

УДК 621.311

Т.Г. МИХАЛЕНКО, С.В. ГУБИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ТЕПЛОЙ ТРУБЫ ВАКУУМИРОВАННОГО СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА

Предложен подход к расчету основных проектных параметров тепловой трубы (ТТ). Описаны преимущества использования ТТ в солнечной энергетике, приведены существующие конструкции этих теплопередающих устройств. В качестве примера предложен расчет тепловой трубы для солнечного вакуумированного коллектора. Расчет проводился на основании данных по энергоприходу солнечного излучения на наклонную поверхность гелиоколлектора, а также на основании теплофизических свойств теплоносителя. Данный подход является универсальным для тепловых труб с гомогенной внутренней структурой (в виде сетки) и позволяет сравнивать теплопередающие характеристики ТТ при использовании различных материалов и теплоносителей.

Ключевые слова: *тепловая труба, солнечный коллектор, энергоприход солнечный, капиллярная структура, теплоноситель.*

Введение

Применение тепловых труб в аэрокосмической технике является важным при решении вопросов теплообмена, особенно в энергосистемах космических аппаратов [1]. Однако, уникальные свойства тепловых труб позволяют применять их не только в холодильниках излучателях космических аппаратов, но и в других областях техники, включая наземную солнечную энергетiku. Конверсия тепловой трубы в вакуумный коллектор позволяет значительно повысить эффективность энергоустановки, но при этом приходится несколько модифицировать подходы к проектированию тепловых труб.

Основные преимущества тепловых труб:

1. Высокая эффективная теплопроводность.
2. Изотермичность теплообменных поверхностей тепловой трубы.
3. Способность передавать теплоту при плотности теплового потока в осевом направлении на несколько порядков выше, чем в устройствах, где теплота передается за счет изменения энтальпии теплоносителя.
4. Относительная простота конструкции.

Цель статьи состоит в подходе к расчету современных типов тепловых вакуумированных коллекторов с тепловыми трубами основанном на аэрокосмических технологиях, и решении обратной задачи обеспечения минимальных теплотерь при максимальном энергоприходе.

1. Анализ существующих решений

Тепловая труба является устройством, которое обладает очень высокой теплопередающей способ-

ностью. Если характеризовать ее эквивалентным коэффициентом теплопроводности, то он оказывается в сотни раз больше, чем у меди. Конструктивно тепловая труба представляет собой герметичный сосуд (чаще всего цилиндрическую трубу), заполненный жидкостью-теплоносителем. Высокая теплопередающая способность ее достигается за счет того, что в тепловой трубе осуществляется конвективный перенос тепла, сопровождаемый фазовыми переходами (испарением и конденсацией) жидкости-теплоносителя. При подводе теплоты к одному концу тепловой трубы жидкость нагревается, закипает и превращается в пар (испаряется). При этом она поглощает большое количество теплоты (теплота преобразования), которое переносится паром к другому более холодному концу трубы, где пар конденсируется и отдает поглощенную теплоту. Далее сконденсированная жидкость опять возвращается в зону испарения. Самый простой способ возврата заключается в использовании силы тяжести. При вертикальном расположении тепловой трубы, когда зона конденсации находится выше зоны испарения, жидкость стекает вниз непосредственно под действием силы тяжести. Такой вариант тепловой трубы называется термосифоном. Эффективность работы термосифона зависит от его ориентации относительно направления силы тяжести. Для исключения этого недостатка в тепловых трубах для возврата жидкости в зону испарения используются капиллярные эффекты. Для этого на внутренней поверхности тепловой трубы располагают слой капиллярно-пористой структуры (фитиль), по которому под действием капиллярных сил и происходит обратное движение жидкости.

Принципиальная схема тепловой трубы с фитилем изображена на рис. 1.

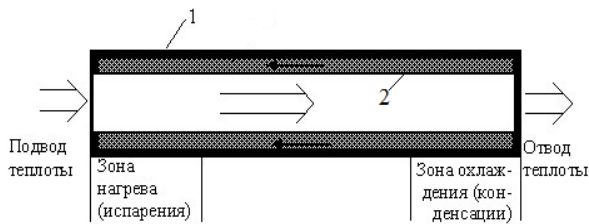


Рис. 1. Схема тепловой трубы:
1 - медный цилиндр; 2 - капиллярная структура.

По характеру капиллярной структуры фитиля можно разделить на три принципиальных типа [2]:

1. Фитиль с пористой структурой и взаимосвязанными порами (гомогенные). Под этот тип подходят тканевые (в том числе, фитиля из многослойных проволочных сеток), войлочные и спеченные фитиля.
2. Фитиль с открытыми канавками.
3. Фитиль с закрытыми каналами, т.е. сечение для прохода жидкости отделено от паровой фазы мелкокачистой капиллярной структурой.

Поперечные сечения перечисленных фитилей представлены на рис. 2 и 3.

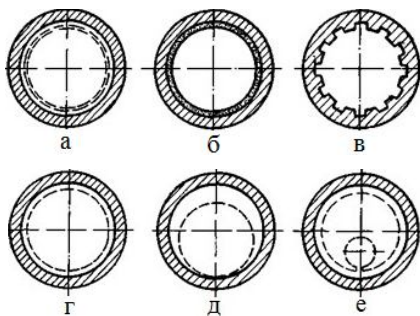


Рис. 2. Поперечные сечения однородных фитилей:
а – многослойная сетка; б – спеченный металлический порошок; в – открытые осевые канавки; г – кольцевой фитиль; д – серповидный фитиль; е – артерия.

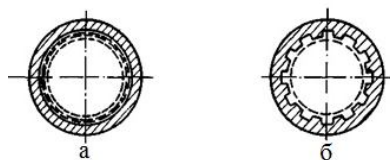


Рис. 3 Поперечные сечения составных фитилей:
а – составной фитиль; б – каналы, покрытые сеткой.

Использование тепловых труб в солнечных коллекторах повышает надежность их в целом, так как выход из строя отдельных элементов не прерывает передачу энергии, также неосуществима возможность сброса тепла из системы. Гелиоколлектор с тепловыми трубами имеет средние энергетические характеристики выше, чем у конвективного с автоматическим регулированием расхода теплоносителя.

2. Постановка задачи

Будем проводить расчет тепловой трубы для солнечного коллектора, установленного под углом широты местности, равной 48°. Установка должна обеспечивать горячей водой ($T_{гор} = 60^\circ\text{C}$) небольшой загородный дом. Емкость накопительного бака 100 л.

Вначале проведем предварительный расчет солнечного коллектора, который начинается с определения энергоприхода на его поверхность согласно методике, представленной в [3].

Для расчета количества солнечной энергии, поступающей на наклонную поверхность, необходимо знать углы падения солнечных лучей на горизонтальную и наклонную поверхности в данной местности, а также среднемесячное среднее дневное значение плотности солнечного излучения. Данные для расчета взяты из [3]. График энергоприхода представлен на рис. 4.

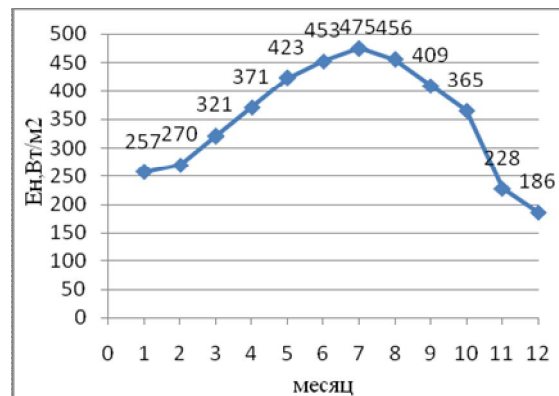


Рис. 4. Энергоприход на коллектор

Суммарная суточная энергия, требуемая для водоснабжения рассматриваемого жилого объекта равна [3]:

$$Q_B = m_B c_B (t_{\text{ВЫХ}}^B - t_{\text{ВХ}}^B), \quad (1)$$

где $m_B = 100$ кг – масса воды;

$c_B = 4190$ Дж/(кг·°C) – теплоемкость воды;

$t_{\text{ВЫХ}}^B = 60$ °C – температура воды на выходе из бака-накопителя;

$t_{\text{ВХ}}^B = 12$ °C – температура воды на входе в бак.

Получаем:

$$Q_B = 100 \cdot 4190 \cdot (60 - 12) \approx 20 \text{ МДж.}$$

Условимся, что 100 л воды должны нагреваться за 8 часов, тогда мощность коллектора равна:

$$Q_K = \frac{Q_B}{\tau} = \frac{20 \cdot 10^6}{8 \cdot 3600} \approx 700 \text{ Вт.}$$

Следовательно, для обеспечения дома горячей водой, мощность коллектора должна составлять 700 Вт.

3. Конструктивный расчет тепловой трубы

Основой расчета тепловой трубы является определение потока передаваемой мощности при заданной температуре пара. Из условий удобства эксплуатации принимаем, что длина тепловой трубы равна 1,8 м (1,7 м – длина испарителя, 0,1 м – длина конденсатора), наклон трубы – 48°. Давление внутри трубы 0,01 МПа. Рабочая температура пара от 298 до 353 К.

В качестве материала корпуса выбрана медь, фитиль образован из двух слоев медной сетки в 200 меш на внутренней стенке трубы. Выбор схемы фитиля обусловлен простотой его изготовления. В качестве рабочей жидкости выбрана вода.

Конструкция вакуумной колбы с тепловой трубой внутри показана на рис.5.

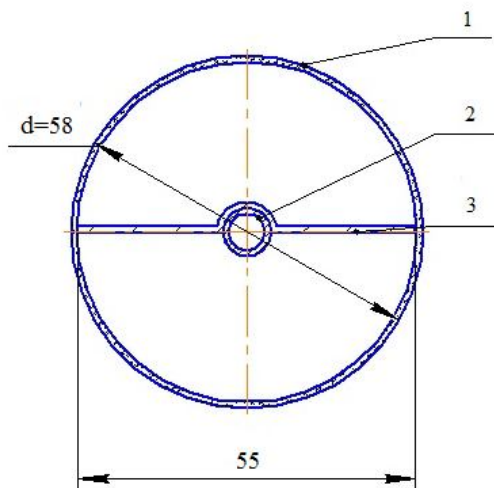


Рис. 5. Сечение вакуумной колбы:
1 – стеклянная колба; 2 – тепловая труба;
3 – пластина поглотителя

Для того чтобы тепловая труба работала, необходимо, чтобы удовлетворялось соотношение [4]:

$$(\Delta p_k)_{\max} \geq \Delta p_g + \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{ж}}, \quad (2)$$

где $(\Delta p_k)_{\max}$ – максимальный капиллярный напор;

Δp_g – гравитационная составляющая полного падения давления;

$\Delta p_{\text{п}}$ – перепад давления в потоке пара;

$\Delta p_{\text{ж}}$ – перепад давления в потоке жидкости.

Для определения минимального проходного сечения по жидкости, обеспечивающего передачу заданной мощности, перепадом давления в паровом потоке можно пренебречь.

$$(\Delta p_k)_{\max} \geq \Delta p_g + \Delta p_{\text{ж}}, \quad (3)$$

$$\Delta p_k = \frac{2\sigma_{\text{ж}}}{r_{\text{и}}} \cos \Theta, \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{ж}}$ – поверхностное натяжение;

$r_{\text{и}}$ – радиус поры фитиля;

Θ – краевой угол смачивания.

$$\Delta p_g = \rho_{\text{ж}} g l \sin \varphi, \quad (5)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости;

g – ускорение свободного падения;

l – длина трубы;

φ – угол наклона трубы.

$$\Delta p_{\text{ж}} = \frac{\mu_{\text{ж}} l Q_{\max}}{KA\rho_{\text{ж}}L}, \quad (6)$$

где $\mu_{\text{ж}}$ – вязкость жидкости;

Q_{\max} – максимальный тепловой поток;

K – проницаемость фитиля;

A – площадь поперечного сечения трубы;

L – скрытая теплота парообразования.

$$Q_{\max} = m_{\max} \cdot L. \quad (7)$$

Согласно расчету освещенности, величина солнечного излучения $P_{\text{пср}}$ составляет 409 Вт/м². С учетом оптического КПД коллектора $\eta=0,9$, на поглощательную поверхность (площадь $F_{\text{пп}}=0,1$ м²) вакуумированной колбы в среднем приходится:

$$Q_{\text{ср}} = P_{\text{пср}} \cdot \eta \cdot F_{\text{пп}}. \quad (8)$$

$$Q_{\text{ср}} = 409 \cdot 0,9 \cdot 0,1 = 35 \text{ Вт.}$$

Определим расход жидкости в фитиле m_{\max} из формулы (7), принимая $Q_{\text{ср}} = Q_{\max}$:

$$m_{\max} = \frac{35}{2,4 \cdot 10^6} = 14 \cdot 10^{-6} \text{ кг/с.} \quad (9)$$

Определим максимальную теплопередающую способность трубы при максимальной температуре пара.

Выражение для максимального потока массы m_{\max} можно получить, если принять следующие допущения:

– свойства жидкости не меняются вдоль трубы;

– фитиль является однородным;

– перепадом давления в паровом потоке можно пренебречь.

Тогда:

$$m_{\max} = \frac{\rho_{\text{ж}} KA}{\mu_{\text{ж}} l} \left(\frac{\sigma}{r_{\text{и}}} \cos \Theta - \rho_{\text{ж}} g l \sin \varphi \right), \quad (10)$$

где $r_{\text{и}}=6$ мкм – радиус поры в испарителе [4];

$$K = 8,4 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2.$$

Диаметр проволоки равен 36 мкм, толщина двух слоев сетки составит 144 мкм. Внутренний

диаметр корпуса трубы 6 мм. Тогда поперечное сечение фитиля А будет равно:

$$A = 144 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (11)$$

Допустим наличие идеального смачивания ($\Theta = 0^\circ$), с учетом физических свойств воды, приведенных в табл. 1, определим максимальные расход жидкости и тепловой поток в фитиле.

Таблица 1
Физические свойства воды при $T=353 \text{ К}$

$L, \text{ МДж/кг}$	$\rho_{ж}, \text{ кг/м}^3$	$\mu_{ж}, \text{ мН/м}$	$\sigma, \text{ Н/м}$
2,3	972	0,36	0,0628

Пользуясь формулой (10) определяем, что $m_{\max} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ кг/с}$.

Подставив значение m_{\max} в уравнение (7), получаем величину максимального теплового потока в фитиле: $Q_{\max} = 51 \text{ Вт}$.

Используя методику расчета [4], определяем параметры ТТ.

Термическое сопротивление стенки тепловой трубы в испарителе:

$$R_{p,и} = \frac{r_{вн} \cdot t}{2l_{и} \cdot \lambda_{м}}, \quad (12)$$

где $\lambda_{м} = 390 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ – теплопроводность меди;

$l_{и}$ – длина испарителя;

$t = 10^{-3} \text{ м}$ – толщина стенки трубы;

$r_{вн} = 0,004 \text{ м}$ – внутренний радиус испарителя.

Термическое сопротивление насыщенного жидкостью пара в испарителе:

$$R_{ф,и} = \frac{r_{вн}^2 \cdot t_{ф}}{2l_{и} \cdot r_{внутр} \cdot \lambda_{ф,э}}, \quad (13)$$

где $r_{внутр} = 0,003 \text{ м}$ – радиус парового канала;

$t_{ф} = 144 \text{ мкм}$ – толщина фитиля.

Эффективная теплопроводность насыщенного фитиля:

$$\lambda_{ф,э} = \frac{\lambda_{в}(\lambda_{в} + \lambda_{м} - (1 - \varepsilon)(\lambda_{в} - \lambda_{м}))}{(\lambda_{в} + \lambda_{м}) + (1 - \varepsilon)(\lambda_{в} - \lambda_{м})}, \quad (14)$$

где $\lambda_{в} = 0,668 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ – теплопроводность воды;

$\varepsilon = 0,549$ – проницаемость фитиля.

Термическое сопротивление парового потока:

$$R_{п} = \frac{\pi r_{вн} T_{п} F_{п} \left(\frac{1}{6} (l_{и} + l_{к}) \right)}{\rho_{п} L}, \quad (15)$$

где $T_{п}$ – температура пара;

$F_{п}$ – сопротивление пара;

$l_{к}$ – длина конденсатора;

$\rho_{п}$ – плотность пара.

Термическое сопротивление насыщенного жидкостью фитиля в конденсаторе:

$$R_{ф,к} = \frac{r_{вн}^2 \cdot t_{ф}}{2l_{к} \cdot r_{к} \cdot \lambda_{ф}}, \quad (16)$$

где $r_{к} = 0,007 \text{ м}$ – радиус конденсатора.

Термическое сопротивление стенки тепловой трубы в конденсаторе:

$$R_{p,к} = \frac{r_{вн} \cdot t}{2l_{к} \cdot \lambda_{м}}. \quad (17)$$

Коэффициент теплопередачи тепловой трубы:

$$\lambda_{ТТ} = \frac{1}{R_{p,и} + R_{ф,и} + R_{п} + R_{ф,к} + R_{p,к}}. \quad (18)$$

Перепад температуры между испарителем и конденсатором отнесенный к поперечному сечению трубы:

$$\Delta T = \frac{Q_{\max}}{\lambda_{ТТ} \cdot A_{ТТср}}, \quad (19)$$

где $A_{ТТср}$ – среднее поперечное сечение по длине трубы.

Полученные расчетные величины представлены в табл. 2.

Таблица 2
Сводная таблица расчетных величин

Параметры	Величины
$R_{p,и}, \text{ К/Вт}$	$3,01 \cdot 10^{-9}$
$R_{ф,и}, \text{ К/Вт}$	$1,5 \cdot 10^{-7}$
$R_{п}, \text{ К/Вт}$	$1,17 \cdot 10^{-8}$
$R_{ф,к}, \text{ К/Вт}$	$1,06 \cdot 10^{-6}$
$R_{p,к}, \text{ К/Вт}$	$5,12 \cdot 10^{-6}$
$\lambda_{ф,э}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$	1,5
$\lambda_{ТТ}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$	$0,88 \cdot 10^5$
$\Delta T, \text{ К}$	12

По результатам расчета минимальный перепад температур ΔT между испарителем и конденсатором для начала работы тепловой трубы должен равняться 12 К. Тепловой поток, передаваемый одной тепловой трубой при среднем значении освещенности, составил 35 Вт, следовательно, количество тепловых труб для обеспечения требуемой мощности коллектора равно:

$$n_{Т} = \frac{Q_{к}}{Q_{\max}}, \quad (20)$$

$$n_{Т} = \frac{700}{35} \approx 20 \text{ шт.}$$

Расчет показал, что для полноценного обеспечения дома горячей водой, необходимое количество труб должно составлять – 20 штук.

Заключение

Предложенный в публикации подход к проектированию позволяет определить основные характеристики тепловых труб и их количество для обеспечения дома горячей водой, что в свою очередь дает возможность оценить эффективность и преимущества солнечного теплового коллектора на тепловых трубах, в сравнении с другими установками в системе горячего водоснабжения. Он является универсальным и подходит для расчета любых видов труб с гомогенными фитилями.

Литература

1. *Применение тепловых труб в бортовых энергосистемах летательных аппаратов [Текст] / Н.В. Белан, К.В. Безручко, В.Б. Елисейев, А.В. Романкевич. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1984. – 151 с.*
2. *Дан, П.Д. Тепловые трубы [Текст]: пер с англ. / П.Д. Дан, Д.А. Рей. – М.: Энергия, 1979. – 272 с.*
3. *Харченко, Н.В. Индивидуальные солнечные установки [Текст] / Н.В. Харченко. – М. Энергоатомиздат, 1991. – 208 с.*
4. *Чи, С. Тепловые трубы: Теория и практика [Текст]: пер с англ. / С. Чи. – М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.*

Поступила в редакцию 29.02.2012

Рецензент: канд. физ.-мат. наук, ст. науч. сотр., руководитель группы А.П. Моторненко, Институт радиопизики и электроники им. А.Я. Усикова НАН Украины, Харьков.

ПІДХІД ДО ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ ВАКУУМОВАННОГО СОНЯЧНОГО КОЛЕКТОРА

Т.Г. Михаленко, С.В. Губін

Запропонований підхід до розрахунку основних проектних параметрів теплових труб (ТТ). Описані основні переваги використання ТТ у сонячній енергетиці, наведені існуючі конструкції цих пристроїв для теплопередачі. В якості прикладу був запропонований розрахунок теплової труби для сонячного вакуумованого колектору. Розрахунок проводився на основі даних енергоприходу сонячного випромінювання на похилу поверхню геліоколектора, а також на основі теплофізичних властивостей теплоносія. Наведений підхід є універсальним для теплових труб з гомогенною внутрішньою структурою (у вигляді сітки) і дає змогу порівнювати можливість передачі тепла ТТ при використанні різних матеріалів та теплоносіїв.

Ключові слова: тепла труба, сонячний колектор, енергоприхід сонячний, капілярна структура, теплоносії.

APPROACH TO DESIGNING THE THERMAL TUBE OF VACUUMED SOLAR COLLECTOR

T. G. Mikhalenko, S. V. Gubin

This paper proposes an approach of calculation of heat pipe (HP) main technical characteristics. There are observed the advantages of HP using in solar energy, and are given the samples of existing design of the heat-transfer devices. As a sample it is provided the calculation of heat pipe for solar vacuumed collector. The calculation is based on data of energy income of solar radiation to inclined surface of solar collectors, as well as on the basis of thermophysical properties of coolant. This approach is universal for the heat pipes with a homogeneous internal structure (in the form of a grid) and allows us to compare heat transfer characteristics of the HP by using different materials and coolant.

Key words: heat pipe, solar collector, solar energy income, microvascular structure, coolant.

Михаленко Татьяна Геннадьевна – студентка кафедри ракетно-космічних двигателів і енергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: tatyana.mikhalenko@gmail.com.

Губин Сергей Викторович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри ракетно-космічних двигателів і енергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: gubinsv@d4.khai.edu.