

УДК 621.039.58

**Г.В. Гоголев, доцент, канд. техн. наук,****В.А. Тимофеев, ст. преподаватель***Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: sevastim@mail.ru***ИССЛЕДОВАНИЕ АРТЕРИАЛЬНЫХ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ  
ДЛЯ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ СЭУ**

*Представлены результаты экспериментальных исследований рабочих характеристик низкотемпературных тепловых труб и термосифонов для судового теплообменного оборудования.*

Уменьшение массогабаритных характеристик и повышение надёжности работы являются важнейшими проблемами при разработке теплообменных аппаратов любого назначения. Тепловые трубы позволяют создавать простые, экономичные и надежные теплообменные аппараты, обеспечивающие высокую эффективность использования, автономность работы. Несмотря на распространённое использование тепловых труб различных конструкций во всех отраслях техники, теплообменные аппараты на их основе в составе судовых энергетических установок до сих пор не нашли широкого применения. Это объясняется недостаточными экспериментальными исследованиями тепловых труб применительно к судовым условиям и соответственно отсутствием достаточного технологического опыта изготовления различных опытных конструкций.

Существующий опыт использования различных судовых испарительно-конденсационных устройств характеризуется применением двухфазных термосифонов, отличающихся отсутствием капиллярных и артериальных устройств внутри труб для возврата конденсата из зоны конденсации в испаритель. Однако исследования ряда авторов показывают, что использование тепловых труб в вертикальном положении, являющимся основным для судовых условий, обеспечивает более высокую по сравнению с термосифонами эффективность теплопереноса.

Значительный интерес представляет использование сеточных капиллярных структур, изготовление которых, по сравнению с другими капиллярными структурами, является трудоёмким и требующим применения специальных материалов и технологического оборудования. Результаты исследований ряда авторов показывают, что сеточные структуры при использовании водяного теплоносителя обеспечивают значительную интенсификацию теплообмена по сравнению с кипением в большом объёме. При плотностях радиального теплового потока  $q_u < 8 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>, которые характерны для судовых теплообменных аппаратов, коэффициенты теплоотдачи изменяются в пределах от 5000 до 10000 Вт/м<sup>2</sup>·К. Рост тепловой нагрузки поверхности нагрева приводит к выбросу жидкости из капиллярной структуры и дальнейшей интенсификации теплообмена. Особый интерес представляет применение в качестве конструкционных материалов для их изготовления углеродистых сталей, обладающих хорошей теплопроводностью и низкой стоимостью по сравнению с другими материалами.

Лучшими теплофизическими свойствами в низкотемпературном диапазоне, характерном для судовых условий, обладает вода, но она коррозионно активна по отношению к стали. Поэтому одной из проблем в работе теплотрубных теплообменных систем является отсутствие значительных изменений характеристик тепловых труб за период длительной эксплуатации [1].

Целью данной статьи является представление выявленных закономерностей процессов теплопереноса внутри артериальных тепловых труб и сравнение теплофизических характеристик различных тепловых труб.

Исследование процессов теплопереноса проводилось на тепловых трубах различных геометрических размеров и конструкций капиллярной структуры. Исследовались цилиндрические тепловые трубы с внутренними диаметрами (7,6; 8,0; 11; 13; 16; 20; 24; 35)·10<sup>-3</sup> м, общей длиной 0,29... 1,0 м. Материал корпуса – мельхиор, медь, нержавеющая сталь. В качестве периферийной капиллярной структуры использовались однослойные и двухслойные металлические сетки из никеля, латуни и нержавеющей стали с различными размерами ячеек. После установки сетки в корпус трубы, она расправлялась специальными коническими оправками и приваривалась изнутри к корпусу при помощи удлинителя конденсаторной сваркой. Была исследована эффективность артерии оригинальной конструкции (рисунок 1), защищённой авторским свидетельством.

Артерия изготавливается из полос стальной нержавеющей фольги (гофрированной на специальном приспособлении), которая обтягивается одним слоем стальной нержавеющей сетки саржевого плетения с размером ячейки 0,14·10<sup>-3</sup> м. Сетка приварена конденсаторной точечной сваркой к вершинам гофр через постоянные интервалы по всей длине артерии.

Опытные данные были получены традиционными методами исследования тепловых труб. Подводимая тепловая мощность изменялась ступенчато посредством изменения температуры греющей среды при осуществлении граничных условий подвода теплоты второго и третьего рода. В результате сравнения различных типов капиллярных структур, проведённых при идентичных геометрических параметрах тепловых труб, их технологической подготовки и заправки, условиях отвода теплоты, получены следующие результаты.

Проведённые экспериментальные исследования закономерностей теплообмена в зонах подвода и отвода теплоты артериальных тепловых труб с тонкой однослойной сеточной периферийной капиллярно-пористой структурой ( $2b < 2,1 \cdot 10^{-4}$  м) позволили выявить величину оптимального размера ячейки однослойной сеточной структуры и критериальные зависимости, описывающие процессы теплоотдачи в зоне испарения и конденсации. В качестве критерия, характеризующего интенсивность теплоотдачи был выбран критерий Стантона

$$St = \frac{\alpha}{u \cdot \rho_l \cdot C_p},$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $u$  – скорость, м/с;  $\rho_l$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $C_p$  – изобарная теплоёмкость, Дж/кг·К.

Использование критерия  $St$  столь же правомерно, как и использование числа Нуссельта  $Nu$ , так как они являются различными формами представления коэффициента теплоотдачи. Число  $St$  ни в какой мере не зависит от представления о пристенном слое, как области действия чисто молекулярного механизма переноса и в него не входит характерный размер системы, выбор которого в случае изучения теплообмена в тепловых трубах затруднителен.

Для зоны подвода теплоты получено следующее уравнение

$$St = 0,288 \cdot S_1^{0,72} \cdot \left( 0,003 + 0,1 \cdot Bo_1^{-\frac{1}{2}} + Bo_1^{-1} \right),$$

где  $S_1 = \frac{r}{T_s \cdot C_p \cdot l \cdot n \cdot (T_u / T_s)}$  – критерий термодинамического подобия при испарении;  $r$  – теплота парообразования, Дж/кг;  $T_s$  – температура насыщения, К;  $l$  – длина пути жидкости при заполнении артерии, включающая в себя участок периферийной структуры и капиллярную перемычку, м;  $n$  – количество каналов артерии;  $T_u$  – средняя температура в зоне испарения;  $Bo_1 = \frac{\sigma}{4 \cdot b^2 \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}$  – аналог критерия Бонда;  $b$  – половина размера ячейки сетки на просвет, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\rho_l, \rho_v$  – плотности жидкости и пара, кг/м<sup>3</sup>.

Диапазон изменения размеров ячейки сеток –  $2b = 7 \cdot 10^{-5} \dots 2,1 \cdot 10^{-4}$  м, критерия Бонда –  $Bo_1 = 149 \dots 1480$ , условия ориентации – от вертикали до угла наклона 45°.

При обработке опытных данных по теплоотдаче в зоне конденсации исследованных тепловых труб получено критериальное уравнение

$$St = 7,3 \cdot S_2^{0,57} (F_k / f)^{-0,4},$$

где  $S_2 = \frac{r}{T_s \cdot C_p \cdot l \cdot n \cdot (T_s / T_k)}$  – критерий термодинамического подобия при конденсации;  $T_k$  – средняя температура в зоне конденсации, К;  $F_k$  – площадь поверхности теплообмена в зоне конденсации, м<sup>2</sup>;  $f$  – площадь канала артерии, м<sup>2</sup>.

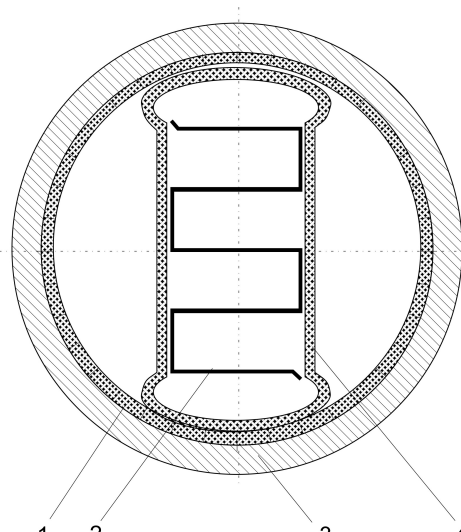


Рисунок 1 – Поперечный разрез артериальной тепловой трубы: 1 – периферийная сеточная капиллярная структура; 2 – артерия из гофрированной никелевой стали; 3 – корпус тепловой трубы; 4 – сеточная капиллярная структура артерии

Диапазон изменения критерия термодинамического равновесия  $S_2 = 16,1 \dots 111,1$ , геометрического фактора  $F_{\kappa}/f = 3,4 \cdot 10^7 \dots 42,4 \cdot 10^8$ , условия ориентации – от вертикали до угла наклона  $45^\circ$ .

Применение многослойных сетчатых периферийных капиллярных структур нецелесообразно при вертикальной ориентации тепловых труб ввиду увеличения термического сопротивления радиальному теплопереносу в капиллярной структуре. Существенное снижение уровня передаваемой мощности при увеличении числа слоёв сеток получено также на тепловой трубе с внутренним диаметром  $d_{\kappa} = 2 \cdot 10^{-2}$  м длиной 1 м при её вертикальной ориентации и использовании двух комбинаций сетчатых структур:  $(0,3 \dots 0,42) \cdot 10^{-6}$  м и  $(0,42 \dots 0,42) \cdot 10^{-6}$  м.

При использовании металлических сетчатых структур с размером ячейки более  $0,2 \cdot 10^{-3}$  м уменьшение толщины периферийной капиллярной структуры способствует увеличению теплопереноса за счёт уменьшения термического сопротивления радиальному теплопереносу. Применение сеток с меньшим размером ячейки неоднозначно сказывается на общей теплопередающей способности тепловой трубы, так как при этом изменяется физический характер протекающих в испарительной зоне процессов теплообмена. Согласно полученным экспериментальным данным более высокий уровень передаваемой тепловой мощности тепловой трубой с однослойной капиллярной структурой достигается при использовании сеток, имеющих размеры ячеек и толщины соответственно в диапазонах  $(0,1 \dots 0,14) \cdot 10^{-3}$  м и  $(0,13 \dots 0,20) \cdot 10^{-3}$  м.

Было выявлено существенное влияние условий подвода теплоты на процессы теплопереноса внутри тепловых труб, путём экспериментального сравнения величин внутреннего термического сопротивления термосифонов и артериальных тепловых труб с сеточной периферийной капиллярной структурой при граничных условиях теплоподвода второго рода (электрообогрев) и третьего рода (жидкостный обогрев). Коэффициент теплоотдачи в испарительной зоне тепловых труб при условиях теплоподвода третьего рода превышает аналогичный коэффициент при условиях теплоподвода второго рода на  $10 \dots 13\%$  во всём диапазоне нагрузок. Это объясняется устранением зон локального перегрева поверхности, возникающих при электрообогреве. При электрообогреве для передачи той же мощности требуется несколько больший перепад температур между стенкой и внутренним теплоносителем. По данным ряда исследователей это различие объясняется также спецификой протекания процессов парообразования при пониженных давлениях. При граничных условиях третьего рода с ростом указанного перепада температур при граничных условиях третьего рода значительно увеличивается число центров парообразования, тогда как при граничных условиях второго рода увеличивается лишь частота отрыва пузырьков. Кроме того при определённых значениях давлений и тепловых нагрузок происходит перестройка процесса парообразования.

В результате экспериментальных исследований выявлен оптимальный диапазон величин размера ячейки однослойной сеточной структуры, а именно  $2b = (1,0 \dots 1,4) \cdot 10^{-4}$  м. Установлено, что помимо геометрических характеристик, определяющее влияние на интенсивность теплообменных процессов в гравитационных артериальных низкотемпературных тепловых трубах оказывают температурный напор и количество циркулирующего внутри них теплоносителя, которое в полученных критериальных зависимостях выражается через толщину плёнки жидкой фазы теплоносителя.

Сравнение рабочих характеристик тепловой трубы с артерией (рисунок 1) с характеристиками аналогичных труб с периферийной сеточной структурой показало увеличение передаваемой мощности на  $40 \dots 50\%$  во всём диапазоне тепловых нагрузок.

Для определения возможности изготовления корпусов тепловых труб из углеродистой стали проведены сравнительные ресурсные испытания тепловых труб с различными добавками ингибиторов коррозии в водный теплоноситель внутритрубного пространства [2]. В результате испытаний выявлено что наибольшие защитные характеристики показал бихромат калия ( $K_2CrO_4$ ) в массовой концентрации к водяному дистилляту  $0,017\%$ . Экспериментально подтверждено положительное влияние ввода ингибирующих присадок в теплоноситель ДТС для снижения интенсивности коррозионных процессов во внутренней полости ДТС. Наличие ингибиторов коррозии в теплоносителе термосифонов является положительным технологическим фактором, влияющим на повышение ресурсных характеристик теплообменного оборудования с ДТС.

Таким образом, в результате проведенных исследований подтверждена высокая эффективность теплопередачи артериальных тепловых труб в условиях работы судового теплообменного оборудования, их лучшие рабочие характеристики по сравнению с гладкостенными двухфазными термосифонами. Определены параметры, влияющие на интенсивность теплообмена, получены расчётные зависимости для вычисления коэффициентов теплоотдачи в зонах подвода и отвода теплоты. Разработана технологичная конструкция внутренней артерии, экспериментально подтверждена её высокая работоспособность.

Полученные результаты позволяют использовать их при разработке и изготовлении перспективных судовых теплообменных аппаратов и свидетельствуют о необходимости продолжения исследований в данном направлении путём создания и исследования экспериментальных образцов.

**Библиографический список**

1. Повышение надежности и эффективности эксплуатации энергетического оборудования технических средств разработки морских газовых месторождений: отчет о НИР (заключит.) / Севастоп. приборостроительный ин-т; рук. Руденко В.М. — Севастополь, 1987. — 103 с. — № ГР 01860064112. — Инв. № 02880043355.

2. Тимофеев В.А. Выбор ингибиторов коррозии для теплоносителей двухфазных термосифонов из углеродистых сталей / В.А. Тимофеев, Г.В. Гоголев // Сб. науч. тр. СНИЯЭиП. — Севастополь, 2005. — Вып. 16. — С. 240–244 .

*Поступила в редакцию 13.1.2007 г.*