход электроэнергии очевиден.

3. Конструкцией кожуха априори предопределен контроль качества труб одной длины. Однако на любом предприятии по производству БРТ и теплообменников из них технологическим процессом предусматривается как минимум изготовление труб трех длин. Например, на заводах-изготовителях теплообменных секций АВО длина БРТ, одновременно находящихся в производстве, составляет $L = 3, 4, 6, 8$ м. Таким образом, данное конкретное предприятие должно иметь 4 стенда, что требует значительных капитальных затрат на их сооружение и эксплуатационных расходов на контроль качества. Эти затраты увеличивают себестоимость труб, поступающих на сборку АВО.

4. Значителен расход тепловой энергии при контроле качества труб, никак не обусловленный способом контроля. Греющим теплоносителем является водяной пар, давление которого не меньше атмосферного, а значит температура его ~ 100 °С. Практически же температура пара должна быть несколько больше, хотя бы $104 \div 105$ °С, т.е. пар перегрет и перегрев снимается в подводящем паропроводе, чем обеспечивается надежность контроля. Но для проведения контроля достаточно превышение температуры пара над температурой воздуха перед трубой (в цехе) на $40 \div 50$ °С. Следовательно, достаточной температурой пара является ее значение, равное $60 \div 70$ °С при температуре воздуха 20 °С. Отсюда и перерасход теплоты.

Гипотетически возможно получить пар указанной температуры, но для этого стенд по паровому тракту должен быть под разрежением. Для поддержания разрежения требуются

ВУ 3204 U 2006.12.30

значительные затраты, которые не окупаются прибылью от сэкономленной теплоты при переходе на пар с давлением ниже атмосферного. К указанному перерасходу энергии следует добавить полную потерю тепла конденсата пара ввиду незамкнутой схемы по греющему теплоносителю. Конденсат в таких случаях сбрасывается в канализацию. Также в стенде не предусмотрен на выходном штуцере трубы конденсатоотводчик, наличие которого в пароприемниках (контролируемые трубы) позволяет экономить, как минимум, до $10 \div 15$ % теплоты, подводимой с паром.

5. Для эксплуатации стенда контроля качества необходим водяной пар. При отоплении промышленных цехов применяется водяная система. Следовательно необходимо подвести к стенду паровую магистраль от котельной, но, учитывая периодическую работу стенда, ее нужно перед каждым включением стенда в работу продувать от скапливающегося конденсата и прогревать с соответствующими потерями тепла и теплоносителя. Возможен рядом со стендом монтаж электропарогенератора, что обеспечит автономность эксплуатации стенда и предположительно уменьшит финансовые затраты. В обоих случаях себестоимость БРТ возрастет. Кроме этого, необходимость в паре усложняет процесс организации контроля качества и затрудняет повышение производительности труда.

6. Судя по описанию стенда, в воздушных патрубках кожуха предусматривается, как вариант, установка многоспайной дифференциальной термопары, но анализ рисунка стенда показывает, что спаи термопары смонтированы в одной гильзе, установленной в центре сечения патрубков, но не в виде сетки, спаи которой распределены по поперечному сечению. Фактически, несмотря на многоспайность, такая термопара измеряет температурный перепад воздуха на оси его движения, но не средний перепад, что искажает достоверность и не обеспечивает соответствующую надежность измерения. Недостаточная надежность контроля дополнительно связана с перпендикулярным движением воздуха относительно трубы в кожухе. Совершенно очевидно, что при контроле длинных труб ($L \geq 3$ м) принятая конструкция кожуха по организации обтекания трубы воздухом предопределяет неравномерную скорость по длине сечения, в приторцевых участках кожуха формируются области со слабым движением воздуха (мертвые зоны) и поэтому в выходном патрубке формируется неравномерное скоростное поле воздуха, а значит и неравномерное температурное поле. Даже сильное поджатие потока воздуха не устраняет этот недостаток.

Задача полезной модели - энергосбережение при контроле качества механического соединения орехобранной оболочки с несущей трубой в биметаллической трубе путем снижения потребления тепловой и электрической энергии вследствие применения секционного кожуха, водяного теплоносителя с замкнутой схемой движения и продольным движением воздуха, снижение себестоимости, повышение достоверности и надежности, увеличение производительности труда при контроле.

Поставленная задача достигается тем, что стенд включает контролируемую ребристую трубу, дифференциальную многоспайную термопару, регистрирующий прибор, теплоизолированный воздушный кожух с горизонтальным разъемом по диаметральному продольному сечению трубы, входной и выходной воздушные патрубки, вентилятор, подводящий и отводящий трубопроводы греющего теплоносителя со штуцерами, вентили для отключения контролируемой трубы от греющего теплоносителя, отличающийся тем, что кожух выполнен цилиндрическим с внутренним диаметром, большим наружного диаметра ребер трубы, и длиной, равной наибольшей из длин контролируемых труб, при этом количество патрубков для выхода воздуха соответствует количеству длин контролируемых труб и каждый из этих патрубков расположен от входного патрубка на расстоянии длины трубы с перекрытием воздушного поперечного сечения кожуха в этом месте разъемным по диаметральному сечению кольцевым теплоизолирующим диском, а контролируемая труба соосно установлена в кожухе с движением внутри ее горячей воды, во входном и выходном штуцерах которой расположены спаи дифференциальной термопары, при этом постоянная скорость воды непрерывно обеспечивается баком равного напора с переливной

трубой, соединенной со сборным водяным баком, постоянная температура в котором поддерживается регулируемым электроподогревателем, и далее по обратному трубопроводу подается в бак равного напора; кроме этого движение горячей воды и воздуха в кожухе является противоточным, водяной насос установлен ниже сборного бака горячей воды, контролируемая труба установлена в кожухе на промежуточных опорах, неконтролируемая часть трубы не требует теплоизоляции по воздушной стороне, выход воздуха из кожуха всегда осуществляется по одному патрубку при заглушенных остальных, также наружный диаметр кольцевого диска назначается равным внутреннему диаметру кожуха, а внутренний диаметр диска равен наружному диаметру трубы у основания ребер при его толщине, не большей межреберного расстояния в свету.

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

В предлагаемом устройстве (стенде) контроль качества является прямым и основан на зависимости величины охлаждения однофазного греющего теплоносителя, в качестве которого выбрана вода, не изменяющая агрегатного состояния в процессе теплопередачи, против водяного пара в прототипе. Покажем, что величина охлаждения горячей воды в устройстве зависит от термического контактного сопротивления (ТКС) R_k , $m^2 \cdot K/Wt$, биметаллической ребристой трубы при неизменных прочих геометрических параметрах оребрения, несущей трубы и условий теплопередачи. Тепловой поток Q , Вт, отданный горячей водой оребренной трубе, определяется по уравнению Ньютона-Рихмана:

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_1 - t_{ct1}), \quad (4)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от горячей воды к внутренней поверхности несущей трубы, $Wt/(m^2 \cdot K)$;

F_1 - площадь внутренней поверхности несущей трубы, m^2 ;

t_1 - средняя температура горячей воды в трубе, $^{\circ}C$;

t_{ct1} - средняя температура внутренней поверхности стенки несущей трубы, $^{\circ}C$.

Тепловой поток Q , Вт, подведенный к трубе водой, по уравнению теплового баланса, составляет:

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = G_1 c_1 \Delta t_1, \quad (5)$$

где G_1 - массовый расход воды через трубу, kg/c ;

c_1 - удельная массовая теплоемкость воды при постоянном давлении, $Dж/(kg \cdot K)$;

t_1' , t_1'' - соответственно температура горячей воды на входе и выходе из трубы, $^{\circ}C$;

$\Delta t_1 = t_1' - t_1''$ - величина охлаждения воды в трубе, $^{\circ}C$.

Сравнивая формулы (4) и (5), получаем:

$$\Delta t_1 = \alpha_1 F_1 (t_1 - t_{ct1}) / G_1 c_1. \quad (6)$$

Средняя температура внутренней поверхности стенки несущей трубы, $^{\circ}C$:

$$t_{ct1} = t_{k1} + (Q / F_k)(R_k + \delta_{ct} / \lambda_{ct}), \quad (7)$$

где t_{k1} - средняя температура наружной поверхности стенки несущей трубы, $^{\circ}C$;

F_k - площадь наружной поверхности несущей трубы, m^2 ;

δ_{ct} - толщина стенки несущей трубы, m ;

λ_{ct} - коэффициент теплопроводности материала стенки несущей трубы, $Wt/(m \cdot K)$.

Учитывая в (6) зависимость (7), можно утверждать, что величина охлаждения воды в трубе однозначно зависит от значения R_k , которое меняется при изменении качества механического соединения оребренной оболочки с несущей трубой. Следовательно, величина охлаждения воды в кожухе $\Delta t_1 = f(R_k)$ для неизменных прочих условий. Этот же вывод можно получить из анализа процесса теплопередачи в биметаллической ребристой трубе (БРТ). Тепловой поток БРТ, Вт:

$$Q = kF(t_1 - t_2), \quad (8)$$

где k - коэффициент теплопередачи БРТ, отнесенный к площади поверхности оребрения по воздушной стороне, $Wt/(m^2 \cdot K)$;

ВУ 3204 U 2006.12.30

F - площадь поверхности оребрения трубы по воздушной стороне, m^2 ;

t_1 - средняя температура воды, $^{\circ}C$;

t_2 - средняя температура воздуха в кожухе, $^{\circ}C$.

Коэффициент теплопередачи трубы, $Вт/(m^2 \cdot K)$:

$$k = (R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5)^{-1}, \quad (9)$$

где R_1, R_2, R_4, R_5 - термическое сопротивление теплоотдачи соответственно внутри несущей трубы, стенки несущей трубы, стенки оребренной оболочки, от оребренной поверхности к воздуху, $m^2 \cdot K/Вт$;

$R_3 = R_k(\varphi d_o/d_k)$ - приведенное к площади поверхности оребрения ТКС, $m^2 \cdot K/Вт$;

φ - коэффициент оребрения трубы;

d_o, d_k - соответственно диаметр БРТ у основания ребер и диаметр контактируемых поверхностей, равный наружному диаметру несущей трубы d_n , м.

При прочих равных условиях теплопередачи

$$R_1 + R_2 + R_4 + R_5 = B = \text{idem}. \quad (10)$$

Уравнение (8) с учетом соотношений (9) и (10):

$$Q = (R_3 + B)^{-1} F(t_1 - t_2). \quad (11)$$

Сравнивая (5) и (11), получаем величину температурного перепада греющего теплоносителя (воды), $^{\circ}C$:

$$\Delta t_1 = F(t_1 - t_2)(R_3 + B)^{-1} / G_1 c_1. \quad (12)$$

Следовательно, в одинаковых условиях $\Delta t_1 = f(R_k)$, что получено и ранее. Таким образом, величина охлаждения Δt_1 горячей воды в кожухе является однозначным показателем качества механического соединения ребристой оболочки в биметаллической трубе. Сравнивая величину охлаждения воды контролируемой трубы $\Delta t_{1к}$ в кожухе стенда с величиной охлаждения эталонной трубы $\Delta t_{1э}$ в идентичных условиях на этом же стенде, формулируют заключение о качестве БРТ.

Для подтверждения достижения сформулированных целей заявляемой полезной модели нами выполнены по собственным исследованиям и наблюдениям нижеприводимые расчеты. В качестве контролируемой БРТ взята труба, нашедшая широкое применение в теплообменных секциях АВО, калориферах сушильных установок, воздушных конденсаторах холодильных установок, со следующими геометрическими параметрами, мм: длина $L = 6000$; наружный диаметр ребра $d = 57,0$; высота, шаг и средняя толщина ребра соответственно $h = 15,2$; $s = 2,5$; $\Delta = 0,6$; диаметр трубы у основания ребра $d_o = d - 2h = 26,6$; ребра алюминиевые спирально-накатные; несущая гладкая труба из стали 10 имеет наружный диаметр $d_n = 25,0$; внутренний диаметр трубы $d_1 = 21,0$; толщина стенки трубы $\delta = 2,0$. Коэффициент оребрения БРТ $\varphi = 20,4$. Время контроля качества трубы по наблюдениям $\tau = 7$ мин.

Расчеты для прототипа. Затраты тепла. Используется водяной пар, сухой насыщенный, атмосферного давления $p = 0,1$ МПа, температура насыщения $t_n = 100$ $^{\circ}C$; энтальпия пара $h'' = 2675$ кДж/кг; теплота парообразования $r = 2258$ кДж/кг. Пар производится в автономном электродоме, емкость котла на воде $M_1 = 30$ кг. Требуемое тепло для получения сухого пара, кДж:

$$Q_n = M_1 h'' = 30 \cdot 2675 = 80250.$$

По данным испытания трубы при скорости воздуха в кожухе перед трубой (фронтальное сечение) $w = 1,5$ м/с получены: коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху $\alpha = 55$ $Вт/(m^2 \cdot K)$; температура стенки у основания ребра $t_{ст} = 84$ $^{\circ}C$; температура набегающего потока воздуха перед трубой $t_2' = 20$ $^{\circ}C$; средняя температура подогретого воздуха за трубой $t_2'' = 60$ $^{\circ}C$. Средняя температура воздуха $t_2 = 0,5(t_2' + t_2'') = 0,5(20 + 60) = 40$ $^{\circ}C$.

Тепловой поток на подогрев воздуха, кВт:

$$Q_B = \alpha F(t_{ст} - t_2) = \alpha \varphi \pi d_o L(t_{ст} - t_2),$$

BY 3204 U 2006.12.30

где $F = \pi d_0 \phi L$ - площадь оребрения трубы по воздушной стороне, m^2 .

$$Q_B = 55 \cdot 20,4 \cdot 3,14 \cdot 0,0266 \cdot 6 (84 - 40) = 24,75.$$

Расход пара на контроль одной трубы, кг:

$$D = Q_B \tau / r = 24,75 \cdot 420 / 2258 = 4,6,$$

где $\tau = 7 \cdot 60 = 420$ с - продолжительность контроля.

Тепло, теряемое с конденсатом пара, кДж:

$$Q'_k = D c_p t_k = 4,6 \cdot 4,19 \cdot 100 = 1927,4,$$

где $c_p \cong 4,19$ кДж / (кг·К) - удельная массовая теплоемкость воды;

t_k - температура конденсата, °С.

Ввиду отсутствия конденсатоотводчика потери тепла возрастают не менее чем на 10 %. Следовательно, действительные потери тепла с конденсатом пара будут:

$$Q_k = 1,1 Q'_k = 1,1 \cdot 1927,4 = 2120 \text{ кДж.}$$

Затраты тепла, связанные с контролем трубы, кДж:

$$Q_{тр} = Q_B \cdot \tau + Q_k = 24,75 \cdot 420 + 2120 = 12515.$$

Суммарные затраты тепла с учетом получения пара, кДж:

$$\Sigma Q_{тр} = Q_{п} + Q_{тр} = 80250 + 12515 = 92765.$$

Затраты электроэнергии. Массовый расход воздуха через кожух, кг/с:

$$G_B = Q_B / (c_B \cdot t_B),$$

где $c_B \cong 1$ кДж / (кг·К) - удельная массовая теплоемкость воздуха;

$\Delta t_B = t_2'' - t_2'$ - подогрев воздуха трубой, °С.

$$G_B = 24,74 / (1 \cdot 40) = 0,62 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход воздуха, $m^3/с$:

$$V_B = G_B / \rho_B,$$

где ρ_B - плотность воздуха при его средней температуре, $кг/м^3$.

При $t_2 = 40$ °С имеем $\rho_B = 1,128$ $кг/м^3$.

$$V_B = 0,62 / 1,128 = 0,55 \text{ м}^3/с.$$

Ширина воздушного короба перед трубой принимается равной поперечному шагу S_1 труб в пучке теплообменника, т.е. $b = 0,062$ м.

По формуле (3) получим:

$$f_{фр} = 0,062 \cdot 6 = 0,372 \text{ м}^2.$$

Объемный расход воздуха через кожух по его конструктивным размерам, обеспечивающим скорость воздуха $w = 1,5$ м/с:

$$V'_B = f_{фр} \cdot w = 0,372 \cdot 1,5 = 0,56 \text{ м}^3/с.$$

Сходимость V_B и V'_B не превышает 1,5 % и расчет является окончательным. Потери давления воздуха при поперечном обтекании БРТ со скоростью $w = 1,5$ м/с с учетом местных потерь давления составляют $\Sigma \Delta p_B = 65$ Па.

Мощность вентилятора, затрачиваемая на прокачку воздуха через кожух, по (1) составит:

$$N_B = (0,56 \cdot 65) / (0,6 \cdot 10^3) = 0,061 \text{ кВт},$$

где $\eta_B = 0,6$ - КПД вентилятора.

Расчет для предлагаемой модели.

Затраты тепла. Для контроля качества применяется горячая вода с температурой на входе $t_1' = 70$ °С. Начальная температура воздуха остается прежней $t_2' = 20$ °С.

Скорость воды внутри несущей трубы следует обеспечить $w_1 \cong 0,4 \dots 0,8$ м/с, при которой имеет место турбулентный режим движения. Объемный расход воды через трубу, $m^3/с$:

$$V_1 = f_1 \cdot w_1,$$

где $f_1 = 0,785 d_1^2$ - площадь внутреннего поперечного сечения трубы, m^2 .

Принимая $w_1 = 0,5$ м/с, получаем:

ВУ 3204 U 2006.12.30

$$V_1 = 0,785 \cdot 0,021 \cdot 0,5 = 0,000173 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Массовый расход воды, кг/с:

$$G_1 = V_1 \cdot \rho_1,$$

где ρ_1 - плотность воды при ее средней температуре, кг/м³.

По измерениям при заданной скорости воды 0,5 м/с величина охлаждения воды (температурный перепад) $\Delta t_1 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда $t_1'' = t_1' - \Delta t_1 = 70 - 5 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$. Средняя температура воды $t_1 = 0,5(t_1' + t_1'') = 0,5(70 + 65) = 67,5 \text{ }^\circ\text{C}$, при которой $\rho_1 = 979 \text{ кг/м}^3$.

По (13) имеем $G_1 = 0,000173 \cdot 979 = 0,169 \text{ кг/с}$.

Тепловой поток, подведенный с водой к внутренней поверхности трубы и передаваемый воздуху, по (5) будет:

$$Q_1 = Q_b = 0,169 \cdot 4,19 \cdot 5 = 3,55 \text{ кВт}.$$

Затраты тепла (расход) за время контроля трубы:

$$Q_{\text{тр}}' = Q_b \cdot \tau = 3,55 \cdot 420 = 1490 \text{ кДж}.$$

Затраты тепла на нагрев воды до требуемой по условиям контроля температуры воды, кДж:

$$Q_n = M_1 c_1 (t_1' - t_{1n}),$$

где t_{1n} - начальная температура воды в сборном баке, принятая равной $0 \text{ }^\circ\text{C}$, как при расчетах прототипа. Тогда

$$Q_n = 30 \cdot 4,19 \cdot (70 - 0) = 8799 \text{ кДж}.$$

Суммарные затраты тепла, кДж:

$$\sum Q_{\text{тр}}' = Q_{\text{тр}}' + Q_n = 1490 + 8799 = 10289.$$

Затраты электроэнергии. Массовый расход воздуха через кожух по (10) при его величине подогрева $t_2'' - t_2' = \Delta t_b = 40 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$G_b = 3,55 / (1 \cdot 40) = 0,0887 \text{ кг/с}.$$

Объемный расход воздуха по (11)

$$V_b = 0,0887 / 1,128 = 0,0786 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Подогрев воздуха на $40 \text{ }^\circ\text{C}$ происходит в кожухе внутренним диаметром $D = 100 \text{ мм}$ при средней скорости воздуха $w = 12 \text{ м/с}$ в кольцевом сечении.

Среднее поперечное сечение кожуха с контролируемой трубой, м²:

$$f_k = 0,785(D^2 - d_c^2),$$

где $d_c = 0,5(d + d_0)$ - средний диаметр ребер, м.

В нашем случае $d_c = 0,5(57 + 26,6) = 41,8 \text{ мм}$. Тогда $f_k = 0,785(0,1^2 - 0,0418^2) = 0,00648 \text{ м}^2$.

Объемный расход воздуха через кожух по его конструктивным размерам:

$$V_b' = f_k \cdot w = 0,00648 \cdot 12 = 0,078 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Сходимость V_b и V_b' не превышает 1,1 % и расчет является окончательным.

По опытным данным при поперечном обтекании ребер трубы в кольцевом зазоре кожуха суммарные потери давления возрастают в 2,76 раза по сравнению с прототипом и составляют $\Sigma \Delta p_b = 2,76 \cdot 65 = 180 \text{ Па}$.

Мощность вентилятора по (1) на прокачку воздуха через кожух

$$N_b = (0,078 \cdot 180) / (0,6 \cdot 10^3) = 0,023 \text{ кВт}.$$

В предлагаемой модели имеют место дополнительные затраты электроэнергии на привод насоса. По расчетам при скорости воды $w_1 = 0,5 \text{ м/с}$ и длине обратного трубопровода горячей воды 12 м суммарные потери давления составляют $\Sigma \Delta p_1 = 2500 \text{ Па}$. Потребляемая насосом мощность:

$$N_n = (V_1 \cdot \Delta p_1) / (\eta_n \cdot 10^3) = (0,000173 \cdot 2500) / (0,7 \cdot 10^3) = 0,00062 \text{ кВт}.$$

Затраты электроэнергии на обслуживание стенда:

$$N = N_b + N_n = 0,023 + 0,00062 = 0,02362 \text{ кВт}.$$

ВУ 3204 U 2006.12.30

Сравнение затрат тепловой и электрической энергии в полезной модели и прототипе показывает, что потребление тепловой энергии на осуществление собственно контроля качества уменьшается в $Q_{\text{тр}}/Q'_{\text{тр}} = 12515 / 1490 = 8,4$ раза, общее потребление тепловой энергии уменьшается в $\sum Q_{\text{тр}}/\sum Q'_{\text{тр}} = 92765 / 10289 = 9$ раз, электропотребление снижается в $N_{\text{в}}/N = 0,061 / 0,0224 = 2,72$ раза в заявляемой модели. Полученные значения экономии энергии являются наименьшими из возможных и получены исключительно вследствие замены водяного пара, как греющего изотермического теплоносителя на горячую воду и новых технических решений конструктивных элементов стенда и его в целом, при этом значительно снижается себестоимость контроля трубы.

Полученная экономия электроэнергии непосредственно связана с новой конструктивной особенностью кожуха - его цилиндрической формой и продольным движением воздуха вместо поперечного относительно трубы в прототипе. Значительно уменьшается проходное сечение для воздуха и до 12 раз объемный расход. Продольное движение воздуха обусловлено соответствующим расположением входного и выходного воздушных патрубков по противоположным концам контролируемой трубы. В прототипе они расположены на одной вертикальной оси друг против друга.

Отличительные конструктивные признаки кожуха полезной модели с длиной L , равной наибольшей из длин L контролируемых труб, в сочетании с соответствующим числом дополнительных выходных патрубков для нагретого воздуха и секционированием поперечного кольцевого сечения воздушного канала кожуха теплоизолирующим кольцевым диском позволяют осуществлять на одном стенде контроль труб с длиной $l < L$, что невозможно выполнять конструкцией кожуха в стенде прототипа, который исключительно предназначен для контроля труб одинаковой длины. Следовательно, по прототипу для контроля труб разной длины на заводе-изготовителе необходимо иметь набор сменных кожухов различных геометрических размеров. Это требует дополнительных капитальных финансовых затрат и увеличивает себестоимость операции контроля. Также очевидно, что в модели увеличивается производительность труда на контроле из-за сокращения монтажных операций на подготовку стенда к работе. Дополнительно ликвидируется операция продувки паропровода от конденсата образующегося пара перед каждым испытанием трубы в прототипе, что не требуется в модели. Установка кольцевого диска в кожухе модели требует минимального времени, обусловленного его конструкцией - разъемностью и геометрическими размерами, которые, кроме прочего, обеспечивают герметичность полости $L-l$ кожуха. Благодаря выполнению диска из теплоизоляционного материала предотвращаются осевые растечки тепла, что повышает надежность контроля. Длинные трубы БРТ характеризуются низкой жесткостью поперечного сечения и при установке на двух концевых опорах прогибаются как "плети". При таком расположении их в воздушном пространстве кожуха прототипа, различные участки оребрения по длине трубы обтекаются перпендикулярным воздухом, как требуется по условиям контроля, уменьшается надежность и достоверность результатов контроля. В модели через каждые 1,5...2 м устанавливаются промежуточные опоры, обеспечивающие постоянный поперечный кольцевой зазор воздуха по длине, следовательно, равномерный отвод тепла от оребрения, и тем самым повышают надежность контроля, достоверность и воспроизводимость результатов в контролируемой трубе с эталонной. Обеспечивается гарантированная соосность установки трубы в кожухе.

Установка в стенде бака равного напора горячей воды обеспечивает постоянную ее скорость по всему тракту движения до сборного бака, равномерное распределение скорости по поперечному сечению подводящего и отводящего штуцеров, что способствует повышению надежности и достоверности измеряемого температурного перепада воды на контролируемой трубе, т.к. именно в этих штуцерах установлены спайи дифференциальной термопары, а гарантированная неизменяемость скорости и температуры воды во времени

ВУ 3204 U 2006.12.30

в сочетании с перемешиваемостью в штуцерах из-за внезапного расширения поперечного сечения является достаточным основанием располагать спаи на оси потока воды.

Включение в стенд перекачивающего водяного насоса и переливной трубы, соединенной со сборным баком, дополнительно экономят тепловую энергию по причине замкнутости водяного контура стенда и способствуют увеличению производительности труда, так как при минимальных затратах энергии стенд может поддерживаться в состоянии постоянной готовности для осуществления контроля качества труб.

При перекачке горячей воды насос следует устанавливать под "залив" для надежной работы, что и обеспечивает в стенде размещение сборного бака выше всасывающего патрубка насоса.

При противоточном движении потоков возникают наибольшие температурные перепады по каждому из потоков. Значит, при больших перепадах температур снижается относительная погрешность измерения, возрастает достоверность измерения, его надежность.

Неконтролируемую часть трубы не нужно изолировать, так как она находится в герметичной по воздуху части кожуха длиной $L - l$ и не обтекается воздухом. Отсутствует отвод тепла от оребрения по причине секционирования этой части кольцевым диском и заглушенным выходным патрубком. Такое новое техническое решение экономит потребление энергии вентилятором и увеличивает производительность труда на контроле.

Полезная модель поясняется фиг. 1 - 4. На фиг. 1 изображена функциональная схема стенда для контроля качества механического соединения ребристой оболочки с несущей трубой в биметаллической трубе с продольным разрезом основного оборудования стенда; на фиг. 2 - кожух с контролируемой трубой, длина которой l меньше длины кожуха L , продольный разрез; на фиг. 3 - то же, поперечный разрез; на фиг. 4 - кожух с биметаллической ребристой трубой, контролируемая часть которой l неотделима от ребристой трубы и меньше ее длины L , равной длине кожуха, продольный разрез.

Стенд состоит из контролируемой биметаллической ребристой трубы 1, теплоизолированного цилиндрического кожуха 2 с разъемом в горизонтальной плоскости, выходных воздушных патрубков 3, 4, 5, многоспайной дифференциальной термопары 6, регистрирующего прибора 7, спаев 8 термопары, входного 9 и выходного 10 патрубков горячей воды, вентилей 11, 12 для отключения горячей воды через оребренную трубу, прямого трубопровода 13 горячей воды, бака 14 равного напора, переливной трубы 15, напорного трубопровода 16 горячей воды, обратного трубопровода 17 горячей воды, концевых опорных стоек 18, 19, опорных стоек 20, 21 кожуха, вентилятора 22, шибера 23, входного воздушного патрубка 24, вентиля 25, трубопровода 26 для заполнения водой стенда, сборного бака 27 горячей воды, регулируемого электроподогревателя 28, насоса 29, вентиля 30 для отключения насоса от сборного бака, водомерного стекла 31.

В кожухе (фиг. 2) установлен теплоизолирующий кольцевой диск 32, разъемный в горизонтальной плоскости, торцы 33 кожуха выполнены из малотеплопроводного материала, промежуточные малотеплопроводные опоры 34 предотвращают прогиб оребренной трубы.

Биметаллическая ребристая труба (фиг. 3) состоит из несущей трубы 35 и ребристой оболочки 36, находящихся в механическом соединении между собой.

Контролируемая часть 36 (фиг. 4) длиной l биметаллической ребристой трубы неотделима от части 37 длиной $L - l$ оребренной трубы 1 длиной L . Неконтролируемая часть 37 не требует ее тепловой изоляции по наружному диаметру d ребер трубы.

Кожух, бак равного напора, сборный бак и трубопроводы горячей воды подлежат тепловой изоляции.

Объем воды для заполнения сборного бака выбирается равным сумме объемов воды для заполнения трубопроводной системы, бака равного напора 14 до уровня переливной трубы 15 и объема воды, постоянно находящейся в сборном баке 27, обеспечивающем полное погружение в нем электроподогревателя 28.

ВУ 3204 U 2006.12.30

Напорный бак 14 располагается на высоте H , создающей скорость воды внутри оребренной 1 трубы $0,4 \dots 0,8$ м/с. Производительность насоса 29 выбирается большей максимального расхода воды через оребренную 1 трубу, что обеспечит постоянное значение скорости воды в трубе. Избыток горячей воды по переливной трубе 15 поступает в сборный бак 27.

Площадь поперечного сечения напорного трубопровода 16 горячей воды следует выбирать большей возможной площади поперечного сечения контролируемых на предприятии оребренных труб. Расход воды через переливную трубу 15 должен быть согласован с минимальным расходом воды, подаваемой насосом 29 по прямому трубопроводу 13 в напорный бак 14.

Внутренний диаметр D кожуха 2 выбирается из условия обеспечения скорости воздуха, равной $10 \dots 15$ м/с, в среднем поперечном сечении диаметром $0,5(D + d_0)$, где d_0 - диаметр контролируемой трубы 1 у основания ребер.

Входной 9 и выходной 10 патрубки горячей воды представляют гибкие тканевые резиновые шланги. Спаи 8 дифференциальной термопары 6 смонтированы в гильзах, установленных на оси потока горячей воды в патрубках 9, 10 перед входом ее в контролируемую трубу 1 и на выходе из нее.

Промежуточные опоры 34, выполненные, например, из текстолита, устанавливаются через $1,5 \dots 2,0$ м внутри кожуха 2 и обеспечивают соосное расположение контролируемой трубы 1 с кожухом.

Для надежной работы насоса 29 его следует устанавливать ниже уровня горячей воды в сборном баке 27, что предотвратит ее вскипание во всасывающей трубке и срыв подачи воды.

Малотеплопроводные торцы 33 предотвращают осевую растечку тепла в кожухе 1.

Длина кожуха выбирается равной длине L оребренной трубы, которая является наибольшей из длин труб, подлежащих контролю на данном конкретном предприятии.

Стенд работает следующим образом. Контролируемую биметаллическую трубу 1 с длиной L ребристой оболочки 36 устанавливают горизонтально и соосно посредством промежуточных опор 34 и концевых опор 18, 19 внутри цилиндрического теплоизолированного кожуха 2, смонтированного на опорных стойках 20, 21. К противоположным гладким концам несущей трубы 35 подсоединяют входной 9 и выходной 10 патрубки горячей воды, на осевой линии которых установлены высокотеплопроводные тонкие металлические гильзы со спаями 8 дифференциальной термопары 6 с присоединением ее электродов к регистрирующему э.д.с. прибору 7. Применение многоспайной термопары увеличивает э.д.с. пропорционально числу спаев и уменьшает погрешность измерения температурного перепада воды в трубе.

Вентили 11 и 12 полностью закрыты. Открывают выходной воздушный патрубок 5 и закрывают патрубки 3, 4.

Открывают вентиль 25 и по трубопроводу 26 заполняют сборный бак 27 требуемым объемом холодной воды до отмеченного уровня по водомерному стеклу 31, после чего закрывают вентиль 25 и включают электроподогреватель 28, который нагревает воду в сборном баке 27 до температуры, превышающей температуру окружающего воздуха помещения установки стенда на $40 \dots 50$ °С, и далее поддерживают автоматически требуемое значение температуры воды. После этого включают насос 29 и открывают вентиль 30, через который горячая вода по прямому трубопроводу 13 заполняет бак равного напора 14, а при поступлении воды в переливную трубу 15 и далее из нее в обратный трубопровод 17 открывают вентили 11, 12, и по напорному трубопроводу 16 горячая вода движется внутри контролируемой трубы с постоянной скоростью и затем по сливной трубе поступает в сборный бак, куда также поступает и вода из обратного трубопровода. На этом водяной тракт стенда замыкается.

ВУ 3204 U 2006.12.30

Затем включают вентилятор 22, открывают шибер 23 на всасывающем патрубке вентилятора и подают воздух через входной патрубок 24 внутрь цилиндрического кожуха 2, в котором он движется противотоком по кольцевому зазору по направлению к выходному патрубку 5, из которого выбрасывается в помещение.

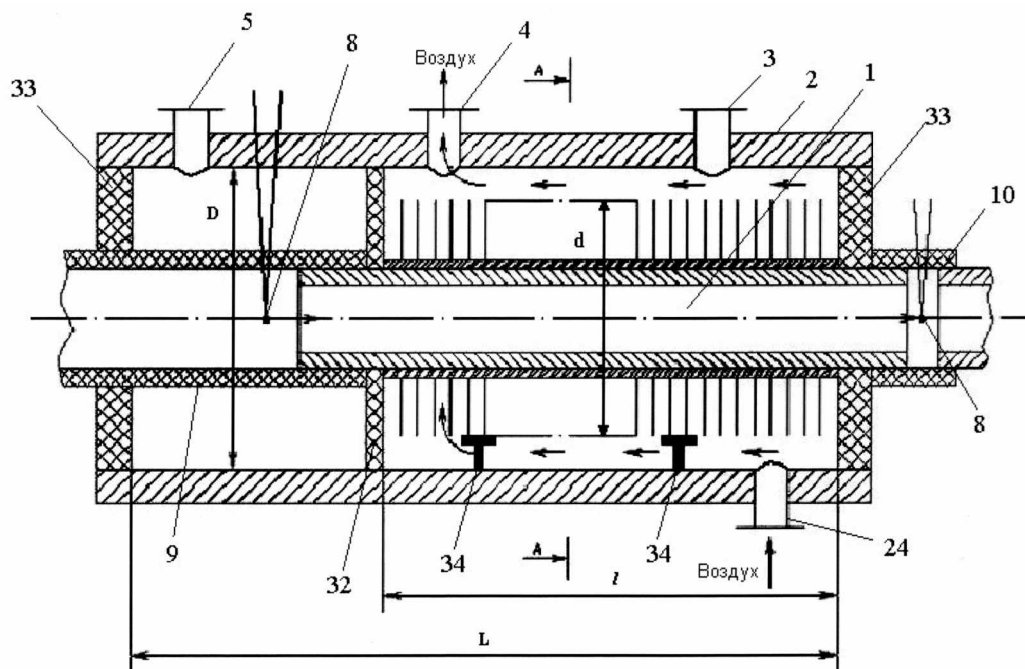
Расход горячей воды через контролируемую трубу 1 регулируют вентилем 12, а расход воздуха через кожух - шибером 23.

Горячая вода на пути движения в контролируемой трубе передает тепло нагреваемому воздуху, движущемуся в кожухе, при этом температура воды понижается на величину Δt , °С. В стационарном тепловом режиме измеряют регистрирующим прибором 7 величину охлаждения $\Delta t_{1к}$ на контролируемой трубе и сравнивают ее с величиной охлаждения воды $\Delta t_{эт.}$ идентичной эталонной биметаллической трубы, испытанной на этом стенде.

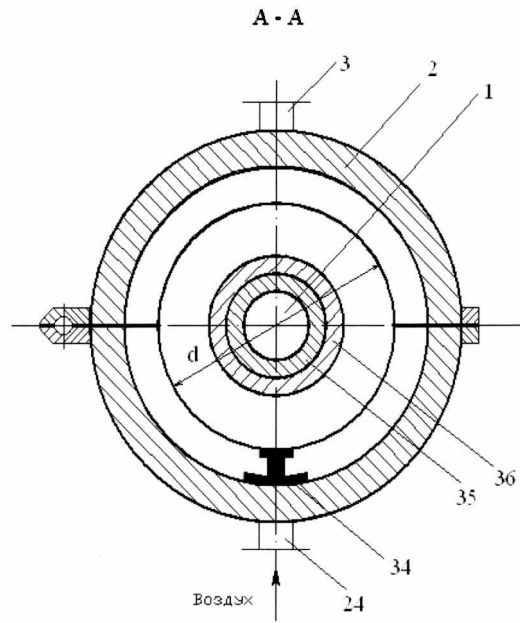
При контроле качества оребренной трубы 1 длиной l меньшей длины L кожуха 2 необходимо кожух на расстоянии l от торца 33 со стороны входного воздушного патрубка 24 секционировать теплоизолирующим кольцевым диском 32, разъемным в горизонтальной плоскости, устанавливая контролируемую трубу, закрывают воздушный патрубок 5 и открывают патрубок 4. В остальном принцип действия стенда по контролю качества осуществляется аналогично случаю контроля трубы длиной L , изложенному ранее. Толщина кольцевого диска 32 назначается не большей межреберного расстояния $u = s - \Delta$ трубы, где s - шаг ребер, Δ - толщина ребра.

При контроле оребренной части 36 длиной l биметаллической ребристой трубы 1 длиной L на расстоянии $L - l$ кожух 2 секционируют теплоизолирующим кольцевым диском 32, далее устанавливают в кожухе трубы 1, закрывают выходной воздушный патрубок 5 и открывают патрубок 4, и далее принцип действия стенда аналогичен ранее изложенному.

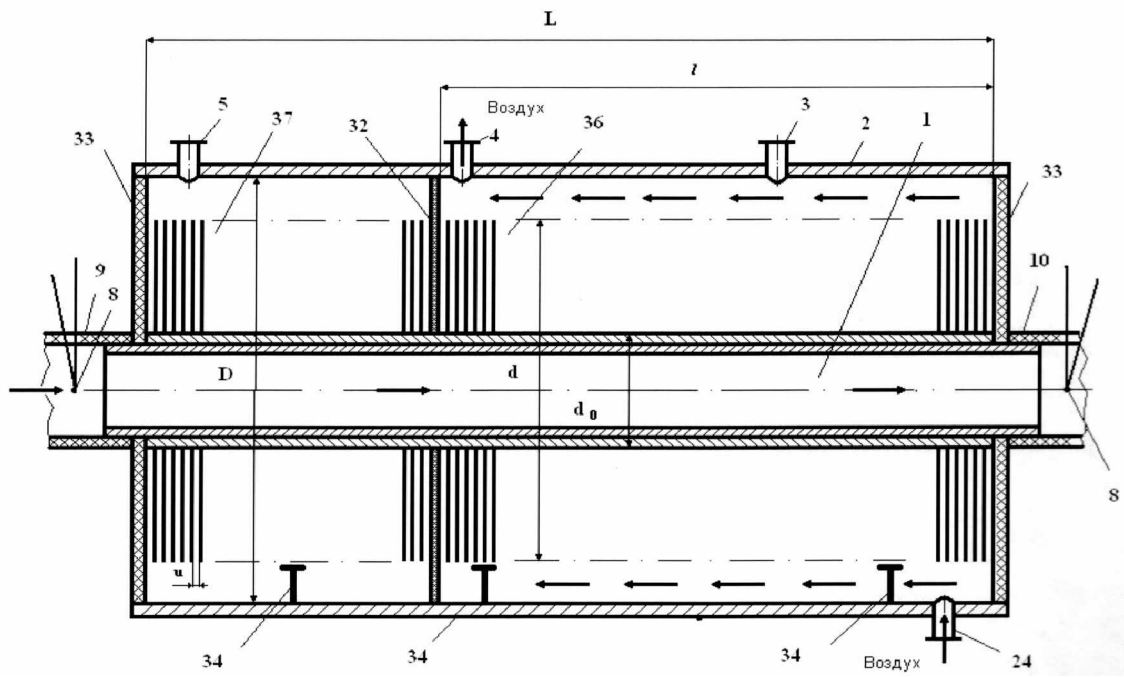
Полезная модель может быть использована заводами-изготовителями теплообменников из биметаллических ребристых труб.



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4