

УДК 621.565

Падение давления хладагента R410A в змеевиках воздухоохладителя с внутренним микрооребрением

С. В. КОШЕЛЕВ¹, канд. техн. наук А. И. ЕЙДЕЮС,
канд. техн. наук Ю. Н. СЛАСТИХИН
¹xktk@bga.gazinter.net

Калининградский государственный университет
Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

Проведен анализ данных по эффективности внутреннего микрооребрения в испарителях, экспериментально определено падение давления хладагента в змеевиках канального воздухоохладителя, работающего на хладагенте R410A. Во время теплотехнических испытаний холодильной машины со змеевиковым воздухоохладителем измерялось падение давления хладагента R410A на четырех участках трех змеевиков. Измерения проводились в установившихся режимах поочередно по участкам каждого змеевика. Для каждого режима определялись основные параметры холодильной машины. Измеренные падения давления оказались существенно выше расчетных значений, полученных по компьютерной программе для змеевиков из гладких труб. Осуществлено сопоставление полученных данных с результатами расчета по доступным методикам. Осредненные градиенты давления по участкам испытываемого воздухоохладителя, охватывающим 3, 5, 7 и 8 труб длиной 0,855 м, сравнивались с результатами расчета по упомянутым методикам. Расчетные значения опять оказались заметно ниже осредненных по опытным данным градиентов давления. Отчасти это объясняется наличием калачей и местного сопротивления на входе образующегося в змеевиках пара в вертикальный коллектор. Несовпадение расчетных и экспериментальных данных указывает на необходимость углубленного исследования гидродинамики и теплообмена при движении двухфазных потоков в трубах с микрооребрением.

Ключевые слова: хладагент, кипение, микрооребрённые трубы, падение давления, измерение, расчет.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 07.05.2018, принята к печати 20.07.2018

DOI: 10.17586/1606-4313-2018-17-3-4-13

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Кошелев С.В., Ейдеюс А.И., Сластихин Ю.Н. Падение давления хладагента R410A в змеевиках воздухоохладителя с внутренним микрооребрением // Вестник Международной академии холода. 2018. № 3. С. 4–13.

Refrigerant R410A pressure drop in the coils of air-cooler with internal micro-fins

S. V. KOSHELEV¹, Ph. D. A. I. EIDEYUS, Ph. D. Yu. N. SLASTIKHIN
¹xktk@bga.gazinter.net

Kaliningrad State Technical University
Baltic Fishing Fleet State Academy

The article deals with analysis of the efficiency micro-fins tubes in the evaporators. The pressure drop in the coils of duct air cooler which uses R410A refrigerant is also estimated. During heat engineering tests of the refrigeration machine with coil air cooler the pressure drop of R410A refrigerant was measured in four sections of three coils. The measurements were carried out in steady-state regimes alternately along the sections of each coil. For each regime, the basic parameters of the refrigerant plant were determined. The measured pressure drops were significantly higher than the calculated values obtained from the computer program for smooth-tube coils. The data obtained were compared with the calculations by the available method. The averaged pressure gradients over the sections of the testing air cooler, covering pipes 3, 5, 7, and 8 of 0.855 m length, were compared with the results of calculations for these methods. The calculated values are again noticeably lower than the pressure gradients averaged over the experimental data. This is partly due to the presence of bends and local resistance at the outlet, where the steam, which forms in the coils, goes into a vertical collector. The discrepancy between the calculated and experimental data shows necessity of an extended research of hydrodynamics and heat transfer of two-phase flows in tubes with micro-fins.

Keywords: refrigerant, evaporation, micro-fin tubes, pressure drop, measurement, calculation.

Article info:

Received 07/05/2018, accepted 20/07/2018

DOI: 10.17586/1606-4313-2018-17-3-4-13

Article in Russian

For citation:Koshelev S. V., Eideyus A. I., Slastikhin Yu. N. Refrigerant R410A pressure drop in the coils of air-cooler with internal micro-fins. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2018. No 3. p. 4–13.**Введение**

Воздухоохладители (ВО), наряду с другими теплообменными аппаратами (ТОА), должны обеспечивать вместимость малого количества хладагента, обладать высокой энергоэффективностью и низкой стоимостью холодильных машин [1]. В целях улучшения технических характеристик ТОА уже давно применяются различные устройства. Для турбулизации потока в трубах широко распространение получили различного рода вставки [2, 3]. С 1977 г. началось применение труб с внутренним микрооребрением [4]. Оно обычно выполняется в виде винтовых (спиральных) канавок глубиной до 0,4 мм. Число канавок, угол закручивания спирали и форма образующихся в стенке трубы выступов многообразны. Существует микрооребрение елочкой (herringbone micro fin), когда канавки под симметричными углами идут как бы навстречу друг другу и занимают определенные части окружности трубы. В ряде случаев канавки разной глубины, но с противоположным углом закручивания пересекаются.

Результаты испытаний ТОА с внутренним микрооребрением труб показывают увеличение коэффициента теплоотдачи (КТО) как однофазной среды, так и двухфазного потока, возникающего при кипении или конденсации хладагента. По сравнению с гладкими трубами микрооребрение создает дополнительное гидравлическое сопротивление. Оно обычно оказывается меньше, чем при наличии вставок в гладких трубах. Из-за отмеченных достоинств, ТОА с внутренним микрооребрением получили широкое применение. В нашу страну они поставляются преимущественно в качестве испарителей и конденсаторов малых и средних холодильных машин (ХМ), включая бытовые и полупромышленные кондиционеры. Вопросы расчета падения давления в гладких горизонтальных трубах и плоских змеевиках рассмотрены в статьях [5, 6].

Несмотря на широкое распространение ТОА с микрооребрением, тепловые и гидравлические их характеристики остаются неизвестными для потребителей. Поставщики обычно приводят основные показатели при проектном (номинальном) режиме работы оборудования. Нередко указывается допустимый диапазон режимов. Параметры внутреннего оребрения указываются далеко не всегда, удельные показатели ТОА и всей ХМ при других условиях потребители предсказать не могут из-за отсутствия методик расчета КТО и падения давления при кипении и конденсации хладагентов в трубах с микрооребрением. Обзор литературы показывает, что подготовка таких методик за рубежом проводится, но далека от завершения. Ввиду сложности процессов кипения и конденсации рабочих веществ, а также многообразия форм оребрения и диаметров труб, разработка подобных методик оказывается затруднительной. На данном этапе создалась ситу-

ация, когда технические решения опережают возможности их моделирования и анализа эффективности.

По опытным данным и частным методикам расчета установлено, что с увеличением массовой скорости w хладагента в трубах с микрооребрением повышение КТО и падения давления неодинаковое. При некоторой скорости w отношение приращения КТО к приращению падения давления становится ниже такого же отношения в гладкой трубе. Отсюда следует, что микрооребрение эффективно не всегда.

Цель работы

Целью данной работы является анализ данных об эффективности внутреннего микрооребрения в испарителях, экспериментальное определение падения давления хладагента в змеевиках конкретного воздухоохладителя и сопоставление полученных данных с результатами расчета по доступным методикам.

Параметры микрооребрения труб

Трубы с числом ребер 50–70, высота которых не превышает 0,4 мм, относят к микрооребрённым. Когда в трубах имеется менее 30 ребер высотой более 0,4 мм, их считают низкооребрёнными (low finned) или просто внутренне оребренными (internally finned) [7]. Наиболее популярными стали микрооребрённые трубы. Их выпускают многие компании. Форма, число и размеры спиральных ребер весьма разнообразны. Чаще всего поперечное сечение ребер имеет вид трапеции или треугольника с закругленными краями, рис. 1. Иногда в сечении вершина ребра имеет форму полуокружности.

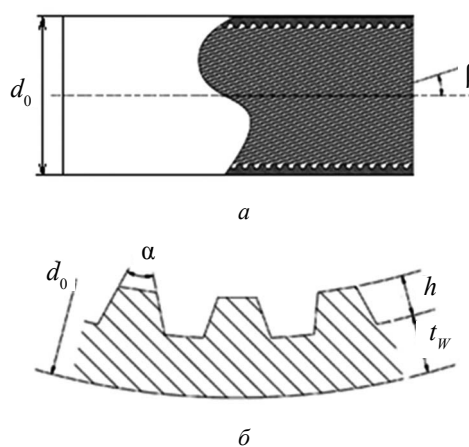


Рис. 1. Схема трубы: а — продольное сечение; б — поперечный разрез

Fig. 1. The pipe: a — longitudinal section; b — cross-section

Общепринятого перечня и обозначения параметров микрооробрения труб не существует. Чаще всего указывают наружный диаметр трубы d_o , толщину дна канавки t_w , высоту ребра h , угол вершины ребра α , угол закручивания спирали β , число канавок n . Нередко используется диаметр у основания ребра $d_r = d_o - 2t_w$, именуемый часто наибольшим внутренним диаметром. При обработке опытных данных его чаще всего принимают в качестве номинального диаметра [6]. Иногда, в качестве номинального, используется диаметр у вершины ребер d_i или диаметр при средней высоте внутренних ребер d_r . Заметим, что при трапецевидной форме ребер перечисленных данных недостаточно для определения периметра ребристой поверхности и площади живого сечения микрооробренной трубы. Дополнительно требуется знать ширину вершины и основания ребра или хотя бы ширину основания канавки, что указывается не часто. Также приводится площадь теплопередающей поверхности. В источнике [8] для ряда типов оробрения указано отношение площади ребристой поверхности к площади гладкой трубы с номинальным диаметром d_r .

Первоначально с микрооробрением изготавливались трубы диаметром $d_o = 9,52$ мм, которые получили наибольшее распространение. Затем был освоен выпуск микрооробренных труб как большего, так и меньшего диаметра. Расширяется выпуск микрооробренных труб диаметром менее 4 мм, которые считаются микротрубами. Испытуемый в работе ВО изготовлен из труб диаметром 7,45 мм. Поэтому поиск экспериментальных данных и расчетных зависимостей проводился с ориентацией на трубы такого диаметра. Предпочтение отдавалось данным по хладагенту R410A. Ввиду ограниченного количества публикаций собиралась информация по кипению и конденсации разных хладагентов в микрооробренных трубах разных диаметров, за исключением мини- и микротруб, на которые распространяются другие зависимости даже при отсутствии внутреннего оробрения.

Численные значения параметров внутреннего микрооробрения труб приводятся в табл. 1. В первом ее столбце указан номер источника с информацией о параметрах оробрения, а строка PEAD относится к испытываемому ВО. Наряду с упомянутыми обозначениями при-

водятся S_p — периметр поверхности оробрения, перпендикулярной оси трубы; $F_{ж}$ — площадь живого (проходного) сечения трубы; d_h — гидравлический диаметр трубы.

Падение давления потока любой среды в каналах разной формы обычно рассчитывается с использованием гидравлического диаметра d_h , который определяется по известной формуле:

$$d_h = 4F_{ж}/S, \quad (1)$$

где S — периметр сечения канала.

С учетом угла закручивания спирали β величина S находится путем деления периметра, перпендикулярного оси канала S_p , на $\cos\beta$ [9]. Лишь в указанной здесь работе для трубы диаметром 9,52 мм с треугольной формой сечения ребер приводятся значения всех величин, входящих в формулу (1). Для труб с другими параметрами оробрения в табл. 1 указаны значения d_h , найденные расчетным путем. В случае трапецевидных ребер без указания ширины ребра и основания канавки принималось, что ширина канавки совпадает с шириной вершины трапеции.

Методы расчета падения давления

Сложность разработки методик расчета обусловлена многообразием параметров микрооробрения труб, в которых может происходить кипение или конденсация разных хладагентов. С появлением микрооробренных труб началось экспериментальное исследование интенсивности теплоотдачи и падения давления хладагента в них. К настоящему времени накоплен значительный объем опытных данных, хотя доступ к ним ограничен. Обычно приводятся значения падения давления ΔP или градиента давления dP/dz при конкретных условиях движения двухфазной среды. Чаще всего падение давления измеряется в прямых горизонтальных трубах. Обычно оно включает также падение давления на ускорение ΔP_y , но нередко приводится только падение давления $\Delta P_{тр}$, обусловленное трением. Последнее получают путем вычитания падения давления на ускорение ΔP_y из измеренного на исследуемом участке падения давления,

Таблица 1

Параметры внутреннего оробрения труб

Table 1

The parameters of internal fins in the pipes

Источник	d_o , мм	d_r , мм	h , мм	α , град	β , град	n	S_p , мм	$F_{ж}$, мм ²	d_h , мм
[9]	9,52	8,92	0,2	50	18	60	45,528	61,341	5,479
[10]	9,52	8,92	0,2	66	18	82	48,180	60,331	4,963
[11]	7	6,56	0,1	40	15	65	30,750	32,783	4,264
[12]	5	4,6	0,14	40	18	40	23,434	16,325	2,673
[4]	9,52	8,96	0,14	66	18	60	39,175	62,258	6,426
[13]	7	6,36	0,15	50	18	60	33,057	31,124	3,834
[14]	7	6,48	0,15	50	18	50	31,443	32,438	4,008
[14]	12,7	11,98	0,25	65	30	60	62,438	110,28	6,929
PEAD	7,45	6,95	0,15	40	18	60	36,199	36,351	4,017

т. е. $\Delta P_T = \Delta P - \Delta P_y$. Подробнее составляющие падения давления двухфазного потока в гладких трубах и плоских змеевиках обсуждаются в статье [6].

По мере накопления экспериментальных данных разные авторы проводили их обобщение. К настоящему времени опубликовано свыше десяти методик расчета падения давления, охватывающих конкретные массивы опытных данных. Значительная их часть представляет собой некоторую модификацию методик расчета падения давления двухфазного потока в гладких горизонтальных трубах. Неоднократно проводилось сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными о падении давления некоторых хладагентов в трубах с определенными параметрами микрооробрения. В данной статье упоминаются лишь методики, обеспечивающие удовлетворительную точность.

Так, в статье [11] приведены значения среднего квадратичного отклонения (СКО) результатов расчета по восьми методикам с экспериментальными данными по кипению R410A в трубах с $d_o = 7$ мм при $t_o = 8$ °C. Наименьшие СКО составили $\sigma = 19\%$ по методике [9] и $\sigma = 15\%$ по методике [15]. Приведем краткое их описание. Методика [9] считается обобщенной. Она подготовлена на базе большого массива экспериментальных данных по кипению и конденсации семи хладагентов в трубе с $d_o = 9,52$ мм, параметры микрооробрения которой приведены в первой строке табл. 1. Падение давления находится по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_y = [f_N L (v_b - v_n)/d_h + (v_b - v_n)] (w\rho)^2, \quad (2)$$

где v_b и v_n — удельный объем двухфазной смеси на выходе и в начале участка; L — длина участка; d_h — гидравлический диаметр трубы; $w\rho$ — массовая скорость хладагента; f_N — коэффициент трения

$$f_N = 0,00506 Re_{ж}^{-0,0951} K_f^{0,1554},$$

здесь K_f — фактор кипения

$$K_f = (x_b - x_n) (i'' - i') / (Lg);$$

$Re_{ж}$ — число Рейнольдса для потока жидкости

$$Re_{ж} = (w\rho) d_h / \mu', \quad (3)$$

где x_b, x_n — массовое паросодержание хладагента в начале и на выходе зоны кипения или участка; i'', i' — энтальпия жидкости и пара на линии насыщения; μ' — вязкость насыщенной жидкости; $g = 9,81$ м/с².

Формула (2) справедлива при условии $Re_{ж}/K_f > 1$. Оно может не соблюдаться при малых значениях $w\rho, d_h, L$ и большой разности $x_b - x_n$. При малой длине участков L градиент давления можно находить как $dP/dz \approx \Delta P/L$.

В методике [15], как и в некоторых других, предполагается преобладающее влияние паровой фазы на падение давления парожидкостной смеси. Наличие жидкостной фазы учитывается введением поправочного множителя ϕ_n в формулу для градиента давления

$$dP/dz = 2\phi_n^2 f_n (w\rho)^2 x^2 / (\rho'' d_e). \quad (4)$$

В случае $\phi_n = 1$ по этой формуле находится градиент давления насыщенного пара. Характерно, что в ней и при определении числа Рейнольдса Re_n используется не гидравлический, а эквивалентный диаметр d_e трубы с микрооробрением. Коэффициент трения f_n предлагается находить по четырем разным формулам в зависимости от числа $Re_n = (w\rho) x d_e / \mu''$. Если $Re_n > 12700$, то $f_n = 0,0092$, множитель ϕ_n зависит от параметра Мартинелли χ_{tt} :

$$\phi_n = 1 + 1,64 \chi_{tt}^{0,79}, \quad (5)$$

$$\chi_{tt} = [(1-x)/x]^{0,9} (\rho''/\rho')^{0,5} (\mu'/\mu'')^{0,1}. \quad (6)$$

Методика [12] позволяет находить падение давления при кипении R410A с концентрацией масла от 0 до 5%. Она подготовлена на базе экспериментальных данных о падении давления в микрооробренной трубе с $d_o = 5$ мм, но может применяться и для труб большего диаметра. В ней также используется поправочный множитель ϕ_{n1} , для которого получена формула:

$$\phi_{n1} = 1 + 1,892 \chi_{tt}^{0,587}. \quad (7)$$

Коэффициент трения $f_{n1} = 0,128/Re_h^{0,267}$ и число $Re_h = (w\rho) \chi_{tt} d_h / \mu''$ находятся с использованием гидравлического диаметра d_h . При кипении чистого R410A падение давления вычисляется по формуле:

$$\Delta P = 0,256 Re_h^{-0,267} (w\rho)^2 x^2 l (1 + 1,892 \chi_{tt}^{0,587})^2 / \rho'' d_h, \quad (8)$$

где l — длина участка трубы, на котором происходит небольшое повышение паросодержания x .

Для определения падения давления смеси R410A с маслом необходимо предварительно находить значения паросодержания x , плотности ρ и вязкости μ двухфазного потока с учетом концентрации масла.

Согласно методике [16] падение давления двухфазного потока ΔP находится в виде произведения $\Delta P = \Delta P_{ж} \phi_{ж}^2$. Падение давления при движении только насыщенной жидкости и множитель $\phi_{ж}$:

$$\Delta P_{ж} = 2f_{ж} (w\rho)^2 (1-x)^2 l / (\rho' d_r), \quad (9)$$

$$\phi_{ж}^2 = 1,376 + 7,242 / \chi_{tt}^{1,655} \quad (10)$$

Для коэффициента сопротивления $f_{ж}$ получено выражение:

$$f_{ж} = 0,046 Re_{ж}^{-0,2} (d_r / d_e) \left(1 - \frac{X \cdot h \cdot n \cdot t}{\pi d_r^2 \cos \beta} \right)^{0,5} (X / \cos \beta)^Y, \quad (11)$$

где d_r — диаметр трубы у основания ребра; h — высота ребра; n — число ребер; t — толщина (ширина) основания ребра; β — угол закручивания спирали; X, Y — эмпирические показатели.

Применительно к микрооробрению спиралевидной формы приводятся значения $X = 1, Y = 0,75$.

Все методики расчета падения давления кипящего хладагента предполагают наличие взаимосвязи между основными параметрами трубы и потока хладагента, которая вытекает из уравнения теплового баланса. Запишем ее в виде:

$$l_{\kappa} = (w\rho) d_e (x_b - x_n) (i'' - i') / (4q), \quad (12)$$

где l_k — длина зоны кипения; d_e — эквивалентный диаметр трубы; $i'' - i' = r$ — удельная теплота парообразования хладагента; q — отнесенная к внутренней поверхности плотность теплового потока.

При обобщении экспериментальных данных обычно указывают wr , q , x_n , x_b , а также данные о параметрах внутреннего оребрения трубы. Нередко отмечается, что опыты проводились при фиксированных значениях q и wr в трубе конкретной длины l_t . Это означает, что лишь за ряд опытов был охвачен весь диапазон изменения паросодержаний, например $x_b - x_n = 0,8$. С учетом сказанного, после определения длины l_k по формуле (12), длину коротких участков Δl и приращения паросодержаний Δx следует находить путем деления l_k и $x_b - x_n$ на некоторое целое число z , превышающее 10. Рекомендуется принять $\Delta x \approx 0,05$, откуда $z = (x_b - x_n)/0,05$, а $\Delta l = l_k/z$. Уменьшение числа коротких участков приводит к накоплению погрешностей из-за нелинейного изменения градиента давления по ходу движения потока.

Экспериментальная установка

В качестве исследуемого выбран, работающий на хладагенте R410A, ВО канального типа, который представляет собой внутренний блок (ВБ) полупромышленного кондиционера серии Mr. Slim компании Mitsubishi. На базе кондиционера холодопроизводительностью $Q_o = 7,1$ кВт построен стенд для теплотехнических испытаний реверсивной ХМ. ВБ, обозначенный на рис. 2 как ВО, располагается в одном помещении, а наружный блок (НБ), состоящий из спирального компрессора КМ, воздушного конденсатора КД, ресивера-теплообменника РТО, двух электронных регулирующих вентилей (ЭРВ), автоматического переключателя режимов АПР, запорной арматуры и вспомогательных элементов, находится в смежном помещении. За счет каналов с воздушными заслонками оба помещения могут сообщаться друг с другом. Особенность ХМ заключается в наличии РТО и двукратном дросселировании жидкого хладагента. В неизолированном РТО устанавли-

вается некоторый уровень насыщенной жидкости при промежуточном давлении. По встроенной U-образной трубе проходит насыщенный или слегка перегретый пар. За счет поступления теплоты от более теплой жидкости обеспечивается перегрев пара на входе в компрессор. При такой схеме циркуляции хладагента не нужна зона перегрева пара в ВО, что повышает эффективность использования теплопередающей поверхности.

Стенд оснащен многочисленными средствами измерения параметров хладагента и воздуха. На рис. 2, без указания типа измерительного преобразователя или прибора в соответствующих местах, приводятся условные обозначения измеряемых величин: T — температура, P — давление, M — влажность, S — скорость, L — уровень конденсата, F — расход, D — плотность. Параметры жидкого хладагента перед ЭРВ «В» измеряет массовый (кориолисовый) расходомер OPTIMASS 6400 S08 предприятия «Oval» с классом точности 0,1 и верхним пределом измерения 250 кг/ч. Наряду с расходом F он показывает плотность D и температуру T хладагента. Данные о расходе и плотности имеют прямое отношение к падению давления кипящей парожидкостной смеси в ВО.

Для измерения падения давления хладагента в змеевиках ВО и отдельных их участках выбран преобразователь дифференциального давления модели ОВЕН ПД200-ДД 0,2-155-0,1-2Н с верхним пределом измерения 0,2 МПа = 200 кПа и допускаемой приведенной погрешностью 0,1%. Конструктивно ВО, т. е. теплообменник ВБ PEAD-RP71JAQ, содержит шесть змеевиков с пластинчатым наружным оребрением. Каждый из них состоит из восьми горизонтальных труб. Соединение труб калачами неодинаковые, из-за чего несколько различаются условия движения двухфазного потока. При одинаковой длине оребренной снаружи части восьми труб $l_t = 0,855$ м в зависимости от ориентации калачей, а также пространственного расположения мест входа и выхода хладагента получаются три разновидности змеевиков. Падение давления с помощью преобразователя ПД200 поочередно измеряется в каждой из трех разновидностей.

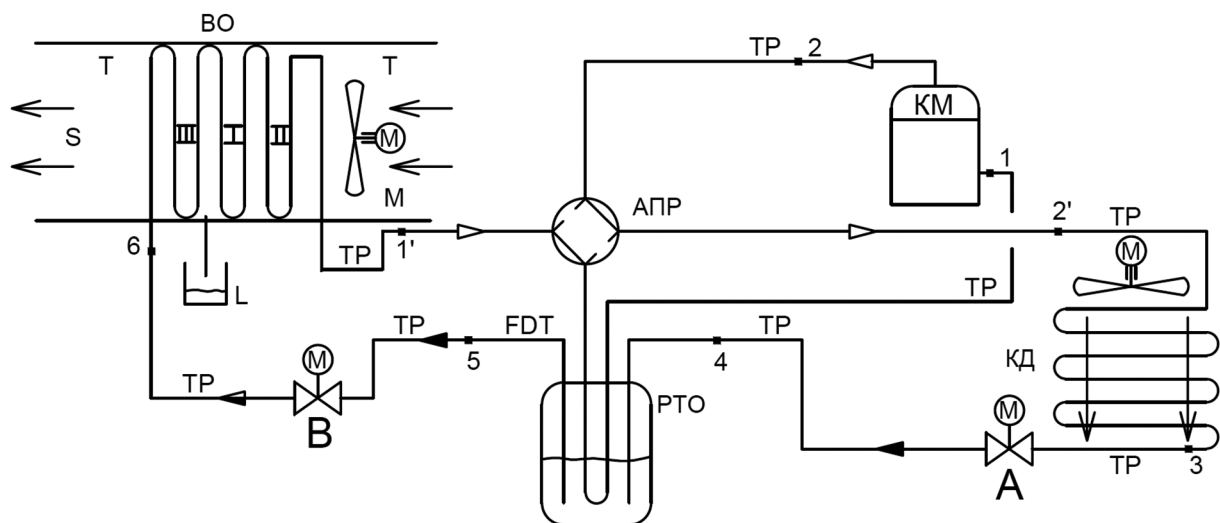


Рис. 2. Упрощенная схема системы измерений
Fig. 2. Simplified scheme of measurement system

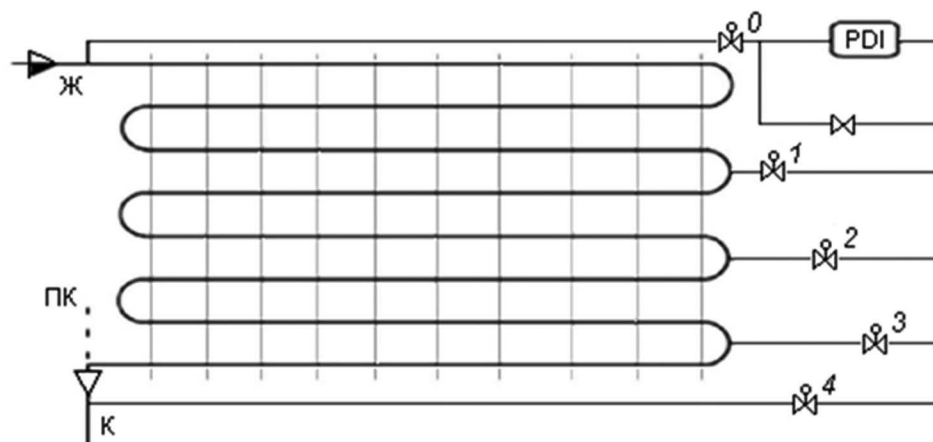


Рис. 3. Схема подвода давлений к преобразователю PD200

Fig. 3. Pressure delivery to PD200 transmitter

Подключение преобразователя PD200 к одному из змеевиков показано схематично на рис. 3 без учета пространственной ориентации калачей. Путем поочередного открытия соответствующей пары электромагнитных клапанов (ЭМК) преобразователь PD200, обозначенный как PDI может охватывать 3, 5, 7 или 8 труб змеевика. Например, при открытии ЭМК с номерами 0 и 4 измеряется падение давления между входом парожидкостной смеси (точка «ж») и паровым коллектором (точка «к»). Аналогично с помощью того же преобразователя измеряется падение давления в змеевиках других двух разновидностей. Всего на линиях отбора давлений смонтировано 13 ЭМК и разработана электрическая схема для дистанционного управления ими, имеющая 13 клавишных выключателей. Запорный клапан между входами преобразователя PDI закрывается лишь на время измерений, чтобы исключить недопустимое повышение разности давлений.

Порядок создания тепловых нагрузок на помещения с внутренним и наружным блоками кондиционера здесь не рассматривается. Отметим лишь, что измерения всех параметров проводились в установившихся режимах. Найденная по уравнениям теплового баланса на стороне хладагента и воздуха холодопроизводительность находилась в диапазоне 6,5–10,8 кВт, а температура кипения R410A составляла 3...10°C.

Результаты измерений

Измерение падения давления проводились одновременно с регистрацией параметров ХМ. В одних опытах измерялось лишь общее падение давления в каждом из трех змеевиков, а в других — на всех их участках, охватывающих 3, 5, 7 или 8 труб. Некоторые данные о работе ВО и падении давления в его трубах приведены в табл. 2. В нее наряду с температурой t_o , расходом хладагента G_a и холодопроизводительностью Q_o включены значения массового паросодержания x_n , найденные по параметрам хладагента до и после ЭРВ «В», что соответствует паросодержанию в начале зоны кипения. Перепадам давления ΔP_i присвоена двойная нумерация: первая цифра показывает условный номер змеевика, а вторая — указывает число труб в соответствующем участке змеевика.

Приведенные в табл. 2 данные позволяют получить представление об изменении падения давления в зависимости от удаленности конца каждого участка от входа в змеевик. Пренебрегая неравномерностью теплового потока от охлаждаемого воздуха к трубам змеевиков, по имеющимся данным нетрудно найти массовое паросодержание хладагента x на границах выделенных участков. Отношение разности давлений между входом и выходом участка к его длине характеризует средний градиент давления. Очевидно, что он оказывается наибольшим для последнего участка, на котором паросодержание x стремится к 1. Между тем, многие исследователи отмечают снижение обусловленного трением градиента давления dP_T/dz при $x > 0,9$. В связи с этим, следует отметить, что приведенные в табл. 2 падения давления имеют четыре составяющие, обусловленные: а) трением; б) ускорением двухфазного потока; в) наличием калачей; г) местным сопротивлением на выходе потока из труб в паровой коллектор ВО. Из-за этого измеренные перепады давления вполне могут превышать падение давления на трение, которое в прямых горизонтальных трубах является преобладающим.

Экспериментальные данные зарубежных исследователей о градиентах давления при кипении хладагентов в горизонтальных трубах с микро-оребрением немногочисленны и чаще всего они отражают зависимость градиента давления dP_T/dz от массового паросодержания x при фиксированных условиях кипения. К ним наряду с параметрами оребрения труб и видом хладагента относятся температура кипения t_o , диапазон паросодержаний $x_b - x_n$, плотность теплового потока q и массовая скорость w_r . С известной долей приближения они позволяют найти значения среднего градиента давления. Представляет интерес сопоставление градиентов давления при условиях соответствующих опытов с расчетными их значениями, полученными по рассмотренным выше методикам. Изменение расчетных значений градиента давления в зависимости от паросодержания x индивидуальны для каждого сочетания исходных данных.

Сравнение средних градиентов давления в соответствующем диапазоне паросодержаний $x_b - x_n$ показано в табл. 3. Они позволяют оценить степень совпадения

Таблица 2

Падение давления хладагента R410A в трубах трех змеевиков

Table 2

Pressure drop of R410A refrigerant in the pipes of the coils

Показатели	Численные значения в разных опытах									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_o, ^\circ\text{C}$	3,9	5,6	3,2	3,0	9,7	9,6	9,4	8,1	6,4	5,7
x_n	0,124	0,141	0,114	0,116	0,087	0,109	0,131	0,122	0,111	0,106
$G_o, \text{кг/ч}$	203	205,4	202,1	188	160,3	154,8	153,2	145,5	140	137,1
$Q_o, \text{Вт}$	9960	9610	9894	9330	7951	7503	7483	7265	7192	6735
$\Delta P_p, \text{кПа}$										
1,3	10,2	10,4	10,4	10,5	4	3,7	4,8	3,7	3,6	3,4
1,5	22,5	22,3	9,6	21	9	9,1	9,3	9,3	8,6	9,3
1,7	35,3	38	34	35	15	15	15,5	15,2	15,1	13,8
1,8	52,7	54,6	50,2	51	22,1	22	21,9	23,1	20,5	21,4
2,3	9,4	10	9,5	8,9	3,3	3,1	3,5	4,3	3,2	3
2,5	22,4	23	20,9	2,1	10	9,2	9,5	9,4	8,1	8,6
2,7	37,8	39,2	35,7	36	15,9	15,9	17	16,5	16,3	15
2,8	53,7	55,2	51,2	51	22,5	22,4	23,7	22,5	20,5	20,5
3,3	7,3	7,8	6,9	7	2,3	2,55	2,5	2,6	2,6	2,3
3,5	17,1	18,3	16	16,5	6,7	6,7	6,8	6,8	6,6	5,9
3,7	27,3	28,6	26,3	26,5	10	10,2	10,3	10	9,1	8,8
3,8	38	40,7	37,6	38	14,7	14,3	14,7	15	13	12,4

результатов расчета с экспериментальными данными, а также по ним можно судить о влиянии основных варьируемых переменных на результаты опытов и расчетов. Чтобы не повторять приведенные в табл. 1 данные о параметрах оребрения, здесь указывается лишь наружный диаметр труб d_o . Ссылки на источники опытных данных приводятся в каждой строке первого столбца табл. 3. Средние градиенты давления dP_T/dz указаны по опытным данным в столбце «эксперимент», а расчетные значения — в последующих четырех столбцах со ссылкой на номер источника каждой методики.

В табл. 1 и 3 под именем READ приводятся данные по испытываемому ВО. С учетом наружного диаметра труб $d_o = 7,45$ мм по аналогии с похожими трубами принято $d_r = 6,95$ мм, $h = 0,15$ мм, $a = 40^\circ$, $\beta = 18^\circ$, $n = 60$. Остальные параметры микрооробрения получены расчетным путем. Вместо градиента dP_T/dz в столбце «эксперимент» табл. 3 приводятся средние арифметические значения отношения измеренного падения давления ΔP_n к длине l_y каждого из четырех выделенных участков. Поскольку полное падение давления на I и II змеевиках примерно одинаковое, а на III оно меньше во всех опытах, средние значения $\Delta P_n/l_y$ приводятся в двух строках табл. 3. Методики расчета градиента dP_T/dz относятся к прямым трубам. Поэтому результаты расчета в обеих строках одинаковы.

Обсуждение результатов

Наряду с отношением площади внутренней поверхности микро-оробренных труб F_p к поверхности гладких труб F_r такого же диаметра при сравнительной оценке ТОА используют еще три отношения, именуемые как

штрафной коэффициент (penalty factor) PF, коэффициент интенсификации теплоотдачи (enhancement factor) и параметр интенсификации (enhancement parameter) E [17, 10]. Они определяются по формулам:

$$\begin{aligned} PF &= (dP_T/dz)_p / (dP_T/dz)_r; \\ EF &= \alpha_p/\alpha_r; E = EF/PF, \end{aligned} \quad (13)$$

где α — локальные коэффициенты теплоотдачи; индексы «р» и «г» относятся к микрооробренным и гладким трубам, соответственно.

Значения PF и EF при прочих равных условиях зависят от паросодержания кипящей жидкости x , массовой ее скорости w_r и отнесенного к внутренней поверхности теплового потока q . Например, в работе [17] приводятся данные значений PF и EF при кипении R410A в трубе с внутренним диаметром 6,3 мм для диапазона $x = 0,1 \div 0,8$; $q = 4500 \div 14000$ Вт/м²; $w_r = 100 \div 250$ кг/(м·с²).

Они показывают неоднозначное влияние варьируемых переменных на обсуждаемые отношения, которые оказались в пределах $EF = 1,15 \div 1,72$ и $PF = 0,91 \div 1,85$. В статье [10] исследовано кипение R134a при $t_o = 5^\circ\text{C}$ и $q = 5000$ Вт/м² в гладкой и микро-оробренной трубах с наружным диаметром 9,52 мм. Наибольший интерес представляет изменение параметра E в зависимости от паросодержания x и массовой скорости w_r . Оно доходит до значения 4,5 при $w_r = 100$ кг/(м·с²), составляет около 1,0 при $w_r = 300$ кг/(м·с²) и находится в диапазоне $0,9 \div 0,3$ при $w_r = 500$ кг/(м·с²). Автор отмечает положительное влияние микро-оробрения на параметр E при малых скоростях w_r и больших плотностях теплового потока q . Похожие тенденции прослеживаются и по мате-

риалам других исследований. С учетом формулы (12) можно сказать, что микро-оребрение целесообразно для испарителей с малой длиной зоны кипения.

О степени совпадения расчетных градиентов давления с экспериментальными их значениями можно судить по данным табл. 3. Она показывает, что по всем методикам прослеживается увеличение градиента давления с ростом массовой скорости хладагента w_p , понижением температуры его кипения t_0 и уменьшением диаметра труб d_0 . В расчетах параметры внутреннего оребрения труб учитывают лишь при определении гидравлического d_h , эквивалентного d_e и наибольшего внутреннего d_r диаметра труб, а также площади живого их сечения. Нетрудно заметить, что расчетные градиенты давления в целом меньше экспериментальных. Без учета нижних

двух строк табл. 3 получены отношения расчетных градиентов к экспериментальным. Средние арифметические значения этих отношений составили 0,764; 0,901; 0,561; 0,626 по методикам [9], [12], [15], [16].

Можно усомниться в достоверности экспериментальных данных, полученных разными специалистами. Например, в опытах по кипению R410A при одинаковой температуре $t_0 = 5^\circ\text{C}$ получен градиент давления $(dP/dz)_0 = 7100$ Па в статье [4] и 4750 Па в статье [13]. Расчетные их значения различаются несущественно и по методике [12] составили 2706 и 3209 Па, соответственно. Различие условий кипения характеризуется значениями $d_0 = 9,52$ мм, $w_p = 250$ кг/(м²с), $q = 12500$ Вт/м² в статье [4], а в статье [13] $d_0 = 7$ мм, $w_p = 211$ кг/(м²с), $q = 5000$ Вт/м². Если снижение скорости w_p с 250 до 211 кг/(м²с) действительно способствует умень-

Таблица 3

Сопоставление опытных и расчетных градиентов давления

Table 3

Experimental and calculated pressure gradients

Источник	Показатели условий кипения хладагентов						Средние градиенты давления, Па/м				
	d_0 , мм	хладагент	t_0 , °C	q , кВт/м ²	w_p , кг/(м ² с)	$x_b - x_n$	эксперимент	[9]	[12]	[15]	[16]
[10]	9,52	R134a	5	5,0	100	0,85	1100	1150	1202	573	658
	9,52	R134a	5		200		3985	3775	3996	2293	2290
	9,52	R134a	5		300		7110	7601	8069	5160	4752
	9,52	R134a	5		500		17310	18420	19556	14333	11918
[11]	7,00	R410A	8	4,0	50	0,6	150	149	217	105	152
	7,00	R410A	8		100		462	488	720	420	529
	7,00	R410A	8		150		1120	981	1454	945	1098
	7,00	R410A	8		250		3175	2373	3523	2625	2753
[12]	5,00	R410A	5	7,56	200	0,7	3794	3277	4182	2351	2770
	5,00	R410A	5	11,32	300		8244	7103	8445	5289	5748
	5,00	R410A	5	15,12	400		14156	12306	13903	9403	9647
[4]	9,52	R410A	5	12,50	250	0,8	7100	2258	2422	1994	1930
	9,52	R134a	5	12,50	250		11922	4903	4137	3620	3444
	9,52	R407C	5	12,50	250		6544	3534	3295	2813	2701
	9,52	R22	5	12,50	250		7678	3338	3115	2659	2557
[13]	7,00	R410A	5	5,0	211	0,7	4750	2122	2901	1820	1981
	7,00	R410A	-5		211		5500	2928	3665	2324	2553
	7,00	R410A	-15		211		8850	4131	4733	3036	3347
	7,00	R410A	5		164		2350	1374	1874	1100	1259
	7,00	R410A	-5		164		3550	1896	2368	1404	1622
	7,00	R410A	-15		164		4850	2674	3058	1834	2126
	7,00	R410A	5		117		350	770	1044	560	685
	7,00	R410A	-5		117		1500	1062	1319	715	883
	7,00	R410A	-15		117		2400	1496	1703	933	1158
[13]	7,00	R22	5	5,0	211	0,7	5050	3121	3694	2398	2622
	7,00	R22	-5		211		7200	4288	4686	3073	3367
	7,00	R22	-15		211		9250	6038	6091	4036	4409
	7,00	R22	5		164		3000	2023	2387	1449	1666
	7,00	R22	-5		164		3950	2778	3028	1856	2139
	7,00	R22	-15		164		5850	3911	3936	2438	2801
	7,00	R22	5		117		1250	1134	1329	737	907
	7,00	R22	-5		117		1750	1556	1687	945	1165
	7,00	R22	-15		117		2650	2190	2192	1241	1525
[14]	7,00	R407C	9,7	10,0	200	0,85	4710	3387	3419	2403	2529
	12,7	R407C	9,7	10,0	200		1710	1290	1217	1264	1176
PEAD	7,45	R410A	3,9	12,07	243,8	0,87	5737	3595	3946	2654	2622
	7,45	R410A	3,9	12,07	243,8	0,87	4266	3595	3946	2654	2622

шению градиента давления, то уменьшение диаметра d_0 с 9,52 до 7 мм, наоборот, вызывает рост градиента давления. Уменьшение теплового потока с 12500 до 5000 Вт/м² приводит к увеличению длины зоны кипения $l_{кр}$, что сопровождается ростом как падения давления, так и среднего его градиента. Поэтому несовпадение расчетных градиентов давления представляется более правдоподобным по сравнению с несовпадением экспериментальными их значениями в сравниваемых двух опытах.

Приведенные в статье [18] данные о КТО и падении давления при кипении R22 в микро-оребреной трубе диаметром $d_0 = 7$ мм и длиной 3,67 м получены при четырех сочетаниях массовой скорости w и плотности теплового потока q . Результаты расчета падения давления ΔP_p в диапазоне $w_p = 109 \div 401$ кг/(м·с²) и $q = 3905 \div 15346$ Вт/м² по двум методикам хорошо совпали с экспериментальными данными ΔP_p . Отношение $\Delta P_p / \Delta P_p$ составили 0,93 \div 1,03 по методике [9] и 1,06 \div 1,35 по методике [12]. Характерно, что в указанном диапазоне w и q увеличилось ΔP_p в 13,67 раз, а средний КТО — всего в 1,56 раз. Эти данные еще раз подтверждают неодинаковое влияние варьируемых переменных на эффективность применения микрооребранных труб.

Приведенные в табл. 2 падения давления ΔP_p в змеевиках ВО PEAD сравнивались с расчетными их значениями, полученными по программе [19]. Она позволяет находить не только полное падение давления, но и обусловленные трением градиенты давления, а также средний КТО при заданных условиях кипения десяти хладагентов в плоских змеевиках с разным числом гладких горизонтальных труб. Из-за наличия микрооребрания труб рассчитанные по программе падения давления оказались существенно ниже значений, приведенных в табл. 2. Если, к примеру, в столбце 1 для первого змеевика получены значения ΔP_p : 10,2; 22,5; 35,3; 52,7 кПа, то расчетные значения составили: 3,51; 7,86; 13,80; 17,07 кПа, соответственно. Несмотря на то, что программа [19] учитывает все составляющие полного падения давления, результаты расчета оказываются заниженными даже по сравнению с падением давления в III змеевике.

Указанное обстоятельство побудило нас искать информацию о параметрах внутреннего оребрения труб и их влиянии на падение давления. Поставщики оборудования даже по отдельному запросу никакой информации о внутреннем оребрении ВО не предоставили. Пришлось искать источники с публикациями о кипении и конденсации хладагентов в микрооребранных трубах. Упомянутые выше значения штрафного коэффициента $PF = 1,15 \div 1,72$ несколько проясняют ситуацию. Все же рассчитанные по четырем методикам градиенты давления при кипении хладагентов в микрооребранных прямых трубах оказываются в среднем ниже экспериментальных значений, которые получены в условиях, исключающих дополнительное гидравлическое сопротивление на выходе из зоны кипения.

Устройство испытываемого ВО таково, что хладагент из шести труб диаметром $d_0 = 7,45$ мм входит в вертикальный коллектор с $d_0 = 15,8$ мм. Отношение площадей проходного сечения коллектора и шести труб змеевиков составляет 0,8, из-за чего создается дополнительное препятствие выходу пара из змеевиков. Этим отчасти можно объяснить увеличение градиента давления на последнем

участке всех змеевиков. Почему падение давления в III змеевике, который не является крайним сверху или снизу и имеет с внешней стороны незначительное отличие в ориентации калачей, пока не ясно. Обследование спланированных ВО других производителей показало, что при изготовлении некоторых из них, наряду с микрооребранными, применяются и гладкие трубы. Без нарушения целостности данного ВО выяснить внутреннее его устройство нельзя. Планируется в дальнейшем проведение измерений падения давления в остальных трех змеевиках.

Заключение

Во время теплотехнических испытаний ХМ с трубчато-пластинчатым ВО обнаружено сравнительно высокое и неодинаковое падение давления хладагента R410A в его змеевиках. По-видимому, это обусловлено внутренним микрооребранием труб, параметры которого пока не установлены. Из доступных источников выполнен сбор информации о параметрах микрооребрания труб, по которым опубликованы результаты измерения градиента давления при кипении разных хладагентов. По аналогии с похожими трубами приняты параметры внутреннего оребрения испытываемого ВО для получения расчетных градиентов давления при условиях выполненных опытов.

Для проверки достоверности четырех доступных методик выполнено сравнение расчетных градиентов с опубликованными экспериментальными данными ряда исследователей. Расчетные и экспериментальные данные показывают, что градиент давления повышается с увеличением массовой скорости хладагента w , понижением температуры кипения и уменьшением внутреннего диаметра труб. С учетом влияния на интенсивность теплоотдачи установлено, что в сопоставимых условиях применять микрооребранные трубы вместо гладких целесообразно при малых скоростях w и высокой плотности теплового потока q .

Найденный по результатам испытаний ВО средний градиент давления оказался заметно выше расчетных его значений. Отчасти это объясняется условиями входа образующегося при кипении пара в вертикальный коллектор, проходное сечение которого меньше суммарной площади живого сечения всех змеевиков. Причины неодинакового падения давления в разных змеевиках еще предстоит выяснить.

Без достоверных данных о тепло-гидравлических характеристиках испарителей невозможна грамотная их эксплуатация. С позиций энергоэффективности ХМ требуется проведение дополнительных исследований по разработке методик расчета градиента давления и локальных коэффициентов теплоотдачи при кипении хладагентов в микрооребранных трубах для правильного проектирования испарителей и их подбора для конкретных условий работы.

Литература (References)

1. Nigel Cotton, Yoram Shabtay. Advanced round-tube, plate-fin (RTPF) heat-exchanger coils contribute to the high efficiency of heat pumps. 12-th Heat Pump Conference. 2017. 34 p.
2. Гоголин А. А. и др. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин. — М.: Легкая и пищевая про-

- мышленность. 1982. 224 с. [Intensification of heat transfer in evaporators of refrigerating machines / A. A. Gogolin et al. Moscow, 1982. 224 p. (in Russian)]
3. Данилова Г. Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. — Л.: Машиностроение, 1986. 303 с. [Danilova G. N. et al. Heat exchangers of refrigeration units. Leningrad, 1986. 303 p. (in Russian)]
 4. Jiang G. B., Tan J. T., Nian Q. X., Tang S. C., Tao W. Q. Experimental study of boiling heat transfer in smooth/micro-fin tubes of four refrigerants. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2016. Vol. 98: pp. 631–642.
 5. Ейдеус А. И., Никишин М. Ю., Кошелев С. В. Потери давления при кипении хладагента в трубах // Вестник Международной академии холода. 2014. № 1. С. 64–67. [Eideus A. I., Nikishin M. Yu., Koshelev S. V. Pressure loss at boiling of refrigerant in tubes. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2014. No1. Pp. 64–67. (in Russian)]
 6. Ейдеус А. И., Кошелев С. В., Никишин М. Ю. Падение давления в змеевиковых испарителях и производительность компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 1. С. 69–74. [Eideus A. I., Koshelev S. V., Nikishin M. Yu. Pressure drop in coil evaporators and compressor capacity. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. No 1. P. 69–74. (in Russian)]
 7. Klaus Spindler, Hans Müller-Steinhagen. Flow boiling heat transfer of R134a and R404A in a micro-fin tube at low mass fluxes and low heat fluxes. *Heat and Mass Transfer*. 2009. Vol. 45. pp. 967–977.
 8. Thome J. R. Engineering Data Book III. Wolverine Tube Inc. Huntsville, U. S. A. 2004.
 9. Choi J. Y., Kedzierski M. A., Domanski P. A. Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation of alternative refrigerants in smooth and micro-fin tubes. In.: Proceedings of IIF — IIR Commission B1, Paderborn, Germany, B4, 2001. pp. 9–16.
 10. Bandarra Filho E. P., Sáiz-Jabardo J. M. Convective boiling performance of refrigerant R-134a in herringbone and micro-fin copper tubes. Elsevier Ltd and IIR. 2005. pp. 81–91.
 11. Kim N. H. Evaporation heat transfer and pressure drop of R410A in a 7,0 mm O. D. micro-fin tubes at low flow rates. *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, 2015. Vol. 39. No 9. pp. 761–722.
 12. Ding G., Hu H., Huang X., Deng B., Gao Y. Experimental investigation and correlation of two-phase frictional pressure drop of R410A — oil mixture flow boiling in a 5 mm micro-fin tube. *International Journal of Refrigeration*. 2009. Vol. 32. Pp. 150–161.
 13. Seo K., Kim Y., Lee K. J., Park Y. C. An Experimental study on convective boiling of R-22 and R-410A in horizontal smooth and micro-fin tubes. *KSME International Journal*, 2001. 15 (8), pp. 1156–1164.
 14. Passos J. C., Kuser V. F., Haberschill P., Lallemand M. Convective boiling of R-407C inside horizontal micro-fin and plain tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2003. Vol. 27. pp. 705–713.
 15. Goto N., Inoue N., Ishiwatari N. Condensation and evaporation heat transfer of R-410A inside internally grooved horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration*. 2001. 24 (7), pp. 628–638.
 16. Olivier J. A., Liebenberg L., Kedzierski M. A., Mayer J. P. Pressure drop during refrigerant condensation inside horizontal smooth, helical micro-fin, and herringbone micro-fin tubes. *Journal of Heat Transfer*. Copyright by ASME. 2004. Vol. 126. pp. 687–696.
 17. Obeso S. D. V. Effect of longitudinal micro-fin tube enhancement in evaporation of R410A. Thesis MSc. Urbana. Illinois. 2015.
 18. Rahman M. M., Ling Y. M., Soon G. W., Kuan G. A.. Heat transfer enhancement through inner grooved copper tubes with different tube parameters. *Int. J. Energy and Environment*. 2012. Vol. 3, Issue 1, pp. 49–60.
 19. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015663262 «Общая программа расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления при кипении десяти хладагентов в плоских змеевиках с разным числом труб». Правообладатель ФГБОУ КГТУ. Авторы: Ейдеус А. И., Кошелев С. В. Дата регистрации 31.08.2015 г. [State registration certificate of the computer program №2015663262 «General program for calculating the coefficient of heat transfer and pressure drop when boiling ten refrigerants in flat coils with different number of pipes.» The owner of the FGBU KSTU. Authors Eideus A. I., Koshelev S. V. Date of registration 31.08.2015. (in Russian)]

Сведения об авторах

Кошелев Сергей Валерьевич

старший преподаватель, зав. лабораторно-исследовательским центром холодильных систем кафедры холодильной, криогенной техники и кондиционирования КГТУ Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота, 236029, Калининград, ул. Молодежная, 6, xktk@bga.gazinter.net

Ейдеус Альгирдас Иозапович

к. т. н., профессор кафедры холодильной, криогенной техники и кондиционирования КГТУ Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота, 236029, Калининград, ул. Молодежная, 6, xktk@bga.gazinter.net

Сластикхин Юрий Николаевич

к. т. н., заведующий кафедрой холодильной, криогенной техники и кондиционирования КГТУ Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота, 236029, г. Калининград, ул. Молодежная, 6, xktk@bga.gazinter.net

Information about authors

Koshelev Sergey Valer'evich

senior lecturer, head of laboratory and research center of refrigeration systems of the Department of refrigeration, cryogenic engineering and air conditioning of KSTU Baltic Fishing Fleet State Academy, 236035, Russia, Kaliningrad, Molodezhnaya, 6, xktk@bga.gazinter.net

Eideyus Algirdas Iozapovich

Ph. D., Professor of the Department of refrigeration, cryogenic engineering and air conditioning of KSTU Baltic Fishing Fleet State Academy, 236035, Russia, Kaliningrad, Molodezhnaya, 6, xktk@bga.gazinter.net

Slastikhin Yuri Nikolaevich

Ph. D., Head of the Department of refrigeration, cryogenic engineering and air conditioning of KSTU Baltic Fishing Fleet State Academy, 236035, Russia, Kaliningrad, Molodezhnaya, 6, xktk@bga.gazinter.net