

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА КИПЕНИЯ СМЕСЕЙ, ИСПОЛЪЗУЕМЫХ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКЕ

А.С. Должиков, В.И. Могорычный

Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-2543-6084>, DolzhikovAS@mpei.ru

Резюме: Работа посвящена исследованию процесса кипения многокомпонентных рабочих тел, используемых в холодильной и криогенной технике. Представлены описание методики определения коэффициента теплоотдачи при кипении зеотропных смесей в горизонтальном обогреваемом канале и конструкция экспериментального стенда, позволяющего производить подобные измерения. Данный стенд сконструирован на базе холодильной установки, работающей по дроссельному циклу Джоуля-Томсона, и позволяет измерять коэффициент теплоотдачи с погрешностью, не превышающей 15%. Знание коэффициента теплоотдачи будет очень полезным при проектировании теплообменников для холодильных машин, работающих на смешанном хладагенте.

Ключевые слова: низкая температура, кипение, теплообмен, смеси, многокомпонентное рабочее тело, двухфазный поток, дроссельная система.

EXPERIMENTAL STAND FOR INVESTIGATION BOILING OF MIXTURES USED IN LOW-TEMPERATURE TECHNIQUE

A.S. Dolzhikov, V.I. Mogorychny

Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-2543-6084>, DolzhikovAS@mpei.ru

Abstract: The work is devoted to the study of the boiling process of multicomponent working fluids (MWF) used in refrigeration and cryogenic engineering. The description of the method of determination of heat transfer coefficient during boiling of zeotropic mixtures in horizontal heated channel is given as well as the design of the experimental stand allowing to make such measurements. This stand is designed on the basis of a refrigeration unit operating on the Joule-Thomson throttle cycle and allows to measure the heat transfer coefficient with an error not exceeding 15%. Knowing of the heat transfer coefficient will be very useful in the design of heat exchangers for refrigeration machines operating on a mixed refrigerant.

Keywords: low temperature, boiling, heat exchange, mixture, multicomponent working fluids, two-phase flow, throttle system.

Введение

В криогенной и холодильной технике широкое применение получили системы, работающие на основе дроссельного цикла, благодаря надежности, простоте устройства и эксплуатации и, как следствие, невысокой стоимости. Одним из перспективных путей повышения эффективности дроссельных циклов является применение многокомпонентных

рабочих тел (МРТ), которые составляют путем смешения традиционно применяемых или новых синтезированных однокомпонентных веществ. В отечественных и зарубежных исследованиях показано, что при работе низкотемпературных систем на таких смесях во многих случаях улучшаются энергетические и массогабаритные характеристики, увеличивается ресурс и повышается надежность работы, сокращается пусковой период [1–3].

Одним из основных элементов дроссельного цикла (в частности цикла Линде) являются теплообменники. В одном из них (рекуперативный теплообменник) обратный поток охлаждает прямой поток (осуществляется регенерация холода), в результате чего в каналах, соответственно, происходит непрерывное кипение и конденсация МРТ. Другой теплообменник является испарителем, к которому подводится нагрузка от охлаждаемого объекта. Таким образом, в потоках теплообменников непрерывно осуществляется фазовый переход, рабочее тело находится в двухфазном состоянии. Перепад температур (изменение температуры потока между входом и выходом теплообменника) может составлять более 100 К, что, в свою очередь, сказывается на сильном изменении теплофизических свойств потока рабочего тела. Также очень сильно меняется доля жидкой и паровой фаз в потоке, что влияет на наблюдаемые режимы течения потока в каналах теплообменника. Вследствие этого использование МРТ накладывает определенные требования на допустимые скорости потоков в каналах. При недостаточной скорости потока может произойти расслоение смеси: паровая фаза окажется наверху, а жидкая – внизу, что приведет к нарушению фазового равновесия и, как следствие, к ухудшению работы теплообменников [4–7].

В настоящее время в открытых литературных источниках существует мало работ, посвященных исследованию процессов кипения и конденсации МРТ в области низких температур (<140 К). Известно две работы, в которых исследовались смеси, состоящие из трех и более компонентов [8; 9], а также ряд работ, выполненных для бинарных смесей [10]. Большинство методик, разработанных для смесей, основано на соотношениях, используемых для чистых веществ, с включением в них поправок, учитывающих многокомпонентность рабочего тела. Однако данные, полученные с помощью этих соотношений, носят частный характер и применимы для конкретной смеси и параметров потока. Таким образом, отсутствует информация об универсальной методике расчета процессов кипения и конденсации при работе на смесевых хладагентах даже для относительно простых и наиболее часто применяемых в дроссельных системах теплообменников типа «труба в трубе».

Целью данной работы является описание экспериментального стенда, позволяющего производить измерение коэффициента теплоотдачи двухфазного потока МРТ, кипящего при низких температурах.

Методика определения коэффициента теплоотдачи

Способ определения коэффициента теплоотдачи должен быть простым с точки зрения технической реализации, и в то же время являться достаточно точным. К экспериментальному участку известной геометрии подводится заданное количество тепла. Измеряя распределение температур вдоль стенки и температуру потока рабочего тела, из уравнения теплопередачи можно определить значение коэффициента теплоотдачи (рис. 1).

Аналитическое выражение для определения коэффициента теплоотдачи имеет вид [5]:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{exp}} &= \frac{Q}{\Delta T_{\text{лог}} F}; \\ F &= \pi d_{\text{вн}} L_{\text{наг}}; \\ \Delta T_{\text{лог}} &= \frac{\Delta T_{\text{ст-вх}} - \Delta T_{\text{ст-вых}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\text{ст-вх}}}{\Delta T_{\text{ст-вых}}}\right)}; \\ \Delta T_{\text{ст-вх}} &= T_{\text{ст}} - T_{\text{вх}}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\Delta T_{\text{ст-вых}} = T_{\text{ст}} - T_{\text{вых}} ;$$

$$Q = UI ,$$

где F – площадь внутренней поверхности нагревателя, к которой производится подвод тепла; $d_{\text{вн}}$ и $L_{\text{наг}}$ – внутренний диаметр и длина нагревателя, соответственно; $\Delta T_{\text{лог}}$ – среднелогарифмический температурный напор; $\Delta T_{\text{ст-вх}}$ и $\Delta T_{\text{ст-вых}}$ – перепад температур между потоком рабочего тела и стенкой нагревателя на входе и выходе из него, соответственно; Q – тепловая мощность, выделяющаяся при прохождении электрического тока по проводнику; U и I – значения напряжения и тока соответственно.

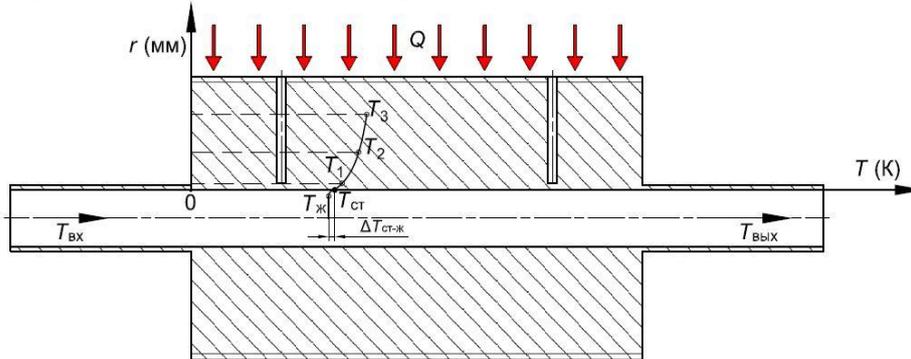


Рис. 1. Методика определения коэффициента теплоотдачи:

r – радиус; $T_{\text{вх}}$ – температура потока на входе; $T_{\text{вых}}$ – температура потока на выходе; $T_{\text{ж}}$ – среднее значение температуры потока; T_1, T_2, T_3 – измеренные значения температур, используемые для определения экстраполяционного значения температуры стенки; $T_{\text{ст}}$ – температура стенки; $\Delta T_{\text{ст-ж}}$ – разница температур между поверхностью стенки и потоком

Температура потока на входе и выходе экспериментального участка измеряется напрямую датчиками температуры. Значение температуры стенки нагревателя определяется из выражения, полученного из уравнения теплопередачи через цилиндрическую стенку [5], путем экстраполяции измеренного распределения температур в радиальном направлении стенки нагревателя:

$$T_{\text{ст}} = T_1 - T_3 \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_{\text{ст}}}\right)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_{\text{ст}}}\right)} \bigg/ 1 - \frac{r_{\text{ст}}}{r_3}, \quad (2)$$

где r_1, r_3 и $r_{\text{ст}}$ – радиус положения термодатчиков 1, 3 и стенки относительно продольной оси нагревателя соответственно.

Экспериментальный участок

Количество подводимого тепла должно быть таким, чтобы вызвать достаточный для фиксирования датчиками градиент температур в радиальном направлении и в то же время не привести к сильному изменению температуры потока рабочего тела между входом и выходом экспериментального участка, что сказывается на сильном изменении его теплофизических свойств, режима течения, механизма теплоотдачи.

В результате было решено изготавливать экспериментальный участок из нержавеющей стали, так как она обеспечивает наибольший градиент температур в радиальном направлении из всех наиболее широко распространённых конструкционных материалов вследствие того, что обладает меньшей теплопроводностью.

Экспериментальный участок состоит из двух одинаковых, соединенных вместе, нагревательных элементов. Каждый нагревательный элемент представляет собой толстостенный цилиндр из нержавеющей стали 12Х18Н10Т с намотанной на него

нихромовой проволокой, при протекании тока по которой происходит подвод нагрузки к участку. Внутри цилиндра находится сквозное отверстие для прохождения потока рабочего тела. Параметры нагревательных элементов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Основные параметры нагревательных элементов

Параметр	Значение	Ед. изм-я	Инструмент измерения
Внутренний диаметр канала ($d_{\text{вн}}$)	$6 \pm 0,1$	мм	штангенциркуль
Наружный диаметр канала ($d_{\text{нар}}$)	$7 \pm 0,1$	мм	штангенциркуль
Толщина стенки канала (th)	$0,5 \pm 0,003$	мм	микрометр
Шероховатость (R_{rms})	$0,4 \pm 0,01$	мкм	микроскоп
Длина нагреваемой части ($L_{\text{нар}}$)	$50 \pm 0,1$	мм	штангенциркуль
Наружный диаметр блока ($D_{\text{нар}}$)	$30 \pm 0,1$	мм	штангенциркуль
Диаметр отверстий под установку термопар	$1 \pm 0,1$	мм	сверло и станок
Положение 1-й термопары	$3,7 \pm 0,1$	мм	глубиномер
Положение 2-й термопары	$7 \pm 0,1$	мм	глубиномер
Положение 3-й термопары	$11 \pm 0,1$	мм	глубиномер

Нагревательный элемент схематично изображен на рис. 2 в виде толстостенного цилиндра высотой 50 и диаметром 30 мм. Для удобства наматывания нихромовой проволоки на наружной поверхности блока имеется резьба, в пазы которой укладывается провод. Для прохождения потока рабочего тела в нагревателе предусмотрено сквозное отверстие диаметром 6 мм. В толстостенной части цилиндра, с отступом 10 мм от каждого края, в радиальном направлении просверлены три отверстия, диаметром 1 мм каждое, для установки термопар. Внутренняя поверхность канала диаметром 6 мм подвергается обработке шлифованием, чтобы уменьшить шероховатость поверхности, влияющую на структуру течения потока рабочего тела.

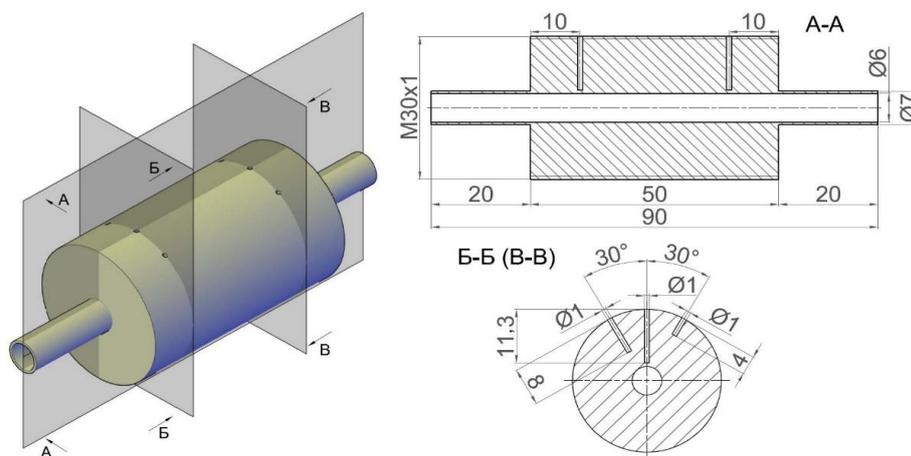


Рис. 2. Нагреватель: общий вид

Между собой нагреватели соединены с помощью муфты, имеющей такой же внутренний диаметр и выполненной из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Для измерения давления и контроля температуры потока на входе и выходе экспериментального участка предусмотрены коннекторы. Они изготовлены из стали 12Х18Н10Т. Каждый коннектор имеет сверху отверстие, в которое впаивается штуцер для установки датчика давления. Сквозное отверстие имеет тот же диаметр, что и диаметр канала для прохождения потока рабочего тела, 6 мм. Соосно, на небольшом удалении, имеется цилиндрический паз для

установки платиновых термометров сопротивления (ПТС), которые служат для измерения температуры потока рабочего тела.

С одной стороны коннектор соединяется с нагревателем, а с другой – с участком трубопровода потока рабочего тела. В результате экспериментальный участок представляет собой последовательное соединение коннекторов и нагревателей, соединенных между собой муфтами (рис. 3).

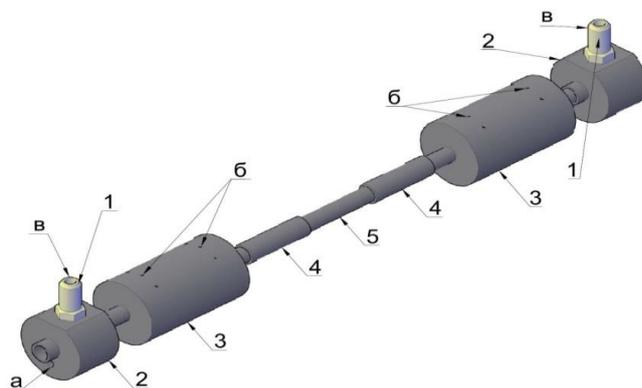


Рис. 3. Экспериментальный участок: общий вид: 1 – штуцер; 2 – коннектор; 3 – нагреватель; 4 – муфта; 5 – трубка; места установки: а – ПТС; б – термопары; в – датчики давления

Экспериментальный участок в сборе (рис. 4) установлен после дросселя холодильной машины, непосредственно прямо перед испарителем. Он помещен в охлаждаемую низкотемпературную камеру, что позволяет снизить теплопритоки из окружающей среды. Также на него намотана многослойная изоляция.



Рис. 4. Экспериментальный участок в сборе

Основная часть тепла, подводимого к экспериментальному участку, передаётся потоку рабочего тела. Однако за счет наличия конвективного и радиационного теплообмена с окружающим пространством камеры имеют место тепловые потери (рис. 5). Для их оценки производят сравнение значения теплового потока, измеренного по показаниям мультиметра, с фактическим значением, полученным из теплового баланса участка, путем перемножения массового расхода на теплоемкость и разность температур потока на входе и

выходе из него. Как видно из рис. 5, подведенное тепло практически полностью передается потоку рабочего тела. Тепловые потери несколько возрастают только когда через экспериментальный участок проходит полностью жидкий или газообразный поток. Это связано со снижением коэффициента теплоотдачи, что приводит к увеличению температуры нагревателя и, соответственно, к возрастанию тепловых потерь. В двухфазной области тепловые потери составляют менее 0,5% от подводимого теплового потока, в то время как для газового потока они достигают почти 3%. Следует заметить, что основным объектом исследования является двухфазная область, где потери будут наименьшими.

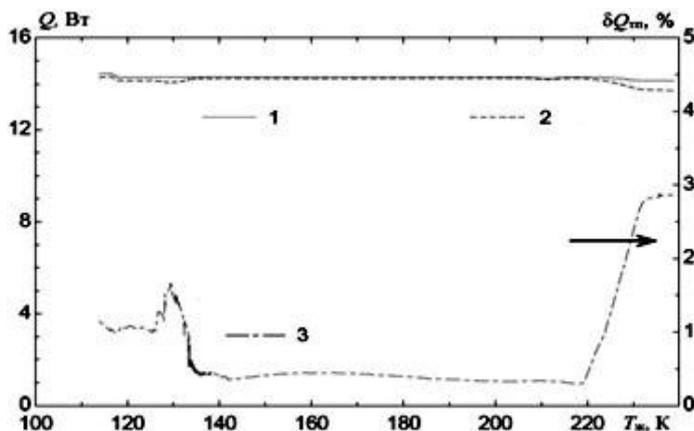


Рис. 5. Тепловые потери на экспериментальном участке:
 1 – тепловой поток, подводимый к экспериментальному участку; 2 – тепловой поток, доходящий до рабочего тела; 3 – тепловые потери

Относительная погрешность определения коэффициента теплоотдачи равна сумме относительных погрешностей измеряемых величин:

$$\begin{aligned} \delta\alpha_{\text{exp}} &= \delta Q + \delta\Delta T_{\text{лог}} + \delta F; \\ \delta Q &= \delta Q_{\text{изм}} + \delta Q_{\text{тп}}; \\ \delta\Delta T_{\text{лог}} &= \frac{\Delta T_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{ж}}}{T_{\text{ст}} - T_{\text{ж}}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где δQ – относительная погрешность определения теплового потока; $\delta Q_{\text{изм}}=1\%$ – относительная погрешность, связанная с измерением тока и напряжения, определяющих величину теплового потока; $\delta Q_{\text{тп}}=0,5\%$ – относительная погрешность, связанная с тепловыми потерями; $\delta\Delta T_{\text{лог}}$ – относительная погрешность определения температурного напора; $\Delta T_{\text{ж}}=0,18$ К – абсолютная погрешность измерения температуры потока рабочего тела термометром сопротивления; $\Delta T_{\text{ст}}=0,68$ К – абсолютная погрешность измерения температуры стенки с учетом погрешности измерения термопары, отвода тепла по проводам, ошибки определения положения королька термопары.

В большинстве опытов перепад температур между стенкой и потоком рабочего тела составлял 10 К и больше. Таким образом, получаем $\delta\Delta T_{\text{лог}}=8,6\%$. Относительную погрешность определения площади поверхности нагрева δF можно не учитывать, так как она мала по сравнению с другими составляющими. В итоге получается, что относительная погрешность определения коэффициента теплоотдачи составляет $\delta\alpha_{\text{exp}}=10,1\%$. Принимая во внимание то, что могли быть учтены не все источники погрешности и в некоторых экспериментах наблюдается меньшая разность температур между стенкой и потоком, можно сказать, что данный экспериментальный стенд позволяет определять коэффициент теплоотдачи с точностью более 15%.

Участок измерения расхода

Ввиду того, что промышленно выпускаемые расходомеры имеют высокую стоимость и зачастую не подходят для конкретного случая, было принято решение самостоятельно спроектировать и изготовить участок измерения расхода (рис. 7).

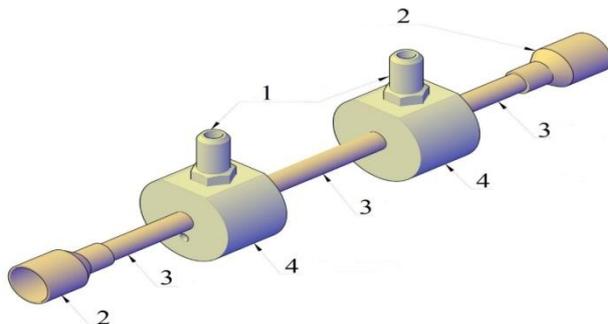


Рис. 7. Участок измерения расхода: общий вид 1 – штуцер; 2 – переходник; 3 – трубка; 4 – коннектор

Данный участок устанавливается на линии потока низкого давления, перед компрессором. Таким образом, через данный участок будет проходить газовый поток и можно будет воспользоваться уравнением Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P = \xi \frac{\rho u^2 L}{2 d}, \quad (4)$$

где ΔP – перепад давления, Па; ξ – коэффициент трения; ρ – плотность потока рабочего тела, кг/м³; u – скорость потока на участке, м/с; L, d – соответственно длина и внутренний диаметр участка, мм.

Для газовых потоков используемых рабочих тел, с учетом их теплофизических свойств, а также геометрии участка, вероятнее всего будет наблюдаться турбулентный режим течения. В таком случае коэффициент трения ξ определяется следующим образом [4]:

$$\xi = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (5)$$

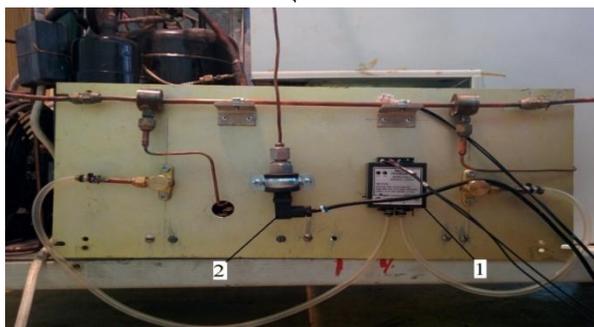


Рис. 8. Участок измерения расхода в сборе: 1 – датчик перепада давления; 2 – датчик давления

Массовый расход потока, кг/с определяется из выражения [4]

$$G = \rho u S, \quad (6)$$

где S – площадь проходного сечения участка.

С учетом известной геометрии участка можно получить окончательное выражение для определения расхода через перепад давления на участке и теплофизические свойства потока (7):

$$G = \sqrt{\frac{\pi^2 \Delta P \rho d^5}{8L\xi}}. \quad (7)$$

Данный способ измерения расхода можно считать достаточно точным, так как он зависит только от перепада давления и теплофизических свойств. Погрешность определения теплофизических свойств можно не учитывать, так как температура и давление измеряются с достаточной точностью. Погрешность измерения перепада давления тоже невелика и составляет 1% от измеряемой величины. Таким образом, погрешность определения расхода данным методом также будет находиться в пределах 1% от измеряемой величины.

Вышеописанные участки (экспериментальный и измерения расхода) установлены в холодильной машине, работающей по дроссельному циклу Джоуля-Томсона (рис. 8).

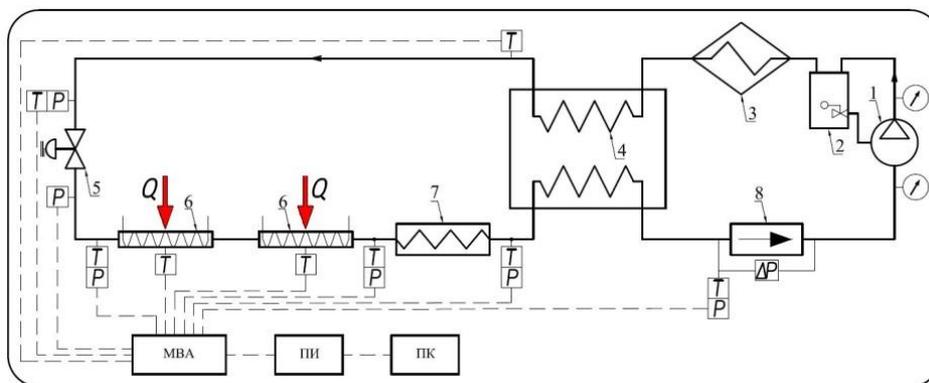


Рис. 9. Принципиальная схема экспериментальной установки.

1 – компрессор; 2 – маслоотделитель; 3 – конденсатор; 4 – рекуперативный теплообменник; 5 – дроссель; 6 – экспериментальный участок; 7 – испаритель; 8 – участок измерения расхода; МВА – модуль ввода аналоговый; ПИ – преобразователь интерфейса; ПК – компьютер; Т – датчик температуры; Р – датчик давления; ΔР – датчик перепада давления

Основными частями установки являются компрессорный блок и низкотемпературная камера. Компрессорный блок состоит из компрессора – 1, сжимающего поток рабочего тела; маслоотделителя – 2, возвращающего масло обратно в компрессор из потока рабочего тела; конденсатора – 3, охлаждающего поток рабочего тела перед входом его в низкотемпературную камеру. Перед входом в компрессор установлен участок измерения расхода – 8. Низкотемпературная камера состоит из следующих элементов: рекуперативного теплообменника – 4, в котором осуществляется регенерация холода: обратный поток охлаждает прямой, тем самым улучшая энергетические характеристики цикла; дросселя – 5, на котором снижается давление и, тем самым, происходит охлаждение потока рабочего тела; экспериментального участка и испарителя – 7, служащего для поддержания низкой температуры в камере и снижения теплопритоков к экспериментальному участку. Установка снабжена системой автоматического сбора информации, позволяющей сразу сохранять экспериментальные данные на компьютере. В зависимости от состава смеси и необходимого температурного уровня, время выхода установки на режим составляет 20–40 мин.

Выводы

Спроектированный экспериментальный стенд позволяет получать с хорошей точностью (лучше $\pm 15\%$) экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи при кипении смесей, используемых в низкотемпературной технике. Это даст возможность в ближайшее время увеличить количество экспериментальных данных по кипению МРТ и сделать шаг к более точному пониманию протекания данного процесса.

Литература

1. Лунин А.И., Могорычный В.И., Коваленко В.Н. Применение многокомпонентных рабочих тел в низкотемпературной технике. Москва: Издательский дом МЭИ, 2009. 100 с.
2. Skye H., Nellis G., Klein S. ASHRAE Trans. 2009. Vol. 115. P. 966–983.
3. Ardharurkar P.M., Sridharan A., Atrey M.D. Appl. Therm. Eng. 2014. Vol. 66. P. 94–103.
4. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем. Москва: Издательство МЭИ, 2007. 384 с.
5. Ягов В.В. Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях. Москва: Издательский дом МЭИ, 2014. 542 с.
6. Кириллин В.А. Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. Москва: Издательский дом МЭИ, 2008. 496 с.
7. Баттерворс Д., Хьюитт Г. Теплопередача в двухфазном потоке. Москва: Энергия, 1980. 328 с.
8. Barraza R., Nellis G. Int. J. of Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 97. P. 683–695.
9. Baek S., Lee C., Jeong S. Cryogenics. 2014. Vol. 64. P. 29–39.
10. Dongsheng C., Yumei S. Cryogenics. 2013. Vol. 58. P. 45–54.

Авторы публикации

Должиков Антон Сергеевич – аспирант кафедры низких температур НИУ «МЭИ». E-mail: *DolzhiKovAS@mpei.ru*.

Могорычный Владимир Иванович – канд. техн. наук, доцент кафедры низких температур НИУ «МЭИ».

References

1. Lunin A.I., Mogorychny V.I., Kovalenko V.N. The use of multicomponent working bodies in low-temperature technology. Moscow: Publishing house MPEI, 2009. 100 p.
2. Skye H., Nellis G., Klein S. ASHRAE Trans. 2009. Vol. 115. P. 966–983.
3. Ardharurkar P.M., Sridharan A., Atrey M.D. Appl. Therm. Eng. 2014. Vol. 66. P. 94–103.
4. Labuntsov D.A., Yagov V.V. Mechanics of two-phase systems. Moscow: Publishing house MPEI, 2007. 384 p.
5. Yagov V.V. Heat transfer in single-phase media and in phase transformations. Moscow: Publishing house MPEI, 2014. 542 p.
6. Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheyndlin A.E. Technical thermodynamics. Moscow: Publishing house MPEI, 2008. 496 p.
7. Butterworth D., Hewitt G.F. Two-phase flow and heat transfer. London: Oxford University Press, 1977. 328 p.
8. Barraza R., Nellis G. Int. J. of Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 97. P. 683–695.
9. Baek S., Lee C., Jeong S. Cryogenics. 2014. Vol. 64. P. 29–39.
10. Dongsheng C., Yumei S. Cryogenics. 2013. Vol. 58. P. 45–54.

Authors of the publication

DolzhiKov Anton Sergeevich – PhD student of the low temperature department, Moscow power engineering Institute. *DolzhiKovAS@mpei.ru*.

Mogorychny Vladimir Ivanovich – Cand. Sci. (Techn.), associate professor of “Low temperature” department, Moscow power engineering Institute.