

ТЕПЛООБМЕН ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЫ
НА НАЧАЛЬНОМ УЧАСТКЕ
ПРИ ПОЛНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА ФРЕОНА R142b¹

© 2024 г. О. О. Мильман^{a, b, *}, Г. Г. Яньков^{b, d}, А. В. Кондратьев^{a, b, c}, А. В. Птахин^{a, b, c},
В. С. Крылов^{a, b}, В. Б. Перов^a, А. А. Жинов^c, А. Ю. Картусова^{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 08.05.2024 г.

После доработки 17.07.2024 г.

Принята к публикации 05.08.2024 г.

Теплообмен при конденсации фреонов довольно хорошо изучен, однако при конденсации внутри теплообменных труб могут возникать различные режимы течения смеси пар – конденсат. Существует большое количество экспериментальных данных по конденсации фреонов внутри труб, имеющих различные внутренние диаметры. Но результаты, полученные разными авторами, противоречивы, а экспериментальные зависимости могут давать высокую погрешность в случае несовпадения расчетного и фактического режимов течения смеси пар – конденсат. В связи с трудностью идентификации этих режимов для каждого подобного случая надежные рекомендации по расчету и проектированию теплообменных аппаратов должны быть основаны на экспериментальных данных. В целях получения таких материалов был разработан и изготовлен экспериментальный стенд, позволяющий исследовать процессы конденсации различных рабочих тел в горизонтальной охлаждаемой трубе. Рабочим участком стендов являлась медная труба внешним диаметром 32 мм и толщиной стенки 2 мм, встроенная во внешнюю стальную трубу диаметром 45 × 3 мм с кольцевым зазором размером 3.5 мм. В зазоре были установлены пять хромель-копелевых термопар для измерения температуры воды, которые были выведены к измерительным приборам через стенку внешней трубы. В стенку медной трубы также были установлены термопары. Термопары стендов были предварительно откалиброваны, расходы фреона и охлаждающей воды определялись по перепадам на расходомерных диафрагмах с погрешностью, не превышавшей 1.5%. Получены температуры охлаждающей воды и конденсирующегося фреона R142b по длине теплообменной трубы для режимов течения с различными параметрами рабочего тела на входе в трубу. Показано резкое снижение локального коэффициента теплоотдачи по длине теплообменной трубы при полной конденсации, а особенно значительное – на входном ее участке. Полученные данные будут использованы при проектировании теплообменных аппаратов с конденсацией фреона R142b в горизонтальных трубах.

Ключевые слова: теплообмен, фреон, органический цикл Ренкина, теплообменная труба, смесь пар – конденсат, коэффициент теплоотдачи, конденсация, дисперсно-кольцевой режим, расслоенный режим

DOI: 10.56304/S0040363624700486

Теплообмен при конденсации внутри горизонтальных труб изучен в экспериментальном и теоретическом аспектах в значительном количестве

исследований. Это вызвано широким распространением теплообменных устройств, в которых реализован процесс внутритрубной конденсации: нефтехимические аппараты, конденсаторы ходильных и технологических установок, производство сжиженного газа и т.п.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 22-19-00495).

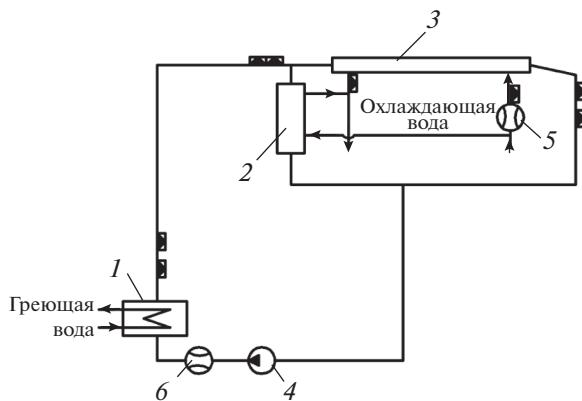


Рис. 1. Схема стенда для исследования конденсации фреона R142b в трубах.
1 – парогенератор; 2 – вспомогательный конденсатор; 3 – рабочий участок; 4 – циркуляционный насос; 5, 6 – расходомер охлаждающей воды и фреона

Вместе с тем в процессе конденсации в трубе возможно образование течения смеси пар – конденсат в нескольких вариантах. Так, в [1] дано описание пузырькового, пузырькового с вытянутыми пузырями, снарядного, кольцевого и дисперсно-кольцевого, волнового, расслоенного режимов, которые могут происходить в одной трубе. Их идентификация затруднена, а результаты измерения параметров тепломассопереноса будут сильно различаться в зависимости от комбинации режимов. Расчетно-теоретическое описание этого процесса также связано с выбором модели течения и требует экспериментальной проверки.

В работах [2–4] приведены экспериментальные данные по конденсации фреона R12 внутри труб диаметром 5.5–12.0 мм и определена средняя по периметру трубы теплоотдача по ее длине. При изменении степени сухости на входе в пределах 0.4–0.9 и плотности теплового потока 27–59 кВт/м² получены значения коэффициента теплоотдачи 3–6 кВт/(м² · К) при линейной скорости течения фреона R12 2–4 м/с и массовой скорости 200–600 кг/(м² · с). Аналогичные исследования выполнены в [5, 6] для фреона R22, в [7, 8] для фреона R134a и в [9] для фреонов R134a, R125, R32, R410A, R236ea.

Эксперименты по изучению локальной теплоотдачи при конденсации в трубах проводились в СССР В.Г. Рифертом и В.Ю. Задиракой на опреснительных установках [10–12]. Классические работы по конденсации пара в трубах выполнены Л.Д. Бойко, Г.Н. Кружилиным применительно к воде при больших давлениях и числах Рейнольдса [13]. При расчете конденсации фреонов получен-

ные ими зависимости могут дать большую погрешность [14].

В целом сложность процесса свидетельствует о том, что в каждом конкретном случае надежные рекомендации по расчету и проектированию теплообменных аппаратов должны быть основаны на экспериментальных данных.

Фреон R142b обладает выгодными для цикла показателями (невысокое давление насыщения при расчетных температурах, достаточно высокая скрытая теплота парообразования), пригоден для использования в органическом цикле Ренкина и стоит дешевле, чем фреон R245fa. Кроме того, все фреоны близки по теплофизическим свойствам (вязкость, теплопроводность, число Прандтля) и в этом плане результаты экспериментов с ними имеют общий характер.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД

Исследование процессов конденсации фреонов было выполнено на экспериментальном стенде (рис. 1), который включал в себя рабочий участок, показанный на рис. 2.

Толстостенная теплообменная медная труба диаметром 32 × 2 мм с барабанами подвода охлаждающей воды и мерным участком длиной 2000 мм встроена во внешнюю стальную трубу диаметром 45 × 3 мм с кольцевым зазором размером 3.5 мм. В зазоре установлены пять хромель-копелевых термопар для измерения температуры воды, которые выведены к измерительным приборам через стенку внешней трубы.

Кольцевые водяные камеры по обоим концам рабочего участка диаметром 100 мм и высотой 50 мм обеспечивают равномерность раздачи охлаждающей воды по периметру трубы.

МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

Общий тепловой поток Q рассчитывали с учетом расхода охлаждающей воды G_w и ее нагрева $t_{w2} - t_{w1}$ по выражению

$$Q = c_p G_w (t_{w2} - t_{w1}), \quad (1)$$

где c_p – удельная теплоемкость воды при постоянном давлении; t_{w1}, t_{w2} – температура воды на входе в рабочий участок и выходе из него.

Теплообменная труба разделена на пять участков, в середине каждого из которых измеряется температура стенки трубы t_{cti} , а на концах участков – температура охлаждающей воды t_{wi} и t_{wi+1} . Таким образом, на каждом i -м участке площадью

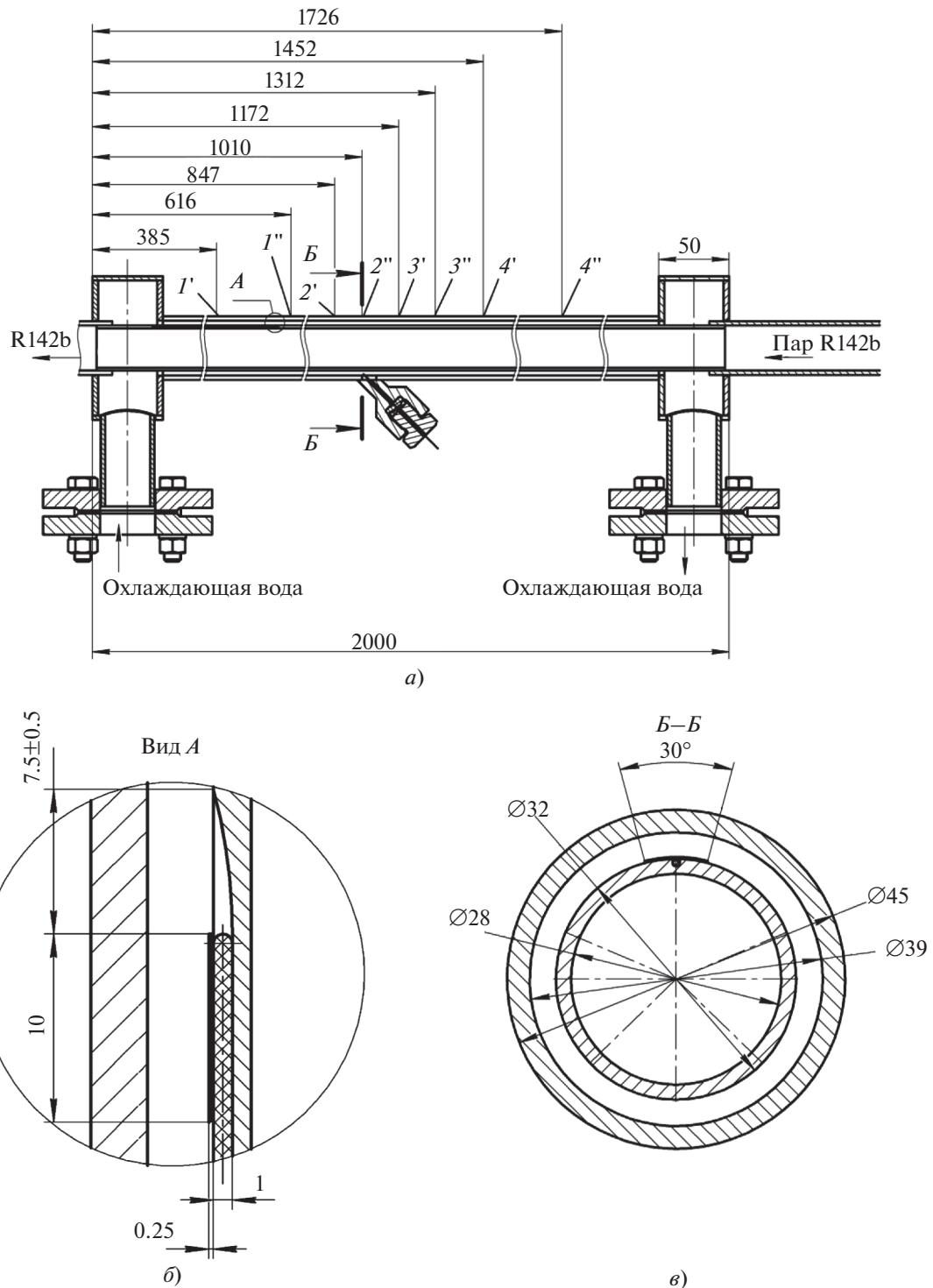


Рис. 2. Рабочий участок.

а – конструктивное оформление; б, в – установка термопары в медной трубе в продольном и поперечном сечении; 1'–4' – точки измерения температуры охлаждающей воды; 1"–4" – точки измерения температуры стенки трубы

поверхности $F_i = \pi 0.028l_i$ (здесь l_i – длина участка) известны тепловой поток

$$Q_i = c_p G_w (t_{wi+1} - t_{wi})$$

и плотность теплового потока

$$q_i = Q_i/F. \quad (2)$$

Среднюю разность температур Δt_i отсчитывали от температуры насыщения пара t_s , определяемой по давлению на входе в теплообменную трубу или участок, по формуле

$$\Delta t_i = t_s - t_{cti}. \quad (3)$$

Строго говоря, при определении t_s наиболее корректно использовать для каждого участка трубы среднее давление фреона на его концах. Однако во время испытаний разность между давлениями фреона R142b на входе в теплообменную трубу и выходе из нее не превышала 1%,

что находится в пределах погрешности измерений приборов и обусловлено полной конденсацией фреона в трубе.

Коэффициенты теплоотдачи на участках теплообменной трубы вычисляли по формуле

$$\alpha_i = \frac{q_i}{\Delta t_i}. \quad (4)$$

Расход фреона G_ϕ (масса фреона в единицу времени) рассчитывали по выражению

$$G_\phi = \frac{Q}{h_1 - h_2}, \quad (5)$$

где h_1, h_2 – энталпия фреона на входе в теплообменный участок и выходе из него.

Массовую скорость пара фреона R142b на входе в трубу g_ϕ в сечении площадью $S = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}$ (здесь

Таблица 1. Результаты измерений температуры охлаждающей воды, стенки трубы, фреона R142b, давления фреона R142b

Точка измерения на рабочем участке (см. рис. 2)	Номер режима				
	1	2	3	4	5
Температура охлаждающей воды, °C					
На входе в трубу	24.8	24.8	23.2	22.4	22.5
1'	27.6	28.4	28.1	27.9	28.5
2'	30.9	32.7	33.9	34.5	35.8
3'	33.2	35.8	38.0	39.2	40.8
4'	35.2	38.4	41.5	43.2	45.2
На выходе из трубы	39.2	43.5	48.4	51.0	53.8
Температура фреона R142b, °C					
На входе в трубу	52.4	60.9	70.2	76.1	79.9
На выходе из трубы	46.6	56.1	62.5	64.7	75.3
Температура стенки трубы, °C					
1''	43.1	49.0	55.5	59.7	60.5
2''	43.1	48.7	55.1	61.0	63.2
3''	46.3	53.6	60.9	66.6	68.0
4''	49.4	58.6	66.8	72.3	72.8
Давление фреона R142b, МПа					
На входе в трубу	0.70	0.92	1.20	1.43	1.52
На выходе из трубы	0.70	0.92	1.21	1.44	1.54

Таблица 2. Результаты обработки экспериментальных данных

Показатель	Номер режима				
	1	2	3	4	5
Массовая скорость на входе в трубу, кг/(м ² · с)	14.3	21.0	29.2	33.3	39.9
Линейная скорость на входе в трубу, м/с	0.47	0.52	0.54	0.51	0.57
Число Рейнольдса на входе в трубу, $Re \times 10^{-7}$	8.60	13.5	21.3	25.1	30.7
Коэффициент теплоотдачи, кВт/(м ² · К), на участках:					
<i>I</i>	6.42	3.84	2.65	2.17	1.90
<i>II</i>	1.79	1.41	1.30	1.27	1.28
<i>III</i>	1.22	1.0	0.98	0.99	1.04
<i>IV</i>	1.22	1.0	1.01	0.95	0.94
<i>V</i>	0.88	0.77	0.79	0.74	0.74

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр теплообменной трубы) вычисляли по формуле

$$g_{\phi} = \frac{G_{\phi}}{S}. \quad (6)$$

Линейную скорость фреона w определяли с учетом объемного расхода $V = \frac{G_{\phi}}{\rho}$ (здесь ρ – плотность фреона) по формуле

$$w = \frac{V}{S}. \quad (7)$$

Термопары стенда и каналы связи были откалиброваны с погрешностью не более 0.15°C. Расходы теплоносителей определяли с погрешностью, не превышавшей 1.5% благодаря использованию дифманометров класса точности 0.25. В проведенных опытах плотность теплового потока равнялась 10–27 кВт/(м² · К), перепад температур на стенке медной трубы при теплопроводности 390 Вт/(м · К) составлял 0.05–0.150°C. При этом разность температур фреон – стенка находилась в диапазоне от 5 до 16°C. Отклонение температур от осредняющей кривой было равным примерно 0.8–1.0°C. Таким образом, максимальная погрешность при определении коэффициента теплоотдачи фреон – стенка при малых значениях теплового потока составила 15–18%, а при высоких – не превышала 9%.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Результаты измерений и их обработки представлены в табл. 1, 2. На рис. 3 показаны зависимости температуры охлаждающей воды, стенки трубы и фреона R142b, а также коэффициента теплоотдачи от длины трубы в различных режимах исследований.

График зависимости среднего по длине трубы коэффициента теплоотдачи от R142b к стенке медной трубы $\alpha_{\text{ср}}$ от массовой скорости пара фреона R142b на входе в трубу представлен на рис. 4.

Во всех режимах зафиксировано снижение коэффициента теплоотдачи при конденсации фреона R142b на стенке медной трубы на начальном участке длиной примерно 560 мм по сравнению с участком длиной 380 мм. На участке, где пленка конденсата начинает формироваться, наиболее вероятен кольцевой или дисперсно-кольцевой режим течения, тогда как на следующих участках происходит снижение массовой и линейной скоростей течения фреона, накопление массы конденсата и растет вероятность возникновения расслоенного режима. Линейная скорость паровой фазы изменяется слабо – в 1.2 раза при увеличении массовой скорости в 2.8 раза. Все это способствует снижению коэффициента теплоотдачи, что и было зафиксировано.

В обзора и публикациях такое явление не отмечено, но и отдельного рассмотрения процессов на начальном участке трубы не проводилось.

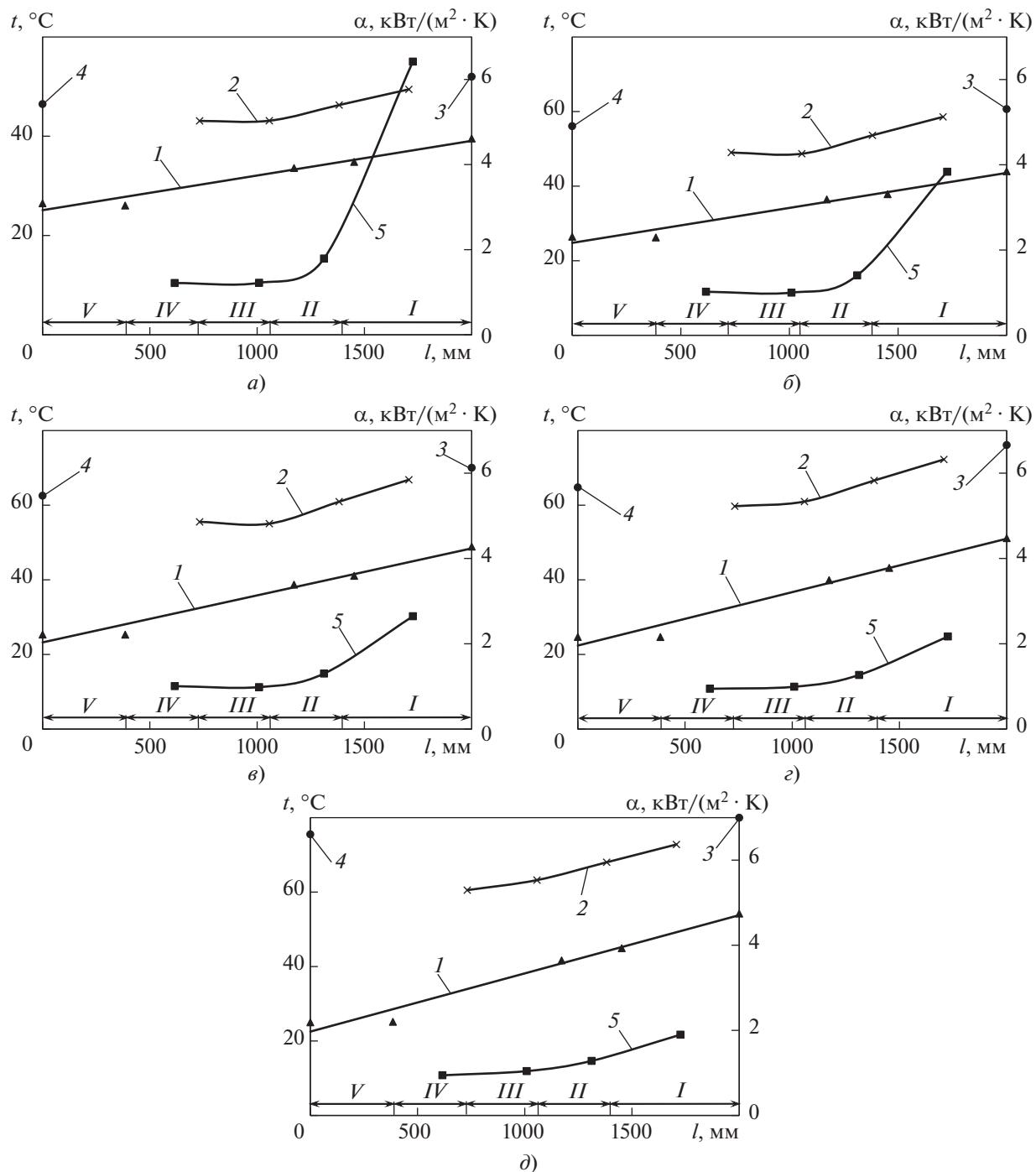


Рис. 3. Температура охлаждающей воды (1), стенки трубы со стороны фреона R142b (2), фреона R142b на входе в трубу (3) и выходе из нее (4) и коэффициент теплоотдачи от R142b к стенке медной трубы (5) по длине трубы. Номер режима: $a - 1$; $\delta - 2$; $\gamma - 3$; $\varepsilon - 4$; $\vartheta - 5$; $I-V$ – номер участка

ВЫВОДЫ

1. Результаты выполненного исследования теплообмена внутри горизонтальной теплообменной трубы при полной конденсации пара фреона R142b свидетельствуют о том, что его коэффициент теплоотдачи на начальных участках трубы снижается на всех режимах.

2. Причины снижения коэффициента теплоотдачи следующие:

скорость парожидкостного потока уменьшается по мере конденсации;

толщина пленки конденсата увеличивается и под действием гравитации течение переходит из кольцевого и дисперсно-кольцевого в расслоен-

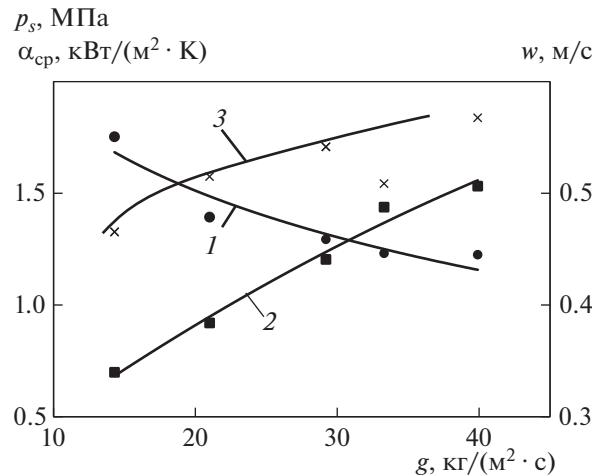


Рис. 4. Зависимость среднего по длине трубы коэффициента теплоотдачи от R142b к стенке медной трубы α_{cp} (1), давления насыщения p_s в трубе (2) и линейной скорости w (3) от массовой скорости пара R142b на входе в трубу

ное, в котором часть поверхности оказывается под слоем конденсата фреона R142b;

при полной конденсации в трубе линейная скорость паровой фазы на входе в нее изменяется существенно медленнее, чем массовая скорость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Мартыненко О.Г. Справочник по теплообменникам. В 2 т. М.: Энергоатомиздат, 1987.
- Bae S., Maulbetsch J.S., Rohsenow W.M. Refrigerant forced-convection condensation inside horizontal tubes: Report No. DSR-79760-59. Cambridge, Massachusetts: MIT Heat Transfer Laboratory, 1968.
- Bae S., Maulbetsch J.S., Rohsenow W.M. Refrigerant forced-convection condensation inside horizontal tubes: Report No. DSR-79760-64. Cambridge, Massachusetts: MIT Heat Transfer Laboratory, 1969.
- Traviss D.P., Baron A.G., Rohsenow W.M. Forced-convection condensation inside tubes: Report No. DSR 72591-74. Cambridge, Massachusetts: MIT Heat Transfer Laboratory, 1971.
- 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)
- Cavallini A., Zecchin R. A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation // Proc. of the 5th Intern. Heat Transfer Conf. Digital Library. Tokyo, Japan, 3–7 Sept. 1974.
<https://doi.org/10.1615/IHTC5.1220>
- 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. 18. P. 3365–3387.
[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00140-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00140-6)
- Ağra Ö., Teke I. Determination of the heat transfer coefficient during annular flow condensation in smooth horizontal tubes // Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi (J. Therm. Sci. Technol). 2012. V. 32. No. 2. P. 151–159.
- 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, G.A. Longo, L. Rossetto // 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)
- Сардак А.И., Риферт В.Г., Тобилевич А.Н. Законо-мерности ламинарной пленочной конденсации пара внутри горизонтальной трубы // Теплоэнергетика. 1984. № 8. С. 59–62.
- 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.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(88\)90033-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90033-6)
- Риферт В.Г., Задирака В.Ю. Конденсация водяного пара внутри гладкой и профилированной горизонтальных труб // Теплоэнергетика. 1978. № 8. С. 77–80.
- 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.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(67\)90152-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(67)90152-4)
- Горин В.В. Конденсация внутри гладких горизонтальных труб. Сравнение теоретических решений и экспериментальных данных // Холодильна технологія. 2016. № 52. Вип. 6. С. 21–26.

Heat Exchange Inside a Horizontal Pipe at the Initial Section with Complete Condensation of R142b Freon Vapor

**O. O. Milman^{a, b, *}, G. G. Yankov^{b, d}, A. V. Kondratiev^{a, b, c}, A. V. Ptakhin^{a, b, c},
V. S. Krylov^{a, b}, V. B. Perov^a, A. A. Zhinov^c, 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 (NRU MPEI), Moscow, 111250 Russia

*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Abstract—Heat exchange during condensation of freons has been studied quite well; however, various flow regimes of the steam-condensate mixture may arise during condensation inside heat-exchange pipes. There is a large amount of experimental data on the condensation of freons inside pipes with different internal diameters. However, the results obtained by different authors are contradictory, and experimental dependences can give a high error in the event of a discrepancy between the calculated and actual flow regimes of the steam-condensate mixture. Due to the difficulty of identifying these modes for each such case, reliable recommendations for the calculation and design of heat exchangers must be based on experimental data. In order to obtain such materials, an experimental stand was developed and manufactured, allowing the study of condensation processes of various working fluids in a horizontal cooled tube. The working section of the stand was a copper pipe with an external diameter of 32 mm and a wall thickness of 2 mm, built into an external steel pipe with a diameter of 45 × 3 mm with an annular gap of 3.5 mm. Five chromel-copel thermocouples were installed in the gap to measure the water temperature; they were led to the measuring instruments through the wall of the outer pipe. Thermocouples were also installed in the pipe wall. The stand's thermocouples were precalibrated, and the freon and cooling water consumption was determined by the differences on the flow diaphragms with an error not exceeding 1.5%. The temperatures of cooling water and condensing freon R142b along the length of the heat-exchange pipe were obtained for some flow regimes with different parameters of the working fluid at the pipe inlet. A sharp decrease in the local heat-transfer coefficient along the length of the heat-exchange pipe during complete condensation is shown and is especially significant at its inlet section. The obtained data will be used in the design of heat exchangers with condensation of R142b freon in horizontal pipes.

Keywords: heat exchange, freon, organic Rankine cycle, heat-exchange tube, steam—condensate mixture, heat-transfer coefficient, condensation, dispersed-annular regime, stratified regime