

УДК 658.261:621.56

<https://doi.org/10.62595/1819-5245-2024-4-58-69>

ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ЧИСТОГО ОЗОНОБЕЗОПАСНОГО ХЛАДАГЕНТА R404A НА ПРОДОЛЬНО-ОРЕБРЕННЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБАХ

А. В. ОВСЯННИК, В. П. КЛЮЧИНСКИЙ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Разработана методика проведения экспериментального исследования конденсации фреонов (R404A и др.) и их маслофреоновых смесей на гладких и развитых горизонтальных поверхностях. В качестве исследуемой поверхности теплообмена представлена гладкая и продольно-оребренная поверхность с трапециевидной формой ребра. В результате проведенных экспериментальных исследований процесса конденсации озонобезопасного чистого смесового хладагента R404A на продольно-оребренной горизонтальной трубе с короткими по высоте ребрами экспериментально установлены гидродинамические характеристики конденсата (толщина пленки конденсата по высоте ребра, скорость пленки и расход конденсата, плотность теплового потока и интенсивность процесса теплообмена) гравитационно стекающей по элементам оребренной поверхности пленки конденсата. Полученные в ходе проведения экспериментальных исследований зависимости (коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока; толщины пленки от плотности теплового потока; толщины пленки от температурного напора; коэффициента теплоотдачи от температурного напора) показывают, что экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи и толщине пленки конденсата хорошо согласуются с расчетными, вычисленными по формуле Нуссельта.

Ключевые слова: конденсация, хладагент, теплообмен, фреон, эксперимент, тепловой поток, интенсивность теплообмена, температурный напор, коэффициент теплоотдачи.

Для цитирования. Овсянник, А. В. Теплообмен при конденсации чистого озонобезопасного хладагента R404A на продольно-оребренных горизонтальных трубах / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2024. – № 4 (99). – С. 58–69. <https://doi.org/10.62595/1819-5245-2024-4-58-69>

HEAT EXCHANGE DURING CONDENSATION OF PURE OZONE-FRIENDLY REFRIGERANT R404A ON LONGITUDINALLY FINNERED HORIZONTAL PIPES

A. V. OVSYANNIK, V. P. KLUCHINSKIY

*Sukhoi State Technical University of Gomel,
the Republic of Belarus*

A method for conducting an experimental study of freon (R404A, etc.) condensation and their oil-freon mixtures on smooth and developed horizontal surfaces has been developed. A smooth and longitudinally finned surface with a trapezoidal fin shape is presented as the heat transfer surface under study. As a result of the conducted experimental studies of the condensation process of ozone-safe pure mixed refrigerant R404A on a longitudinally finned horizontal pipe with short fins in height, the hydrodynamic characteristics of the condensate (condensate film thickness along the fin height, film velocity and condensate flow rate, heat flux density and heat exchange process intensity) of the condensate film gravitationally flowing down the elements of the finned surface have been experimentally established.

The dependencies obtained during the experimental studies (heat transfer coefficient on heat flux density; film thickness on heat flux density; film thickness on temperature difference; heat transfer coefficient on temperature difference) show that the experimental data on heat transfer coefficients and condensate film thickness match with the data, calculated using the Nusselt formula.

Keywords: condensation, refrigerant, heat transfer, freon, experiment, heat flow, heat transfer intensity, temperature difference, heat transfer coefficient.

For citation. Ovsyannik A. V., Kluchinskiy V. P. Heat exchange during condensation of pure ozone-friendly refrigerant R404A on longitudinally finned horizontal pipes. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2024, no. 4 (99), pp. 58-69 (in Russian). <https://doi.org/10.62595/1819-5245-2024-4-58-69>

Введение

Конденсация пара рабочих тел на практике встречается практически во всех теплоэнергетических установках, работающих как по прямому, так и по обратному циклам, происходит в конденсаторах паросиловых установок, холодильных и в многочисленных теплообменных аппаратах (парожидкостные подогреватели). В подавляющем большинстве случаев конденсация в таких устройствах протекает на охлаждаемых поверхностях теплообмена, и выделенная при фазовом переходе теплота связана теплообменом через охлаждаемую поверхность с нагреваемой средой. Развитие (увеличение) поверхностей теплообмена без изменения объема теплообменного аппарата или даже с уменьшением объема приводит к увеличению компактности аппарата и снижению его массогабаритных показателей. Для расчета интенсивности теплообмена между конденсирующимся паром и нагреваемой средой необходимо знание всех факторов и условий, которые способствуют наиболее интенсивному переносу теплоты через поверхность теплообмена.

Цель работы – провести экспериментальное исследование теплообмена фреона R404A при конденсации его паров на продольно-ребренной горизонтальной трубе с короткими по высоте ребрами.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать методику и провести экспериментальное исследование конденсации паров фреона R404A на продольно-ребренной горизонтальной трубе;
- провести анализ результатов, полученных в ходе проведения экспериментального исследования конденсации паров фреона R404A на продольно-ребренной горизонтальной трубе.

Основная часть

Эксперимент

Проводились экспериментальные исследования процесса конденсации паров смесового чистого озонобезопасного хладагента R404A на продольно-ребренной трубе с ребром трапециевидного профиля высотой 25 мм (рис. 1).

Для исследования теплообмена при кипении и конденсации жидкостей, озонобезопасных хладагентов и их маслофреоновых смесей на теплоотдающих поверхностях была разработана комплексная экспериментальная установка (рис. 2).

Измерительная система для камеры конденсации представляет собой комплекс, состоящий из аналого-цифрового преобразователя ADC32-1533 фирмы ANALOG DEVICES и компьютера Intec-483. Управление процессом измерений производится программой обработки данных ADC32GD 1.0. Обмен управляющими сигналами и сигналами обратной связи между компьютером и измерительными приборами происходит посредством измерительных шин. Автоматический опрос термодатчиков осуществляется с помощью аналого-цифрового преобразователя ADC32-1533, далее измеренное значение температур в виде термо-ЭДС поступает на компьютер, где программой обработки данных ADC32GD 1.0. производится перевод значений термо-ЭДС в градусы. Холодные спай термодатчиков, по которым поддерживается температура насыщения внутри экспериментальной камеры, помещаются в термостат, где поддерживается температура 0 °С. Нагреватель рабочего участка подключается к сети 220 В через лабораторный автотрансформатор РНО-250-5. Для определения под-

водимой мощности сила тока измеряется амперметром типа Д553, напряжение – вольтметром типа Э-378. Регулировка мощности, подводимой к нагревателю, производится лабораторным автотрансформатором РНО-250-5. Измерительная система работает в циклическом режиме опроса термодатчиков через определенный промежуток времени. Скорость опроса составляет 10 измерений в секунду.

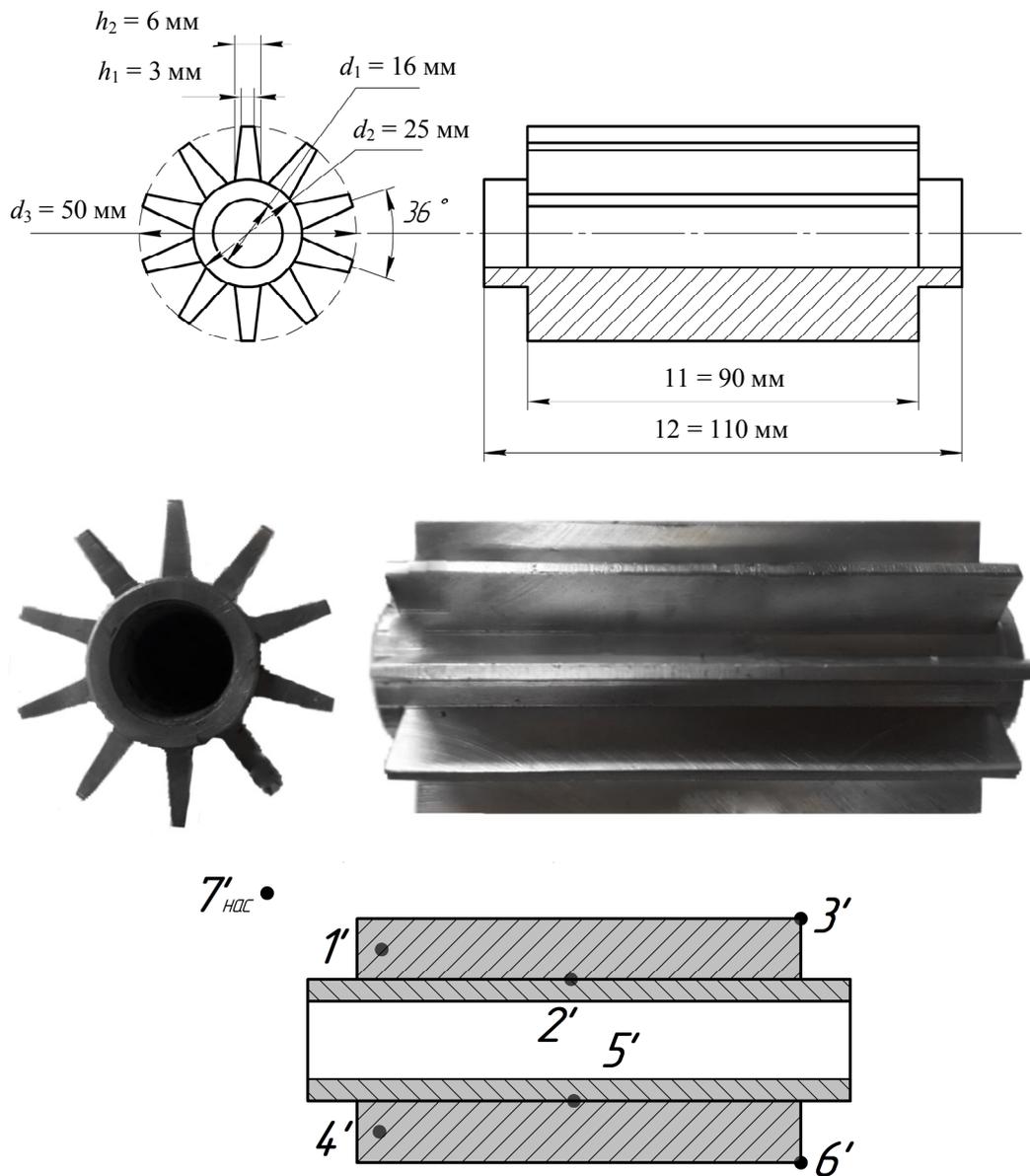


Рис. 1. Экспериментальный образец с расположением термодатчиков

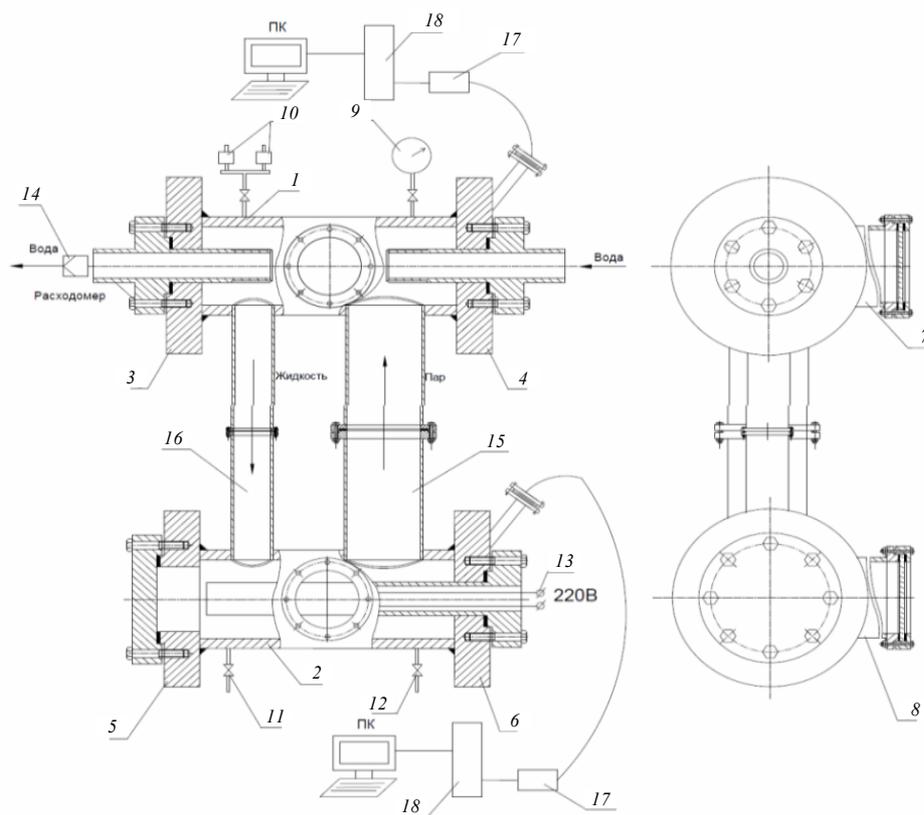


Рис. 2. Экспериментальный стенд [1]:

- 1, 2 – рабочие камеры; 3–6 – фланцы; 7, 8 – смотровые иллюминаторы;
 9 – манометр; 10 – предохранительный клапан; 11, 12 – вентиль; 13 – нагреватель;
 14 – расходомер; 15 – паровой канал; 16 – жидкостной канал;
 17 – аналого-цифровой преобразователь; 18 – компьютер

Рассматривалась пленочная конденсация медленно движущегося сухого насыщенного пара на горизонтальной оребренной трубе, имеющей уклон относительно горизонтальной оси $3\div 5^\circ$. Такой уклон, благодаря малой вязкости хладагентов, обеспечивает хорошее стекание образующейся пленки конденсата и освобождение поверхности теплообмена, тем самым уменьшая термическое сопротивление пленки конденсата. Кроме того, такое удаление конденсата с поверхностей теплообмена предотвращает попадание его на нижележащие трубы или поверхности теплообмена. Температура ребра измерялась в трех точках: в основании, в середине ребра и на его вершине.

Экспериментальные исследования проводились при следующих режимных параметрах:

- давление насыщения $P_n = 0,95\text{--}1,5$ МПа;
- температура насыщения $t_n = +15\text{...}+32$ °С;
- плотность теплового потока относительно несущей поверхности $q = 3474\text{--}92646$ Вт/м².

Геометрические характеристики ребра представлены в табл. 1.

На экспериментальном образце было выполнено 10 продольных ребер длиной 90 мм (рис. 3) со следующей ориентацией в пространстве:

- ребра № 1, 6 – вертикальные;
- ребра № 2, 5, 7, 10 – близко вертикальные;
- ребра № 3, 4, 8, 9 – относительно вертикальные (наклонные).

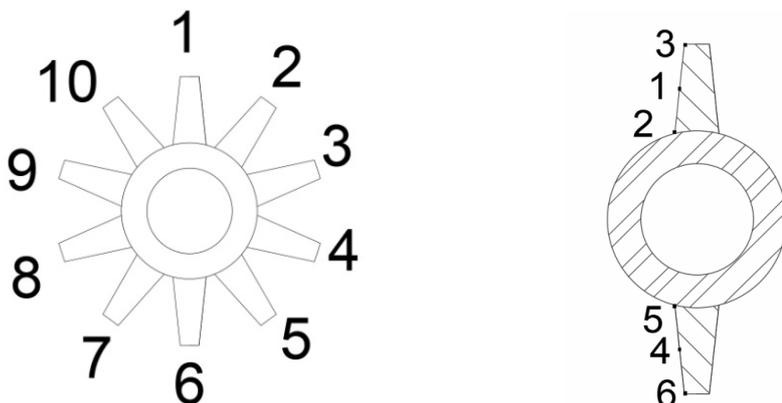


Рис. 3. Ориентация ребер в пространстве и расположение термомпар

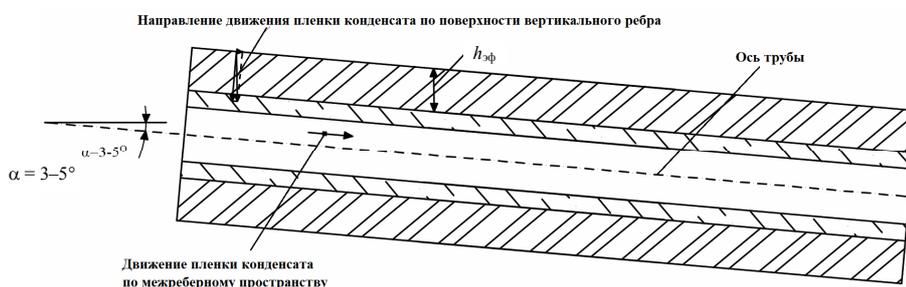


Рис. 4. Схема движения пленки конденсата по ребру и межреберному пространству:

h'_p – эффективная высота ребра, мм

Таблица 1

Геометрические характеристики образца

Профиль ребра	Количество ребер n	Высота ребра h_m	Длина ребра L_m , м	Эффективная высота ребра h'_p , м	Толщина ребра в основании δ_p , м
Трапецевидная	10	12,50	90	12,53	6

Продолжение табл. 1

Толщина ребра вершин δ_v , м	Площадь ребра F_{1p} , м ²	Площадь всех ребер F_p , м ²	Площадь межреберных поверхностей F_{mp} , м ²
3	0,0025	0,025	0,0032

Продолжение табл. 1

Общая площадь оребренной поверхности: $F_{об} = F_p + F_{mp}$, м ²	Сумма площадей оснований ребер $F_{осн}$, м ²	Площадь несущей поверхности F_o , м ²
0,0282	0,00545	0,00864

В эксперименте определялся коэффициент теплоотдачи по зависимости:

$$\alpha = \frac{q}{t_n - t_c}, \quad (1)$$

где q – плотность теплового потока; t_n – температура насыщения фреона; t_c – температура стенки поверхности теплообмена.

Толщина пленки конденсата, образующегося на поверхности теплообмена, определялась как $\delta_{пл} = \frac{\lambda (t_n - t_c)}{q}$, и, сравнивая с формулой Нуссельта:

$$\delta_{пл} = \sqrt[4]{\frac{4\lambda_{ж}\mu_{ж}(t_n - t_c)x}{2\rho_{ж}^2 q}}. \quad (2)$$

Оребренный исследуемый образец представляет собой сложную поверхность, состоящую из продольных ребер, разнонаправленно ориентированных в пространстве, и основную несущую поверхность, имеющую уклон $3\div 5^\circ$ относительно горизонта, движение по которой пленки конденсата является более предсказуемой.

Движение пленки конденсата на ребрах № 1 и 6 можно рассматривать как движение жидкости по вертикальной поверхности. Систематизированные данные по течению жидкостей по поверхностям сложной геометрии отсутствуют.

Знание закономерностей теплообмена при течении тонких пленок конденсата по поверхностям различной формы, геометрических размеров и ориентации в пространстве необходимо для разработки высокоэффективных, с улучшенными техническими характеристиками, обладающими наилучшими массогабаритными показателями конденсаторов паросиловых, холодильных, низкотемпературных установок, тепловых насосов, а также парожидкостных теплообменных аппаратов.

При конденсации пара на теплоотводящей поверхности теплота конденсации отводится через стекающую по этой поверхности пленку конденсата теплопроводностью и, при определенных условиях, конвективной теплоотдачей, поэтому знание гидродинамики стекающей пленки жидкости и толщины пленки являются значительными факторами при определении интенсивности теплообмена между конденсирующимся паром и поверхностью.

Гидродинамика гравитационно стекающей пленки конденсата по вертикальным и наклонным гладким поверхностям характеризуется наличием широкой по числу Re области существования ламинарного и ламинарно-волнового режима. Большинство авторов [2–5] склонны считать, что режимы движения пленки конденсата по вертикальным и наклонным поверхностям (при гравитационном течении по гладкой поверхности) являются:

- ламинарным;
- ламинарно-волновым;
- турбулентным.

Капица предположил, что значение числа Рейнольдса волнообразования $Re_{пл,в} \leq 0,61 (Ka)^{1/11}$, поэтому если будет соблюдаться условие $Re < Re_{пл,в}$, то режим гравитационного течения пленки будет ламинарным. В нашем случае это условие соблюдается.

Таким образом, на основании и в соответствии с работами [5–8] можно вполне определенно прогнозировать гидродинамические характеристики гравитационно стекающей пленки конденсата по гладкой поверхности и определять на основании этого значение интенсивности теплоотдачи по высоте ребра и приведенное значение коэффициента теплоотдачи всей оребренной поверхности.

Визуальные наблюдения показывают, что на вершинах нижних ребер (№ 4–8) образуются цепочки бегущих капель, периодически отрывающихся от вершин ребра.

Измерение температуры поверхности ребер осуществлялось на вертикальных ребрах № 1 и 6 в трех точках по высоте ребра (рис. 3).

Тепловые потоки, отводимые в охлаждающую среду:

– через основания ребер

$$Q_{\text{осн}} = Q \frac{F_{\text{осн}}}{F_{\text{осн}} + F_{\text{мп}}}; \quad (3)$$

– через межреберную поверхность

$$Q_{\text{мп}} = Q \frac{F_{\text{мп}}}{F_{\text{осн}} + F_{\text{мп}}}. \quad (4)$$

Плотность тепловых потоков по элементам оребренной поверхности:

– плотность теплового потока относительно площади ребер

$$q_p = \frac{Q_{\text{осн}}}{F_p}; \quad (5)$$

– плотность теплового потока относительно межреберной поверхности

$$q_{\text{мп}} = \frac{Q_{\text{мп}}}{F_{\text{мп}}}; \quad (6)$$

– Плотность теплового потока относительно всей поверхности (ребер и межреберной)

$$q_o = \frac{Q}{F_p + F_{\text{мп}}}; \quad (7)$$

– плотность теплового потока относительно несущей поверхности

$$q_{\text{нес}} = \frac{Q}{F_o}. \quad (8)$$

Коэффициенты теплоотдачи по элементам оребренной поверхности:

– коэффициент теплоотдачи ребер

$$\alpha_p = \frac{q_p}{t_n - t_p^{\text{сп}}}. \quad (9)$$

Здесь $t_p^{\text{сп}} = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3}$; $t_p^{\text{сп}} = \frac{t_4 + t_5 + t_6}{3}$;

– коэффициент теплоотдачи межреберной поверхности

$$\alpha_{\text{мп}} = \frac{q_{\text{мп}}}{t_n - t_{\text{мп}}}; \quad (10)$$

– коэффициент теплоотдачи всей оребренной поверхности

$$\alpha_o = \frac{q_o}{t_n - t_o^{cp}}. \quad (11)$$

Здесь $t_o^{cp} = \frac{t_p^{cp} + t_{mp}}{2}$ – усредненная температура по всей поверхности;

– коэффициент теплоотдачи относительно несущей поверхности

$$\alpha_{нес} = \frac{q_{нес}}{t_n - t_{mp}}. \quad (12)$$

Температура в основании ребра t_1 равна температуре межреберной поверхности: $t_1 = t_{mp}$; $t_4 = t_{mp}$. Результаты расчетов плотностей тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи представлены в табл. 2–5.

Таблица 2

Плотности тепловых потоков и коэффициенты теплоотдачи для R404A при $Q = 30$ Вт

Плотности тепловых потоков, Вт/м ²	q_p	q_{mp}	q_o	$q_{нес}$
	757,83	3474,23	1064,52	3474,23
Коэффициенты теплоотдачи, Вт/м ² ·К	α_p	α_{mp}	α_o	$\alpha_{нес}$
	909,40	3474,23	1216,59	3474,23
Δt , К	Δt_p	Δt_{mp}	Δt_o	Δt_{mp}
	0,8333	1	0,875	1

Таблица 3

Плотности тепловых потоков и коэффициенты теплоотдачи для R404A при $Q = 120$ Вт

Плотности тепловых потоков, Вт/м ²	q_p	q_{mp}	q_o	$q_{нес}$
	3031,327	13896,93	4258,072	13896,93
Коэффициенты теплоотдачи, Вт/м ² ·К	α_p	α_{mp}	α_o	$\alpha_{нес}$
	1818,796	5558,772	2270,972	5558,772
Δt , К	Δt_p	Δt_{mp}	Δt_o	Δt_{mp}
	1,6667	2,5	1,875	2,5

Таблица 4

Плотности тепловых потоков и коэффициенты теплоотдачи для R404A при $Q = 285$ Вт

Плотности тепловых потоков, Вт/м ²	q_p	q_{mp}	q_o	$q_{нес}$
	7199,40	33005,21	10112,92	33005,21
Коэффициенты теплоотдачи, Вт/м ² ·К	α_p	α_{mp}	α_o	$\alpha_{нес}$
	4319,64	13202,08	5393,558	13202,08
Δt , К	Δt_p	Δt_{mp}	Δt_o	Δt_{mp}
	1,6667	2,5	1,875	2,5

Таблица 5

Плотности тепловых потоков и коэффициенты теплоотдачи для R404A при $Q = 800$ Вт

Плотности тепловых потоков, Вт/м ²	q_p	q_{mp}	q_o	$q_{нес}$
	20208,85	92646,21	28387,15	92646,21
Коэффициенты теплоотдачи, Вт/м ² ·К	α_p	α_{mp}	α_o	$\alpha_{нес}$
	2377,51	7411,697	2988,12	7411,70
Δt , К	Δt_p	Δt_{mp}	Δt_o	Δt_{mp}
	8,5	12,5	9,5	12,5

Толщина гравитационно стекающей пленки при ламинарном режиме течения в эксперименте определялась по $\delta_{пл}^3 = \frac{\lambda}{\alpha_o}$, и сравнивалась с расчетной толщиной пленки, вычисленной по формуле Нуссельта (2). Результаты экспериментальных и расчетных данных представлены в табл. 6.

Таблица 6

Результаты экспериментальных и расчетных данных

R404A	По Нуссельту		Эксперимент	
	Q , Вт	α , Вт/м ² ·К	α , Вт/м ² ·К	δ , м
	30	3850,627	909,398	$7,865 \cdot 10^{-5}$
	120	3216,372	1818,796	$3,903 \cdot 10^{-5}$
	285	3192,067	4319,642	$1,627 \cdot 10^{-5}$
	800	1965,504	2377,512	$2,709 \cdot 10^{-5}$

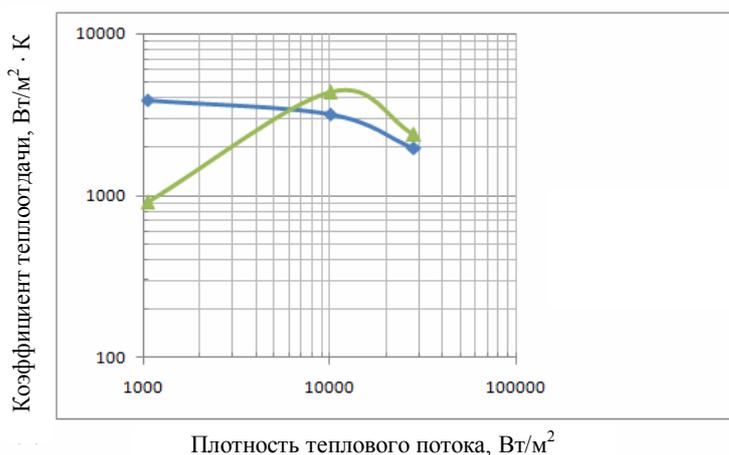


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока:

— по Нуссельту; — эксперимент

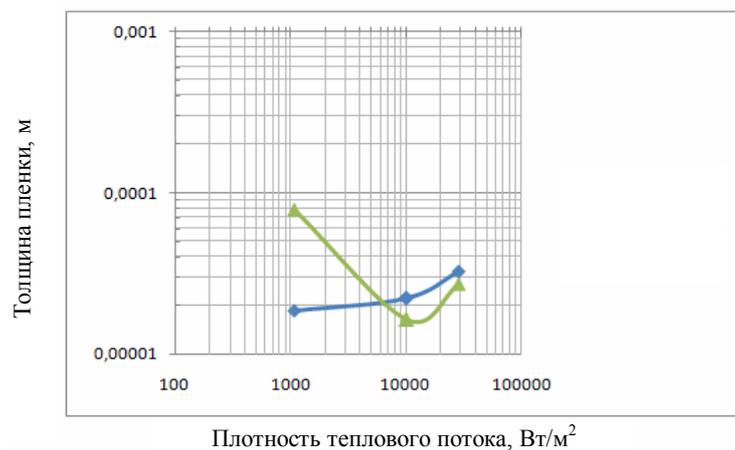


Рис. 6. Зависимость толщины пленки от плотности теплового потока:
 — по Нуссельту; — эксперимент

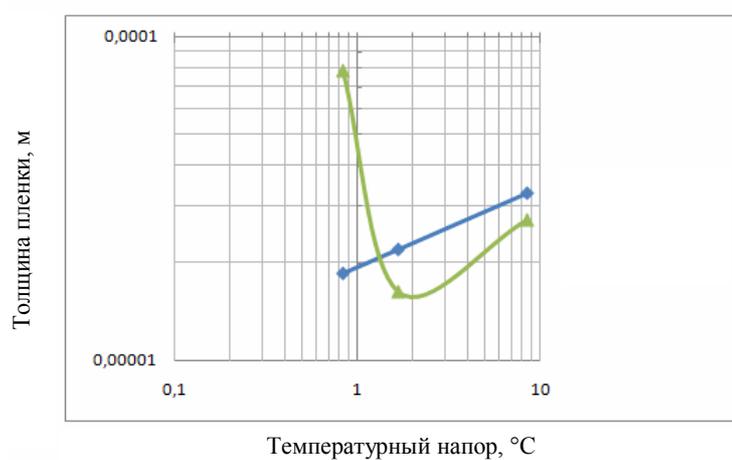


Рис. 7. Зависимость толщины пленки от температурного напора:
 — по Нуссельту; — эксперимент

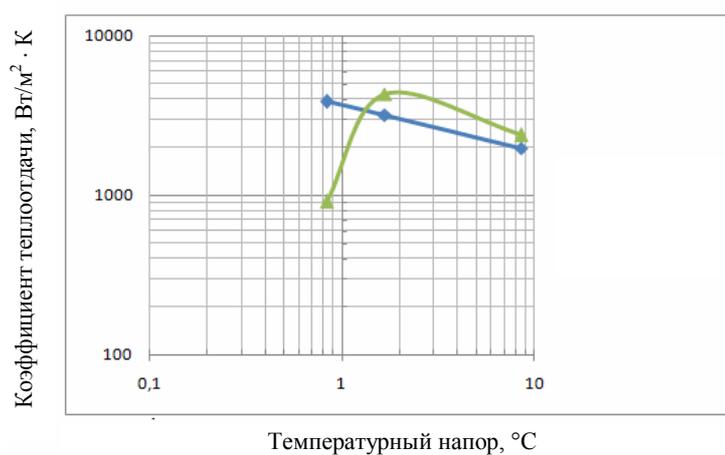


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплоотдачи от температурного напора:
 — по Нуссельту; — эксперимент

На рис. 5–8 показаны следующие зависимости: коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока; толщины пленки от плотности теплового потока; толщины

пленки от температурного напора; коэффициента теплоотдачи от температурного напора. Представленные зависимости показывают, что экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи и толщине пленки конденсата хорошо согласуются с расчетными данными, вычисленными по формуле Нуссельта (рис. 5–8).

Эксперименты проводились при произвольных значениях температуры охлаждающей воды на входе в конденсационную камеру. Температура воды на выходе и средний температурный напор в конденсационной камере устанавливались в соответствии с тепловой нагрузкой и остальными режимными параметрами. Из рис. 5–8 видно, что наиболее оптимальным режимом работы конденсационной камеры будут (при данных условиях проведения эксперимента) $q = 5000\text{--}28000 \text{ Вт/м}^2$, при этом коэффициент теплоотдачи будет лежать в диапазоне $3600\text{--}4320 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Интенсивность теплоотдачи оребренной поверхности относительно основной поверхности увеличилась в 2,5 раза. Толщина пленки при этом составила $2 \cdot 10^{-5}\text{--}3 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ для диапазона температурных напоров $1,0\text{--}5,0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Заключение

В результате проведенных экспериментальных исследований процесса конденсации пара озонобезопасного чистого смесового хладагента R404A на продольно-оребреной горизонтальной трубе с короткими по высоте ребрами установлены гидродинамические характеристики конденсата (толщина пленки по высоте ребра), плотность теплового потока и интенсивность процесса теплоотдачи гравитационно стекающей пленки по элементам оребренной поверхности.

Экспериментально полученные данные хорошо согласуются с расчетными данными, полученными по формуле Нуссельта в диапазоне плотностей тепловых потоков $5000\text{--}28000 \text{ Вт/м}^2$; максимальная величина неопределенности по толщине пленки конденсата составила $\pm 30 \%$, а по коэффициентам теплоотдачи $\pm 17 \%$.

Литература

1. Овсянник, А. В. Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации смесовых хладагентов и их маслофреоновых смесей на горизонтальных теплообменных поверхностях / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский, В. П. Никитенко // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2023. – № 3 (94). – С. 58–66.
2. Павленко, А. Н. Теплообмен и кризисные явления в стекающих пленках жидкости при испарении и кипении / А. Н. Павленко, Н. И. Печеркин, О. А. Володин. – Новосибирск : Изд-во Сибир. отд-ния Рос. акад. наук, 2016. – 190 с.
3. Гогонин, И. И. Теплообмен при кипении жидкости в пленке, движущейся под действием силы тяжести / И. И. Гогонин // ИФЖ. – 2010. – № 4. – С. 821–826.
4. Гимбутис, Г. Теплообмен при гравитационном течении пленки жидкости / Г. Гимбутис. – Вильнюс : Москлас, 1988. – 232 с.
5. Hydrodynamics and heat transfer of vertical falling liquid films / S. Ishigai, S. Nakanisi, T. Koizumi, Z. Oyabi // Bull. JSME. – 1972. – Vol. 15, N 83. – P. 594.
6. Ягов, В. В. Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях / В. В. Ягов. – М. : МЭИ, 2014. – 542 с.
7. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 415 с.
8. Лабунцов, Д. А. Механика двухфазных систем / Д. А. Лабунцов, В. В. Ягов. – М. : МЭИ, 2007. – 384 с.

References

1. Ovsyannik A. V., Klyuchinsky V. P., Nikitenko V. P. Experimental study of heat transfer during condensation of mixed refrigerants and their oil-freon mixtures on horizontal heat exchange surfaces. *Bestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2023, no. 3, p. 58–66 (in Russian).
2. Pavlenko A. N., Pecherkin N. I., Volodin O. A. Heat transfer and crisis phenomena in falling liquid films during evaporation and boiling. *Publishing House of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences*, 2016. 190 p. (in Russian).
3. Gogonin I. I. Heat transfer during liquid boiling in a film moving under the action of gravity. *Inzhenerno-fizicheskij zhurnal = Volumes & Issues*, 2010, no. 4, p. 821–826 (in Russian).
4. Gimbutis G. *Heat transfer during gravitational flow of a liquid film*. Vil'njus, Mosklas Publ., 1988. 232 p. (in Russian).
5. Ishigai S., Nakanisi S., Koizumi T., Oyabi Z. Hydrodynamics and heat transfer of vertical falling liquid films. *Bull. JSME*, 1972, vol. 15, no. 83, p. 594.
6. Yagov V. V. *Heat Transfer in Single-Phase Media and Phase Transformations*. Moscow, Moskovskij jenergeticheskij institut, 2014. 542 p. (in Russian).
7. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. *Heat Transfer*. Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 415 p. (in Russian).
8. Labuntsov D. A., Yagov V. V. *Mechanics of Two-Phase Systems*. Moscow, Moskovskij jenergeticheskij institute, 2007. 384 p. (in Russian).

Поступила 13.11.2024