

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ВЛИЯНИЕ НАКЛОНА КАНАЛА ТРУБЫ НА ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПОЛНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ФРЕОНА R245fa¹

© 2025 г. О. О. Мильман^{a, b, *}, Г. Г. Яньков^{b, d}, А. В. Птахин^{a, b, c}, В. С. Крылов^{a, b},
В. Б. Перов^a, А. П. Железнов^{a, b}, А. Ю. Картуесова^{a, b}

^aЗАО “Научно-производственное внедренческое предприятие “Турбокон”,
ул. Комсомольская Роща, д. 43, г. Калуга, 248010 Россия

^bКалужский государственный университет им. К.Э. Циолковского,
ул. Степана Разина, д. 26, г. Калуга, 248023 Россия

^cКалужский филиал Национального исследовательского университета “МГТУ им. Н.Э. Баумана”,
ул. Баженова, д. 2, г. Калуга, 248000 Россия

^dНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Поступила в редакцию 17.11.2024 г.

После доработки 01.12.2024 г.

Принята к публикации 04.12.2024 г.

Приведены варианты конструктивного оформления горизонтальных конденсаторов пара фреонов, нефтепродуктов и других химических веществ. Компонировку таких аппаратов, в которых для охлаждения пара используется воздух или вода, желательно выполнять с минимальными вертикальными габаритами. Процесс конденсации в горизонтальной и вертикальной трубах исследован в ряде работ, однако в каждом конкретном случае рекомендуется для инженерных расчетов иметь конкретные экспериментальные данные. В статье приведено описание экспериментального стенда для исследования полной конденсации перспективного хладагента — фреона R245fa в горизонтальных и наклонных трубах. В рабочий участок, охлаждаемый водой по схеме “труба в трубе”, встроена медная труба с пазами для установки термомпар. В заторе, по которому течет охлаждающая вода, размещены термомпары для измерения ее температуры по мере нагрева, что позволяет определить локальное значение коэффициентов теплоотдачи хладагента. В результате проведения экспериментов по конденсации фреона R245fa получены значения среднего по длине трубы коэффициента теплопередачи при разных углах наклона трубы и массовой скорости жидкости, при этом установлено, что при увеличении наклона до 5–10° к горизонту коэффициент теплоотдачи при конденсации повышается в наибольшей степени. Получено также распределение коэффициента теплоотдачи по длине трубы при полной конденсации R245fa. На начальном участке значение коэффициента теплоотдачи быстро снижается и затем стабилизируется. Результаты экспериментов полезны для расчета теплообменных аппаратов типа горизонтальных и слабонаклоненных воздушных конденсаторов пара различных веществ.

Ключевые слова: теплообмен, фреон, органический цикл Ренкина, коэффициент теплоотдачи, конденсация, массовая скорость, угол наклона, теплообменные аппараты

DOI: 10.56304/S0040363624601283

Конструктивное оформление теплообменных аппаратов для конденсации органических теплоносителей связано с выбором типа теплообменного пучка (горизонтальный, наклонный, вертикальный) [1], который влияет на интенсивность процесса конденсации, конструкцию и габариты теплообменника, условия его присоединения к связанным технологическим установкам.

На рис. 1 показан внешний вид воздушного конденсатора энергоблока фирмы ORMAT, в ко-

тором оребренные трубы установлены горизонтально [2]. Конденсатор работает в органическом цикле Ренкина, рабочее тело конденсируется в трубах, обдуваемых воздухом, который подается вентилятором.

Методика расчета и проектирования этих аппаратов изложена в некоторых справочниках и учебных пособиях [1, 3, 4], а экспериментальные данные опубликованы в [5–9]. Информация по конденсации в горизонтальных каналах представлена в работах [10–13], для водяного пара высокого давления — в [14]. Для конденсаторов с

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 22-19-00495 от 13.05.2022).



Рис. 1. Горизонтальный воздушный конденсатор фирмы ORMAT

наклонными трубами выполнялись отдельные исследования [15–17], результаты которых не дают общего представления о методике их расчета и проектирования. Таким образом, нет достаточно-го объема систематизированных данных для расчета и проектирования подобных аппаратов, и в каждом конкретном случае рекомендуется проводить эксперименты, обеспечивающие получение надежных результатов.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИИ

Схема экспериментального стенда для исследования конденсации пара фреона R245fa приведена на рис. 2. Фреон, находящийся в парогенераторе 1, нагревается электронагревателем мощностью N_1 . Образующийся при нагреве до температуры t_R пар поступает в перегреватель мощностью N_2 , нагревается в нем до температуры t_{R1} и направляется в рабочий участок 3, охлаждаемый водой, имеющей температуру t_{wBX} при входе в него и $t_{wВЫХ}$ при выходе. Конденсат фреона при температуре t_{R2} поступает из рабочего участка в парогенератор.

Весь процесс протекает в режиме естественной циркуляции, в котором расход фреона с нагревом от состояния на входе в парогенератор до слабо перегретого на входе в рабочий участок определяется мощностью электронагревателей в парогенераторе и перегревателе, а преодоление гидравлического сопротивления обеспечивается превышением уровня в опускном трубопроводе над уровнем в парогенераторе.

В ходе экспериментов контролируется уровень фреона в парогенераторе и измеряются следующие параметры:

температура и расход охлаждающей воды;

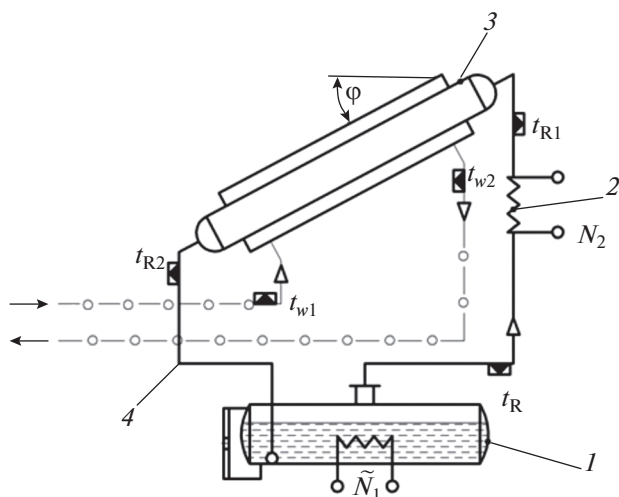


Рис. 2. Схема экспериментального стенда.
1 – парогенератор; 2 – перегреватель; 3 – рабочий участок; φ – угол наклона рабочего участка

давление и температура по тракту хладона;

электрическая мощность электронагревателей в парогенераторе и перегревателе.

Схема рабочего участка показана на рис. 3. Медная труба диаметром 32×2 мм установлена в центре теплообменника “труба в трубе”. Между ней и внешней трубой диаметром 45×3 мм образован кольцевой канал, по которому проходит охлаждающая вода. Ее температура t_w измеряется с помощью термопар, установленных в канале. В медной трубе сделаны шлицевые пазы, в которых размещены термопары для измерения температуры стенки t_{wall} , спаи термопар залиты серебряным припоем. Благодаря такой конструкции рабочего участка можно определять локальные и средние по длине теплообменной трубы коэффициенты теплоотдачи конденсирующегося фреона и охлаждающей воды.

Среднеквадратическая погрешность при расчете тепловой нагрузки установки не превышает 3% (на отдельных участках до 5%), коэффициента теплоотдачи – 9%.

В процессе испытаний плотность теплового потока достигала $21 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при общем коэффициенте теплопередачи до $1.2 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Температурный перепад в стенке медной трубы [коэффициент теплопроводности $380 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] не превышал 0.25% общего перепада температур $15\text{--}20^\circ\text{C}$, т.е. составлял не более $0.04\text{--}0.05^\circ\text{C}$ и не выходил за пределы погрешности термопар, установленных в пазах на трубе. Таким образом, неравномерность распределения теплового потока по периметру трубы не оказывала существенного влияния на измерение температуры стенки и расчет параметров теплообмена.

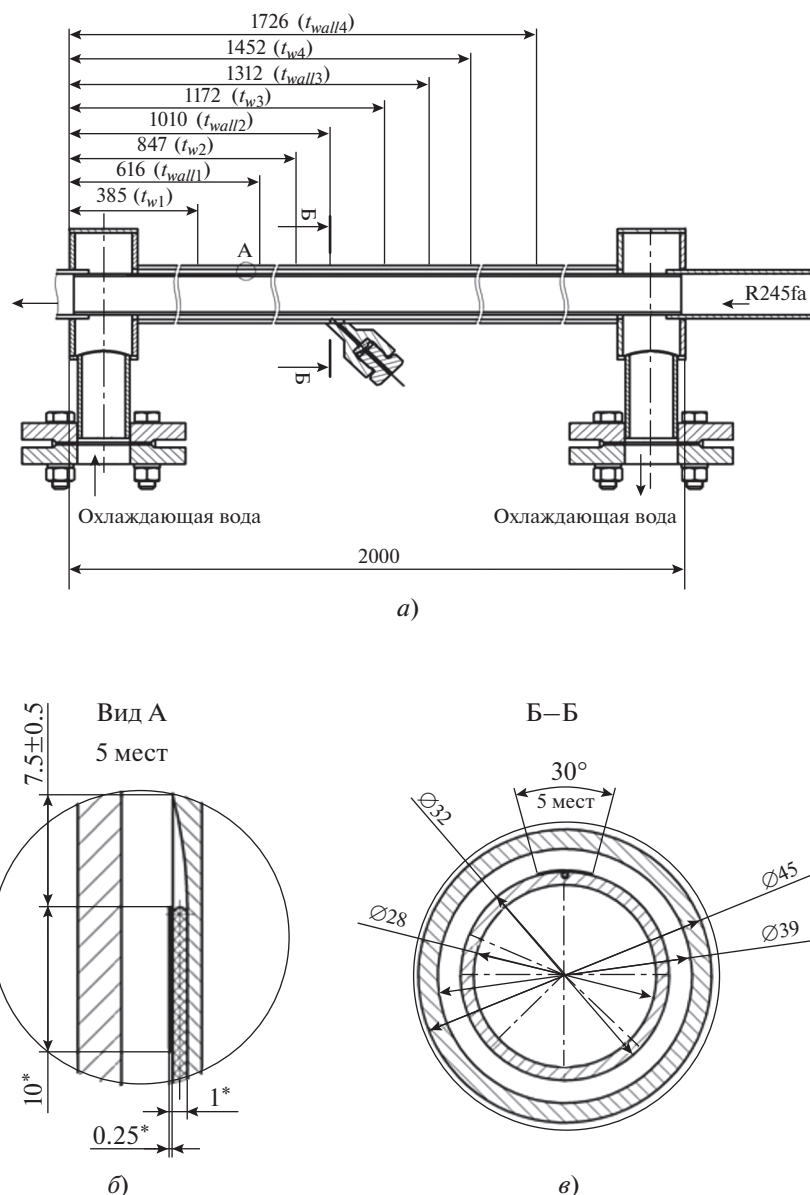


Рис. 3. Конструктивное оформление рабочего участка (а), его продольное (б) и поперечное (в) сечения со схемой установки термопары в медной трубе

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

В данном разделе приведены результаты исследования зависимости коэффициента теплоотдачи фреона R245fa при полной конденсации от массовой скорости, длины трубы и ее наклона.

Средний коэффициент теплоотдачи фреона R245fa

На рис. 4 приведена зависимость среднего по длине трубы коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ от массовой скорости фреона $W = \rho w$ (здесь ρ — плотность фреона, кг/м^3 ; w — линейная скорость

потока фреона в трубе, м/с). Значение $\bar{\alpha}$ вычисляли по формуле

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i}{n},$$

где α_i — коэффициент теплоотдачи i -го участка теплообменной трубы, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; n — число участков.

Максимум теплообмена наблюдается при $\varphi = 10^\circ$ с постепенным уменьшением коэффициента теплоотдачи при дальнейшем повышении φ . При всех

углах наклона теплообменной трубы значение $\bar{\alpha}$ увеличивается с ростом массовой скорости пара, при том что линейная скорость повышается не так быстро, как массовая, вследствие роста давления фреона при полной конденсации его в трубе.

На рис. 5 приведены зависимости среднего коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и его производной от угла наклона трубы $d\alpha/d\varphi$ при массовой скорости 25 кг/(м²·с). Из рисунка следует, что при отклонении положения трубы от горизонтального происходит резкий рост коэффициента теплоотдачи, а затем постепенная стабилизация его значения.

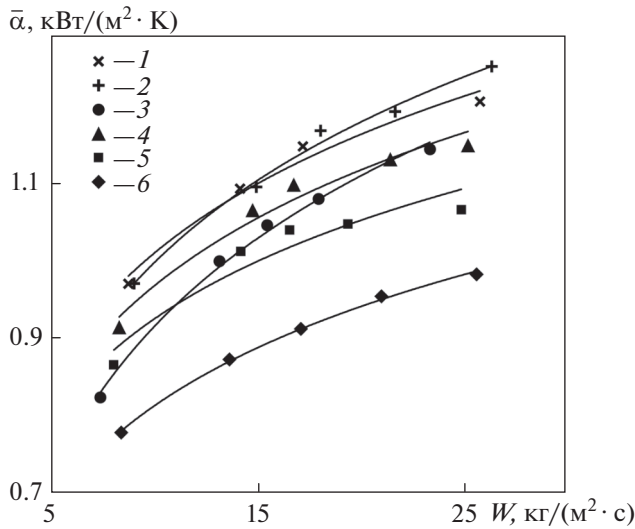


Рис. 4. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи фреона R245fa от массовой скорости.
 φ , град: 1 – 24.3; 2 – 10.0; 3 – 5.0; 4 – 2.0; 5 – 1:100; 6 – 0

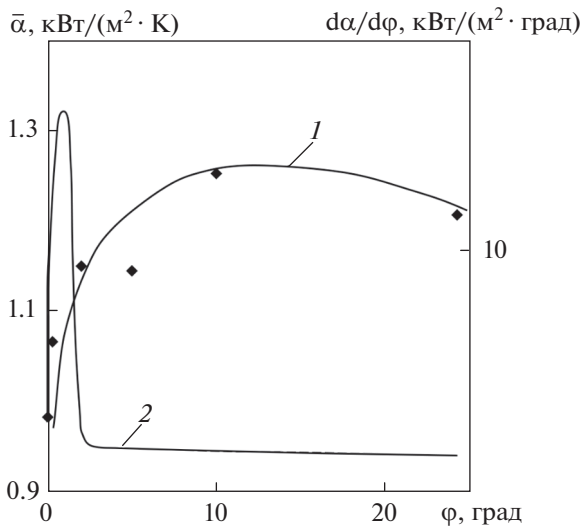


Рис. 5. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи фреона R245fa (1) и изменения коэффициента теплоотдачи (2) от угла наклона рабочего участка

Изменение коэффициента теплоотдачи по длине трубы

На рис. 6 показано изменение коэффициента теплоотдачи фреона по длине трубы l при полной конденсации пара при различных углах наклона

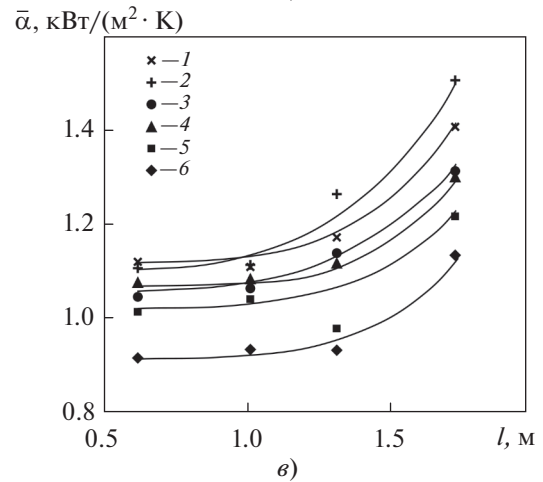
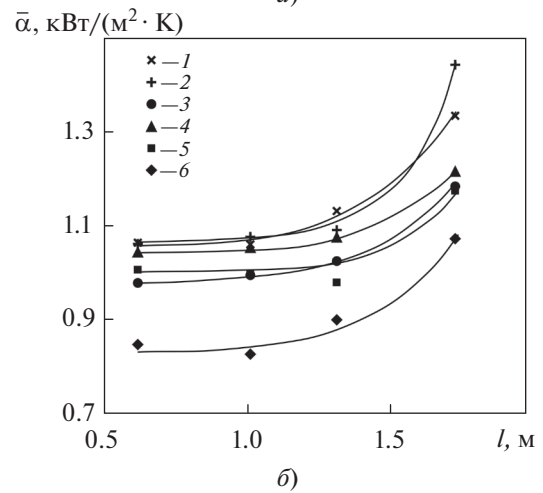
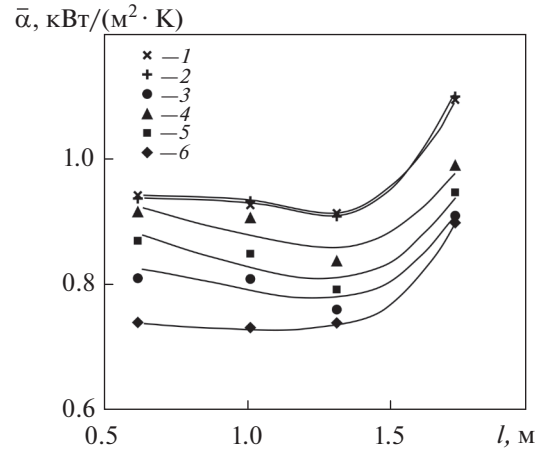


Рис. 6. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи фреона R245fa от длины рабочего участка.
 W , кг/(м²·с): а – 7.7–9.0; б – 15.4–18.0; в – 23.3–26.3; 1–6 – см. рис. 4

трубы для трех типичных режимов работы аппарата. Экспериментальные данные при этих режимах приведены в табл. 1–3.

Коэффициент теплоотдачи участка α_i (отношенный к внутреннему диаметру трубы) рассчитывали по формуле

$$\alpha_i = \frac{q_i}{t_{wall i} - t_s},$$

где q_i — плотность теплового потока на i -м участке, кВт/м²; $t_{wall i}$ — температура стенки трубы на середине i -го участка, °C; t_s — температура насыщения фреона, °C.

Плотность теплового потока q_i на i -м участке вычисляли по выражению

$$q_i = \frac{G_w c_w (t_{wi} - t_{wi-1})}{F_i},$$

где G_w — расход охлаждающей воды, м³/ч; c_w — теплоемкость охлаждающей воды, Дж/(м³ · К); $t_{wi} - t_{wi-1}$ — разность температур воды на входе в i -й участок t_{wi} и выходе из него t_{wi-1} , °C; F_i — площадь поперечного сечения i -го участка, м².

При всех углах наклона рабочего участка коэффициент теплоотдачи уменьшается по мере

Таблица 1. Экспериментальные данные при $W = 7.7\text{--}9.0$ кг/(м² · с)

Показатель	Угол наклона конденсатора, град					
	0	1:100*	2.0	5.0	10.0	24.3
Температура охлаждающей воды, °C						
t_{wBX}	13.03	13.31	13.55	14.46	15.66	14.83
$t_{wВЫХ}$	14.95	15.16	15.46	16.20	17.67	16.83
t_{w4}	13.40	13.67	13.92	14.79	16.04	15.22
t_{w3}	13.84	14.09	14.36	15.20	16.51	15.68
t_{w2}	14.16	14.39	14.67	15.48	16.84	16.00
t_{w1}	14.43	14.65	14.94	15.72	17.12	16.28
Температура хладона, °C						
t_{R1}	84.78	84.34	85.36	84.07	85.67	83.43
t_{R2}	20.73	19.94	19.83	20.30	21.97	20.91
Температура стенки, °C						
t_{wall1}	15.42	15.23	15.30	15.99	17.79	16.95
t_{wall2}	14.46	14.51	14.69	15.30	17.00	16.27
t_{wall3}	14.35	15.11	15.36	15.82	17.22	16.38
t_{wall4}	14.47	15.31	15.44	15.83	17.26	16.52
Коэффициент теплоотдачи, кВт/(м ² · К)						
α_{i1}	0.90	0.95	0.99	0.91	1.10	1.10
α_{i2}	0.74	0.79	0.84	0.76	0.91	0.91
α_{i3}	0.73	0.85	0.91	0.81	0.93	0.93
α_{i4}	0.74	0.87	0.92	0.81	0.94	0.94
$\bar{\alpha}$	0.78	0.86	0.91	0.82	0.97	0.97
Плотность теплового потока, кВт/м ²						
q_{i1}	8.16	7.84	8.14	7.17	8.71	8.47
q_{i2}	7.42	7.13	7.39	6.52	7.91	7.70
q_{i3}	7.42	7.13	7.39	6.52	7.91	7.70
q_{i4}	7.42	7.13	7.40	6.52	7.92	7.70

* Конусность.

Таблица 2. Экспериментальные данные при $W = 15.4\text{--}18.0 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

Показатель	Угол наклона конденсатора, град					
	0	1:100*	2.0	5.0	10.0	24.3
Температура охлаждающей воды, °C						
t_{WBX}	12.64	13.16	13.25	14.33	15.46	14.68
t_{WBYX}	16.20	16.63	16.66	17.57	19.18	18.28
t_{w4}	13.32	13.82	13.90	14.95	16.17	15.37
t_{w3}	14.15	14.63	14.69	15.70	17.03	16.20
t_{w2}	14.72	15.19	15.25	16.23	17.64	16.79
t_{w1}	15.22	15.67	15.73	16.68	18.16	17.29
Температура хладагента, °C						
t_{R1}	68.07	66.74	65.31	65.51	68.97	66.34
t_{R2}	30.95	28.46	27.73	28.13	29.92	28.91
Температура стенки, °C						
t_{wall1}	20.39	19.93	19.44	20.36	23.46	21.76
t_{wall2}	19.23	18.82	19.11	19.78	21.24	20.95
t_{wall3}	17.90	19.06	18.85	19.42	21.07	20.15
t_{wall4}	18.29	19.17	18.73	19.21	20.88	20.19
Коэффициент теплоотдачи, кВт/(м ² · К)						
α_{i1}	1.07	0.40	1.22	1.19	1.44	1.34
α_{i2}	0.90	1.18	1.08	1.03	1.09	1.13
α_{i3}	0.83	0.98	1.05	1.00	1.08	1.06
α_{i4}	0.85	1.00	1.05	0.98	1.06	1.06
$\bar{\alpha}$	0.91	1.04	1.10	1.05	1.17	1.15
Плотность теплового потока, кВт/м ²						
q_{i1}	14.87	14.42	14.57	13.44	15.75	14.92
q_{i2}	13.52	13.11	13.24	12.22	14.32	13.56
q_{i3}	13.52	13.11	13.24	12.22	14.32	13.57
q_{i4}	13.52	13.11	13.24	12.22	14.32	13.57

* Конусность.

конденсации фреона вследствие уменьшения скорости смеси и накопления жидкой пленки. Вместе с тем, происходит некоторая стабилизация процесса по мере конденсации пара, т.е. в конце трубы. При $\varphi = 10^\circ$ на всех режимах α имеет более высокие значения.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментальное исследование зависимости коэффициента теплоотдачи от режимных параметров при полной конденсации фреона R245fa внутри трубы и изменении ее наклона от

горизонтального положения до угла 24° показало следующее:

средний коэффициент теплоотдачи увеличивается с повышением массовой скорости и, следовательно, плотности теплового потока;

интенсивный рост коэффициента теплоотдачи при наклоне трубы от горизонтального положения характерен до угла 1:100, после чего наступает его стабилизация.

2. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине трубы позволяет выявить участки с большей и меньшей интенсивностью теплообмена, что может быть учтено при проектировании конструкции теплообменника.

Таблица 3. Экспериментальные данные при $W = 23.3\text{--}26.3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

Показатель	Угол наклона конденсатора, град					
	0	1:100*	2.0	5.0	10.0	24.3
Температура охлаждающей воды, °C						
t_{WBX}	12.77	12.85	13.35	14.33	15.46	14.80
$t_{\text{WВЫХ}}$	17.67	17.69	18.20	18.97	20.55	19.81
t_{w4}	13.71	13.78	14.28	15.23	16.44	15.77
t_{w3}	14.85	14.90	15.40	16.30	17.61	16.92
t_{w2}	15.64	15.69	16.19	17.05	18.44	17.73
t_{w1}	16.33	16.37	16.87	17.70	19.16	18.44
Температура хладагента, °C						
t_{R1}	63.94	62.17	61.39	61.39	63.84	62.09
t_{R2}	39.78	37.31	36.32	35.55	38.25	36.87
Температура стенки, °C						
t_{wall1}	15.77	23.77	23.76	24.34	27.30	25.60
t_{wall2}	16.92	21.59	22.84	23.63	26.11	24.23
t_{wall3}	17.73	22.73	22.32	22.56	24.00	23.30
t_{wall4}	18.44	22.25	22.19	22.26	23.89	23.47
Коэффициент теплоотдачи, кВт/(м ² · К)						
α_{i1}	1.14	1.22	1.31	1.32	1.51	1.41
α_{i2}	0.94	0.98	1.12	1.14	1.27	1.18
α_{i3}	0.94	1.04	1.09	1.07	1.12	1.11
α_{i4}	0.92	1.02	1.08	1.05	1.11	1.12
$\bar{\alpha}$	0.98	1.07	1.15	1.14	1.25	1.21
Плотность теплового потока, кВт/м ²						
q_{i1}	20.97	20.43	20.70	19.25	21.70	21.15
q_{i2}	19.06	18.57	18.82	17.49	19.73	19.22
q_{i3}	19.06	18.57	18.82	17.50	19.73	19.22
q_{i4}	19.07	18.57	18.83	17.50	19.73	19.23

* Конусность.

3. Полученные экспериментальные значения коэффициентов теплопередачи при конденсации фреона R245fa полезны для разработки методики расчета аппаратов с этим теплоносителем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мартыненко О.Г. Справочник по теплообменникам. М.: Энергоатомиздат, 1987.
2. Воздушные конденсаторы. [Электрон. ресурс.] <https://www.xiron.ru/content/view/30290/28/?ysclid=m41e2rmv12321161501>
3. Справочник химика / Б.П. Никольский, О.Н. Григорьев, М.Е. Позин, Б.А. Порай-Кошиц, В.А. Рабинович, Ф.Ю. Рачинский, П.Г. Романков, Д.А. Фридрихсберг. М.: Л.: Госхимиздат, 1968.
4. Bae S., Maulbetsch J.S., Rohsenow W.M. Refrigerant forced-convection condensation inside horizontal tubes. USA, Massachusetts, Cambridge: MIT Heat Transfer Laboratory, 1968.
5. Kwon J.T., Ahn Y.C., Kim M.H. A modeling of in-tube condensation heat transfer for a turbulent annular film flow with liquid entrainment // Int. J. Multiphase Flow. 2001. V. 27. Is. 5. P. 911–928. [https://doi.org/10.1016/S0301-9322\(00\)00052-5](https://doi.org/10.1016/S0301-9322(00)00052-5)
6. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube / A. Cavallini, G. Censi, D. Del Col, L. Doretti // Int. J. Refrig. 2001. V. 24. Is. 1. P. 73–87. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00070-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00070-0)
7. Thome J.R., El Hajal J., Cavallini A. Condensation in horizontal tubes. Part 2: New heat transfer model based on flow regimes // Int. J. Heat Mass Transfer. 2003. V. 46. Is. P. 3365–3387. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00140-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00140-6)
8. Риферт В.Г., Задирака В.Ю. Конденсация водяного пара внутри гладкой и профилированной гори-

- зонтальных труб // Теплоэнергетика. 1978. № 8. С. 77–80.
9. **Experimental** study of refrigerant condensation heat transfer and pressure drop in horizontal tubes with full and partial coiled wire inserts (CWIs) / V. Rajabi, Z. Mansoori, H. Rahimzadeh, H. Nasrfard, G. Ahmadi // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2023. V. 216. P. 124577. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S00179310230Q7226>.
 10. **Rifert V.G., Sardak A.I., Tobilevich A.N.** Flow modes of phase and heat transfer during vapour condensation inside horizontal tubes // *Изв. АН СССР*. 1985. Т. 4. С. 101–109.
 11. **Rifert V.G.** Heat transfer and flow modes of phases in laminar film vapour condensation inside a horizontal tube // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1988. V. 31. Is. 3. P. 517–523.
 12. **Shi J., Zheng G., Chen Z.** Experimental investigation on flow condensation in horizontal tubes filled with: annular metal foam // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2018. V. 116. P. 920–930. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.007>
 13. **Condensation** heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a in horizontal smooth tubes and enhanced tubes fabricated by selective laser melting / X.W. Wang, J.Y. Ho, K.C. Leong, T.N. Wong // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2018. V. 126. Part A. P. 949–962. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.163>
 14. **Boyko L.D., Kruzhilin G.N.** Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1967. V. 10. Is. 3. P. 361–373.
 15. **Cavallini A., Zecchin R.** A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation // *Int. Heat Transfer Conference Digital Library*. Begel House Inc., 1974.
 16. **Agra O., Teke I.** Determination of the heat transfer coefficient during annular flow condensation in smooth horizontal tubes // *J. Therm. Sci. Technol.* 2012. V. 32. Is. 2. P. 151–159.
 17. **Горин В.В.** Конденсация внутри глянких горизонтальных труб. Сравнение теоретических решений и экспериментальных данных // *Холодильная техника та технология*. 2016. № 52. Вип. 6. С. 21–26.

Influence of Pipe Channel Inclination on Heat Exchange during Complete Condensation of R245fa Freon

**O. O. Milman^{a, b, *}, G. G. Yankov^{b, d}, A. V. Ptakhin^{a, b, c}, V. S. Krylov^{a, b},
V. B. Perov^a, A. P. Zheleznov^{a, b}, and A. Yu. Kartuesova^{a, b}**

^a ZAO Turbokon Research and Production Implementation Enterprise, Kaluga, 248010 Russia

^b Tsiolkovsky Kaluga State University, Kaluga, 248023 Russia

^c Kaluga branch, Bauman Moscow State Technical University, Kaluga, 248000 Russia

^d National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Abstract—The design options for horizontal condensers for freon, petroleum products, and other chemicals are presented. The layout of such devices, in which air or water is used to cool steam, should preferably be carried out with minimal vertical dimensions. The process of condensation in horizontal and vertical pipes has been studied in a number of works; however, it is recommended in each specific case to have specific experimental data for engineering calculations. The article describes an experimental setup for studying the complete condensation of a promising freon, R245fa, in horizontal and inclined pipes. A copper pipe with grooves for installing thermocouples is built into the working section, which is cooled by water using the “pipe in pipe” scheme. Thermocouples are placed in the gap through which the cooling water flows to measure its temperature as it heats up, which allows determining the local value of the heat-transfer coefficients of the freon. As a result of experiments on the condensation of R245fa freon, the values of the average heat-transfer coefficient along the length of the pipe were obtained at different angles of inclination of the pipe and the mass velocity of the liquid, and it was established that, with an increase in inclination to 5–10° to the horizon, the heat-transfer coefficient during condensation increases to the greatest extent. The distribution of the heat-transfer coefficient along the length of the pipe for complete condensation of R245fa was also obtained. At the initial stage, the value of the heat-transfer coefficient decreases rapidly and then stabilizes. The experimental results are useful for calculating heat-exchange devices, such as horizontal and slightly inclined air condensers for steam of various substances.

Keywords: heat exchange, freon, organic Rankine cycle, heat-transfer coefficient, condensation, mass velocity, tilt angle, heat exchangers