

УДК 697.934:62-713.81

**ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОСИФОНОВ ДЛЯ ОСУШЕНИЯ  
ВОЗДУХА**

Л.Л. Васильев<sup>1</sup>, А.С. Журавлев<sup>1</sup>, А.В. Шаповалов<sup>2</sup>, А.В. Родин<sup>2</sup>,  
П.А. Адаменко<sup>2</sup>,

Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова  
Национальной академии наук Беларуси<sup>1</sup>  
ГГТУ им. П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь<sup>2</sup>

*Аннотация. В статье рассмотрен способ осушения влажного воздуха с помощью термосифонов, который позволяет снизить затраты электроэнергии и объем заправки холодильной установки, применяемой для конденсации влаги из воздуха. Предложена принципиальная схема установки по осушению воздуха с помощью термосифонов. Представлен метод расчета термического сопротивления термосифонов, заправленных дистиллированной водой и этиловым спиртом. Сопоставлены результаты экспериментов с результатами расчетов пародинамического термосифона и термосифона без внутренних циркуляционных вставок.*

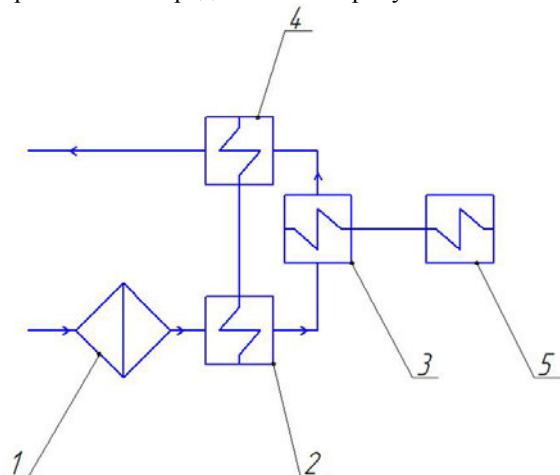
*Ключевые слова: термосифон, термическое сопротивление, осушение воздуха, влажный воздух, теплообменник, компрессор.*

**Введение.** Одним из методов осушения воздуха является обеспечение конденсации водяного пара влажного воздуха на поверхности испарителя парокомпрессионной холодильной установки. Этот метод требует больших затрат электроэнергии. Снижение затрат энергии для привода компрессора в парокомпрессионной холодильной установке, а также снижение объема заправки внутренних контуров хладоносителем возможно осуществить перераспределив часть нагрузки для охлаждения воздуха на теплообменные аппараты на основе высокоэффективных теплопередающих замкнутых двухфазных устройств – термосифонов, заправленных низкокипящим теплоносителем.

Разработка теплообменных аппаратов на основе теплопередающих замкнутых двухфазных устройств невозможна без знания тепловых характеристик этих элементов. Для расчета

теплообменников на основе термосифонов необходим метод определения термического сопротивления, который позволит рассчитывать аппараты различных размеров и конфигураций.

**Основная часть.** Одной из возможных областей применения теплообменных аппаратов на основе термосифонов являются установки кондиционирования воздуха. Принципиальная технологическая установка для осушения воздуха в плавательном бассейне закрытого типа представлена на рисунке 1.



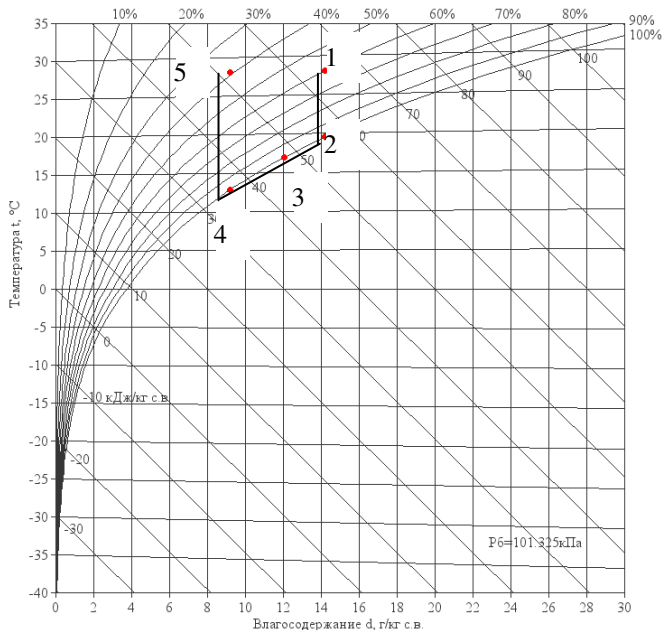
1 – блок фильтрации воздуха; 2 – испаритель теплообменника на основе тепловых труб; 3 – испаритель парокомпрессионной холодильной машины; 4 – конденсатор теплообменника на основе тепловых труб; 5 – конденсатор парокомпрессионной холодильной машины

Рисунок 1 – Принципиальная технологическая схема установки для осушения воздуха

Воздух с параметрами 26-31°C и относительной влажностью 40-60% через воздухозаборное устройство после прохождения системы фильтров подается на испаритель теплообменника, состоящего из пакета термосифонов, при этом отдает свое тепло. Происходит фазовый переход промежуточного теплоносителя внутри тепловых труб. В качестве промежуточного теплоносителя планируется использовать фреон R134a. Пары фреона поднимаются в зону конденсации. Воздух дальше подается на испаритель холодильной машины, где происходит основное осушение. Затем воздух попадает на конденсатор теплообменника на основе термосифонов, в результате чего пары фреона внутри труб термосифона конденсируются и по

стенкам теплообменных труб конденсат фреона стекает в зону испарения, а воздух подогревается до требуемой температуры. В результате на выходе из установки воздух имеет температуру равную температуре воздуха на входе в установку, но с уменьшенным влажосодержанием.

I-d диаграмма воздуха с изображенными процессами изменения состояния изображена на рисунке 2.



1-2-3 – охлаждение и частичное осушение воздуха испарителем теплообменника на основе тепловых труб; 3-4 – основное осушение воздуха в испарителе парокомпрессионной холодильной установки;

4-5 – нагрев воздух конденсатором теплообменника на основе тепловых труб;

Рисунок 2 – I-d диаграмма воздуха при прохождении через установку

Преимущество разрабатываемого устройства по сравнению с уже существующими аналогами: уменьшение эксплуатационных затрат за счет снижения мощности парокомпрессионной холодильной машины, снижение потребления электроэнергии. Это позволяет использовать устройство в системах с ограниченной мощностью, например, получающих электроэнергию от солнечных батарей.

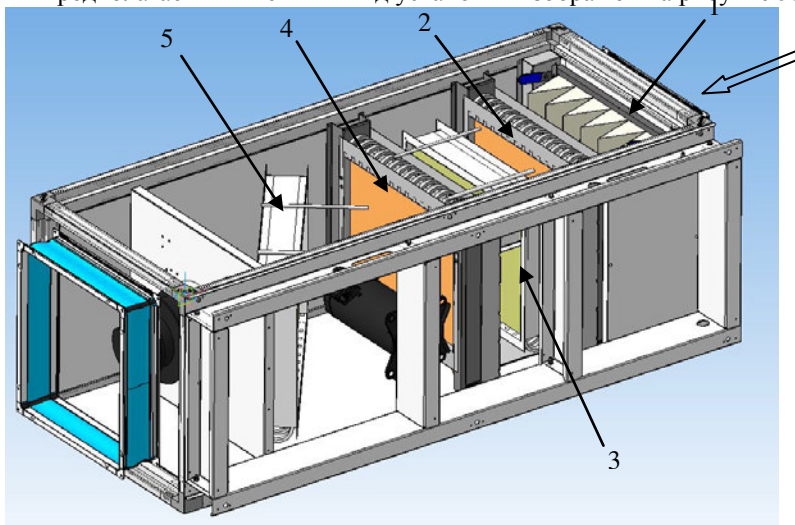
Тепло от конденсации фреона в конденсаторе парокомпрессионной холодильной установки в зимний период можно

использовать для дополнительного подогрева воздуха на нужды воздушного отопления. В летний период это тепло необходимо рассеивать в окружающую среду.

Таблица 1 – основные термодинамические параметры воздуха для различных точек процесса

Позиция	1	2	3	4	5
Температура $t$ , °С	28	19,508	16,923	12,836	28
Относительная влажность $\phi$ , %	60	100	100	100	39,211
Влагосодержание $d$ , г/кг	14,22	14,22	12,049	9,22	9,22
Удельная энтальпия $i$ , кДж/кг	64,451	55,69	47,527	36,185	51,693
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1,162	1,196	1,208	1,227	1,165
Темп. мокрого термометра $t_m$ , °С	22,074	19,508	16,923	12,836	18,373

Предполагаемый внешний вид установки изображен на рисунке 3.



1 – блок фильтрации воздуха; 2 – испаритель теплообменника на основе тепловых труб; 3 – испаритель парокомпрессионной холодильной машины; 4 – конденсатор теплообменника на основе тепловых труб; 5 – конденсатор парокомпрессионной холодильной машины

Рисунок 3 – Внешний вид установки

Разрабатываемая установка будет состоять из трех блоков. Первый блок – испаритель теплообменника на основе тепловых труб, второй блок – испаритель парокомпрессионной холодильной машины, третий блок – конденсатор теплообменника на основе тепловых труб. Теплообменники будут связаны между собой медными трубами диаметром 12,7 мм, при этом будет применяться двухходовая схема движения промежуточного теплоносителя (фреона R134a) в каждом блоке теплообменного аппарата.

Для выполнения теплового конструктивного расчета испарителя и конденсатора на основе термосифонов, необходимо разработать метод определения термического сопротивления двухфазного устройства. Эквивалентное термическое сопротивление в пародинамическом термосифоне:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 \quad (1)$$

где  $R_1$  – термическое сопротивление стенки испарителя на единицу поверхности, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $R_2$  – термическое сопротивление фазового перехода в зоне испарения, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $R_3$  – термическое сопротивление фазового перехода в зоне конденсации, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $R_4$  – термическое сопротивление стенки конденсатора на единицу поверхности, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $R_5$  – термическое сопротивления при передачи тепла от стенки конденсатора к охлаждающему воздуху на единицу поверхности, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

$$R_1 = \frac{d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda} \quad (2)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр трубы термосифона, м;  $d_2$  – внешний диаметр трубы термосифона, м;  $\lambda$  – теплопроводность материала трубы термосифона, Вт/(м·К); для медной трубки  $\lambda=401$  Вт/(м·К).

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} \quad (3)$$

где  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи при кипении в щели, Вт/м<sup>2</sup>·К [4].

$$\alpha_2 = 15,6 \cdot q^{0,6} \cdot \delta^{-0,154} \quad (4)$$

где  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $\delta$  – ширина щели, м.

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_3} \quad (5)$$

где  $\alpha_3$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

$$\alpha_3 = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж.нас.}}{d_1} \quad (6)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта [3];  $\lambda_{ж.нас.}$  – теплопроводность насыщенной жидкости, Вт/(м·К).

$$Nu = 0,555 \cdot \left[ \frac{d_1 \cdot \rho_{ж.нас.} \cdot (\rho_{ж.нас.} - \rho_{пар}) \cdot g}{\lambda_{ж.нас.} \cdot \mu_{ж.нас.} \cdot \Delta t} \cdot (r_g + 0,68 \cdot c_{рж.нас.} \cdot \Delta t) \right]^{1/4} \quad (7)$$

где  $\rho_{ж.нас.}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{пар}$  – плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_{ж.нас.}$  – динамическая вязкость насыщенной жидкости, Н·с/(м<sup>2</sup>·10<sup>6</sup>);  $\Delta t$  – перепад температур между температурой стенки и температурой насыщения, °С;  $r_g$  – скрытая теплота конденсации, Дж/кг.

$$R_4 = \frac{d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda} \quad (8)$$

$$R_5 = \frac{1}{\alpha_5} \quad (9)$$

$$\alpha_5 = \frac{Nu \cdot \lambda_{возд.}}{d_{канал}} \quad (10)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта для теплоотдачи от стенки к воздуху;  $\lambda_{возд.}$  – теплопроводность жидкости, Вт/(м·К);  $d_{канал}$  – диаметр трубы в которой проходит охлаждающий воздух, м.

$$Re = \frac{\rho_{возд.} \cdot v \cdot d_2}{\mu_{возд.}} \quad (11)$$

где  $v$  – скорость потока воздуха, м/с.

$$v = \frac{Q_{возд.}}{\frac{\pi \cdot d_{канал}^2}{4} \cdot 3600} \quad (12)$$

Эквивалентное термическое сопротивление термосифона без внутренних циркуляционных вставок:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 \quad (13)$$

где  $R_1$  – термическое сопротивление стенки испарителя на единицу поверхности, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $R_2$  – термическое сопротивление фазового перехода в зоне испарения, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $R_3$  – термическое сопротивление фазового перехода в зоне конденсации, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $R_4$  – термическое сопротивление стенки конденсатора на единицу

поверхности,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ ;  $R_5$  – термическое сопротивление при передаче тепла от стенки конденсатора к охлаждающему воздуху на единицу поверхности,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

$$R_1 = \frac{d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda} \quad (14)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр трубы термосифона, м;  $d_2$  – внешний диаметр трубы термосифона, м;  $\lambda$  – теплопроводность материала трубы термосифона,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} \quad (15)$$

где  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [5].

$$\alpha_2 = 0,434 \cdot q^{0,7} \cdot (p^{0,14} + 1,37 \cdot 10^{-2} \cdot p^2) \quad (16)$$

где  $q$  – плотность теплового потока,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $p$  – давление насыщения, МПа.

Для сопоставления результатов эксперимента с результатами расчета в формуле 16 введен коэффициент 0,434, вместо 4,34, данного в первоначальном виде выражения.

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_3} \quad (17)$$

где  $\alpha_3$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

$$\alpha_3 = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж.нас.}}{d_1} \quad (18)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта;  $\lambda_{ж.нас.}$  – теплопроводность насыщенной жидкости,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

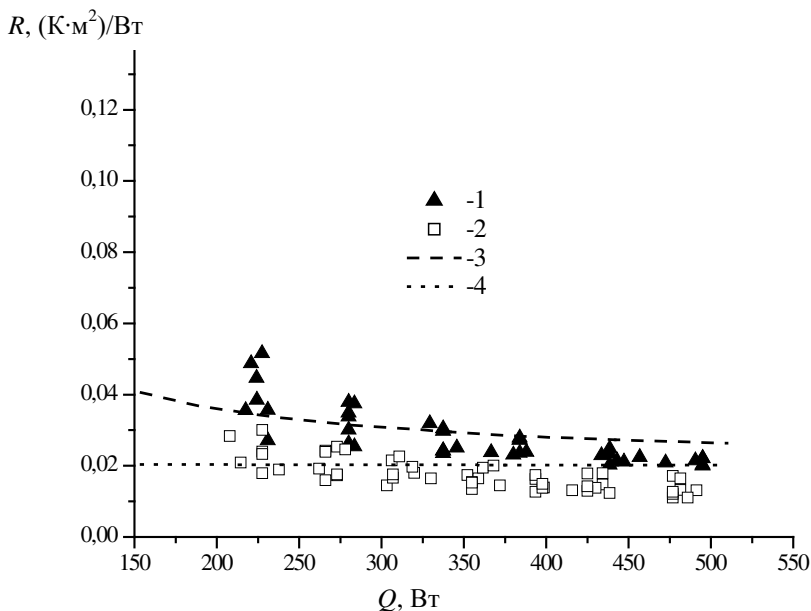


Рисунок 4 – Зависимость термического сопротивления от подводимого теплового потока для классического и пародинамического термосифонов, заправленных дистиллированной водой (1 – эксперимент, классический термосифон; 2 – эксперимент, пародинамический термосифон; 3 – результаты расчета, классический термосифон; 4 – результаты расчета, пародинамический термосифон)

$$Nu = 0,555 \cdot \left[ \frac{d_1 \cdot \rho_{ж.нас.} \cdot (\rho_{ж.нас.} - \rho_{пар}) \cdot g}{\lambda_{ж.нас.} \cdot \mu_{ж.нас.} \cdot \Delta t} \cdot (r_g + 0.68 \cdot c_{рж.нас.} \cdot \Delta t) \right]^{1/4} \quad (19)$$

где  $\rho_{ж.нас}$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho_{пар}$  – плотность пара,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\mu_{ж.нас}$  – динамическая вязкость насыщенной жидкости,  $\text{Н}\cdot\text{с}/(\text{м}^2 \cdot 10^6)$ ;  $\Delta t$  – перепад температур между температурой стенки и температурой насыщения,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $r_g$  – скрытая теплота конденсации,  $\text{Дж}/\text{кг}$ .



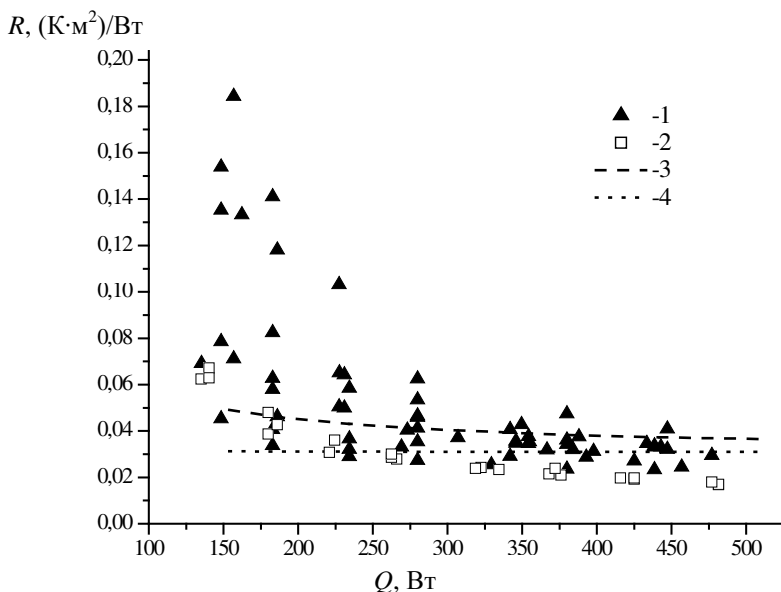


Рисунок 5 – Зависимость термического сопротивления от подводимого теплового потока для классического и пародинамического термосифонов, заправленных этиловым спиртом  
 (1 – эксперимент, классический термосифон; 2 – эксперимент, пародинамический термосифон; 3 – результаты расчета, классический термосифон; 4 – результаты расчета, пародинамический термосифон)

$$R_4 = \frac{d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda} \quad (20)$$

$$R_5 = \frac{1}{\alpha_5} \quad (21)$$

$$\alpha_5 = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{возд.}}}{d_{\text{канал}}} \quad (22)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта для теплоотдачи от стенки к воздуху;  $\lambda_{\text{возд.}}$  – теплопроводность жидкости, Вт/(м·К);  $d_{\text{канал}}$  – диаметр трубы в которой проходит охлаждающий воздух, м;  $d_{\text{канал}}=0,15$  м.

$$Re = \frac{\rho_{\text{возд.}} \cdot v \cdot d_2}{\mu_{\text{возд}}} \quad (23)$$

где  $v$  – скорость потока воздуха, м/с.

$$v = \frac{Q_{\text{возд.}}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{канал}}^2}{4} \cdot 3600} \quad (24)$$

**Выводы.** Из результатов исследований процесса теплообмена в термосифонах, проведенных с целью разработки эффективных теплообменных аппаратов для осушения воздуха, можно сделать следующие заключения:

1. Разработана принципиальная схема конструкции осушителя воздуха с использованием теплообменников на основе высокоэффективных замкнутых двухфазных теплопередающих устройств – термосифонов. Данная конструкция позволяет снизить затраты энергии для привода компрессора в пароконденсационной холодильной установке, а также уменьшить объем заправки внутренних контуров установки хладагентом.

2. Разработан метод расчета термического сопротивления двухфазных теплопередающих термосифонов классической цилиндрической конструкции и пародинамических термосифонов с кольцевыми каналами в испарителе и конденсаторе.

#### **Список использованных источников:**

1. Чи С. Тепловая труба: Теория и практика / С. Чи // пер. с англ. В.Я. Сидорова – М.: Машиностроение, 1981 – 207 с.

2. Дан П.Д. Тепловые трубы / П.Д. Дан, Д.А. Рей // пер. с англ. – М.: Энергия, 1979 – 272 с.

3. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ. / Справочник. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.

4. Чернобыльский И.И., Тананайко Ю.М. Теплообмен при кипении жидкости в кольцевой щели // Инж.-физ. Журн. – 1956. – 24, №10. – с 2316-2332

5. РД 24.035.05-89 Методические указания. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС.

6. Родин, А.В. Экспериментальный стенд для получения характеристик пародинамического термосифона / А.В. Родин // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы XIV Междунар. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и молодых ученых, Гомель, 24-25 апр. 2014 г. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2013. – с.204-207

7. Васильев Л.Л., Журавлёв А.С., Шаповалов А.В., Родин А.В. Использование теплообменников на тепловых трубах для кондиционирования, в области пищевой промышленности и холодильной техники // Весці НАН Беларусі. Сер. фізика-тэхнічных навук. 2014. N 3. – С. 85–90.

*Л.Л. Васильев, д.т.н., профессор, ведущий научный сотрудник, Республика Беларусь, г. Минск, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси*

*А.С. Журавлев, к.т.н., главный научный сотрудник, Республика Беларусь, г. Минск, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси*

*А.В. Шаповалов, к.т.н., доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика и экология», Республика Беларусь, г. Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого*

*А.В. Родин, ассистент кафедры «Промышленная теплоэнергетика и экология», Республика Беларусь, г. Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого*

*П.А. Адаменко, магистрант, Республика Беларусь, г. Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого*

## APPLICATION OF THERMOSYPHONES FOR AIR DEHUMIDIFICATION

L.L.Vasiliyev, A.S. Zhuravlev, A.V.Shapovalov, A.V.Rodin,  
P.A. Adamenko,

Abstract. The article considers the method for dehumidification of moist air with the help of thermosyphons, which makes it possible to reduce energy costs and the volume of filling of the refrigeration unit, which is used to condense moisture from the air. A schematic diagram of an installation for dehumidifying air using thermosyphons is proposed. A method for calculating the thermal resistance of thermosyphons filled with distilled water and ethyl alcohol is presented. The results of experiments with the results of calculations of a parodynamic thermosyphon and a thermosyphon without internal circulation inserts are compared.

Key words: thermosyphone, thermal resistance, air dehumidification, moist air, heat exchanger, compressor.

*L.L.Vasiliyev, doctor of technical sciences, professor, chief researcher, the Republic of Belarus, Minsk, State Scientific Institution «A.V. Lykov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus», lvasil@hmti.ac.by*

*A.S. Zhuravlev, ph.d., leading researcher, the Republic of Belarus, Minsk, State Scientific Institution «A.V. Lykov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus», zhuravl@hmti.ac.by*

*A.V.Shapovalov, ph.d., assistant professor of "Industrial energy and ecology", the Republic of Belarus, Gomel, Gomel State Technical University named after P.O. Sukhoy, a\_v\_shapovalov@gstu.by*

*A.V.Rodin, assistant of "Industrial energy and ecology", the Republic of Belarus, Gomel, Gomel State Technical University named after P.O. Sukhoy, a\_v\_rodin@gstu.by*

*P.A. Adamenko1 Master of Arts, the Republic of Belarus, Gomel, Gomel State Technical University named after P.O. Sukhoy, pauladams@bk.ru*