

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КИПЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ РАБОЧИХ ТЕЛ

А.С. Должиков, В.И. Могорычный

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 менее 15 %. Приведено сравнение расчетных значений коэффициента теплоотдачи, полученных с использованием гомогенной модели, с существующими экспериментальными данными. В некоторых опытах наблюдается хорошее совпадение, а в некоторых нет, что говорит о необходимости накопления большего количества экспериментальных данных и на основе их анализа введения соответствующих поправок в гомогенную модель.

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

EXPERIMENTAL RESEARCH INVESTIGATION OF THE MULTICOMPONENT WORKING FLUIDS BOILING PROCESS

A.S. Dolzhikov, V.I. Mogorychny

The paper is devoted to the study of multicomponent working fluids (MWF) boiling which have being used in refrigeration and cryogenic engineering. The description of the method for heat transfer coefficient determination at boiling of zeotropic mixtures in horizontal heated channel is given, as well as the construction of the experimental stand allowing making such measurements. This stand is designed on the basis of a refrigeration unit operating on the Joule-Thomson throttle cycle and enables to measure the heat transfer coefficient with an accuracy of 15 %. Simultaneously the calculated values of the heat transfer coefficient, obtained using a homogeneous model, are compared with the existing experimental data. In some experiments there is good match and in some there is not, that indicates the need to accumulate more experimental data and the making of appropriate corrections to the homogeneous model on the basis of the data analysis.

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 зару-

бежных 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].

Одними 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, соответ-

ственно, 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 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, а также сравнение расчетных зна-

чений коэффициента теплоотдачи, полученных с использованием гомогенной модели, с существующими экспериментальными данными.

Экспериментальный стенд

Способ определения коэффициента теплоотдачи должен быть простым, с точки зрения технической реализации, и в то же время 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]:

$$h_{exp} = \frac{Q}{F \Delta T_{лог}} = f(Q, \Delta T_{лог}); \quad (1)$$

$$F = \pi d_{вн} L_{наг}; \quad (2)$$

$$T_{лог} = \frac{\Delta T_{ст-вх} - \Delta T_{ст-вых}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ст-вх}}{\Delta T_{ст-вых}} \right)}; \quad (3)$$

$$\Delta T_{ст-вх} = T_{ст} - T_{вх}; \quad (4)$$

$$\Delta T_{ст-вых} = T_{ст} - T_{вых}; \quad (5)$$

$$Q = UI, \quad (6)$$

где F – площадь внутренней поверхности нагревателя, к которой производится подвод тепла; $d_{вн}$ и $L_{наг}$ – внутренний диаметр и длина нагревателя, соответственно; $\Delta T_{лог}$ – среднело-

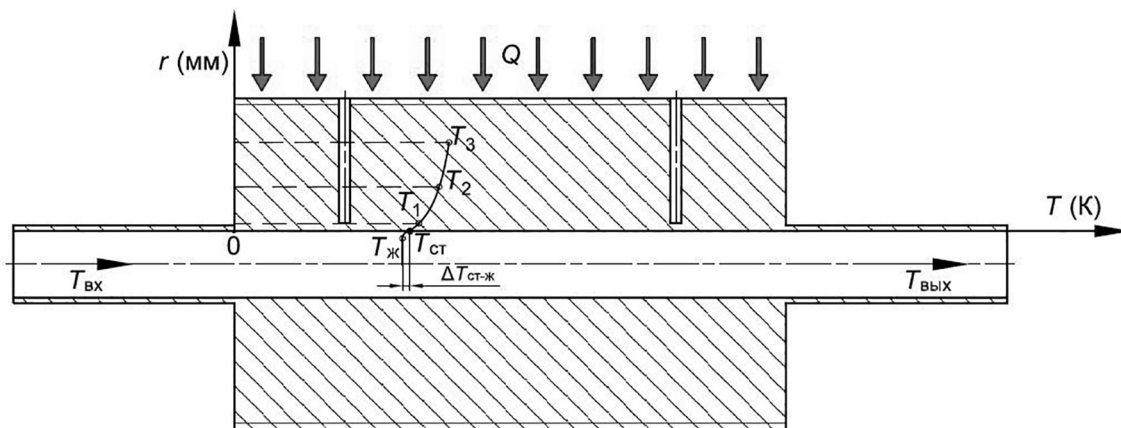


Рис. 1. Методика определения коэффициента теплоотдачи:

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

гарифмический температурный напор; $\Delta T_{\text{ст-вх}}$ и $\Delta T_{\text{ст-вых}}$ – перепады 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.

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. Для этого было произведено предварительное моделирование нагревателя в пакете COMSOL (рис. 2).

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

Экспериментальный участок состоит из двух одинаковых, соединенных вместе, нагревательных элементов. Каждый нагревательный элемент представляет собой толстостенный

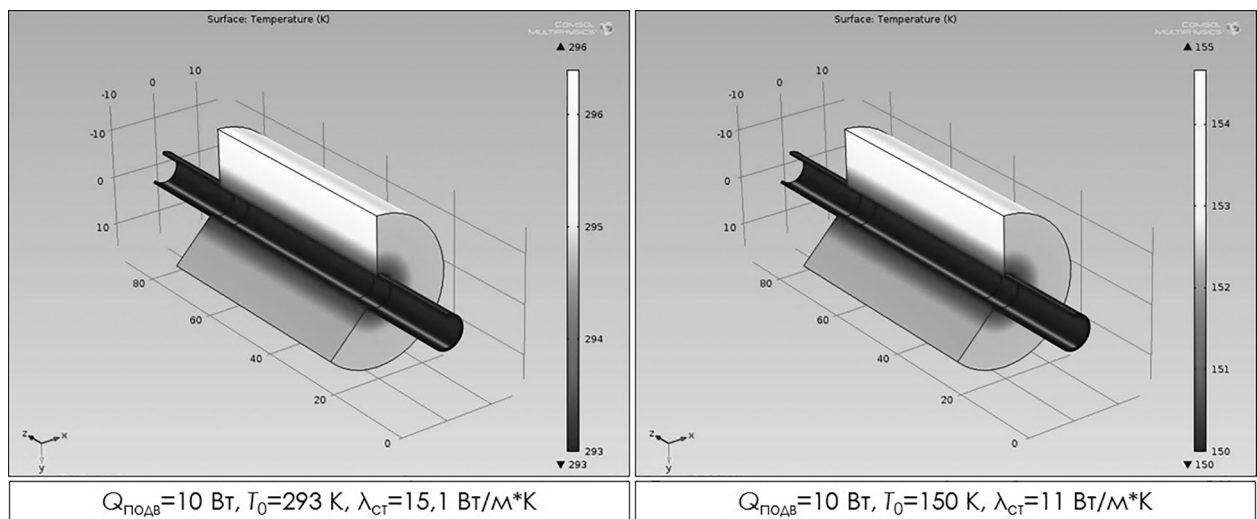


Рис. 2. Температурный градиент по стенке нагревателя в радиальном направлении

Таблица 1

Основные параметры нагревательных элементов

Параметр	Значение	Ед. измерения	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
$R_{\text{rms}}/d_{\text{вн}}$	$0,00007^*$		
Длина нагреваемой части ($L_{\text{наг}}$)	$50 \pm 0,1$	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

* вычисленное значение

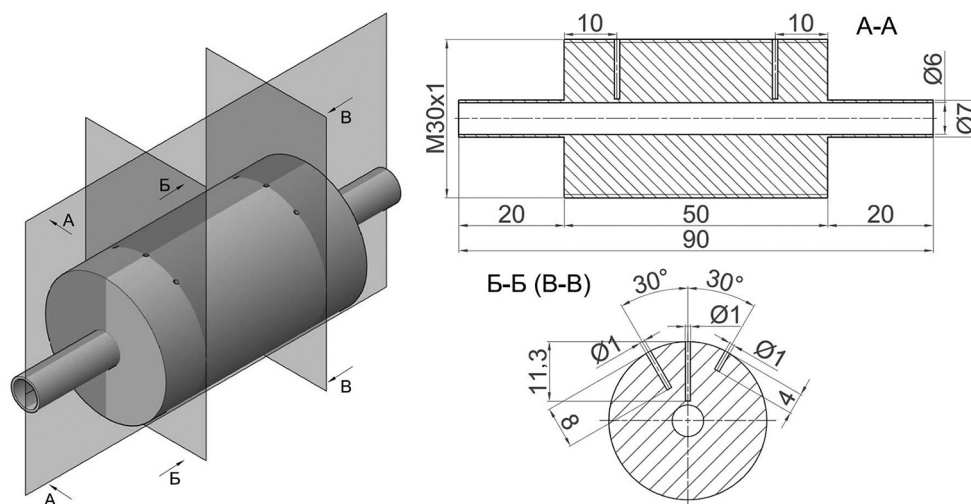


Рис. 3 Нагреватель (общий вид)

цилиндр из нержавеющей стали 12X18H10T, на который намотана нихромовая проволока, 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 таблице 1.

Нагревательный элемент схематично представлен на рис. 3 в виде толстостенного цилиндра высотой 50 мм 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 термодатчиков. Внутренняя поверхность канала диаметром 6 мм подвергалась обработке шлифованием, чтобы уменьшить шероховатость поверхности, влияющую на структуру течения потока рабочего тела.

Между собой нагреватели соединены с помощью муфты, имеющей такой же внутренний диаметр и выполненной из нержавеющей стали 12X18H10T. Для измерения давления и контроля температуры потока на входе и выходе экспериментального участка предусмотрены коннекторы. Они изготовлены из стали 12X18H10T. 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, равный 6 мм. Соосно, на небольшом удалении, имеется ци-

линдрический 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. 4 и 5). На рисунке 6 представлено фото экспериментального участка в сборе. Данный участок 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. Основная часть тепла, подводимого к экспериментально-

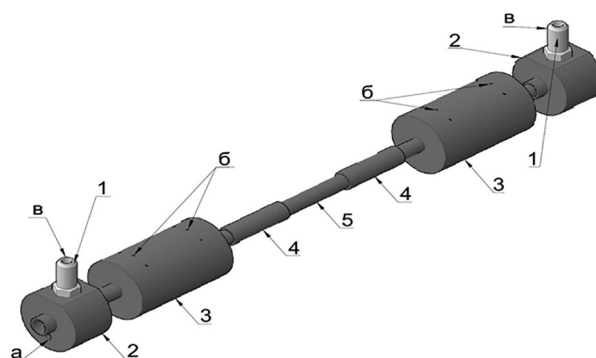


Рис. 4. Экспериментальный участок (общий вид):

- 1 – штуцер; 2 – коннектор; 3 – нагреватель;
- 4 – муфта; 5 – трубка; места установки:
- а – ПТС; б – термодатчики; в – датчики давления

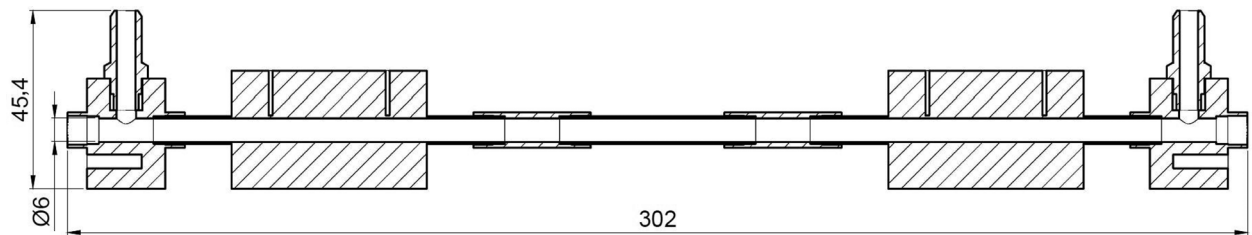


Рис. 5. Экспериментальный участок: продольный разрез

му участку, будет передаваться потоку рабочего тела. Однако, за счет наличия конвективного и радиационного теплообмена с окружающим пространством камеры, будут иметь место тепловые потери. Для их оценки было произведено 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. 7,

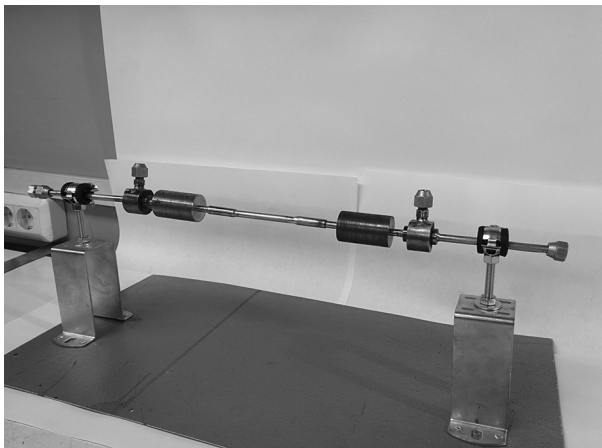


Рис. 6. Экспериментальный участок в сборе

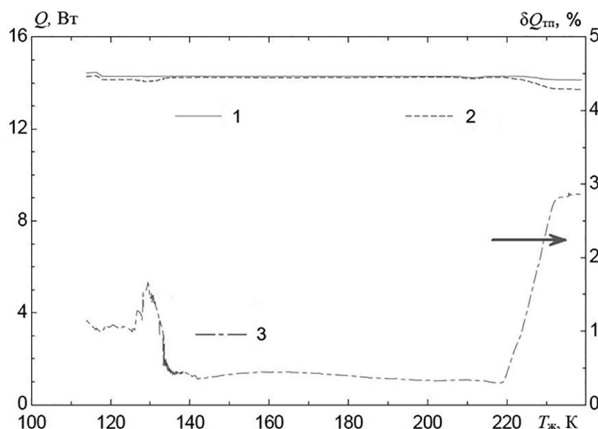


Рис. 7. Тепловые потери на экспериментальном участке:

1 — тепловой поток, подводимый к экспериментальному участку; 2 — тепловой поток, доходящий до рабочего тела; 3 — тепловые потери

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.

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

$$\delta h_{exp} = \delta Q + \delta \Delta T_{лог} + \delta F; \quad (7)$$

$$\delta Q = \delta Q_{изм} + \delta Q_{тп}; \quad (8)$$

$$\delta \Delta T_{лог} = \frac{\Delta T_{ст} + \Delta T_{пот}}{T_{ст} - T_{пот}} 100\%, \quad (9)$$

где δQ — относительная погрешность определения теплового потока; $\delta Q_{изм} = 1\%$ — относительная погрешность, связанная с измерением тока и напряжения, определяющих величину теплового потока; $\delta Q_{тп} = 0,5\%$ — относительная погрешность, связанная с тепловыми потерями; $\delta \Delta T_{лог}$ — относительная погрешность определения температурного напора; $\Delta T_{пот} = 0,18\text{ К}$ — абсолютная погрешность измерения температуры потока рабочего тела термометром сопротивления; $\Delta T_{ст} = 0,68\text{ К}$ — 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 $\delta \Delta T_{лог} = 8,6\%$. 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 $\delta h_{exp} = 10,1 \%$. 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 погрешностью менее 15 %.

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. 8 и 9). Данный участок (рис. 10) устанавливается на линии потока низкого давления, перед компрессором. Таким образом, через данный участок будет проходить газовый поток и можно будет воспользоваться уравнением Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta P = \xi \frac{\rho u^2 L}{2 d}, \quad (10)$$

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]:

$$\xi = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (11)$$

Массовый расход потока (G , кг/с) определяется из выражения [4]:

$$G = \rho u S, \quad (12)$$

где S – площадь проходного сечения участка.

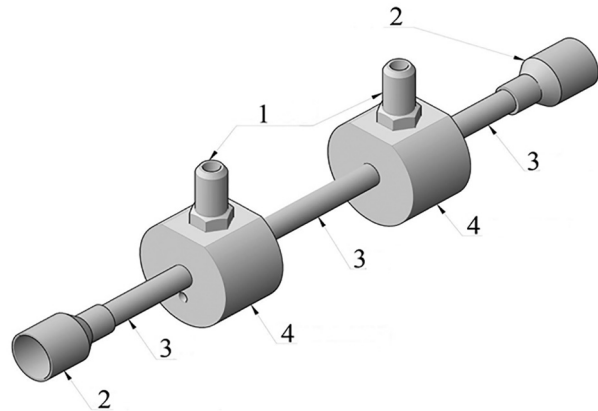


Рис. 8. Участок измерения расхода (общий вид): 1 – штуцер; 2 – переходник; 3 – трубка; 4 – коннектор

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

$$G = 2,215 \cdot 10^{-6} \frac{\Delta P^{4/7} \rho^{3/7}}{v^{1/7}}, \quad (13)$$

где v – кинематическая вязкость, м²/с; размерность числового коэффициента в м^{15/7}.

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. 11). Основными частями установки являются компрессорный

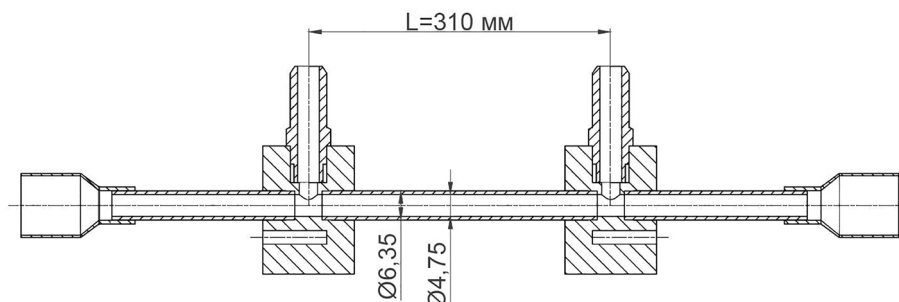


Рис. 9. Участок измерения расхода: продольный разрез

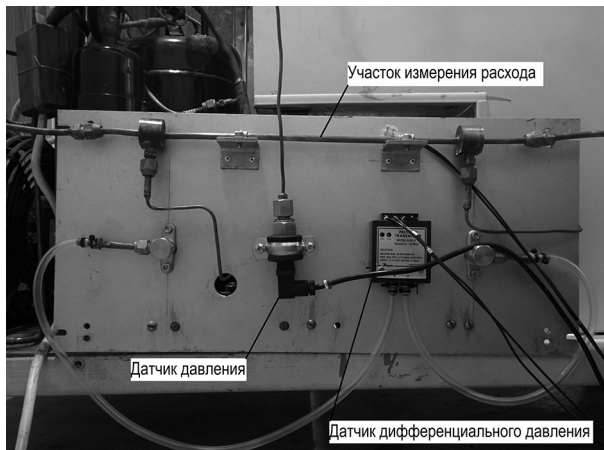


Рис. 10. Участок измерения расхода в сборе

блок и низкотемпературная камера. Компрессорный блок состоит из компрессора, сжимающего поток рабочего тела; маслоотделителя, возвращающего масло обратно в компрессор из потока рабочего тела; конденсатора, охлаждающего поток рабочего тела перед входом его в низкотемпературную камеру. Перед входом в компрессор установлен участок измерения расхода. Низкотемпературная камера состоит из следующих элементов: рекуперативного теплообменника, в котором осуществляется регенерация холода – обратный поток охлаждает прямой, тем самым улучшая энергетические характеристики цикла; дросселя, на котором снижается давление и, тем самым, происходит охлаждение потока рабочего тела; экспериментального участка и испарителя, 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.

Методика определения коэффициента теплоотдачи при кипении смеси

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, 11]. 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.

На кафедре низких температур МЭИ накоплен большой опыт работы с системами на многокомпонентных рабочих телах. Для проведения инженерных оценок коэффициента теплоотдачи при кипении смесей неплохо себя зарекомендовала гомогенная модель. Она основана на том, что двухфазная система рассматривается

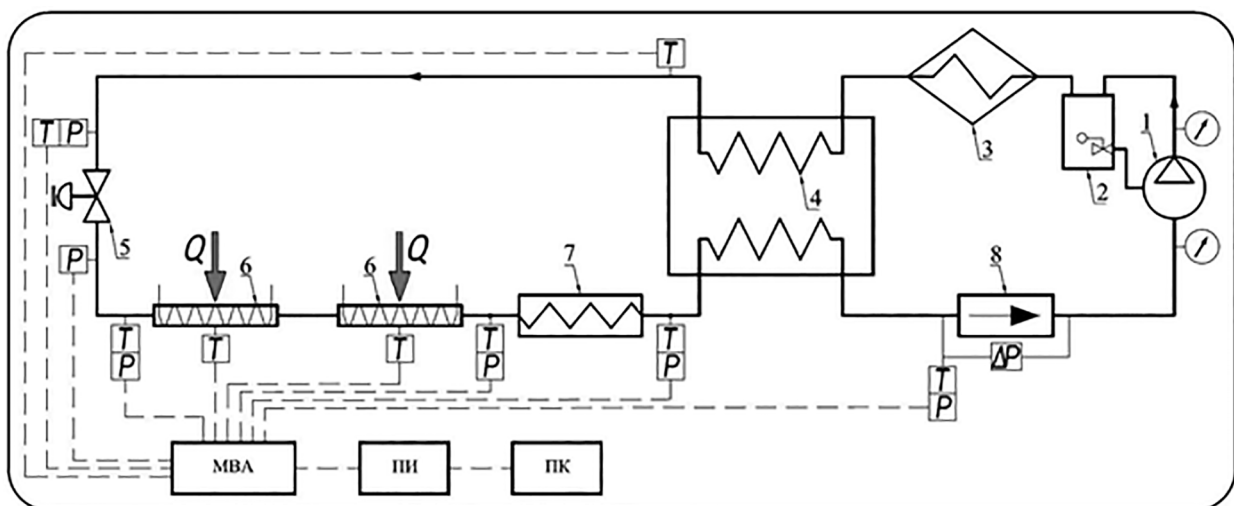


Рис. 11. Принципиальная схема экспериментальной установки:

- 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;
 T – датчик температуры; P – датчик давления; ΔP – датчик перепада давления

вается как псевдооднородная среда, к которой применимы обычные законы теплопередачи и гидродинамики. В основу гомогенной модели заложены два основных критерия:

1) между фазами достигается термодинамическое равновесие;

2) между фазами отсутствует скольжение, то есть пар и жидкость движутся с одинаковой скоростью.

Для расчета коэффициента теплоотдачи h_p при турбулентном режиме течения двухфазной смеси можно использовать соотношение, полученное по гомогенной модели [1]:

$$h_p = 0,023 \left(\frac{\lambda_m}{d_{\text{вн}}} \right) \text{Re}_m^{0,8} \text{Pr}_m^{0,4}, \quad (14)$$

где Re_m и Pr_m – числа Рейнольдса и Прандтля соответственно, определяемые по свойствам смеси.

Расчет свойств смесей в двухфазной области является сложной задачей. Некоторые свойства (плотность, энтальпия) подчиняются свойству аддитивности. Однако определение вязкости и теплопроводности представляет более сложную задачу. Существует множество соотношений для определения данных свойств, но нет единого мнения относительно рекомендаций для конкретных случаев. Ниже будут приведены соотношения, которыми пользовались авторы данной статьи для анализа экспериментальных данных. Теплопроводность смеси в двухфазной области λ_m рассчитывалась по формуле [1]:

$$\lambda_m = (1-x)\lambda_l + x\lambda_v. \quad (15)$$

где λ_l и λ_v – теплопроводность жидкой и газообразной фаз, соответственно.

Для вычисления динамической вязкости смеси в двухфазной области μ_m может быть рекомендовано соотношение [1]:

$$\frac{1}{\mu_m} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l}, \quad (16)$$

где μ_l и μ_v – динамические вязкости жидкой и газообразной фаз соответственно.

Паросодержание x определялось из соотношения [4]:

$$x = \frac{h_m - h'}{h'' - h'}, \quad (17)$$

где h_m – энтальпия потока при данных температуре и давлении; h' и h'' – энтальпия потока на левой и правой пограничной кривой соответственно.

Свойства фаз смеси определяются с использованием пакета *REFPROP*.

Описание эксперимента

Барраза (*Barraza*) в своей работе [12] дает описание экспериментального стенда и методики, используемых для измерения коэффициента теплоотдачи при кипении азот-углеводородных и аргон-фреоновых смесей в горизонтальном канале. В качестве экспериментального участка он использовал цилиндр высотой 105 мм со сквозным отверстием диаметром 2,871 мм для прохождения потока рабочего тела. Состав смесей и параметры потока приведены в таблице 2.

Смеси для опытов *A* и *B* содержат четыре компонента: азот, метан, этан и пропан. В то время как в опытах *C*, *D* использовались смеси из пяти компонентов: фреонов *R-14*, *R-23*, *R-32*, *R-134a* и аргона. На основании информации об эксперименте был рассчитан коэффициент теплоотдачи с использованием гомогенной модели и произведено сравнение расчетных значений с экспериментальными данными.

Анализ результатов

На рисунке 12 показано сравнение расчетных значений, полученных по гомогенной модели, с экспериментальными данными

Таблица 2

Состав рабочих тел и параметры потока

Опыт	Состав смеси	Массовый расход (г/с)	Массовый поток (кг/м²с)	Тепловой поток (кВт/м²)	Давление (кПа)
<i>A</i>	$\text{CH}_4/\text{C}_2\text{H}_6/\text{C}_3\text{H}_8/(45/35/20)$	0,96	147	40,0	790
<i>B</i>	$\text{CH}_4/\text{C}_2\text{H}_6/\text{C}_3\text{H}_8/\text{N}_2(27/21/12/40)$	0,96	147	57,5	790
<i>C</i>	$\text{R14/R23/R32/R134a}(35/15/15/35)$	0,96	148	18,8	790
<i>D</i>	$\text{R14/R23/R32/R134a/Ar}(21/9/9/21/40)$	0,96	148	28,2	790

в опытах *A*, *B*, *C*, и *D*, соответственно. Помимо зависимости от таких параметров потока, как массовый расход и давление, на значения коэффициента теплоотдачи оказывает сильное влияние состав смеси. В опыте *A* гомогенная модель повторяет качественно экспериментальные данные, однако в двухфазной области дает примерно в 2 раза меньшие значения. В опыте *B* наблюдается лучшее совпадение расчетных и экспериментальных данных. В опытах *C* и *D* не наблюдается ни качественного, ни количественного совпадения с экспериментом.

Произведена оценка среднего абсолютного отклонения (*AAD*) для полученных значений (табл. 3) с целью понимания применимости гомогенной модели:

$$AAD = \frac{1}{N} \sum \frac{|h_{exp} - h_{tp}|}{h_{exp}}. \quad (18)$$

Знание коэффициента теплоотдачи будет очень полезным при проектировании теплообменников для холодильных машин, работающих на смесевом хладагенте.

Таблица 3

Среднее абсолютное отклонение
гомогенной модели

Опыт	<i>AAD</i> (%)
<i>A</i>	36,6
<i>B</i>	14,8
<i>C</i>	31,3
<i>D</i>	21,7

Из данного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Поскольку экспериментальные данные доступны только для небольшого количества опытов, то было бы некорректно делать окончательный вывод о применимости гомогенной модели. Данный анализ является шагом по направлению к детальному пониманию применимости соотношений для многокомпонентных смесей. Необходимы более полные экспериментальные данные, полученные для одного и того же состава при различных условиях, чтобы понять влияние каждого параметра на коэффициент теплоотдачи.

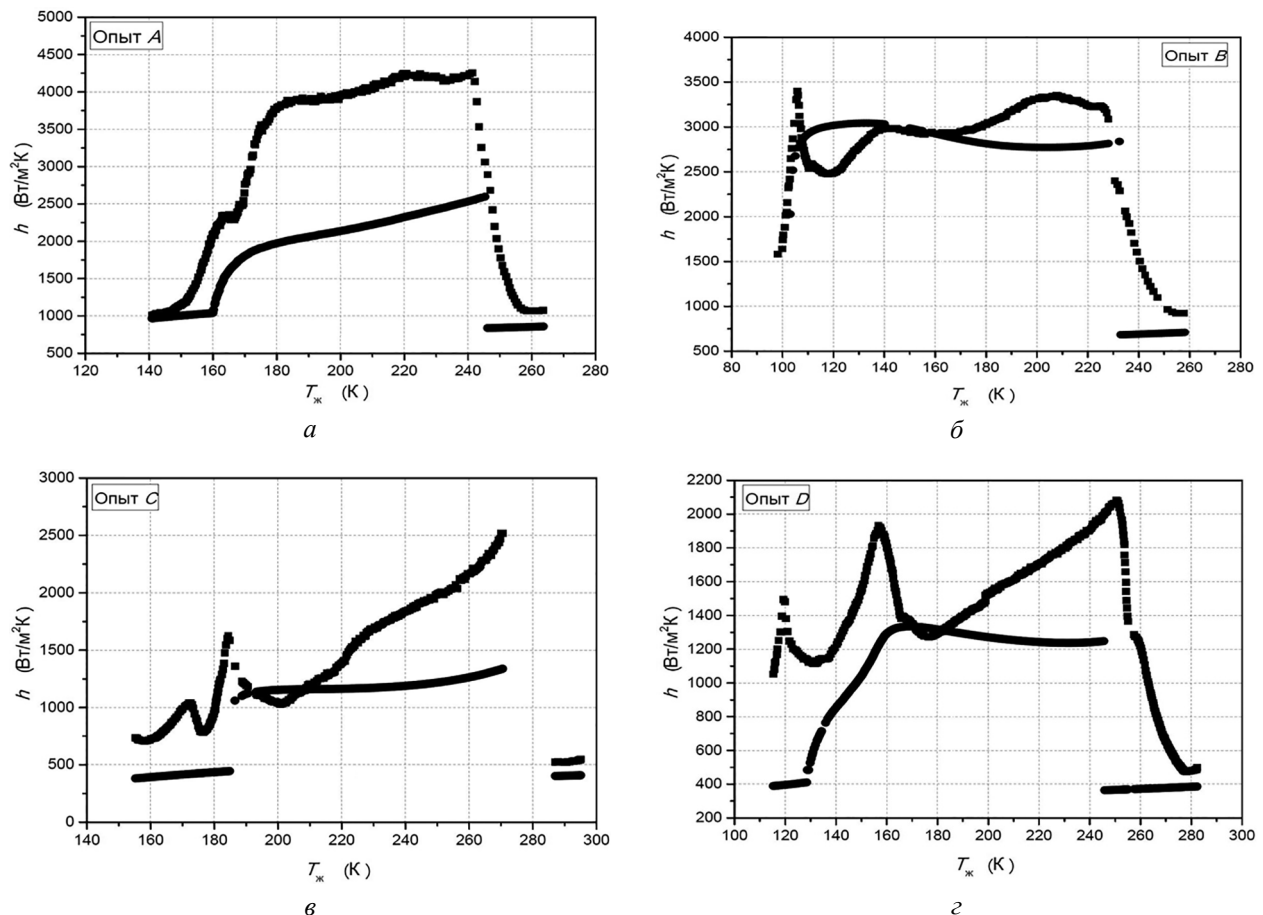


Рис. 12. Коэффициент теплоотдачи для опытов *A* (а), *B* (б), *C* (в) и *D* (г):

■ – эксперимент [12]; ● – гомогенная модель

2. Спроектированный экспериментальный стенд позволяет получать с хорошей точностью экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи при кипении смесей. Это даст возможность в ближайшее время увеличить количество экспериментальных данных по кипению МРТ и сделать шаг к более точному пониманию протекания данного процесса.

Заключение

Представленный экспериментальный стенд позволяет измерять коэффициент теплоотдачи с погрешностью менее 15 %, что является хорошим результатом для теплофизического эксперимента. Гомогенная модель была оценена с точки зрения возможности прогнозирования коэффициента теплоотдачи при кипении зетропных многокомпонентных азот-углеводородных и фреон-аргоновых смесей. Расчетные значения коэффициента теплоотдачи сравниваются с доступными экспериментальными данными из литературы.

Список литературы

1. Лунин А.И., Могорычный В.И., Коваленко В.Н. Применение многокомпонентных рабочих тел в низкотемпературной технике. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 100 с.
2. Боярский М.Ю., Лунин А.И., Могорычный В.И. Характеристики криогенных систем при работе на смесях. М.: Изд-во МЭИ, 1990. – 87 с.
3. Боярский М.Ю. Основы расчета фазовых равновесий в многокомпонентных системах. М.: Изд-во МЭИ, 1984. – 87 с.
4. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем. М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 384 с.
5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с.
6. Кириллин В.А. Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 496 с.
7. Баттерворс Д., Хьюитт Г. Теплопередача в двухфазном потоке. М.: Энергия, 1980. – 328 с.
8. Nellis G., Hughes C., Pfotenhauer J. Heat transfer coefficient measurements for mixed gas working fluids at cryogenic temperatures // Cryogenics. 2005. Vol. 45. P. 546–556.
9. Baek S., Lee C., Jeong S. Investigation of two-phase heat transfer coefficients of argon-freon cryogenic mixed refrigerants // Cryogenics. 2014. Vol. 64. P. 29–39.
10. Greco A., Vanoli G.P. Flow boiling heat transfer with HFC mixtures in a smooth horizontal tube // Experimental Thermal and Fluid Science. 2005. Vol. 29. P. 189–208.
11. Hsieh Y.Y., Lin T.F. Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002. Vol. 45. P. 1033–1044.
12. Barraza R., Nellis G. Measured and predicted heat transfer coefficients for boiling zeotropic mixed refrigerants in horizontal tubes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 97. P. 683–695.

Материал поступил в редакцию 28.02.2017

ДОЛЖИКОВ Антон Сергеевич

E-mail: DolzhikovAS@mpei.ru
Тел.: (495) 362-79-33

Аспирант кафедры «Низкие температуры» Национального исследовательского университета «Московский энергетический институт». Сфера научных интересов: тепломассообмен, термодинамика. Автор трех научных статей.

МОГОРЫЧНЫЙ Владимир Иванович

E-mail: MogorychnyVI@mpei.ru
Тел.: (495) 362-79-33

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Низкие температуры» Национального исследовательского университета «Московский энергетический институт». Сфера научных интересов: применение смесей в низкотемпературных установках, термодинамика смесей и растворов. Автор трех монографий, более 30 научных статей.