

**Особенности применения и расчета режимов работы тепловых труб в составе низкотемпературных установок и систем жизнеобеспечения**

**А.В. Колинко, М.В. Шамаров, А.О. Галанин, И.И. Юрченко, Р.А. Жлобо, А.С. Зайцев**  
Кубанский государственный технологический университет,  
350072, г. Краснодар, ул. Московская, д. 2, Россия

**Резюме. Цель.** В связи с нарастающим дефицитом источников энергии, а также с усилением тренда бережного отношения к окружающей среде, всё большую эффективность приобретают различные методы и технологии, способствующие наиболее рациональному использованию энергии, в том числе, используемой в низкотемпературных установках и системах жизнеобеспечения (кондиционирования). Целью исследования является разработка оптимальной конструкции теплоутилизатора, способной к интеграции в низкотемпературную установку или систему кондиционирования. **Метод.** Исследование основано на применении энергосберегающих технологий при создании машин и аппаратов холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения, в том числе за счет утилизации тепла. **Результат.** На основании проведенного анализа процессов теплообмена, расчетов конструктивных параметров и коэффициентов теплопередачи спроектирован опытный образец низкотемпературного рекуператора из теплообменных труб. **Вывод.** Исследование истинных параметров и режимов работы опытного образца рекуператора предусмотрено в составе экспериментальной установки. Планируется разработать методику проектного расчета для проектирования рекуператоров из тепловых труб для работы в составе низкотемпературной установки систем кондиционирования. Применение статистических методов является важным инструментом в процессе проектирования и улучшения технических решений, позволяющим достичь высокой эффективности и экономичности новых типов теплообменников – рекуператоров.

**Ключевые слова:** теплоутилизация, ресурсосбережение, фазовый переход, энергоэффективность, тепловые трубы, низкотемпературные машины, холодильный агент, коэффициенты теплоотдачи

**Для цитирования:** А.В. Колинко, М.В. Шамаров, А.О. Галанин, И.И. Юрченко, Р.А. Жлобо, А.С. Зайцев. Особенности применения и расчета режимов работы тепловых труб в составе низкотемпературных установок и систем жизнеобеспечения. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2025; 52(2):42-51. DOI:10.21822/2073-6185-2025-52-2-42-51

**Features of application and calculation of operating modes of heat pipes in low-temperature installations and life support systems**

**A.V. Kolinko, M.V. Shamarov, A.O. Galanin, I.I. Yurchenko, R.A. Zhlobo, A.S. Zaitsev**  
Kuban State Technological University,  
2 Moskovskaya St., Krasnodar 350072, Russia

**Abstract. Objective.** Various methods and technologies that facilitate the most rational use of energy, including that used in low-temperature installations and life support systems (air conditioning), are becoming increasingly effective. The aim of the study is to develop an optimal design of a heat recovery unit capable of integration into a low-temperature installation or air conditioning system. **Method.** The study is based on the use of energy-saving technologies in the creation of machines and devices for refrigeration and cryogenic equipment, air conditioning and life support systems, including through heat recovery. **Result.** A prototype of a low-temperature

recuperator made of heat exchange pipes has been designed. **Conclusion.** The study of the parameters and operating modes of the prototype recuperator is provided for in the experimental setup. It is planned to develop a methodology for designing recuperators for operation in a low-temperature air conditioning system installation. The use of statistical methods is a tool for improving technical solutions, allowing to achieve the efficiency of heat exchangers - recuperators.

**Keywords:** heat recovery, resource saving, phase transition, energy efficiency, heat pipes, low-temperature machines, refrigerant, heat transfer coefficients

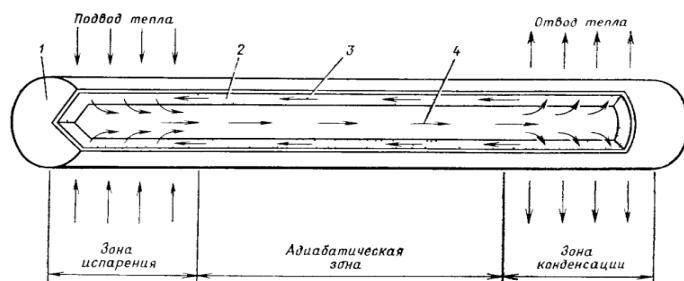
**For citation:** A.V. Kolinko, M.V. Shamarov, A.O. Galanin, I.I. Yurchenko, R.A. Zhlobo, A.S. Zaitsev. Features of application and calculation of operating modes of heat pipes in low-temperature installations and life support systems. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2025;52(2):42-51. (In Russ). DOI:10.21822/2073-6185-2025-52-2-42-51

**Введение.** Утилизация теплоты в низкотемпературных установках (кондиционирования, холодильных машинах) - это важный аспект, который может существенно повлиять на социально-экономическое развитие Краснодарского края и, особенно, на его курортные зоны. Утилизация этой теплоты позволяет повысить общую энергоэффективность зданий и сооружений, а значит, снижает потребление электроэнергии. Это важно в условиях роста цен на энергоресурсы и стремления к снижению углеродного следа [1, 11]. В указанной сфере потенциал утилизации тепла вытяжного воздуха может быть использован для снижения энергопотребления, а также снижения выбросов теплоты в атмосферу, что положительно скажется на состоянии окружающей среды. Современные рабочие вещества, применяемые в сфере низкотемпературных установок и систем кондиционирования, обладают свойствами, позволяющими их применять для целей теплоутилизации при помощи механизма фазового перехода в закрытой испарительно-конденсационной камере. Данное свойство обусловлено уникальным механизмом работы исследуемого процесса теплотрансформации, аналогов которому на рынке теплоутилизаторов не представлено [2,17].

**Постановка задачи.** Проведение исследований различных видов рабочих веществ с целью выявления наиболее подходящего для целей применения в устройстве теплоутилизатора, позволит разработать оптимальную конструкцию теплоутилизатора, способную к интеграции в низкотемпературную установку или систему кондиционирования [6].

**Методы исследования.** Тепловая труба, представляет собой устройство для переноса тепла из одной зоны в другую при малом градиенте температуры [1].

В общем виде, тепловая труба представляет собой герметично закрытую трубу или камеру самой разнообразной формы, внутренняя поверхность которой может быть выложена капиллярно пористым слоем – фитилем, но также может эксплуатироваться и без фитилей (рис. 1).



**Рис. 1 – Схема и принцип действия тепловой трубы:**

1 – корпус, 2 – фитиль, 3 – поток жидкости, 4 – поток пара

**Fig. 1 – Scheme and principle of operation of the heat pipe:**

1 – body, 2 – wick, 3 – liquid flow, 4 – steam flow

Тепло, поступающее от внешнего источника тепла к испарителю, вызывает испарение теплоносителя на этом участке трубы. Возникающая при этом разность давлений побуждает пар двигаться от испарителя к конденсатору, где он конденсируется, отдавая при

этом тепловому стоку на этом участке трубы скрытую теплоту парообразования. Количество теплоты, которое может быть перенесено в виде скрытой теплоты парообразования, обычно на несколько порядков выше количества, которое может быть перенесено в виде энтальпии рабочей жидкости в обычной конвективной системе.

Хотя тепловые трубы в принципе могут иметь различные конфигурации поперечных сечений, наиболее употребительной является труба с круглым поперечным сечением. Трубы круглого сечения, изготовленные из разнообразных материалов, имеются в широком ассортименте, такая конфигурация труб наиболее эффективна с точки зрения прочности. Диаметр трубы, необходимый для данных условий применения, должен быть определен так, чтобы скорость пара не превышала определенных значений [15].

Контроль скорости пара необходим потому, что при высоких числах Маха благодаря сжимаемости потока пара возникает большой температурный градиент в осевом направлении. Для удобства тепловая труба может быть рассчитана так, чтобы максимальное число Маха в паровом канале не превышало 0,2.

При этих условиях пар можно считать несжимаемым, а температурный градиент в осевом направлении становится пренебрежимо малым [1]. Для тепловой трубы требование к переносу тепловой мощности, и, следовательно, максимальный тепловой поток в осевом направлении  $Q_{\max}$  известны, необходимый диаметр парового канала при числе Маха парового потока  $M = 0,2$  может быть определен из уравнения:

$$d_v = \left( \frac{20 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot \rho_v \cdot \lambda \cdot \sqrt{\gamma_v \cdot R_v \cdot T_v}} \right)^{1/2}, \quad (1)$$

где  $d_v$  - диаметр парового канала;  $Q_{\max}$  - максимальный осевой тепловой поток;  $\rho_v$  - плотность пара;  $\gamma_v$  - отношение удельных теплоемкостей;  $\lambda$  - скрытая теплота парообразования;  $R$  - газовая постоянная для пара;  $T$  - температура пара.

Данное уравнение может быть использовано при проведении конструкторских расчетов для определения диаметра парового канала. Наиболее широко используемой методикой расчета корпусов тепловых труб, испытывающих внутреннее давление, является нормативный метод ASME для необогреваемых сосудов давления [2]. Норматив ASME определяет, что максимальное допустимое напряжение при любой температуре должно быть равно одной четверти предельного напряжения на разрыв при данной температуре. Для круглых труб, у которых толщина стенки меньше 10% диаметра, максимальное напряжение давления достаточно точно описывается приближенным уравнением:

$$f_{\max} = \frac{P \cdot d_0}{2t}, \quad (2)$$

где  $f_{\max}$  - максимальное окружное напряжение в стенке;  $P$  - разница давлений в стенке;  $d_0$  - наружный диаметр трубы;  $t$  - толщина стенки трубы.

Если толщина стенки полусферической крышки составляет менее 10% ее диаметра, уравнение может быть упрощено:  $f_{\max} = \frac{P \cdot d_0}{4t}$ . (3)

При конструкторских расчетах внутреннее давление в трубе составляет давление насыщенного пара теплоносителя нерабочей температуре трубы или максимальное давление цикла, которое выше. Избыточное давление равно давлению пара минус давление в окружающей среде. Максимальное допустимое напряжение растяжения равно одной четверти предельно допустимого напряжения *растяжения*. Зная наружный диаметр трубы, который равен периметру парового канала плюс допустимая толщина фитиля и стенок корпуса, можно, используя уравнения (2) и (3), вычислить толщину стенки и крышек корпуса.

Методика использования этих данных для расчета корпусов тепловой трубы состоит в следующем. Определив диаметр парового канала, можно приближенно вычислить наружный диаметр элемента тепловой трубы. При этих условиях осевыми изменениями динамического давления пара можно пренебречь и градиент давления пара в направлении движения может быть вычислен по уравнению

$$\frac{dP_v}{dx} = -F_v \cdot Q \quad (4)$$

Здесь коэффициент трения в паровом потоке определяется уравнением

$$F_v = \frac{8 \cdot \mu_v}{\pi \cdot r_v^4 \cdot \rho_v \cdot \lambda}, \quad (5)$$

где  $r_v$  - радиус парового канала, а  $\mu_v$ ,  $\rho_v$ ,  $\lambda$  - параметры свойств пара.

Для условий рекуперации теплоты в системы приточно-вытяжной вентиляционной установки проводим расчет параметров тепловой трубы, использованной в составе воздушного рекуператора. Исходные параметры для расчета элемента тепловой трубы составляют: максимальное количество передаваемой теплоты одного элемента составляет 50 Вт тепла при 303К, длина тепловой трубы составляет 0,8 м, половину которой составляет испаритель, другую – конденсатор, в качестве теплоносителя использован холодильный агент R600, материалом для тепловой трубы принимаем медь. По таблицам данных термодинамических и теплофизических параметров хладагента R600 [4, 5] определяются необходимые параметры для расчета диаметра тепловой трубы по формуле 1:

- плотность пара холодильного агента  $\rho_v = 9,630 \text{ кг/м}^3$ ;
- отношение удельных теплоемкостей  $\gamma_v = 1,345$ ;
- скрытая теплота парообразования  $\lambda = 315 \text{ кДж/кг}$ ;
- газовая постоянная для пара R = 143,2 Дж/кгК [12].

На основании формулы (1) полученный диаметр тепловой трубы одного элемента составил – 0,0197 м. Размеры корпуса тепловой трубы теперь могут быть определены следующим образом. При 303К давление насыщенных паров R600 составляет 0,3697 МПа, а предельное напряжение на разрыв для меди равно  $1,24 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ .

Таким образом, при внешнем диаметре трубы 0,0191м и толщине стенки  $1,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  отношение  $d_0/d_t$  равно 1,15 и  $d_{вн}$  равно 0,0166м. Такая труба окончательно выбирается в качестве корпуса тепловой трубы. При 0,3697 МПа и предельном напряжении на разрыв, равном  $1,24 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ , отношение толщины стенки к диаметру концевой крышки составляет 0,08. Следовательно, требуемая толщина стенки составит  $1,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  [3]. В результате расчетов тепловой трубы получены следующие геометрические и тепловые параметры:

1. Теплоноситель – R600;
2. Материал корпуса – медь;
3. Наружный диаметр корпуса – 19,7 мм;
4. Внутренний диаметр корпуса – 16,6 мм;
5. Толщина торцевой крышки – 1,52 мм;
6. Длина тепловой трубы – 800 мм;
7. Количество, передаваемой теплоты одной тепловой трубой – 45 Вт.

Использование тепловой трубы в низкотемпературных установках возможно в качестве оригинального вертикально-трубного испарителя из тепловых труб, который положен в основу конструкции аккумулятора холода. [7]

Данный теплообменный аппарат имеет свои особенности в протекании процессов тепло - и массообмена. На рис. 2 представлена расчетная схема теплообменной тепловой трубки аккумулятора холода.

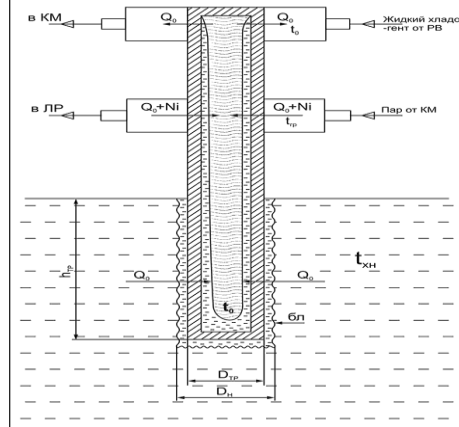


Рис. 2 - Расчетная схема теплообменной трубки  
 Fig. 2 - Calculation scheme of the heat exchanger tube

Процессы кипения и конденсации в элементе тепловой трубы в вертикально-трубном испарителе для аккумуляции холода при намораживании на его поверхности водного льда моделируются в соответствии с системой уравнений [10]:

$$\left. \begin{aligned}
 Fo &= \left( \frac{r_0}{c_l |t_x|} + \frac{c_e \rho_e t_e}{c_l \rho_l |t_x|} + 0.5 \right) \left[ \left( 1 + \frac{1}{Bi} \right)^2 \ln \frac{1}{1 - \frac{\delta'}{\delta''}} - \left( 1 + \frac{1}{Bi} \right) \frac{\delta'}{\delta''} \right] - \frac{1}{2Bi^2} \left[ \ln \frac{1}{1 - \frac{\delta'}{\delta''}} + \ln \left( Bi \frac{\delta'}{\delta''} + 1 \right) \right], \\
 \alpha_\phi &= \alpha_\kappa \left( \frac{\Delta i}{0,24 \Delta t} - 1 \right), \\
 Nu &= 0,023 \left( \frac{Gd(1-x)}{\mu} \right)^{0,8} \left( \frac{c\mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_{CT}} \right)^{0,14}, \\
 \tau &= \frac{r_0 \rho_l \delta_l}{\Delta t} \left( \frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{0,5 \delta_l}{\lambda_l} \right).
 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где  $Fo$  и  $Bi$  - критерии Фурье и Био для процессов льдообразования и разморозки;  $t_e, t_x$  - температуры в аккумуляторе воды и льда,  $^{\circ}C$ ;  $c_e, \rho_e$  и  $c_l, \rho_l$  - удельные теплоемкости и плотности воды и льда  $kJ/kgK$ ;  $kg/m^3$ ;  $\delta', \delta''$  - толщина льда, задаваемая и предельно возможная при данных условиях работы аккумулятора, м;  $\delta_c$  - толщина теплопередающей стенки, м;  $\rho_l$  - плотность льда,  $kg/m^3$ ;  $\tau$  - время льдообразования, с;  $\lambda_l$  - коэффициент теплопроводности льда,  $W/(m \cdot K)$ ;  $\lambda_c$  - коэффициент теплопроводности стенки теплообмена,  $W/(m \cdot K)$ ;  $\lambda_s$  - коэффициент теплопроводности стенки теплообмена,  $W/(m \cdot K)$ ;  $\alpha_x$  - коэффициент теплоотдачи от холодильного агента к стенке аккумулятора,  $W/m^2K$ ;  $\alpha_\kappa$  - коэффициент теплоотдачи от воды к слою льда при конвекции,  $W/m^2K$ ;  $\alpha_\phi$  - коэффициент теплоотдачи от воды к слою льда при фазовом переходе,  $W/m^2K$ ;  $x$  - паросодержание кипящего хладагента,  $kg/kg$ ;  $r_0$  - теплота плавления льда,  $kJ/kg$ ;  $\Delta i$  - разность энтальпий воды и льда в процессе льдообразования,  $Dj/kg$ ;  $Nu$  - критерий Нуссельта;  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости воды,  $Pa \cdot s$ ;  $\mu_{CT}$  - коэффициент динамической вязкости теплопередающей стенки,  $Pa \cdot s$ ;  $G$  - Модуль сдвига льда;  $d$  - определяющий линейный размер, м.

В условиях аккумуляции холода и намораживания льда на наружной поверхности теплообмена тепловой трубки система (6) в соответствии с расчетной схемой преобразуется к виду системы (7), определяющей режим намораживания льда и его оттайки для снятия намороженного льда с теплообменной поверхности [14]:

$$\left. \begin{aligned} q_{зам} &= c_в \cdot (t_{вн} - t_3) + r_в + c_л \cdot (t_3 - t_л), \\ q_{от} &= c_л \cdot (t_{от} - t_л) + r_в, \\ \tau_{зам} &= \frac{q_{зам} \cdot \rho_л}{t_3 + |t_0|} \cdot \left( \frac{\delta_л^2}{2 \cdot \lambda_л} + \frac{\delta_{см}}{\alpha_a} \right), \\ \tau_{от} &= \frac{q_{от} \cdot \rho_л}{t_{от} + |t_{сп}|} \cdot \left( \frac{\delta_{от}^2}{2 \cdot \lambda_в} + \frac{\delta_{см}}{\alpha_a} \right), \end{aligned} \right\} (7)$$

где  $c_в$  - теплоемкость воды,  $кДж/(кг \cdot К)$ ;  $c_л$  - теплоемкость льда,  $кДж/(кг \cdot К)$ ;  $r_в$  - теплота льдообразования,  $кДж/кг$ ;  $t_{вн}$  - начальная температура льдообразования,  $^{\circ}C$ ;  $\rho_л$  - плотность льда,  $Кг/м^3$ ;  $\lambda_л$  - теплопроводность льда,  $Вт/(м \cdot К)$ ;  $\lambda_в$  - теплопроводность воды,  $Вт/(м \cdot К)$ ;  $\delta_{см}$  - толщина стенки трубки,  $м$ ;  $\alpha_a$  - коэффициент теплоотдачи от хладагента,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;  $\delta_{от}$  - толщина слоя воды при работе аккумулятора в режиме оттайки,  $м$ ;  $q_{зам}$  - теплота замораживания слоя льда,  $Вт$ ;  $q_{от}$  - теплота оттаивания слоя льда,  $Вт$ ;  $\tau_{зам}$  - время замораживания слоя льда,  $с$ ;  $\tau_{от}$  - время оттаивания слоя льда при очистке поверхности аккумуляции,  $с$ .

Решение системы уравнение (7) определяет следующие параметры работы элемента из тепловой трубы: коэффициент теплоотдачи от хладагента к стенке теплового трубе,  $\alpha$ ,  $Вт/м^2К$ ; плотность теплового потока при аккумуляции холода,  $q_F$ ,  $Вт/м^2$  [18, 19].

**Обсуждение результатов.** В зоне конденсации элемента тепловой трубы развивается пленочный режим течения, который является функцией критерия Рейнольдса, при этом с увеличением толщины пленки ламинарное течение пленки, имеющей гладкую поверхность, переходит в волновое, а затем становится турбулентным.

Кроме физических свойств жидкости хладагента в тепловой трубе на теплоотдачу влияет шероховатость стенки, ее положение в пространстве и размеры стенки; в частности, с увеличением шероховатости поверхности и высоты вертикальной стенки пленка конденсата утолщается книзу (рис. 3).

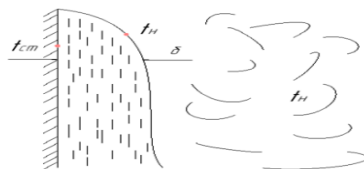


Рис. 3 - Схема формирования пленки конденсата

Fig. 3 - Condensate film formation scheme

Обобщенное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующихся паров имеет вид:

$$Nu = f(Ga, Pr, K) \quad (8)$$

Причем на основе обработки опытных данных эту функцию можно представить уравнением:

$$Nu = f(Ga, Pr, K)^{0,25}, \quad (9)$$

где  $K = \frac{r}{c_ж \Delta t}$  - критерий, характеризующий изменение агрегатного состояния, или критерий конденсации.

Входящие в (8, 9) критерии  $Ga$  и  $Pr$  отнесены к пленке конденсата. Выражение для критерия конденсации  $K$  можно определить путем подобного преобразования дифференциального уравнения, характеризующего граничные условия. Это уравнение получается приравниванием количества тепла, выделяющегося при конденсации пара на элементе поверхности  $dF$  стенки и отводимого через пленку конденсата посредством теплопроводности (по закону Фурье).

Критерии К следует рассматривать как меру отношения теплового потока, затрачиваемого на фазовое превращение, к теплоте перегрева или переохлаждения фазы при температуре ее насыщения.

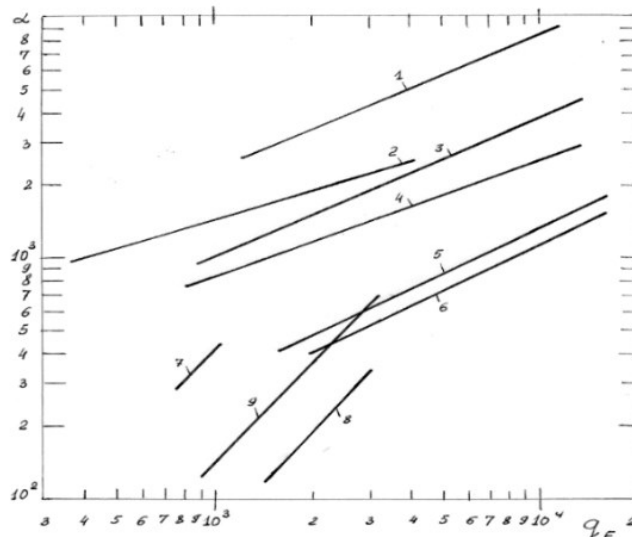
При конденсации чистого насыщенного пара на поверхности вертикальной стенки тепловой трубы и ламинарного стекания пленки конденсата определяющим линейным размером является высота Н стенки зоны конденсации, при этом было получено уравнение для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося холодильного агента внутри тепловой трубы к ее стенке:

$$\alpha = 2,04A \left( \frac{r}{H\Delta t} \right)^{0,25}, \quad (10)$$

где  $A = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda_{ж}^3}{\mu_{ж}}}$  – составляет все физические константы конденсата при определяющей температуре, равной средней температуре пленки.

Результаты расчетов коэффициента теплоотдачи в тепловой трубе для различных видов холодильных агентов представлены на рис. 4 [20].

На основании проведенного анализа процессов теплообмена и расчетов конструктивных параметров и коэффициентов теплопередачи спроектирован опытный образец низкотемпературного рекуператора из теплообменных труб. Исследование истинных параметров и режимов работы опытного образца рекуператора предусмотрено в составе экспериментальной установки (рис. 5) [9, 13, 16].

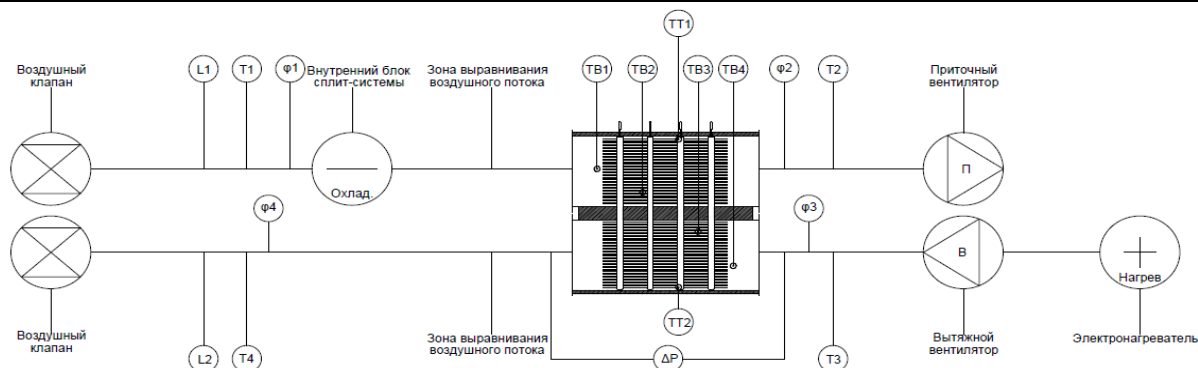


**Рис. 4 - Зависимости коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  Вт/м<sup>2</sup>\*град от плотности теплового потока  $q$  Вт/м<sup>2</sup> и температуры конденсации  $T_k$  в низкотемпературной тепловой трубе аккумулятора для некоторых хладагентов**

- 1 - для аммиака R717 при  $T_0 = 253-283$  К; 2 - для аммиака R717 при  $T_0 = 243$  К;
- 3 - для аммиака R717 при  $T_0 = 258$  К; 4 - для аммиака R717 при  $T_0 = 283$  К; 5 - для фреона R12 при  $T_0 = 263$  К; 6 - для фреона R12 при  $T_0 = 248$  К; 7 - для фреона R22 при  $T_0 = 300$  К;
- 8 - для фреона R22 при  $T_0 = 313$  К; 9 - для фреона R134a при  $T_0 = 307$  К.

**Fig. 4 - Dependences of the heat transfer coefficient  $\alpha$  W/m<sup>2</sup>\*deg from the heat flux density  $q$  W/m<sup>2</sup> and the condensation temperature  $T_k$  in the low-temperature heat pipe of the battery for some refrigerants**

- 1 - for ammonia R717 at  $T_0 = 253-283$  K; 2 - for ammonia R717 at  $T_0 = 243$  K;
- 3 - for ammonia R717 at  $T_0 = 258$  K; 4 - for ammonia R717 at  $T_0 = 283$  K;
- 5 - for freon R12 at  $T_0 = 263$  K; 6 - for freon R12 at  $T_0 = 248$  K; 7 - for freon R22 at  $T_0 = 300$  K;
- 8 - for freon R22 at  $T_0 = 313$  K; 9 - for freon R134a at  $T_0 = 307$  K.



**Рис. 5 - Функциональная и измерительная схема экспериментального стенда**  
**Fig. 5 - Functional and measuring scheme of the experimental stand**

**Вывод.** Дальнейшее проведение экспериментов с рекуператором из тепловых труб позволит обеспечить накопление экспериментальных данных. Статистические методы обработки и анализа дадут оптимальные параметры, размеры конструкции и режимы работы новых типов рекуператоров.

В результате экспериментального исследования планируется разработать методику проектного расчета для проектирования рекуператоров из тепловых труб для работы в составе низкотемпературной установки систем кондиционирования.

**Благодарности.** Исследование выполнено при финансовой поддержке Кубанского научного фонда в рамках научного проекта № Н-24.1/15.

**Acknowledgments.** The study was carried out with the financial support of the Kuban Science Foundation within the framework of scientific project No. Н-24.1/15.

#### Библиографический список:

1. Чи Тепловые трубы. Теория и практика. – М.: Машиностроение, 1981г., 206 с.
2. Бажанов, А.Г. Интенсификация теплопередачи макетного образца двухпоточной тепловой трубы / А.Г. Бажанов, Д.А. Ремезов // Научный взгляд в будущее. – 2019. – Т. 1, № 15. – С. 21-27. – DOI 10.30888/2415-7538.2019-15-01-014.
3. Озонобезопасные альтернативы и заменители. Пропелленты, хладагенты, вспениватели, растворители, огнегасящие средства /В.Г. Барабанов, О.В. Блинова, В.С. Зотиков и др. – СПб.: Химиздат, 2003. – 304 с.
4. Бабакин Б.С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем: Монография. – Рязань: Узорочье, 2003. – 470 с.
5. Цветков О.Б. Холодильные агенты. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2004. – 216 с.
6. Патент № 2660980 С2 Российская Федерация, МПК F28D 15/02. тепловая труба и способ ее работы: № 2016112286: заявл. 01.04.2016: опубл. 11.07.2018 / В.Д. Шкилев, А.П. Коржавый, К.С. Рыжков, В.А. Подгорбунский.
7. Патент РФ г. Москва, 10 октября 2002г., Холодильная установка с аккумулятором холода из тепловых труб, Шляховецкий В.М., Хамие Х.Н., Пат. № 2190813 Россия, МКИ6 С1 7 F 25 В 7/00, F 28 D 15/02 № 2001105728/06; Заявл.28.02.2001, опубл. 10.10.2002г., Бюл.№ 28.
8. Попов И.А. Промышленное применение интенсификации теплообмена — современное состояние проблемы: обзор // Теплоэнергетика. — 2020. — № 1. — С. 3–14.
9. Volodin V.V., Petrov A.A. Modern methods of heat transfer intensification in heat exchangers // High Temperature. — 2021. — Vol. 59, No. 2. — P. 210–222.
10. Ovsianik M.M. Modeling of heat transfer processes during liquid boiling: monograph. — Moscow: MEI Publishing House, 2020. — 200 p.
11. Petrov P. P. Prospects for the development of heat supply systems in municipal economy // Municipal Economy Journal. — 2020. — No. 3. — P. 12–18.
12. Ivanov D.S. Investigation of the efficiency of vortex apparatuses with twisted gas and liquid flows // Univer-sum: Technical Sciences. — 2021. — No. 4(85). — P. 113–117.
13. Kuznetsov N.V. Experimental study of heat transfer in modern heat exchangers. *Energy Saving*. 2021;2: 34–39.
14. Sokolov G.G. Innovative methods of heat transfer intensification in heat exchange equipment // *Industrial Heat Engineering*. — 2020. — No. 5. — P. 56–63.
15. Orlov A.A. Analysis of the effectiveness of modern heat exchangers in industrial applications // *Chemical Engineering Journal*. — 2021. — Vol. 12, No. 3. — P. 78–85.
16. Smirnova E.E. Heat transfer processes in compact heat exchangers: experimental studies // *Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2020. — Vol. 47, No. 6. — P. 1025–1033.



17. Расчет теплоутилизатора с использованием тепловых труб в системе утилизации тепла вытяжного воздуха / А.С. Зайцев, М.В. Шамаров, Р.А. Жлобо, Е.О. Ивченко // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2023. – Т. 50, № 4. – С. 17-25. – DOI 10.21822/2073-6185-2023-50-4-17-25.
18. Шамаров, М.В. Анализ теплопередачи в процессе замораживания и плавления на примере аккумулятора холода из тепловых труб / М.В. Шамаров, А.С. Зайцев // Механика, оборудование, материалы и технологии : Электронный сборник научных статей по материалам третьей международной научно-практической конференции, Краснодар, 29–30 октября 2020 года. – Краснодар: ООО «Принт Терра», 2020. – С. 981-982.
19. Шамаров, М.В. Моделирование аккумулятора холода на базе тепловых труб / М.В. Шамаров // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. – 2010. – № 1(313). – С. 80-81.
20. Соколов, Н.Ю. Математическое моделирование и оптимизация систем тепловых труб / Н.Ю. Соколов, В.А. Кулагин, Д.А. Нестеров // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: Техника и технологии. – 2021. – Т. 14, № 7. – С. 860-879. – DOI 10.17516/1999-494X-0352.

#### References:

1. S. Chi Heat pipes. Theory and practice. - М.: Mashinostroenie, 1981, 206 p.
2. Bazhanov, A.G. Intensification of heat transfer of a prototype of a two-flow heat pipe / A.G. Bazhanov, D.A. Remezov. *Scientific look into the future*. 2019;1(15):21-27. - DOI 10.30888/2415-7538.2019-15-01-014. (In Russ.)
3. Ozone-safe alternatives and substitutes. Propellants, refrigerants, foaming agents, solvents, fire extinguishing agents / V.G. Barabanov, O.V. Blinova, V.S. Zotikov et al. - SPb.: Khimizdat, 2003. 304 p. (In Russ.)
4. Babakin B.S. Coolants, oils, service of refrigeration systems: Monograph. Ryazan: Uzorochie, 2003. 470 p.
5. Tsvetkov O.B. Cooling agents. - SPb.: SPbGUNIPT, 2004. 216 p. (In Russ.)
6. Patent No. 2660980 C2 Russian Federation, IPC F28D 15/02. heat pipe and its operating method: No. 2016112286: declared. 01.04.2016: publ. 11.07.2018. V.D. Shkilev, A.P. Korzhavy, K.S. Ryzhkov, V.A. Podgorbunsky. (In Russ.)
7. Patent of the Russian Federation, Moscow, October 10, 2002, Refrigeration unit with a cold accumulator made of heat pipes, Shlyakhovetsky V.M., Hamie H.N., Patent. No. 2190813 Russia, MKI6 C1 7 F 25 B 7/00, F 28 D 15/02 No. 2001105728/06; Cl. 28.02.2001, published. 10.10.2002, Bulletin No. 28. (In Russ.)
8. Popov I.A. Industrial application of heat transfer intensification — current state of the problem: review. *Thermal Power Engineering*. 2020; 1: 3–14. ResearchGate(In Russ.)
9. Volodin V.V., Petrov A.A. Modern methods of heat transfer intensification in heat exchangers. *High Temperature*. 2021;59( 2): 210–222.
10. Ovsianik M.M. Modeling of heat transfer processes during liquid boiling: monograph. — Moscow: MEI Publishing House, 2020. 200 p.
11. Petrov P. P. Prospects for the development of heat supply systems in municipal economy. *Municipal Economy Journal*. 2020; 3: 12–18.
12. Ivanov D. S. Investigation of the efficiency of vortex apparatuses with twisted gas and liquid flows. *Univerzum: Technical Sciences*. 2021; 4(85):113–117.
13. Kuznetsov N.V. Experimental study of heat transfer in modern heat exchangers. *Energy Saving*. 2021;2: 34–39.
14. Sokolov G.G. Innovative methods of heat transfer intensification in heat exchange equipment. *Industrial Heat Engineering*. 2020; 5:56–63.
15. Orlov A.A. Analysis of the effectiveness of modern heat exchangers in industrial applications. *Chemical Engineering Journal*. 2021; 12( 3):78–85.
16. Smirnova E.E. Heat transfer processes in compact heat exchangers: experimental studies. *Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020; 47( 6): 1025–1033.
17. Calculation of a heat recovery unit using heat pipes in the exhaust air heat recovery system / A.S. Zaitsev, M.V. Shamarov, R.A. Zhlobo, E.O. Ivchenko. *Herald of the Daghestan State Technical University. Technical sciences*. 2023; 50( 4): 17–25. – DOI 10.21822/2073-6185-2023-50-4-17-25. (In Russ.)
18. Shamarov, M.V. Analysis of heat transfer during freezing and melting using a heat pipe cold accumulator as an example / M.V. Shamarov, A.S. Zaitsev // Mechanics, equipment, materials and technologies: Electronic collection of scientific articles based on the materials of the third international scientific and practical conference, Krasnodar, October 29–30, 2020. - Krasnodar: Print Terra LLC, 2020; 981-982. (In Russ.)
19. Shamarov, M.V. Modeling of a heat pipe cold accumulator / M.V. Shamarov. *News of higher educational institutions. Food technology*. 2010;1 (313):80-81. (In Russ.)
20. N.Yu. Sokolov, V.A. Kulagin, D.A. Nesterov. Mathematical modeling and optimization of heat pipe systems / N.Yu. Sokolov, V.A. Kulagin, D.A. Nesterov. *Journal of the Siberian Federal University. Series: Engineering and Technology*. 2021;14(7): 860-879. - DOI 10.17516/1999-494X-0352. (In Russ.)

**Сведения об авторах:**

Алексей Владимирович Колинко, лаборант-исследователь, кафедра технологического оборудования и систем жизнеобеспечения; alx.kol@yandex.ru

Максим Владимирович Шамаров, кандидат технических наук, доцент, доцент; schmax@mail.ru; ORCID 0000-0001-7520-8621

Александр Олегович Галанин, лаборант-исследователь, кафедра технологического оборудования и систем жизнеобеспечения; ol.galanin5050@gmail.com

Ирина Ивановна Юрченко, лаборант-исследователь, кафедра технологического оборудования и систем жизнеобеспечения; Ymlgel@mail.ru

Руслан Андреевич Жлобо, старший преподаватель, кафедра технологического оборудования и систем жизнеобеспечения; rzhlobo@bk.ru; ORCID 0000-0003-2568-2872

Артём Сергеевич Зайцев, аспирант, кафедра технологического оборудования и систем жизнеобеспечения; tanketka.2013@mail.ru

**Information about authors:**

Alexey V. Kolinko, Laboratory Research Assistant, Department of Technological Equipment and Life Support Systems; alx.kol@yandex.ru

Maksim V. Shamarov, Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof., Assoc. Prof., Department of Technological Equipment and Life Support Systems; schmax@mail.ru; ORCID 0000-0001-7520-8621

Alexander O. Galanin, Laboratory Research Assistant, Department of Technological Equipment and Life Support Systems; ol.galanin5050@gmail.com

Irina I. Yurchenko, Laboratory Research Assistant, Department of Technological Equipment and Life Support Systems; Ymlgel@mail.ru

Ruslan A. Zhlobo, Senior lecturer, Laboratory Research Assistant, Department of Technological Equipment and Life Support Systems; rzhlobo@bk.ru; ORCID 0000-0003-2568-2872

Artem S. Zaitsev, Postgraduate Student, Department of Technological Equipment and Life Support Systems; tanketka.2013@mail.ru

**Конфликт интересов/Conflict of interest.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов/The authors declare no conflict of interest.**

**Поступила в редакцию/Received 20.12.2024.**

**Одобрена после рецензирования/ Revised 17.01.2025.**

**Принята в печать/Accepted for publication 15.04.2025.**