

ИНТЕНСИВНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

АННОТАЦИЯ

В данной работе приводятся результаты экспериментального и теоретического исследования теплообменников, в которых используется естественная циркуляция для четырех характерных случаев: теплообмен внутри обогреваемой вертикальной трубы, в горизонтальной трубе с вытяжной шахтой и в теплообменнике с гладкими и оребренными трубами и вытяжной шахтой с внешним обтеканием труб. Получены безразмерные уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи и расхода жидкости.

1. ВВЕДЕНИЕ

Процессы теплообмена при естественной циркуляции (ЕЦ) играют важную роль в современной энергомеханике: системы пассивного расхолаживания АЭС, воздушно-конденсационные установки, теплообменники для отвода тепла отработавшего пара и др.

Естественная циркуляция отличается от естественной конвекции тем, что она имеет место в теплообменных системах, где за счет разности плотностей холодной и горячей жидкостей имеют место небольшие градиенты статического давления, обуславливающие направленное движение теплоносителя. Таким образом, здесь нет побудителя движения, что увеличивает надежность действия, исключает аппараты пуска и контроля двигателей, упрощает теплообменные установки. В докладе рассмотрены четыре типа установок, работающих на ЕЦ: теплообмен внутри обогреваемых вертикальных и наклонных труб, в горизонтальных трубах с вытяжной шахтой, в межтрубном пространстве оребренных труб при наличии вытяжной шахты.

2. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ВОДЫ ВНУТРИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ И НАКЛОННЫХ ОБОГРЕВАЕМЫХ ТРУБ

Целью данного исследования явилось экспериментальное изучение теплообмена и гидродинамики в зоне ламинарного течения при естественной циркуляции жидкости в вертикальных и наклонных обогреваемых трубах.

Экспериментальные исследования были проведены на установке, схема которой представлена на рис. 1.

К верхней части металлического бака с помощью небольшого поворотного устройства присоединялась съемная теплообменная трубка, поворотное устройство позволяло изменять угол наклона от 0 до 90 градусов, другой конец трубки был присое-

динен гибким шлангом к нижней части бака. Теплообменные трубы из нержавеющей стали диаметром 22×2 мм имели длину 0.6; 0.8; 1.1; 1.4 м. По длине труб были сделаны кольцевые пазы глубиной 1 мм, куда были запаяны термопары.

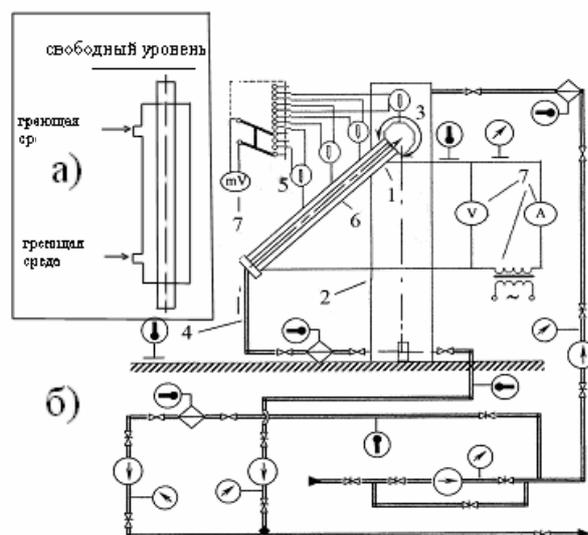


Рис. 1. Принцип работы (а); схема экспериментальной установки (б) 1 — теплообменная трубка, 2 — цилиндрический бак, 3 — поворотное устройство, 4 — гибкий шланг, 5 — термопары, 6 — изоляция, 7 — электроизмерительные приборы

Опыты проводились с переменным тепловым потоком и переменным углом наклона теплообменной трубы.

В ходе опытов установлено, что с увеличением тепловой нагрузки коэффициент теплоотдачи возрастает, причем с ростом длины теплообменной трубы его значения также повышаются (рис. 2).

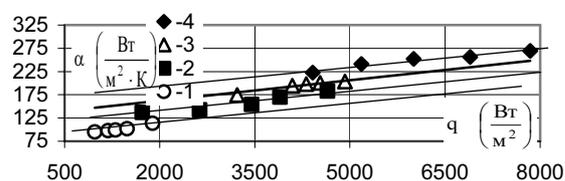


Рис. 2. Зависимость среднего по длине коэффициента теплоотдачи к воде от тепловой нагрузки: 1 — труба 0.6 м; 2 — труба 0.8 м; 3 — труба 1.1 м; 4 — труба 1.4 м

При отклонении теплообменной трубы от вертикали теплоотдача интенсифицируется, при углах наклона около 45 градусов имеет максимум, затем уменьшается, причем с увеличением длины теплообменной трубы этот максимум постепенно сгла-

живается. С ростом длины он смещается в сторону меньших (приближающихся к вертикали) углов (рис. 3).

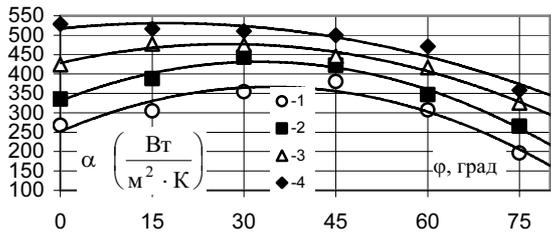


Рис. 3. Зависимость среднего по длине коэффициента теплоотдачи к воде от угла наклона теплообменной трубы: 1 — труба 0.6 м; 2 — труба 0.8 м; 3 — труба 1.1 м; 4 — труба 1.4 м

Зависимость расхода от плотности теплового потока иллюстрируется рис. 4.

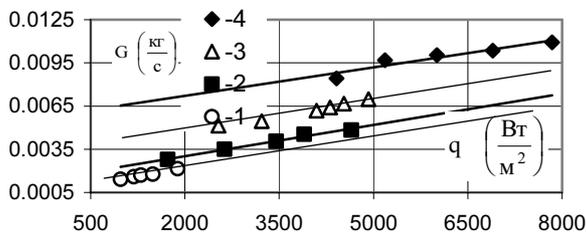


Рис. 4. Зависимость расхода воды от тепловой нагрузки: 1 — труба 0.6 м; 2 — труба 0.8 м; 3 — труба 1.1 м; 4 — труба 1.4 м

Полученные данные обобщены зависимостями в безразмерной форме:

$$Nu = 0,83Ra^{0,25} \left(\frac{L}{d}\right)^{0,6} f_{nu}(\beta); \quad (1)$$

$$Re = 1,04Gr^{0,5} \left(\frac{L}{d}\right)^{1,2} f_{re}(\beta). \quad (2)$$

Здесь L/d — относительная длина трубы, β — угол наклона в градусах, Ra , Gr — числа Релея и Грасгофа, рассчитанные по внутреннему диаметру трубы и разности средних плотностей воды в трубе и окружающей среде.

3. ТЕПЛОБМЕН В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБАХ С ВЫТЯЖНОЙ ШАХТОЙ

Цель данного исследования — определение интенсивности теплообмена в теплообменнике с горизонтальными обогреваемыми трубами и вытяжной шахтой.

Экспериментальная установка приведена на рис. 5.

Основным элементом установки является бак 1 емкостью 120 м³. К днищу бака приделана рама 13, на которую подвешивается испытываемый теплообменник 2. Теплообменник 2 может свободно по-

ворачиваться на оси подвеса в обе стороны от горизонтали. Положение теплообменника определялось по угломеру. Необходимая температура греющей воды на входе в теплообменник устанавливалась за счет изменения расхода циркуляционной воды через водоохладитель 3.

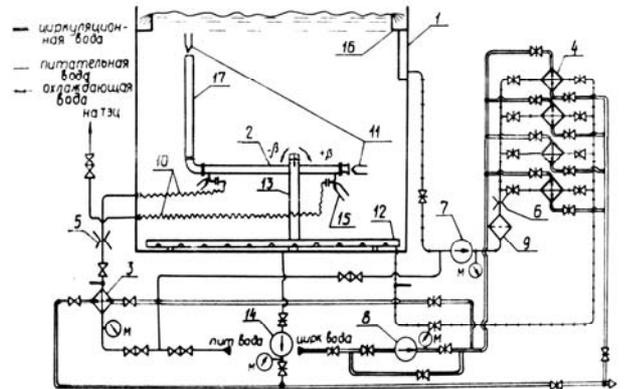


Рис. 5. Схема установки для исследования естественной циркуляции воды: 1 — бак; 2 — опытный теплообменник; 3 — охладитель; 4 — водопроводные теплообменники; 5, 6 — расходомеры; 7, 8 — насосы циркуляции воды; 9 — фильтр; 10 — металлорукава; 11, 15 — терпары; 12 — распределительный коллектор; 13 — опора; 14 — дренажный насос

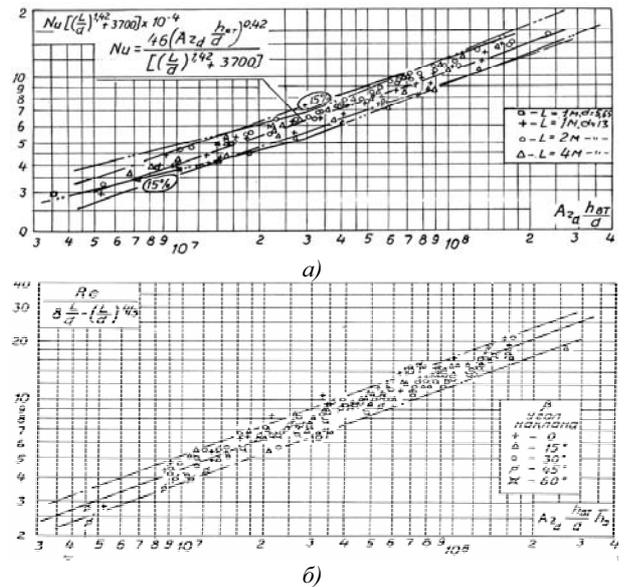


Рис. 6. Обобщение экспериментальных данных по теплообмену (а) и расходу (б) при естественной циркуляции внутри горизонтальных труб

Исследовалось влияние высоты вытяжной шахты $h_{вт}$, длины трубы L , угла поворота теплообменника и тепловой нагрузки на интенсивность теплообмена. Результаты исследований обобщены зависимостями для чисел Nu и Re :

$$Nu_d = 0,275 \cdot (Ar_h)^{1/3} \cdot (L/d)^{-1,15} \cdot 1/\varphi(\beta); \quad (3)$$

$$Re = 1,75 \cdot (Ar_d)^{0,45} \cdot (L/d)^{1/3}. \quad (4)$$

4. УСТОЙЧИВОСТЬ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ С ВЫТЯЖНОЙ ШАХТОЙ

Целью данного исследования является определение устойчивости процесса естественной циркуляции при изменении пространственного положения теплообменного устройства, что характерно для движущихся энергокомплексов различного назначения.

Исследуемая модель (см. рис. 7, а) состоит из обогреваемого участка 1 и расположенной под прямым углом к обогреваемому участку вытяжной шахты 2.

При наклоне горизонтального участка на угол β в обогреваемом участке возникает напор опрокидывания ЕЦ препятствующий движению:

$$\Delta p_{\text{опр}} = g \cdot \sin \beta \cdot \int_0^L (\rho_0 - \rho_2) dl. \quad (5)$$

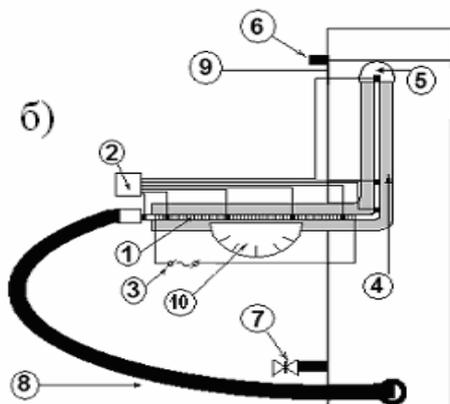
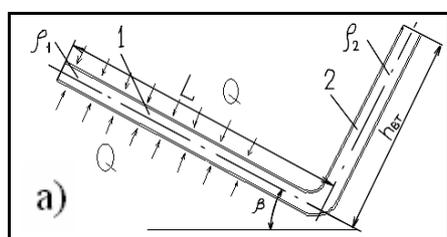


Рис.7. Принцип работы горизонтального теплообменника с вытяжной шахтой (а); схема экспериментальной установки для исследования естественной циркуляции воды (б): 1 — опытный теплообменник; 2 — система термопар, подключенных к измерителю многоканальному; 3 — никромовая спираль, подключенная к источнику переменного тока; 4 — теплоизоляция; 5 — поворотное устройство; 6 — патрубок стока воды; 7 — патрубок подачи воды; 8 — резиновый шланг; 9 — бак; 10 — лимб измерения угла

К основным параметрам, от которых зависит угол опрокидывания, можно отнести геометрические размеры теплообменника. Следует проверить также влияние тепловой нагрузки и теплофизических свойств жидкости.

Экспериментальные исследования были проведены на установке, схема которой представлена на рис. 7, б. К верхней части металлического бака цилиндрической формы 9 посредством поворотного

устройства 5, обеспечивающего изменение угла наклона исследуемой трубки от 0 до 90 градусов, присоединяется съемная теплообменная трубка с вытяжной шахтой 1, другой конец которой присоединен гибким шлангом 8 к нижней части бака. Вся установка заполняется водой.

Теплообменные трубки выполнены из нержавеющей стали 12Х18Н10Т диаметром 22×2 мм и имеют длину $L = 0.6; 0.8; 1.1$ м. Вытяжная шахта, также труба, выполнена из нержавеющей стали и имеет длину $h_{\text{вт}} = 0.3; 0.55$ м. По длине труб 1 сделаны кольцевые пазы, куда запаяны хромель-копелевые термопары, подключенные к многоканальному измерителю 2. Нагрев осуществлялся никромовой электрической спиралью.

Проведенные опыты по исследованию опрокидывания ЕЦ на воде дают возможность качественного описания этого явления:

- по мере увеличения наклона в сторону вытяжной шахты появляются, а затем и увеличиваются пульсации температуры, достигая максимальных значений при углах, близких к опрокидыванию, уменьшается движущий напор естественной циркуляции воды $\Delta p_{\text{дв}}$;
- при достижении определенного угла появляются встречные токи, средняя скорость в трубе, постепенно уменьшаясь, становится равной нулю;
- после остановки жидкость нагревается, и движение в трубе возобновится в сторону, противоположную исходному состоянию.

Из таблицы 1 видно, что первые признаки неустойчивости появляются при углах, близких к опрокидыванию. Это отчетливо видно для теплообменников длиной 0.8 и 1.1 м.

Таблица 1. Зависимость угла и угла начала пульсации опрокидывания от тепловой нагрузки для теплообменников различной геометрии

| Показатель | Тепловая нагрузка (Вт) | | | | | |
|---|------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 |
| $L = 0.8 \text{ м}, h_{\text{вт}} = 0.55 \text{ м}$ | | | | | | |
| пульсация | 12 | 12 | 12 | 13 | 12 | 12 |
| $\beta_{\text{опр}}$ (град) | 15 | 15 | 16 | 16 | 16 | 16 |
| $L = 0.8 \text{ м}, h_{\text{вт}} = 0.3 \text{ м}$ | | | | | | |
| пульсация | 10 | 10 | 10 | 10 | 9 | 9 |
| $\beta_{\text{опр}}$ (град) | 14 | 13 | 13 | 13 | 14 | 13 |
| $L = 1.1 \text{ м}, h_{\text{вт}} = 0.3 \text{ м}$ | | | | | | |
| пульсация | 9 | 7 | 7 | 7 | 6 | 6 |
| $\beta_{\text{опр}}$ (град) | 10 | 10 | 9 | 10 | 8 | 9 |

Как видно из таблицы 1, в диапазоне тепловых нагрузок от 300 до 800 Вт зависимость угла опрокидывания от тепловой нагрузки не выявлена.

Исследование с изменением диаметра вытяжной шахты показало, что увеличение диаметра не влияет на угол опрокидывания.

Исследование стационарности показало, что при повороте с интервалами времени 20, 10, 5 мин углы опрокидывания совпали, а при повороте с интервалом 1 мин углы опрокидывания получались как больше, так и меньше в интервале 1—2 градусов.

5. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ВОЗДУХА В РЕБРИСТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Цель работы: исследование теплообмена в модели воздушно-конденсационной установки (модель ВКУ) с вытяжной шахтой при естественной циркуляции охлаждающего воздуха в ребристом трубном пучке.

Исследования проведены на стенде модели воздушного конденсатора (см. рис. 8), который включает в себя модель ВКУ, вытяжную шахту, вспомогательный теплообменник, дроссель, предохранительный клапан, фильтр и расходомер.

Модель ВКУ представляет собой четырехрядный по ходу воздуха трубный пучок, набранный из оцинкованных стальных труб $\varnothing 25 \times 2$ мм, длиной 250 мм с двумя трубными досками. Для увеличения теплообменной поверхности на трубы навито L-образное оребрение из алюминиевой ленты с высотой ребра 15,7 мм, толщиной 0,3 мм и шагом 2,3 мм; 20 таких труб собираются в четырехрядный трубный пучок с разбивкой по равностороннему треугольнику с шагом 59 мм. Внутри трубы установлен стержень $\varnothing 18$ мм, образующий кольцевой канал для прохода воды.

Геометрические характеристики поверхностей теплообмена следующие: поперечный шаг разбивки труб в пучке $S_1 = 0,059$ м; продольный шаг разбивки труб в пучке $S_2 = 0,051$ м; наружный диаметр ребер $d_p = 57$ мм; коэффициент оребрения (отнесенный к наружной поверхности труб) $\Psi = 23,19$; эквивалентный диаметр канала по воздуху $d_a = 3,3$ мм.

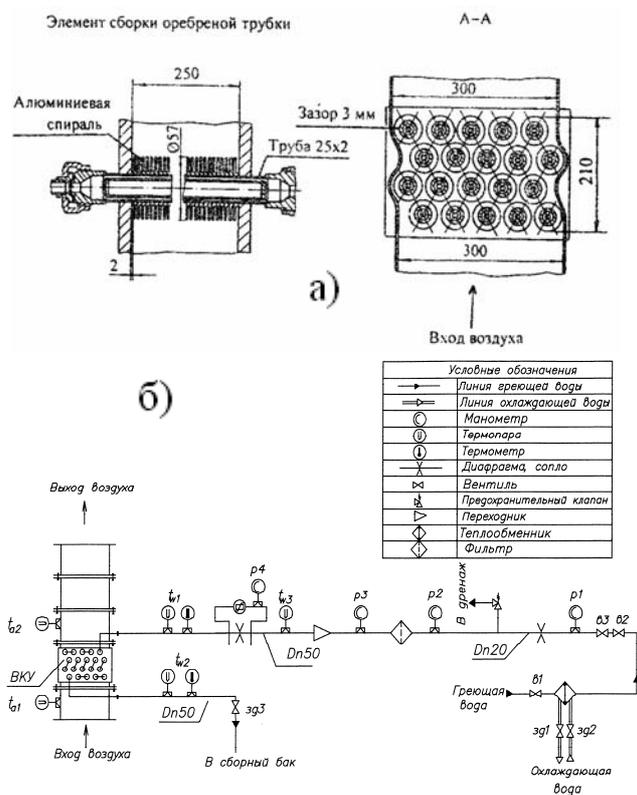


Рис. 8. Оребренная трубка (а) и схема стенда модели ВКУ для исследования естественной циркуляции воздуха (б)

Температура воды на входе и выходе из модели ВКУ и температура воздуха на входе в модель ВКУ измерялись лабораторными термометрами. Средняя температура воздуха на выходе из модели ВКУ измерялась с применением распределенного по сечению медного термометра сопротивления (ТСМ).

Результаты опытов обработаны в числах подобия, и зависимость между ними представлена в виде безразмерных уравнений. При обобщении опытных данных определяющим размером служил эквивалентный гидравлический диаметр прохода воздуха через ребристый трубный пучок d_a .

За определяющую температуру принята температура воздуха на входе в трубный пучок $t = t_{a1}$.

В итоге была получена зависимость средней теплоотдачи при естественной циркуляции воздуха в ребристых трубных пучках при различной высоте вытяжной шахты $h_{вт}$ и числе рядов оребренных труб z .

$$Nu = 0,41 \cdot 10^{-3} \cdot Ra^{0,5} \cdot (h_{вт} / d_a)^{0,67} \cdot z^{0,26} \quad (6)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Представлен комплекс экспериментальных исследований теплообмена при естественной циркуляции охлаждаемой среды в вертикальных и наклонных трубах, в горизонтальных трубах с вытяжной шахтой и межтрубном пространстве оребренных теплообменников, получены безразмерные уравнения для оценки интенсивности теплоотдачи и расхода охлаждающих сред.

2. Выявлены максимумы теплоотдачи при отклонении труб от вертикального положения, показано, что наличие максимума обусловлено двумя противоположными тенденциями: уменьшением скорости воды в трубе, с одной стороны, и возникновении вихревого движения, с другой.

3. Определена устойчивость естественной циркуляции при наклоне горизонтальных труб, показано, что угол опрокидывания зависит от соотношения длины трубы и высоты вытяжной шахты и практически не зависит от тепловой нагрузки.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

ВКУ — воздушно-конденсационная установка;

L — длина горизонтальной части теплообменника, м;

$h_{вт}$ — высота вытяжной шахты, м;

ρ — плотность, кг/м^3 ;

β , — угол отклонения теплообменника, град;

$\Delta p_{дв}$ — движущий напор естественной циркуляции, Н/м^2 ;

t — температура, $^{\circ}\text{C}$;

d — диаметр, мм;

Ra — число Релея;

Gr — число Грасгофа;

Ar — число Архимеда;

Re — число Рейнольдса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петухов Б.С., Генин А.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974. 408 с.
2. Мильман О.О. Теплообмен при естественной циркуляции внутри обогреваемых труб // Теплообмен: Тр. 1-й Рос. нац. конф. М., 1994. Т. 2 С. 147—150.