

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ВЫБОРУ РАБОЧЕГО ТЕЛА И РАСЧЕТУ МАССЫ ЗАПРАВКИ ДВУХФАЗНОГО ТЕРМОСИФОНА

к.т.н. Н.П. Попов, А.А. Свидло, к.т.н. Г.Б. Черепенников
(представил д.т.н., проф. И.М. Приходько)

Показан характер изменения параметров рабочих тел в двухфазном термосифоне при изменении температуры внешней среды. Приведены рекомендации по выбору рабочего тела и массы его заправки применительно к длинномерному двухфазному термосифону, функционирующему в нестационарном режиме теплопереноса.

Постановка проблемы. Двухфазный термосифон (ДТС) относится к классу тепловых труб и представляет собой удлиненный полый герметично закрытый цилиндр (рис. 1), частично заполненный легкокипящей жидкостью – рабочим телом термосифона [1].

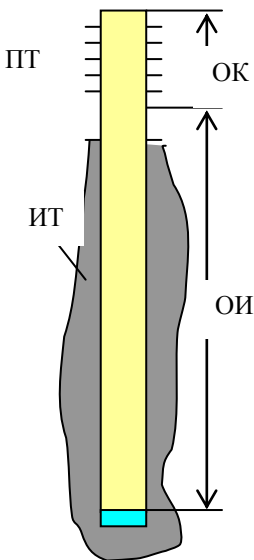


Рис. 1. Схема двухфазного термосифона:
ИТ – источник теплоты (грунт);
ПТ – приемник теплоты (воздух);
ОК – область конденсации;
ОИ – область испарения

частично заполненный легкокипящей жидкостью – рабочим телом термосифона [1]. Передача теплоты в таком устройстве осуществляется посредством переноса пара во внутренней полости трубы из области испарения (от источника теплоты) в область конденсации (к приемнику теплоты). Образующаяся при конденсации пара жидкость за счет силы тяжести стекает по внутренней поверхности в испарительную часть термосифона. Области применения ДТС весьма разнообразны [2, 3]. В частности, они используются для захлаживания грунтов вплоть до их замораживания, для отвода теплоты из заглубленных в грунт сооружений,

для накопления теплоты в специально создаваемых аккумуляторах и ее последующего использования и др.

В качестве рабочих тел в ДТС используются вещества, агрегатное состояние которых изменяется при заданном уровне температуры источника и приемника теплоты. Выбор рабочего тела определяется многими факторами. Основными из них являются значения давления и температуры, при которой термосифон функционирует, смачиваемость внутренней поверхности термосифона, малая коррозионная активность, невысокая токсичность, малая проницаемость через стенки сосуда и др.

Анализ литературы. К настоящему времени проведены достаточно широкие исследования характеристик ДТС различного назначения и конструктивного исполнения [1 – 3]. Анализ этих исследований показывает, что термосифоны, как правило, проектируются на некоторый расчетный стационарный режим теплопередачи. Вопросы, связанные с изменением параметров рабочего тела и характеристик ДТС при их работе в нестационарном режиме, изучены недостаточно. Однако в реальных условиях работы температура источника и приемника теплоты меняются. Следовательно, изменяются параметры рабочего тела и характеристики теплопереноса во внутреннем канале термосифона, поскольку они являются функциями температуры.

Цель статьи – оценить характер и уровень изменения параметров некоторых рабочих тел термосифонов при изменении температуры внешней среды и разработать рекомендации по выбору рабочего тела и расчету массы заправки ДТС.

Материалы исследований. Методические особенности разработанного подхода к выбору рабочего тела рассмотрим на примере термосифона, используемого для захлаживания грунтового массива. Примем в качестве исходных данных следующие параметры: тепловая нагрузка термосифона $Q = 1$ кВт; длина заглубленной в грунт испарительной части $L_u = 27$ м; длина конденсаторной части, расположенной над поверхностью земли, $L_k = 3$ м; внутренний диаметр трубы $D_u = D_k = 0,1$ м; начальная температура воздуха 10 °С. При использовании термосифона для захлаживания грунта температурный диапазон, в котором работает термосифон, определяется переменными во времени температурой грунта и температурой наружного воздуха. Для условий Украины принимаем, что температура насыщения T_s рабочего тела в ходе функционирования термосифона изменяется в пределах $+10 \dots - 30$ °С. В качестве рабочих тел выбираем фреоны R11, R12, R22 и аммиак NH_3 . Следует отме-

тить, что указанные фреоны в настоящее время не производятся, но, поскольку они хорошо изучены, обращение к ним методически оправдано.

Тепловой поток Q Вт, передаваемый термосифоном, равен

$$Q = r \cdot \dot{m}_п = r \cdot \rho_п \cdot S \cdot W_п, \quad (1)$$

где r , Дж/кг – удельная теплота парообразования; $\dot{m}_п$, кг/с – массовый расход пара в паровом канале; S , м² – площадь поперечного сечения канала; $W_п$, м/с – скорость пара в канале; $\rho_п$, кг/м³ – плотность пара.

На рис. 2 приведены зависимости произведения $r \cdot \rho_п = f(T)$ и скорости $W_п = f(T)$ от температуры в заданном диапазоне ее изменения, построенные с использованием справочных данных [4]. Из графиков следует, что при понижении температуры существенно уменьшается величина плотности пара и произведение $r \cdot \rho_п$. При $Q = \text{const}$ это приводит к росту скорости пара. Наибольшую скорость пара при заданных условиях имеет фреон R11. Высокая скорость пара во внутреннем канале нежелательна, поскольку может привести не только к неоправданно большим потерям трения о стекающую жидкостную пленку, но и главным образом к возникновению неустойчивого режима течения пленки вплоть до так называемого режима «захлебывания» [5].

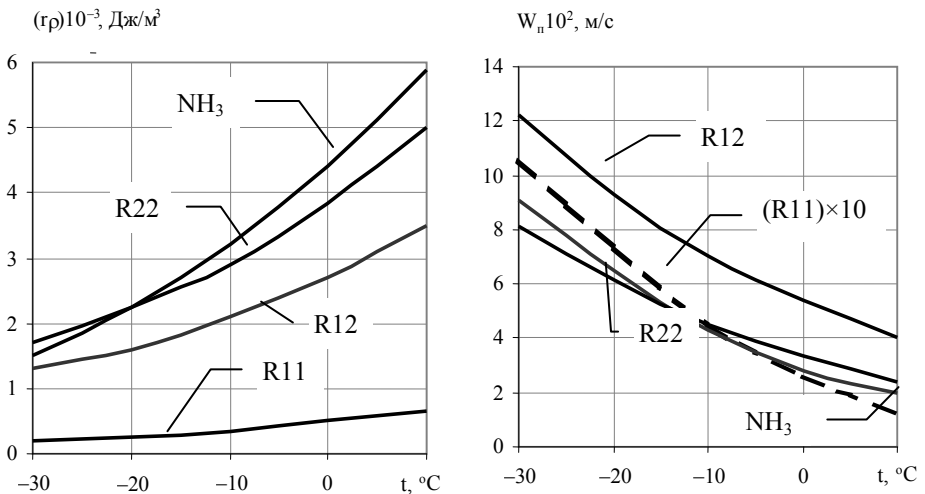


Рис. 2. Зависимость произведения $r \cdot \rho$ (а) и скорости пара (б) от температуры рабочего тела

Минимальную массу заправки определим из условия наличия жидкостной пленки на всей поверхности термосифона. С этой целью воспользуемся соотношением Нуссельта для пленочной конденсации на вертикальной пластине [6].

В результате преобразований этого соотношения применительно к условиям течения пленки в ДТС получена формула для расчета массы рабочего тела, находящегося в жидкой фазе:

$$m_{\text{ж}} = \frac{4}{5} \pi \cdot (D_{\text{к}} \cdot L_{\text{к}} + D_{\text{и}} \cdot L_{\text{и}}) \sqrt{\frac{4 \cdot \lambda_{\text{ж}} \cdot \mu_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}}^2 \cdot (T_{\text{с.и}} - T_{\text{с.к}}) \cdot L_{\text{и}} \cdot L_{\text{к}}}{g \cdot r \cdot (L_{\text{и}} + L_{\text{к}})}}, \quad (2)$$

где $\lambda_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – соответственно теплопроводность (Вт/(м·К)), динамическая вязкость (Па·с), плотность (кг/м³) жидкой фазы рабочего тела.

Параметры пара для условий работы термосифона находятся на р-і – диаграмме в области влажного пара. Из анализа диаграммы следует, что при снижении температуры рабочего тела при условии $V = \text{const}$ происходит снижение его степени сухости x , по определению равной

$$x = m_{\text{п}} / (m_{\text{п}} + m_{\text{ж}}). \quad (3)$$

Следовательно, при изменении температуры рабочего тела будет изменяться соотношение между массой пара $m_{\text{п}}$ и массой жидкости $m_{\text{ж}}$. Снижение температуры приводит к увеличению доли жидкой фазы и уменьшению доли пара. При этом часть жидкости оказывается избыточной и скапливается у дна термосифона. В результате площадь поверхности пленки, а, следовательно, и массовый расход пара $\dot{m}_{\text{п}}$ уменьшается. Уменьшается и тепловой поток в сторону конденсатора.

Для принятого случая, используя данные [4], был проведен расчет изменения массы пара и жидкости в заданном диапазоне температур. За начальную принята температура, равная 10 °С. Результаты расчета массы заправки и соотношения масс жидкой и паровой фаз приведены на рис. 3.

Линии 1 отображают суммарную массу заправки ($m_3 = m_{\text{ж}} + m_0$), линии 2 – массу жидкости в пленке на поверхности термосифона, линии 3 характеризуют соотношение фаз. Область между линиями 1 и 3 соответствует паровой фазе, а область ниже линии 3 – жидкой фазе. Из рисунка следует, что масса жидкости в пленке невелика, а ее изменение при изменении температуры незначительно. Наименьшую массу жидкости в пленке имеет термосифон, заправленный аммиаком. Доля жидкой фазы при $T_{\text{с}} = -30$ °С составляет примерно 78 – 80 % для фреонов

R12, R22 и аммиака и 93 % – для фреона R11.

Величина массы пара определяется его плотностью при данной температуре и объемом парового пространства. Рекомендуется принимать ее равной массе насыщенного пара при начальной температуре.

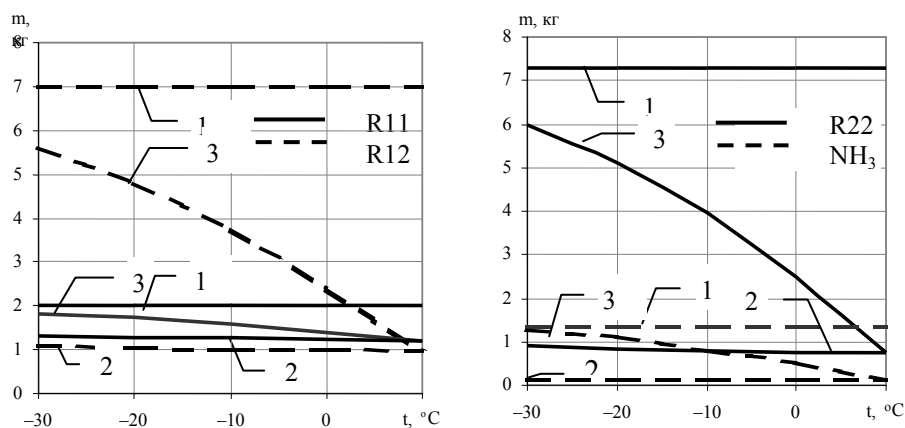


Рис. 3. Зависимость массы заправки термосифона от температуры:

- 1 – суммарная масса заправки;
- 2 – масса жидкостной пленки на внутренней поверхности термосифона;
- 3 – соотношение фаз

В длинномерном ДТС, заправленном по разработанной рекомендации, объем жидкой фазы рабочего тела, скапливающейся у дна, составляет 1...2 % от внутреннего объема испарителя и, следовательно, заметного влияния на характеристики термосифона не оказывает.

Выводы. Предложен подход к определению массы заправки рабочим телом двухфазного термосифона, функционирующего в нестационарном режиме теплопереноса, согласно которому:

- масса рабочего тела термосифона должна быть равна сумме массы насыщенного пара во внутренней полости термосифона при начальной температуре и массы жидкостной пленки, полностью покрывающей внутреннюю поверхность термосифона;
- начальная температура должна выбираться исходя из целевого назначения термосифона. Так, если термосифон предназначен для охлаждения грунтового массива, то в качестве начальной целесообразно принимать температуру, равную температуре невозмущенного грунта на

уровне основания термосифона или на 2 – 3 °С выше;

– изменение массы жидкости в донной части длинномерного термосифона, обусловленное изменением температуры внешней среды, не оказывает существенного влияния на характеристики термосифона;

– при заданном диаметре термосифона в качестве рабочего тела следует выбирать вещество, обеспечивающее невысокую скорость пара в канале. При отсутствии альтернативы по выбору рабочего тела целесообразна корректировка диаметра в сторону его увеличения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пресняков В.Ф., Неврузов Ю.В., Гонтарев Ю.К. Рабочие режимы тепловых труб. (Обзор). – Днепропетровск: АН УССР, 1987. – 146 с.
2. Васильев Л.А., Гранович Л.П., Хрусталева Д.К. Тепловые трубы в системах с возобновляемыми источниками энергии. – Минск: Наука и техника, 1988. – 159 с.
3. Васильев Л.А. Тепловые трубы для нагрева и охлаждения грунта. – Минск: ИТМО АН БССР. Препринт. – № 16. – 1985. – 47 с.
4. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянов А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. Изд. 2-е, доп. и перераб. – Л., 1976. – 168 с.
5. Свидло А.А. Гидродинамическое взаимодействие пара и жидкостной пленки в двухфазном термосифоне // 36. науч. пр. – Х.: ХВУ. – 1998. – С. 188 – 194.
6. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы: Пер. с англ. – М.: Энергия, 1979. – 272 с.
7. Грехнев В.Н., Свидло А.А., Черепенников Г.Б. Характеристики длинномерного двухфазного термосифона со змеевиковым испарителем // Механика технологического оборудования: Методическое пособие / Под ред. В.А. Проконова. Ч.1. – Х.: МО СССР, 1982. – С. 23 –30.

Поступила 30.04.2003

ПОПОВ Николай Прокопьевич, канд. техн. наук, доцент, ведущий научный сотрудник научного центра при ХВУ. В 1963 году окончил Харьковское ВВКИУ. Область научных интересов – тепло- и массообмен в ракетно-космической технике и окружающей природной среде.

СВИДЛО Алексей Александрович, начальник отдела Харьковского военного университета. В 1971 году окончил Харьковское ВВКИУРВ. Область научных интересов – тепло- и массообмен в тепловых трубах и фортификационных сооружениях.

ЧЕРЕПЕННИКОВ Геннадий Борисович, канд. техн. наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник научного центра при ХВУ. Окончил Харьковский авиационный институт в 1964 г. Область научных интересов – тепло- и массообмен в ракетно-космической технике; теплоэнергетика.