

Борис Гаврилович АКСЕНОВ¹
Олег Андреевич СТЕПАНОВ²
Наталья Владимировна РЫДАЛИНА³

УДК 62-69

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА СО ВСТАВКАМИ ИЗ ПОРИСТОГО МЕТАЛЛА

¹ доктор физико-математических наук,
профессор кафедры промышленной теплоэнергетики,
Тюменский индустриальный университет
aksenovbg@tyuiu.ru

² доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики,
Тюменский индустриальный университет
stepanovoa@tyuiu.ru; ORCID: 0000-0002-9202-2885

³ аспирант, ассистент кафедры промышленной теплоэнергетики,
Тюменский индустриальный университет
rydalinanv@tyuiu.ru; ORCID: 0000-0002-5628-188X

Аннотация

При создании и производстве теплообменных аппаратов одной из основных задач является повышение эффективности теплообмена. Использование в теплообменных аппаратах пористых металлов является одним из перспективных способов увеличения интенсивности теплообмена, чем обусловлена актуальность исследования. В работе приводится обзор состояния данного вопроса по литературным источникам. Цель работы — провести экспериментальное изучение теплообменного аппарата с пористыми материалами, составить математическую модель, позволяющую проводить аналитические расчеты таких теплообменных аппаратов, подтвердить правильность

Цитирование: Аксенов Б. Г. Экспериментальное исследование и математическая модель теплообменного аппарата со вставками из пористого металла / Б. Г. Аксенов, О. А. Степанов, Н. В. Рыдалина // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2020. Том 6. № 2 (22). С. 22-40.
DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-2-22-40

составленной модели экспериментально. Создан экспериментальный стенд, позволяющий изучить теплообменный аппарат, в котором используется пористый алюминий. Горячий теплоноситель — теплая вода, которая течет по трубкам, проходящим сквозь пористый металл. Сквозь поры протекает холодный теплоноситель — фреон, который охлаждает воду. Приводится принципиальная схема и описание стенда. Проведен цикл испытаний. Приведено сравнение интенсивности теплообмена для материалов различной пористости.

Использование типовых методик расчета теплообменных аппаратов в рассматриваемом случае не представляется возможным ввиду отсутствия стандартных способов определения площади внутренней поверхности с порами. В ходе выполнения работы стандартное уравнение, описывающее охлаждение пористого тела, было предложено дополнить функцией распределенных источников тепла. В результате получена математическая модель рассматриваемого теплообменного аппарата в упрощенном виде, которая может быть использована в технических расчетах. Результаты расчета по полученной методике соотнесены с данными проведенных экспериментов. Отклонения эмпирических и теоретических данных в допустимых пределах. Полученные результаты дают возможность использовать пористые металлы с целью увеличения интенсивности теплообмена при изготовлении теплообменных аппаратов. Данная методика позволяет производить расчеты при неизвестной площади поверхности теплообмена, учитывая при этом теплоемкость и теплоту фазового перехода, если таковой имеет место.

По методологии статья является экспериментально-теоретической. Проводятся эксперименты на созданном лабораторном стенде. Параллельно производятся расчеты по разработанной математической модели. Полученные результаты сравниваются. Делаются выводы теоретического и прикладного характера.

Ключевые слова

Теплообменные аппараты, пористые материалы, экспериментальная установка, принципиальная схема, математическая модель, аналитическое решение, интенсивность теплообмена, погрешность метода, практическая целесообразность.

DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-2-22-40

Введение

Задача энергоэффективности является определяющей в развитии различных отраслей промышленности и в коммунальном хозяйстве, она всегда актуальна. С целью повышения энергоэффективности используются новые технологии, конструкции и материалы, в том числе пористые металлы [1, 13]. Перспективно применение пористых металлов в элементах теплообменных аппаратов, используемых в тепловых насосах, холодильных установках и конденсаторах паровых турбин. Пористые металлы при этом позволяют увеличить теплосъем в несколько раз [8-10].

Для увеличения интенсивности теплообмена с использованием пористых металлов используют различные конструкции теплообменных аппаратов в зависимости от того, где их применяют.

Так, в химических и нефтехимических производствах слоем пористых металлов покрывают внутренние и внешние части труб теплообменных аппаратов, предназначенных для охлаждения воды. Такие покрытия являются турбулизаторами потоков воды и позволяют увеличить коэффициент теплоотдачи в 2-4 раза [3, 4].

В конструкции систем охлаждения ракетных двигателей используют пористые сетчатые материалы, заменяя привычные оребренные поверхности. При этом с целью снижения гидравлических потерь предлагается перейти от общеизвестного продольно-канального движения теплоносителя к продольно-поперечному (межканальному) через пористый металл, который изготавливают методом диффузионной сварки в вакууме металлических тканых сеток [11, 12].

Известны и другие типы конструкций теплообменных аппаратов с пористыми металлами, которые могут быть использованы в различных отраслях. Существуют конструкции пластинчатых теплообменников, в которых межпластинчатые каналы для движения теплоносителей заполнены пористыми металлическими вставками, в которых имеются каналы малых диаметров и большая удельная площадь внутренней поверхности теплообмена, что обеспечивает увеличение интенсивности теплообмена используемых теплоносителей. Теплообменные аппараты такого типа и их каналы могут иметь различную форму [14, 16].

Кроме того, используются оригинальные конструкции испарительных элементов, которые предназначены для охлаждения тел. Примыкающий к теплопередающей поверхности испарительный элемент представляет собой трехслойную стенку, слои которой имеют разную пористость. Крайние слои изготавливаются из металла со средней пористостью порядка 0,5, а средний слой — из металла с низкой пористостью порядка 0,20-0,25 [7].

Разнообразие пористых структур и соответствующих теплообменных аппаратов обусловлено широкой сферой их применения. Большая их часть предназначена для теплоносителей типа «газ — газ» и «газ — вода» с однофазовым теплоносителем. Также они могут быть полезны во многих теплонапряженных устройствах, таких как ракетные двигатели, лопатки газовых турбин, элементы электронной аппаратуры [5, 17, 18].

Конструкции теплообменных аппаратов, в которых используют течение теплоносителей с фазовым переходом, весьма разнообразны: существуют теплообменники с герметичными каналами для стабилизации температуры одного из теплоносителей, а также теплообменные аппараты, заполненные пористыми металлами, при течении одного из теплоносителей; применяют пористые структуры в теплообменных элементах и теплообменных аппаратах с объемным тепловыделением [19, 20].

Анализ литературных источников показывает, что использование пористых металлов в теплообменных аппаратах представляет научный и практический интерес, обуславливающий активную исследовательскую работу в этом направлении.

На кафедре промышленной теплоэнергетики Тюменского индустриального университета создана установка для экспериментального исследования эффективности использования таких материалов. Объект исследования — процесс

теплообмена в теплообменниках типа «жидкость — газ», содержащих пористые вставки. Теплоносители, используемые в установке, без фазового перехода и с фазовым переходом.

За теоретическую основу создания установки с теплообменниками типа «вода — газ», в которых используются теплоносители с фазовым переходом, взяты исследования И. А. Попова и других авторов [2, 15].

Цель работы — экспериментальное и теоретическое исследование интенсивности теплообмена в теплообменниках типа «вода — газ» с фазовым переходом теплоносителя, содержащего пористые вставки различной пористости.

Был проведен цикл испытаний, обработка результатов которых свидетельствует о целесообразности применения пористых металлов в теплообменном оборудовании.

Ввиду отсутствия стандартных способов определения площади внутренней поверхности с порами использование типовых методик расчета теплообменных аппаратов в рассматриваемом случае не представляется возможным. Была получена математическая модель рассматриваемого теплообменного аппарата в упрощенном виде, которая может быть использована в технических расчетах. Результаты расчета по полученной методике соотнесены с данными проведенных экспериментов. Отклонения эмпирических и теоретических данных в допустимых пределах.

Проведено сравнение интенсивности теплообмена материалов различной пористости. Полученная методика позволяет производить расчеты при неизвестной площади поверхности теплообмена, учитывая теплоемкость и теплоту фазового перехода при его наличии (например, если в качестве горячего теплоносителя используется антифриз, охлаждаемый до достаточно низких температур).

Методы

Экспериментальное исследование

Схема экспериментального стенда, который позволяет исследовать интенсивность теплообмена в теплообменных аппаратах с пористыми металлами, представлена на рис. 1.

Созданные теплообменные аппараты представляют собой кожухотрубные теплообменники, внутри которых 19 медных трубок для течения горячего теплоносителя — воды. На трубки каждого из трех теплообменников нанизано по четыре цилиндрических пористых вставки из алюминия. Пористость вставок первого теплообменника составляет 0,490 1, пористость вставок второго теплообменника — 0,616 9, третий теплообменник — со вставками 0,473 9. При изготовлении четвертого теплообменника пористые вставки не использовались. Внутренняя часть теплообменного аппарата с пористыми вставками представлена на рис. 2.

Пористые вставки имеют высоту 50 мм и диаметр 49 мм. В каждой вставке для трубок, по которым движется вода, имеется по 19 отверстий с диаметром 6 мм. Сквозь поры алюминиевых вставок происходит движение фреона.

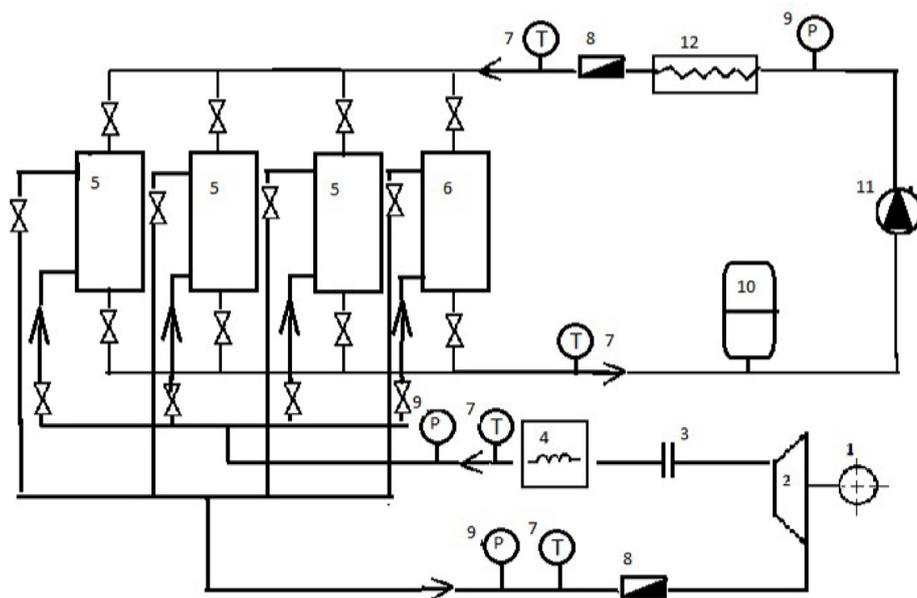


Рис. 1. Схема установки для исследования интенсивности теплообмена: 1 — электродвигатель, 2 — компрессор, 3 — конденсатор, 4 — дроссель, 5 — теплообменники с пористыми вставками, 6 — стандартный теплообменник, 7 — датчик температуры, 8 — расходомер, 9 — датчик давления, 10 — расширительный бак, 11 — насос, 12 — котел

Fig. 1. The principle scheme of the experimental test unit: 1 — electric motor, 2 — compressor, 3 — condenser, 4 — throttle, 5 — heat exchangers with porous inserts, 6 — standard heat exchanger, 7 — temperature sensor, 8 — flow meter, 9 — pressure sensor, 10 — expansion tank, 11 — pump, 12 — boiler



Рис. 2. Вставки из пористого алюминия

Fig. 2. Inserts made of porous aluminum

Для создания различных условий экспериментов установка снабжена задвижками и кранами, которые позволяют ввести в работу либо каждый из теплообменников отдельно, либо все теплообменники сразу, либо группу теплообменников. При помощи шарового крана перекрывалась подача воды (или фреона — для фреонового контура) в теплообменники, не участвующие в эксперименте.

На созданном стенде проведено несколько серий экспериментов. Первая серия испытаний проходила следующим образом. Расход воды регулировался шаровым краном. Фиксировались показания температуры на входе в теплообменник и на выходе из него. Показания расхода также фиксировались. С целью исключения случайных погрешностей при каждом значении расхода показания изменения температуры снимались по 10 раз. Находилось среднее значение серии экспериментов. По полученным величинам определялся массовый расход фреона и количество теплоты Q , передаваемое от воды фреону.

Серия опытов была поставлена для каждого теплообменного аппарата. Каждая серия проводилась при четырех значениях расхода. В результате были получены данные, позволяющие оценить интенсивность теплообмена.

После группировки данных и их анализа наибольшая интенсивность теплообмена, по сравнению с другими теплообменниками при одних и тех же значениях расхода воды, была отмечена у второго теплообменника. Интенсивность теплообмена у четвертого теплообменника (без пористого материала) оказалась ниже, чем у тех, в которых есть пористый металл. Результаты представлены на рис. 3.

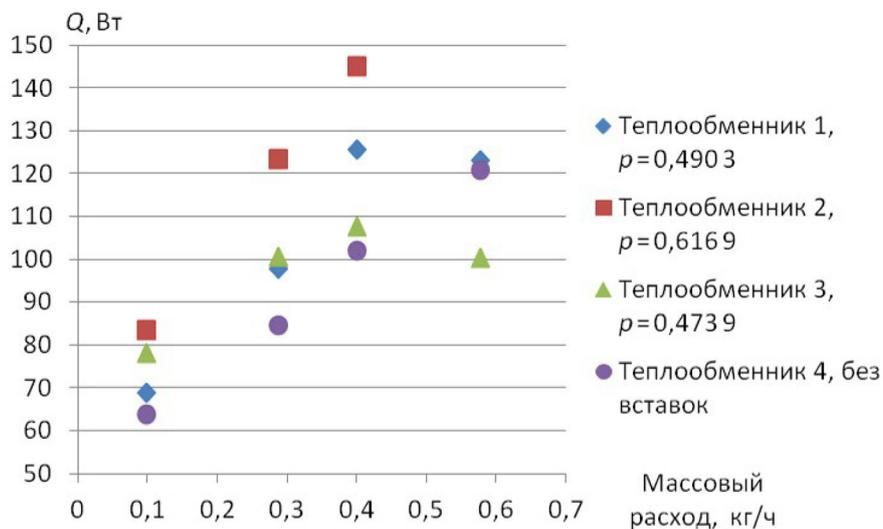


Рис. 3. Результаты измерений интенсивности теплообмена в теплообменниках с пористыми вставками и без них

Fig. 3. Results of measurements of heat transfer intensity in heat exchangers with and without porous inserts

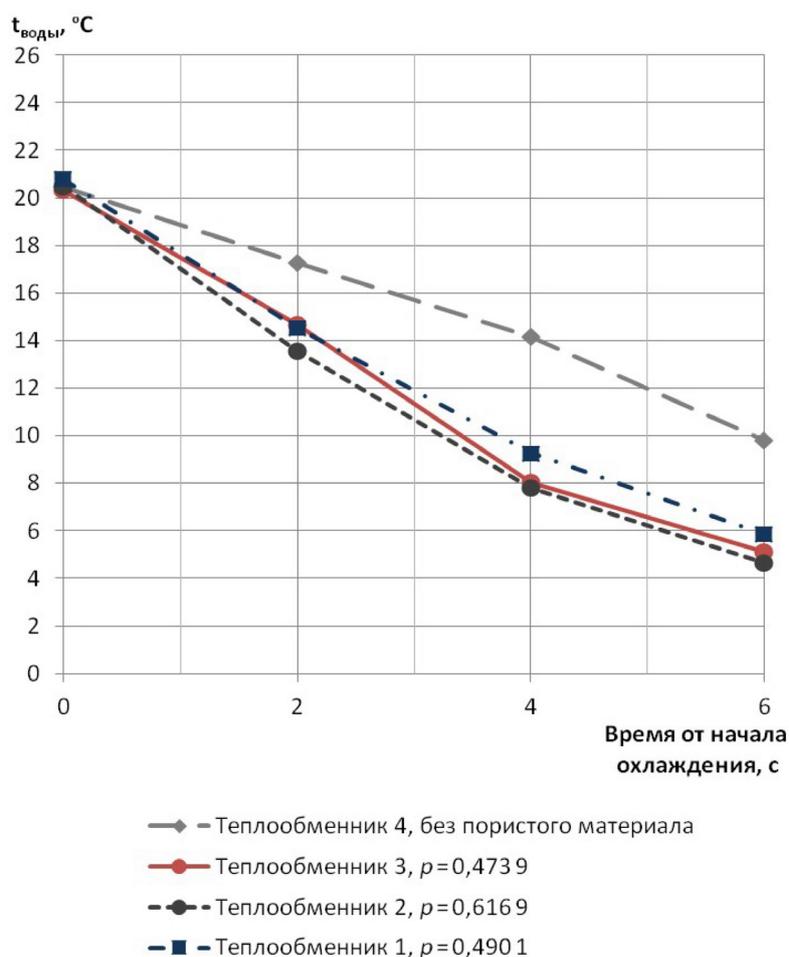


Рис. 4. График изменения температуры воды при охлаждении фреоном

Fig. 4. The graph of temperature changes in water cooled by freon

Следующая серия экспериментов проводилась при стабильном расходе охлаждаемого теплоносителя — воды. Воду с комнатной температурой порядка 20-22 °С охлаждали в контуре при работающем фреоне до температуры порядка 3-5 °С. При этом фиксировали каждые 2 мин температуру воды и другие показатели по имеющимся приборам. Опыты повторяли на каждом теплообменнике, измерения также повторялись до 10 раз. В результате получены данные, сгруппированные и представленные на рис. 4.

Обобщая результаты измерений, полученные по окончании данной серии экспериментов, можно отметить более эффективный теплообмен в теплообменных аппаратах с использованием пористого алюминия. Кроме того, стоит обратить внимание, что наиболее эффективным оказался теплообменник, имеющий наибольшую пористость из рассматриваемых аппаратов.

Математическая модель

Рассматривается пористый цилиндр (пористая вставка), изготовленный из алюминия, с постоянным коэффициентом теплопроводности λ_c . Цилиндр хорошо изолирован, поэтому полагаем, что теплообмен с внешней средой через его поверхность отсутствует. Внутри пористого цилиндра проходит 19 медных трубок, через которые протекает охлаждаемая вода с температурой на входе $t_{\text{вх}}$ (рис. 5).

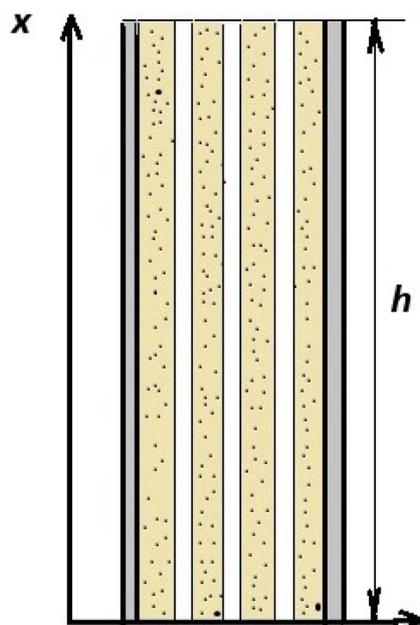


Рис. 5. Пористый цилиндр с трубками

Fig. 5. Porous tube cylinder

Фреон поступает в теплообменники снизу вверх и непрерывно проходит через часть теплообменника, которая заполнена пористым металлом, с постоянным удельным массовым расходом G_c . Вода, которой заполнен второй контур установки, поступает в трубки сверху вниз (схема противотока) с постоянным удельным массовым расходом G_b . Вода поступает в теплообменник с температурой $t_{\text{вх}}$, за время прохождения ее через теплообменник температура воды снижается и становится равной $t_{\text{вых}}$. Далее вода с температурой $t_{\text{вых}}$ движется по контуру и поступает в теплообменник с температурой $t_{\text{вх1}} = t_{\text{вых}}$. После этого температура на выходе будет уже другой, и вода при такой температуре снова поступает в теплообменник и еще больше охлаждается. Таким образом, температура циркулирующей в контуре воды постепенно уменьшается при работающем холодильном контуре. Поставлена задача: найти зависимость температуры воды на выходе от общего времени работы аппарата и сравнить расчетные данные с экспериментальными.

Площадь внутренней поверхности трубок S известна. Объем пористой вставки V известен. Температура фреона на входе и выходе $t(0) = t_{c1}$ и $t(h) = t_{c2}$, удельные массовые расходы фреона и воды (G_c и G_b) измеряются в ходе эксперимента. Заданы теплоемкость фреона и воды — c_{pc} и c_{pb} .

Пористость вставок p рассматривается как отношение объема пор ко всему объему материала. Пористость считается равномерной, следовательно, на единице поверхности, нормальной к направлению потока газа, сечение для прохода газа $f_{ж} = p$, а сечение твердого скелета, участвующего в теплопроводности, равно $f_c = 1 - f_{ж} = 1 - p$.

Плотность теплового потока за счет теплопроводности самой пористой вставки в сечении x и $x + dx$ запишется следующим образом [6]:

$$q_x = -\lambda_c \frac{dt}{dx} (1 - p), \quad (1)$$

$$q_{x+1} = -\lambda_c \frac{d}{dx} \left(t + \frac{dt}{dx} dx \right) (1 - p). \quad (2)$$

В условиях стационарного режима изменение теплового потока на участке dx произойдет вследствие теплообмена между твердым телом и протекающей через поры жидкостью, т. е.

$$dq = q_x - q_{x+dx} = G_c \cdot c_{pc} dt \quad (3)$$

или

$$-\lambda_c \frac{dt}{dx} (1 - p) + \lambda_c \frac{dt}{dx} (1 - p) + \lambda_c \frac{d^2 t}{dx^2} (1 - p) dx = G_c \cdot c_{pc} dt. \quad (4)$$

Следовательно, для области $0 \leq x \leq h$ дифференциальное уравнение запишется как

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \frac{G_c \cdot c_{pc}}{\lambda_c (1 - p) dx} \cdot \frac{dt}{dx} = 0. \quad (5)$$

Таким образом, для одномерной задачи охлаждения пористого тела получено уравнение:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \xi_c \frac{dt}{dx} = 0, \quad (6)$$

где $(G_c \cdot c_{pc}) / (\lambda_c (1 - p)) = \xi_c$.

При выводе этого уравнения сделано предположение, что вся передача теплоты внутри пористого тела осуществляется за счет теплопроводности через твердую фазу и что температуры твердого тела и теплоносителя почти не отличаются друг от друга в любой точке пористой структуры. Если принять это предположение, то уравнение (6) может описывать процесс теплообмена в однородной пористой вставке, т. е. без трубок с водой (рис. 5). В этом случае температурное поле можно считать одномерным, учитывая теплоизоляцию. При

наличии трубок с водой температурное поле становится двумерным и уравнение (6) не работает.

Предлагается дополнить это уравнение функцией распределенных источников (стоков) тепла, которая с некоторой погрешностью описывает процесс передачи тепла от пористого материала через стенки медных трубок к воде:

$$q = \frac{\alpha \cdot (t_B - t) \cdot S}{\lambda_B \cdot V_B}. \quad (7)$$

В результате получается уравнение:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \xi_c \frac{dt}{dx} + \frac{\alpha \cdot (t_B - t) \cdot S}{\lambda_B \cdot V_B} = 0, \quad (8)$$

где V_B — объем пористых вставок; α — коэффициент теплоотдачи от медной стенки к воде; t_B — температура воды при данном значении x .

Условия однозначности:

$$0 \leq x \leq h, \quad t(0) = t_{c1}, \quad t(h) = t_{c2}. \quad (9)$$

При выводе уравнения (8) пренебрегли тепловым сопротивлением медных стенок.

Решение существенно упрощается, если предположить, что $t_B - t = \text{const}$. Это предположение вполне допустимо при малой высоте вставки h и при использовании схемы противотока. Величину α находим по уравнениям конвективного теплообмена в трубах.

Обозначим: $(\alpha \cdot (t_B - t) \cdot S) / (\lambda_B \cdot V_B) = A$. Уравнение (8) примет вид:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \xi_c \frac{dt}{dx} + A = 0. \quad (10)$$

Краевая задача (8)-(9) решается стандартными методами математического анализа. Общее решение линейного однородного уравнения (8) имеет вид:

$$t = \frac{A}{\xi_c} x + \frac{e^{\xi_c x}}{\xi_c} C_1 + C_2. \quad (11)$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются из граничных условий — при $x = 0, t = t_{c1}$ и при $x = h, t = t_{c2}$:

$$C_1 = \frac{\xi_c(t_{c2} - t_{c1}) - A \cdot h}{e^{\xi_c h} - 1}, \quad (12)$$

$$C_2 = t_{c1} - \frac{1}{\xi_c} \cdot \frac{\xi_c(t_{c2} - t_{c1}) - A \cdot h}{e^{\xi_c h} - 1}. \quad (13)$$

И после преобразований — частное решение:

$$t = t_{c1} + \frac{A}{\xi_c} x + (e^{\xi_c x} - 1) \cdot \frac{t_{c2} - t_{c1} - \frac{A}{\xi_c} h}{e^{\xi_c h} - 1}. \quad (14)$$

Продифференцируем полученную функцию температуры по переменной x :

$$\frac{dt}{dx} = \frac{A}{\xi_c} x + \frac{(t_{c2} - t_{c1}) \cdot \xi_c - A \cdot h}{e^{\xi_c h} - 1} e^{\xi_c x}. \quad (15)$$

Плотность теплового потока определяется формулой:

$$q = -\lambda_c \cdot (1 - p) \frac{dt}{dx}, \quad (16)$$

где λ_c — коэффициент теплопроводности стенки из алюминия.

Зная функцию (14), получаем формулу для плотности теплового потока для рассматриваемого случая:

$$q = -\lambda_c \cdot (1 - p) \cdot \left(\frac{A}{\xi_c} x + \frac{(t_{c2} - t_{c1}) \cdot \xi_c - A \cdot h}{e^{\xi_c h} - 1} e^{\xi_c x} \right). \quad (17)$$

Величина $\Delta Q = Q(h) - Q(0)$ (где ΔQ — количество тепла) при отсутствии теплопотерь равна теплоте, передающейся от воды фреону. Объем находящейся в трубках воды равен V_T . Это внутренний объем трубок. Теплоемкость и плотность воды соответственно $c_{pв}$ и $\rho_в$. Пусть $t_{вх1}$, $t_{вых1}$ — соответственно температура воды на входе и на выходе в первом цикле. Начальная температура воды равна $t_{нач}$; $t_{вх1} = t_{нач}$.

При известном ΔQ получаем:

$$\Delta t_T = \frac{\Delta Q}{c_{pв} \cdot V_T \cdot \rho_в}. \quad (18)$$

Температуру воды на выходе из теплообменника можно определить по формуле:

$$t_{вых1} = t_{нач} - \Delta t_T, \quad (19)$$

Вода с температурой $t_{вых1}$ поступает обратно в контур и с этой же температурой поступает снова в теплообменный аппарат: $t_{вх2} = t_{нач} - \Delta t_T = t_{вых1} - \Delta t_T$.

По формулам, аналогичным (18)-(19), находим $t_{вых2}$, $t_{вх3}$ и т. д.

Результаты

Рассмотрим в качестве примера охлаждение воды фреоном 404А при следующих исходных данных: $\lambda_c = 209,3$ Вт/(м · К) — коэффициент теплопроводности алюминия; $c_{pв} = 4187$ Дж/(кг · К) — теплоемкость воды; $p = 0,4903$ — коэффициент пористости; $t_{вх} = 14,8$ °С — температура на входе по данным эксперимента; $t_{вых} = 14,24$ °С — температура на выходе по данным эксперимента; $\nu = 1,1704 \cdot 10^{-6}$ м²/с — кинематическая вязкость воды при среднем значении температуры $t_{ср.в} = 14,52$ °С; $\lambda_в = 58,53$ Вт/(м · К) — коэффициент теплопроводности воды при среднем значении температуры $t_{ср.в} = 14,52$ °С; $d_{вн} = 0,004$ м — внутренний диаметр медной трубки; $d_{внешн} = 0,006$ м — внешний диаметр медной трубки; $d = 0,049$ м — диаметр пористой вставки; $\lambda_м = 397$ Вт/(м · К) — коэффициент теплопроводности меди.

Согласно данным эксперимента, $G_B = 1,1777 \text{ м}^3/\text{ч} = (1,1777 \cdot 1000)/3600 = 0,3271 \text{ кг/с}$ — расход воды; $w = G_B / (S_{\text{тр. внутр}} \cdot \rho \cdot n) = (0,3271 \cdot 4) / (\pi \cdot 0,004^2 \times 1000 \cdot 19) = 1,3708 \text{ м/с}$ — скорость воды.

Далее найдем коэффициент ζ_c . Для этого из уравнения теплового баланса определим $G_c \cdot c_{pc}$.

По данным эксперимента, вода охлаждается на $\Delta t_B = -0,56 \text{ }^\circ\text{C}$, а фреон нагревается на $\Delta t_c = 9,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда: $G_c \cdot c_{pc} = (-G_B \cdot c_{pB} \cdot \Delta t_B) / \Delta t_c = (-0,3271 \cdot 4 \cdot 187 \times (-0,56)) / 9,5 = 80,74 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для подсчета ζ_c используют удельный массовый расход, поэтому определим площадь сечения пористой вставки: $S_{\text{сеч. с}} = (\pi \cdot d^2) / 4 - (\pi \cdot d_{\text{внешн}}^2 \cdot n) / 4 = (\pi \cdot 0,049^2) / 4 - (\pi \cdot 0,006^2 \cdot 19) / 4 = 0,001349 \text{ м}^2$.

Тогда $\zeta_c = 80,74 / (0,01349 \cdot 209,3 \cdot (1 - 0,4903)) = 562,05 \text{ (1/м)}$.

Далее найдем коэффициент A . Для того чтобы посчитать этот комплекс, необходимо найти коэффициент теплоотдачи α от медной стенки к воде. Чтобы определить коэффициент теплоотдачи, нужно посчитать число Рейнольдса и число Нуссельта.

$Re = (w \cdot d_{\text{вн}}) / \nu = (1,3708 \cdot 0,004) / (1,1704 \cdot 10^{-6}) = 4685$ — турбулентный режим течения.

При среднем значении температуры воды $t_{\text{ср. в}} = 14,52 \text{ }^\circ\text{C}$ — $Pr_{\text{ж}} = 8,39$, $Pr_{\text{с}} = 10,8292$.

$Nu = 0,021 \cdot 4685^{0,8} \cdot 8,39^{0,43} \cdot (8,39/10,8292)^{0,25} = 42,4913$; $\alpha = (Nu \cdot \lambda_B) / d_{\text{вн}} = (42,4913 \cdot 0,5853) / 0,004 = 6217,54 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $V_{\text{вст}} = (\pi \cdot d^2 \cdot l) / 4 - (\pi \cdot d_{\text{внешн}}^2 \cdot l \cdot n) / 4 = (\pi \cdot 0,049^2 \cdot 0,2) / 4 - (\pi \cdot 0,006^2 \cdot 0,2 \cdot 19) / 4 = 0,00027 \text{ м}^3$; $S_{\text{тр}} = \pi \cdot d \cdot l \cdot n = \pi \cdot 0,004 \cdot 0,2 \cdot 19 = 0,04773 \text{ м}^3$; $A = (6217,54 \cdot (14,52 - 8,05) \cdot 0,04773) / (209,3 \times (1 - 0,4903) \cdot 0,00027) = 66859,82 \text{ К}/\text{м}^2$.

Далее, проведя расчеты по уравнению (17) и рассчитав площадь поверхности теплообмена, окончательно получаем количество передаваемой теплоты от воды фреону: $\Delta Q = 2144,17 \text{ Вт}$.

При известном ΔQ по уравнению (18) находится изменение температуры воды после прохождения через трубки теплообменного аппарата. Получено следующее значение: $\Delta t_t = 1,5654 \text{ }^\circ\text{C}$.

Теоретическая температура на выходе из теплообменного аппарата по уравнению (19): $t_{\text{вых. теор}} = 14,8 - 1,5654 = 13,23 \text{ }^\circ\text{C}$.

Сравним с эмпирическим значением: $t_{\text{вых. эмп}} = 14,24 \text{ }^\circ\text{C}$.

Относительная ошибка вычислений получилась равной 7%, но в данной ситуации необходимо обратить внимание и на абсолютное отклонение температуры, которое составило 1,01 $^\circ\text{C}$.

Расчеты по представленной методике были проведены для каждого теплообменного аппарата и для каждого полученного по результатам эксперимента значения температуры. Температуру, при которой начинался эксперимент, не брали в расчеты, т. к. фреоновый контур при этом был только запущен и стационарный режим работы установки еще не был достигнут. Сравнение результатов

вычислений и данных эксперимента возможно лишь после 2 мин работы установки, поэтому начальное значение теоретических расчетов было принято равным температуре начала эксперимента. В результате проведенных вычислений были получены данные, представленные в таблице 1.

Таблица 1

Результаты сравнения полученных в опыте значений температуры воды с расчетными значениями

Table 1

Results of comparison of the water temperature values obtained in the experiment with the calculated values

Теплообменник (номер, пористость)	Время работы установки от начала запуска, мин	Температура, °С			
		$t_{\text{вх. эм}}$	$t_{\text{вых. эм}}$	$t_{\text{вых. теор}}$	Абсолютное отклонение
1, $p = 0,490$ 1	0	20,80	20,77	20,77	0,00
	2	14,80	14,24	13,23	1,01
	4	9,56	8,97	8,89	0,08
	6	6,08	5,66	4,85	0,81
2, $p = 0,616$ 9	0	20,50	20,50	20,50	0,00
	2	14,11	14,11	14,10	1,09
	4	8,10	8,10	7,86	0,32
	6	4,90	4,90	4,57	0,14
3, $p = 0,473$ 9	0	20,36	20,36	20,32	0,00
	2	15,14	13,88	14,22	0,34
	4	8,36	8,04	7,74	0,30
	6	5,34	3,13	4,89	1,76

Сопоставив теоретические расчеты и данные экспериментальных измерений, получили по каждому из теплообменных аппаратов результаты, которые наглядно представлены на графиках (рис. 6).

Полученные графики показывают, что эмпирические и теоретические кривые практически совпадают. Это подтверждает правильность полученной модели, имеющей небольшие погрешности в пределах допустимых значений.

Заключение

В результате проведенного исследования можно сделать несколько выводов.

1. В теплообменных аппаратах, изготовленных со вставками из пористого металла, интенсивность теплообмена выше по сравнению с теплообменником, в котором такие вставки отсутствуют.

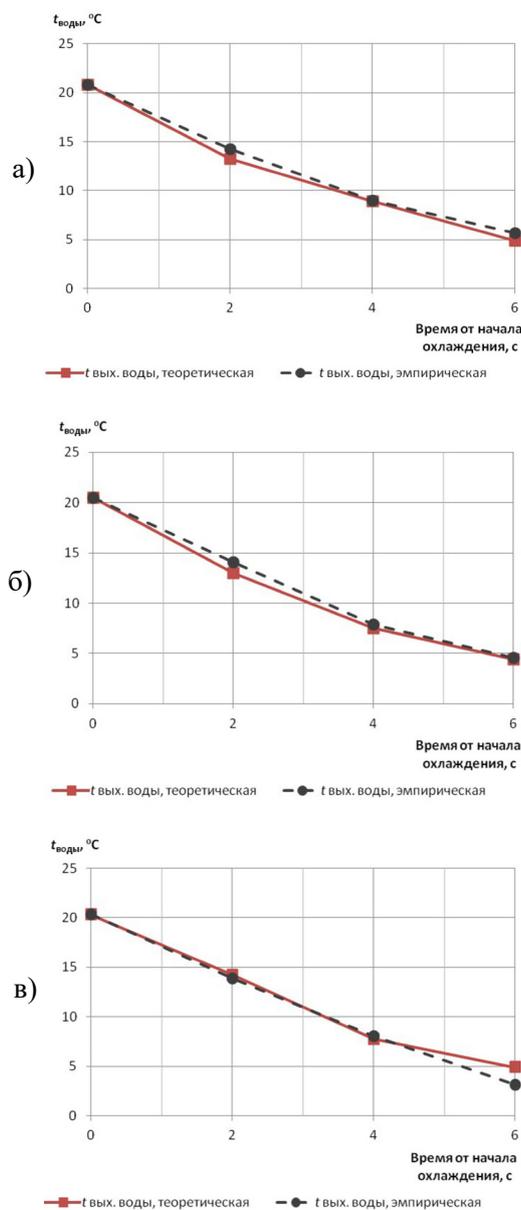


Рис. 6. Теоретические и эмпирические линии изменения температуры воды по времени при охлаждении ее фреоном:
 а) теплообменный аппарат 1, $p = 0,490$ 1;
 б) теплообменный аппарат 2, $p = 0,616$ 9;
 в) теплообменный аппарат 3, $p = 0,473$ 9

Fig. 6. Theoretical and empirical lines of temperature changes in water cooled by freon:
 а) heat exchanger 1, $p = 0.490$ 1;
 б) heat exchanger 2, $p = 0.616$ 9;
 в) heat exchanger 3, $p = 0.473$ 9

2. По сравнению с другими теплообменными аппаратами с пористыми вставками, участвующими в эксперименте, в теплообменном аппарате с наибольшей пористостью $p = 0,6169$ интенсивность теплообмена выше.
3. Создана математическая модель, описывающая процесс теплообмена в пористых вставках противоточного теплообменника.
4. Получено расчетное уравнение, которое позволяет определять степень охлаждения горячего теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата, а также рассчитать температуру в пористой структуре в любом сечении теплообменника.
5. Проведенные на лабораторной установке исследования показывают возможность создания новых теплообменных аппаратов с использованием пористых металлов, которые можно применять в теплоэнергетике, в частности в системах теплоснабжения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Генбач А. А. Моделирование теплообмена в пористой системе охлаждения подшипника турбины / А. А. Генбач, В. О. Байбекова // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2017. Том 60. № 6. С. 558-570.
2. Гортышов Ю. Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования / Ю. Ф. Гортышов, И. А. Попов, В. В. Олимпиев, А. В. Щелчков, С. И. Каськов. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
3. Дементьев А. И. Математическая модель тепловых процессов в слое пористого металлического покрытия / А. И. Дементьев, Е. В. Подоплелов, Л. А. Антонов, Н. А. Корчевин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2015. № 2 (46). С. 65-68.
4. Дементьев А. И. Разработка оборудования для нанесения пористого металлизированного покрытия на поверхность теплообменных труб / А. И. Дементьев, Е. В. Подоплелов, В. В. Мартинюк, Н. А. Корчевин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2017. № 2 (54). С. 49-54.
5. Ильющенко А. Ф. Процесс получения пористых проницаемых материалов спеканием электрическим током металлических порошков, волокон и сеток / А. Ф. Ильющенко, И. Н. Черняк, Р. А. Кусин, Е. Н. Еремин // Динамика систем, механизмов и машин. 2018. Том 6. № 2. С. 191-196.
6. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. М.: Энергия, 1975. 488 с.
7. Испарительный элемент: пат. СССР 494585: МПК F28D5/00 / О. В. Сургучев, В. И. Несынов, Ю. Б. Куликов, Ю. М. Прохоров, Л. Л. Васильев, О. Г. Расин. № 1996239/24-6; заявл. 12.02.1974; опубл. 05.12.1975, Бюл. № 45. URL: <http://patents.su/?search=494585&type=number> (дата обращения: 01.05.2020).
8. Макеева Е. Н. Интенсивные теплообменные поверхности для испарителей холодильных и теплонаосных установок на смесевых озонобезопасных

- гидрофторуглеродов / Е. Н. Макеева, О. А. Кныш // Энергетика. Вестник Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого. 2019. № 3. С. 71-76.
9. Овсянник А. В. Определение параметров теплообмена при парообразовании смесевых хладагентов на высокотеплопроводных порошковых спеченных капиллярно-пористых покрытиях / А. В. Овсянник, Е. Н. Макеева // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Том 61. № 1. С. 70-79.
 10. Осипов С. Н. Энергоэффективные малогабаритные теплообменники из пористых теплопроводных материалов / С. Н. Осипов, А. В. Захаренко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Том 61. № 6. С. 346-358.
 11. Пелевин Ф. В. Конвективный теплообмен в пористых материалах при двумерном течении теплоносителя / Ф. В. Пелевин, В. В. Лозовецкий // ММФ-2008: VI Минский международный форум по тепло- и массообмену (19-23 мая 2008 г.): тез. докл. и сообщ. Минск: Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2008. Том 2. С. 217-218.
 12. Пелевин Ф. В. Новый подход к охлаждению ракетного кислородно-керасинового двигателя / Ф. В. Пелевин, Н. И. Авраамов, П. Ю. Семенов // Наука и образование. 2012. № 6. С. 107-118.
 13. Пелевин Ф. В. Рекуперативный теплообменный аппарат с пористым металлом для жидкостного ракетного двигателя / Ф. В. Пелевин, А. В. Понамарев, П. Ю. Семенов // Машиностроение. Известия высших учебных заведений. 2015. № 6 (663). С. 74-81.
 14. Пластинчатый теплообменник: пат. Рос. Федерация 2478891: МПК F28D9/00 / Ю. А. Кирсанов. № 2011115444/06; заявл. 19.04.2011; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 10. URL: <https://patentdb.ru/patent/2478891> (дата обращения: 01.05.2020).
 15. Попов И. А. Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. Интенсификация теплообмена / И. А. Попов. Казань: Центр инновационных технологий, 2007. 240 с.
 16. Пористокомпактный теплообменник: пат. Рос. Федерация 2001374: МПК F28F3/02 / В. П. Горда, С. В. Кострубов. № 4934817/06; заявл. 07.05.1991; опубл. 15.10.1993, Бюл. № 37-38. URL: <https://patentdb.ru/patent/2001374> (дата обращения: 01.05.2020).
 17. Степанов О. А. Использование пористых металлов для повышения эффективности теплообменных аппаратов / О. А. Степанов, Н. В. Рыдалина // Энергосбережение и инновационные технологии в топливно-энергетическом комплексе: материалы Национальной с международным участием научно-практической конференции студентов, аспирантов, молодых ученых и специалистов. 2019. С. 34-36.
 18. Трушляков В. И. Экспериментальные исследования процессов тепло- и массообмена при испарении жидкостей / В. И. Трушляков, В. Ю. Куденцов, И. Ю. Лесняк, Л. Гальфетти // Динамика систем, механизмов и машин. 2016. Том 1. № 2. С. 10-17.
 19. Davletbaev V. Experimental investigation of the heat exchange intensity / V. Davletbaev, N. Rydalina, E. Antonova // EECE 2018: International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (19-20 November). MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 245. P. 07002. DOI: 10.1051/mateconf/201824507002
 20. Stepanov O. Heat-exchange units with porous inserts / O. Stepanov, B. Aksenov, N. Rydalina, E. Antonova // EECE 2019: International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (19-20 November). E3S Web of Conferences. 2019. Vol. 140. P. 05006. DOI: 10.1051/e3sconf/201914005006

Boris G. AKSENOV¹
Oleg A. STEPANOV²
Natalia V. RYDALINA³

UDC 62-69

EXPERIMENTAL INVESTIGATION AND MATHEMATICAL MODEL OF A HEAT EXCHANGER WITH POROUS METAL INSERTS

¹ Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor of Department of Industrial Heat Power Engineering,
Industrial University of Tyumen
aksenovbg@tyuiu.ru

² Dr. Sci. (Tech.), Professor, Head of Department of Industrial Heat Power Engineering,
Industrial University of Tyumen
stepanovoa@tyuiu.ru; ORCID: 0000-0002-9202-2885

³ Postgraduate Student, Assistant of Department of Industrial Heat Power Engineering,
Industrial University of Tyumen
rydalinanv@tyuiu.ru; ORCID: 0000-0002-5628-188X

Abstract

When creating and manufacturing heat exchangers, one of the main tasks is to increase the efficiency of heat transfer. The use of porous metals in heat exchangers is one of the promising ways to increase the heat transfer intensity, which determines the relevance of the study. The paper provides an overview of the status of this issue on literary sources. The purpose of the work is to conduct an experimental study of a heat exchanger with porous materials, to compile a mathematical model that allows analytical calculations of such heat exchangers, to confirm the correctness of the compiled model experimentally. An experimental bench has been created to study a heat exchanger that uses porous aluminum. The hot fluid is warm water that flows through pipes passing through a porous metal. The cold coolant flowing through the pores is freon, which cools the water. A schematic diagram and description of the stand are presented. A test cycle has been conducted. A comparison of the heat transfer intensity for materials of different porosity is given.

Citation: Aksenov B. G., Stepanov O. A., Rydalina N. V. 2020. "Experimental investigation and mathematical model of a heat exchanger with porous metal inserts". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 6, no. 2 (22), pp. 22-40. DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-2-22-40

Using standard methods for calculating heat exchangers in this case is not possible due to the lack of standard methods for determining the area of the inner surface with pores. In the course of the work, the standard equation describing the cooling of a porous body was proposed to be supplemented by the function of distributed heat sources. As a result, we have obtained a mathematical model of the heat exchanger under consideration in a simplified form, which can be used in technical calculations. The calculation results by the obtained method are correlated with the data of experiments. Deviations of empirical and theoretical data are within acceptable limits. The results obtained make it possible to use porous metals in order to increase the heat transfer intensity in the manufacture of heat exchangers. This technique allows calculations with an unknown heat exchange surface area, taking into account the heat capacity and heat of phase transition, if any.

According to the methodology, the article is experimental-theoretical. Experiments are being conducted on the created laboratory bench. In parallel, calculations are made according to the developed mathematical model. The results are compared. Conclusions are made of a theoretical and applied nature.

Keywords

Heat exchangers, porous materials, experimental facility, principal scheme, mathematical model, analytic solution, heat exchange capacity, error of method, practicability.

DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-2-22-40

REFERENCES

1. Genbach A. A., Baybekova V. O. 2017. "Simulation of heat transfer in a porous turbine bearing cooling system". *Energetika. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij i energeticheskikh obedinenij SNG*, vol. 60, no. 6, pp. 558-570. [In Russian]
2. Gortyshov Yu. F., Popov I. A., Olimpiev V. V., Shchelchikov A. V., Kaskov S. I. 2009. Thermohydraulic efficiency of promising ways to intensify heat transfer in the channels of heat exchange equipment. Kazan: Tsentr innovatsionnykh tekhnologiy, 531 pp. [In Russian]
3. Dementev A. I., Podoplelov E. V., Antonov L. A., Korchevin N. A. 2015. "Mathematical model of thermal processes in a layer of porous metal coating". *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie*, no. 2 (46), pp. 65-68. [In Russian]
4. Dementev A. I., Podoplelov E. V., Martinyuk V. V., Korchevin N. A. 2017. "Development of equipment for applying a porous metallized coating to the surface of heat exchange pipes". *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie*, no. 2 (54), pp. 49-54. [In Russian]
5. Ilyushchenko A. F., Chernyak I. N., Kusun R. A., Eremin E. N. 2018. "The process of obtaining porous permeable materials by electric sintering of metal powders, fibers and meshes". *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, vol. 6, no. 2, pp. 191-196. [In Russian]
6. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. 1975. *Heat Transfer*. Moscow: Energiya. 488 pp. [In Russian]
7. Surguchev O. V., Nesynov V. I., Kulikov Yu. B., Prokhorov Yu. M., Vasilev L. L., Rasin O. G. 1975. Patent 494585 RU, IPC F28D5/00. "The evaporator element".

- No. 1996239/24-6; declared 12 Feb. 1974; published 5 Dec. 1975. Bulletin no. 45. Accessed 1 May 2020. <http://patents.su/?search=494585&type=number> [In Russian]
8. Makeeva E. N., Knysh O. A. 2019. "Intensive heat exchange surfaces for evaporators of refrigerating and heat bearing plants based on mixed ozone safe hydrofluorocarbons". *Energetika. Vestnik Gomelskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P. O. Sukhogo*, no. 3, pp. 71-76. [In Russian]
 9. Ovsyannik A. V., Makeeva E. N. 2018. "Determination of parameters of heat transfer for vaporization of the mixed refrigerant on the high thermal conductivity sintered powder capillary-porous coatings". *Energetika. Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij i energeticheskikh obedinenij SNG*, vol. 61, no. 1, pp. 70-79. [In Russian]
 10. Osipov S. N., Zakharenko A. V. 2018. Energy-efficient small-sized heat exchangers made of porous heat-conducting materials. *Energetika. Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij i energeticheskikh obedinenij SNG*, vol. 61, no. 6, pp. 346-358. [In Russian]
 11. Pelevin V. F., Lozovetskiy V. V. 2008. "Convective heat transfer in porous materials with two-dimensional flow of the heat car". *MMF-2008: VI Minskiy mezhdunarodnyy forum po teplo- i massoobmenu (19-23 May)*. Vol. 2, pp. 217-218. Minsk.
 12. Pelevin F. V., Avraamov N. I., Semenov P. Yu. 2012. "A new approach to cooling a rocket oxygen-kerasin engine". *Nauka i obrazovanie*, no. 6, pp. 107-118. [In Russian]
 13. Pelevin F. V., Pomamarev A. V., Semenov P. Yu. 2015. "Porous metal heat exchanger for liquid rocket engine". *Mashinostroenie. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy*, no. 6 (663), pp. 74-81. [In Russian]
 14. Kirsanov Yu. A. 2013. Patent 2478891 RU, IPC F28D9/00. "Plate heat exchanger". No. 2011115444/06; declared 19 April 2011; published 10 April 2013. Bulletin no. 10. Accessed 1 May 2020. <https://patentdb.ru/patent/2478891> [In Russian]
 15. Popov I. A. 2007. *Hydrodynamics and Heat Transfer in Porous Heat Exchange Elements and Apparatuses. Intensification of Heat Transfer*. Kazan: Tsentr innovatsionnykh tekhnologiy, 240 pp. [In Russian]
 16. Gorda V. P., Kostrubov S. V. 1993. Patent 2001374 RU, IPC F28F3/02. "Porous-compact heat exchanger". No. 4934817/06; declared 7 May 1991; published 15 Oct. 1993. Bulletin no. 37-38. Accessed 1 May 2020. <https://patentdb.ru/patent/2001374> [In Russian]
 17. Stepanov O. A., Rydalina N. V. 2019. "The use of porous metals to increase the efficiency of heat exchangers". *Energoberezhenie i innovatsionnye tekhnologii v toplivno-energeticheskom komplekse. Natsionalnaya s mezhdunarodnym uchastiem nauchno-prakticheskoy konferentsii studentov, aspirantov, molodykh uchenykh i spetsialistov*, pp. 34-36. [In Russian]
 18. Trushlyakov V. I., Kudentsov V. Yu., Lesnyak I. Yu., Galfetti L. 2016. "Experimental studies of heat and mass transfer processes during liquid evaporation". *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, vol. 1, no. 2, pp. 10-17. [In Russian]
 19. Davletbaev V., Rydalina N., Antonova E. 2018. "Experimental investigation of the heat exchange intensity". *EECE-2018: International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (19-20 November)*. MATEC Web of Conferences, vol. 245, pp. 07002. DOI: 10.1051/mateconf/201824507002
 20. Stepanov O., Aksenov B., Rydalina N., Antonova E. 2019. "Heat-exchange units with porous inserts". *EECE-2019: International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (19-20 November)*. E3S Web of Conferences, vol. 140, pp. 05006. DOI: 10.1051/e3sconf/201914005006