

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 5. С. 219–224
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 5, pp. 219–224

Научная статья
УДК 536.24
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185567>
EDN: <https://www.elibrary.ru/MRXYSE>

Повышение эффективности теплообменных аппаратов

Ш.Н. Насиров¹, А.П. Абдуллаев², Д.М. Кафарова³✉

¹Азербайджанский Государственный Университет Нефти и Промышленности, Баку, Азербайджан

^{2,3}Азербайджанский Архитектурно-строительный университет, Баку, Азербайджан

³dgafarova14@gmail.com✉

Аннотация. В данной работе исследуется температурный режим и процесс теплообмена в теплообменных трубах. Экспериментальные исследования проводились с использованием толуола при давлениях, не достигающих критического уровня. В процессе эксперимента фиксировалась температура стенки и жидкости как в гладких, так и в профилированных трубах, а также определялся коэффициент теплоотдачи на основе плотности теплового потока. Проведен сравнительный анализ данных, полученных при испытаниях толуола в прямых гладких и профилированных трубах. Установлено, что коэффициент теплоотдачи в профилированных трубах превышает аналогичный показатель для гладких труб в 2,0–4,0 раза.

Ключевые слова: искусственная турбулентность, теплоотдача, трубы с турбулизаторами, процесс нагрева, экспериментальный участок, интенсификация

Для цитирования. Насиров Ш.Н., Абдуллаев А.П., Кафарова Д.М. Повышение эффективности теплообменных аппаратов // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 5. С. 219–224. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185567>

Original article

Increasing the efficiency of heat exchanger devices

Sh.N. Nasirov¹, A.P. Abdullayev², D.M. Gafarova³✉

¹Azerbaijan State Oil and Industry University, Baku, Azerbaijan

^{2,3}Azerbaijan University of Architecture and Construction, Baku, Azerbaijan

³dgafarova14@gmail.com✉

Abstract. The article presents the improvement of the efficiency of heat exchangers by increasing the heat transfer inside the heat exchange tubes. To achieve this improvement and enhance the heat exchange process, profiled tubes are used. Experiments were conducted using toluene as the working fluid in both smooth and profiled tubes. The study presents a detailed comparison of the data obtained from these two types of tubes to determine the heat transfer efficiency in profiled tubes. The results demonstrate the advantages of using profiled tubes in the optimization.

Enhancing heat transfer is a key strategy for optimizing the heating of liquids to the desired temperature while minimizing the size and weight of heat exchanger systems. This process requires artificially in-

creasing turbulence in the near-wall region of the fluid flow. The research examines ways to intensify heat transfer in flows with variable thermal properties and analyzes the temperature distribution and heat exchange mechanisms in heat exchanger tubes.

Experiments were conducted on a test setup to investigate heat transfer enhancement in both single-phase flow and toluene boiling processes. The experiments used toluene at subcritical pressures, measuring the temperature of both the tube wall and the liquid inside for smooth and profiled tubes. Additionally, parameters such as fluid flow rate, pressure, electrical current, and supplied voltage were recorded. The study determined the heat transfer coefficient based on heat flux density, with experimental data comparing smooth and profiled tubes. The following key relationships were established. The correlation between tube wall temperature and liquid temperature along the tube's relative length, showing that tubes with turbulence-enhancing elements exhibit a significantly smaller temperature in accordance with the difference between the wall and the fluid compared to smooth tubes. The relationship between the tube wall temperature and the heat transfer coefficient along the tube's relative length, demonstrating that heat transfer efficiency is considerably higher in tubes with turbulizers than in smooth ones. The effect of heat flux density on the heat transfer coefficient, indicating that, despite similar heat flux values, also tubes with turbulizers show significantly higher heat transfer coefficients. The dependence of the heat transfer coefficient on the ratio of heat flux density to mass velocity, proving that even when mass heat flux values are comparable, heat transfer is markedly more efficient in turbulized tubes than in smooth ones.

The results indicate that the heat transfer coefficient in profiled tubes is between 2,0 and 4,0 times greater than that of smooth tubes.

Keywords: efficiency, heat exchange, surface, artificial turbulence, heat transfer, pipes with turbulizers, efficiency, temperature, heat flux density

For citation. Nasirov Sh.N., Abdullayev A.P., Gafarova D.M. Increasing the efficiency of heat exchanger devices. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 5, pp. 219–224. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185567>

I. Введение

Интенсификация конвективного теплообмена представляет собой одну из наиболее значимых задач современной науки и техники. Улучшение процесса теплоотдачи позволяет существенно уменьшить размеры и массу теплообменных устройств, а также повысить эффективность их работы. Такой подход способствует значительному экономическому эффекту [1–5]. Однако вместе с этим возможно увеличение затрат, связанных с транспортировкой теплоносителя. В связи с этим, при оценке эффективности теплообменных аппаратов (ТА) одним из ключевых факторов является грамотный выбор критерия их производительности [6–9].

Значительное влияние на ключевые показатели как оптимизация, повышение коэффициента теплоотдачи, увеличение общей эффективности теплообменного процесса, снижение тепловых потерь и повышение производительности,

является одним из главных направлений при разработке и модернизации теплообменных систем [10–18].

II. Материалы и методы

Для исследования эффективности теплообменных аппаратов была разработана экспериментальная установка, предназначенная для изучения процессов нагрева и температурных режимов при вынужденном движении жидкостей. В ходе экспериментов применялся метод интенсификации теплообмена с использованием профилированных труб.

Предложенная установка и методики измерений, а также сведения о погрешностях результатов подробно описаны в предыдущих исследованиях [19–22]. Экспериментальная часть установки была модернизирована для повышения точности измерений. В рамках эксперимента регистрировались следующие параметры: темпера-

тура жидкости, температура наружной поверхности трубы, расход жидкости, давление, сила тока и напряжение электрической энергии, подаваемой в зону нагрева.

Ключевым элементом установки является экспериментальный участок, представленный на рисунке 1. Основой конструкции служит исследуемая труба (профилированная труба), на входе и выходе которой размещены камеры смешения. В этих камерах обеспечивается равномерное распределение температуры жидкости перед измерением. Специальная конструкция экспериментального участка позволяет компенсировать температурное расширение трубы в процессе нагрева.

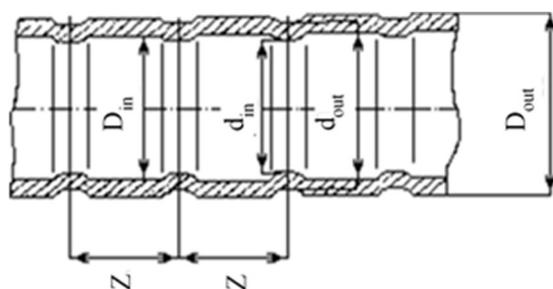


Рис. 1. Экспериментальный участок

Исходные параметры эксперимента: общая длина трубы: $L_{\text{общ}} = 700$ мм; длина нагреваемого участка: $l_{\text{нагр}} = 430$ мм; соотношение наружного и внутреннего диаметров трубы: $D_{\text{н}}/D_{\text{в}} = 6,0/4,0$ мм; соотношение шага турбулизатора к наружному диаметру трубы: $Z/D_{\text{н}} = 2,1$; соотношение диаметра внутренней выступающей части к наружному диаметру трубы: $d_{\text{в}}/D_{\text{н}} = 0,92$; относительное давление: $P/P_{\text{кр}} = 0,7$; относительная длина нагреваемого участка трубы: $l_{\text{нагр}}/D_{\text{в}} = 5, 15, 25, 35, 45, 55, 65, 75, 85, 95, 105$; массовая скорость: $(\rho U)_{\text{турб}} = 476$ кг/м²×с – в профилированной трубе, $(\rho U)_{\text{глад}} = 511$ кг/м²×с – в гладкой трубе.

В начале трубы расположен гидродинамический участок стабилизации потока. Длина и диаметр трубы подбирались экспериментально. Размеры турбулизаторов на внутренней поверхности трубы выбраны так, чтобы обеспечить усиленную турбулентность потока и повышенный уровень теплообмена.

Погрешности экспериментальных измерений находятся в пределах допустимых значений. Среднеквадратичная погрешность расчета удельного теплового потока по значению электрической

мощности составляет 0,02, а аналогичная погрешность для коэффициента теплоотдачи – 0,18.

III. Результаты и обсуждения

Повышение эффективности теплообмена позволяет поддерживать стабильную работу аппарата [20–22]. В данной работе процесс интенсификации изучался экспериментально с применением трубок в лабораторной установке (рис. 1). В ходе экспериментов анализировались особенности теплообмена толуола в однофазном потоке, а также не достигающих критического давления.

На рисунке 2 а изображены графики изменения температуры стенки (t_c) и жидкости ($t_{\text{ж}}$) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором. Анализ графика показывает, что в условиях эксперимента разница между температурой стенки и температурой жидкости значительно меньше в трубах с турбулизаторами по сравнению с гладкими трубами. Экспериментальные данные представлены в таблице 1.

На рисунке 2 б приведены графики изменения температуры стенки (t_c) и коэффициента теплоотдачи (α) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором. Исходя из данных графика, можно сделать вывод, что при одинаковых условиях коэффициент теплоотдачи в трубах с турбулизаторами существенно выше, чем в гладких трубах, и это приводит к снижению температуры стенки. Экспериментальные данные представлены в таблице 2.

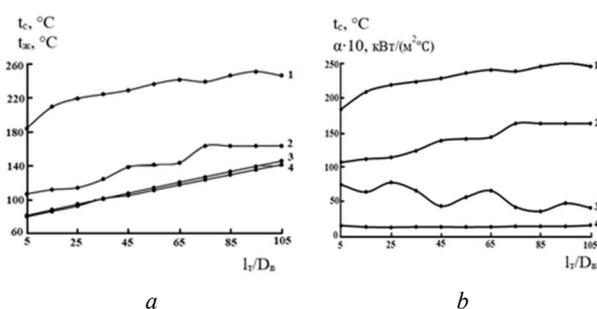


Рис. 2. а – Изменение температуры стенки (t_c) и жидкости ($t_{\text{ж}}$) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором. 1 – t_c (температура стенки, труба гладкая), °С; 2 – t_c (температура стенки, труба с турбулизаторами), °С; 3 – $t_{\text{ж}}$ (температура жидкости, труба с турбулизаторами), °С; 4 – $t_{\text{ж}}$ (температура жидкости, труба гладкая), °С.

б – Изменение температуры стенки (t_c) и коэффициента теплоотдачи (α) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором. 1 – t_c (труба гладкая), °С; 2 – t_c (труба с турбулизаторами), °С; 3 – α (труба с турбулизаторами)×10, кВт/(м² °С); 4 – α (труба гладкая)×10, кВт/(м² °С).

На рисунке 3 *a* представлены графики изменения коэффициента теплоотдачи (α) и плотности теплового потока (q) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором. Из анализа графика следует, что, несмотря на схожие значения плотности теплового потока в трубах, коэффициент теплоотдачи в трубах с турбулизаторами оказывается значительно выше, чем в гладких трубах. Экспериментальные данные представлены в таблице 3.

На рисунке 3 *b* приведены графики изменения коэффициента теплоотдачи (α) и отношения плотности теплового потока к массовой скорости ($q/\rho u$) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором. Данные графика показывают, что хотя массовая скорость теплоносителя в трубах находится на схожем уровне, коэффициент теплоотдачи в трубах с турбулизаторами существенно выше по сравнению с гладкими трубами. Экспериментальные данные представлены в таблице 4.

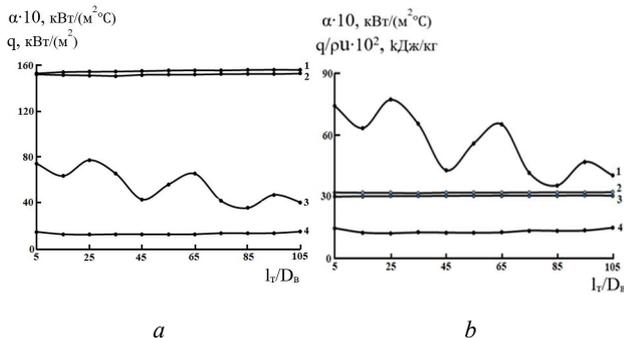


Рис. 3. *a* – Изменение коэффициента теплоотдачи (α) и плотности теплового потока (q) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором. 1 – q (тепловой поток, гладкая труба), kVt/m^2 ; 2 – q (тепловой поток, труба с турбулизаторами), kVt/m^2 ; 3 – α (коэффициент теплоотдачи, труба с турбулизаторами) $\times 10$, $\text{kVt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 4 – α (коэффициент теплоотдачи, гладкая труба) $\times 10$, $\text{kVt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

b – Изменение коэффициента теплоотдачи (α) и отношения плотности теплового потока к массовой скорости ($q/\rho u$) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором. 1 – α (коэффициент теплоотдачи, труба с турбулизаторами) $\times 10$, $\text{kVt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 2 – $q/\rho u$ (труба с турбулизаторами) $\times 10^2$, kJ/kg ; 3 – $q/\rho u$ (гладкая труба) $\times 10^2$, kJ/kg ; 4 – α (коэффициент теплоотдачи, гладкая труба) $\times 10$, $\text{kVt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

IV. Выводы

1. В ходе эксперимента был исследован процесс теплообмена в установленном диапазоне режимных параметров при давлениях ниже и критического в гладких и профилированных трубах.

2. Сравнение полученных результатов для гладких и профилированных труб показало, что в профилированных трубах процесс теплообмена значительно усиливается, а коэффициент теплоотдачи возрастает в 2–4 раза.

Таблица 1. Экспериментальные данные изменения температуры стенки (t_c) и жидкости ($t_{ж}$) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором

$l(\text{heated})/d(\text{inner})$	$t_{\text{wall}}(\text{turb}), ^\circ\text{C}$	$t_{\text{liquid}}(\text{turb}), ^\circ\text{C}$	$t_{\text{wall}}(\text{flat}), ^\circ\text{C}$	$t_{\text{liquid}}(\text{flat}), ^\circ\text{C}$
5	106,75	81,15	184,53	79,71
15	111,75	87,86	209,75	86,11
25	114,05	94,47	219,75	92,45
35	124,01	100,98	224,67	101,24
45	138,52	107,62	229,52	105,01
55	141,25	114,08	237,01	111,25
65	143,75	120,48	242,01	117,42
75	163,53	126,87	239,54	123,42
85	163,51	133,19	246,75	129,52
95	163,53	139,37	251,75	135,53
105	163,54	145,63	246,75	141,32

Таблица 2. Экспериментальные данные изменения температуры стенки (t_c) и коэффициента теплоотдачи (α) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором

$l(\text{heated})/d(\text{inner})$	$t_{\text{wall}}(\text{turb}), ^\circ\text{C}$	$\alpha(\text{turb})\times 10, \text{KVt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$t_{\text{wall}}(\text{flat}), ^\circ\text{C}$	$\alpha(\text{flat})\times 10, \text{KVt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
5	106,75	74,24	184,53	14,62
15	111,75	63,54	209,75	12,49
25	114,05	77,38	219,75	12,15
35	124,01	65,58	224,67	12,54
45	138,52	42,94	229,52	12,47
55	141,25	56,02	237,01	12,38
65	143,75	65,43	242,01	12,52
75	163,53	41,66	239,54	13,43
85	163,51	35,48	246,75	13,33
95	163,53	47,02	251,75	13,46
105	163,54	40,44	246,75	14,82

Таблица 3. Экспериментальные данные изменения коэффициента теплоотдачи (α) и плотности теплового потока (q) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором

$l(\text{heated})/d(\text{inner})$	$q(\text{turb}), \text{KWt}/\text{m}^2$	$\alpha(\text{turb})\times 10, \text{KVt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$q(\text{flat}), \text{KWt}/\text{m}^2$	$\alpha(\text{flat})\times 10, \text{KVt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
5	152,451	74,24	153,221	14,62
15	151,816	63,54	154,471	12,49
25	151,529	77,38	154,704	12,15
35	151,052	65,58	154,903	12,54
45	152,082	42,94	155,302	12,47
55	152,213	56,02	155,764	12,38
65	152,263	65,43	156,048	12,52
75	152,637	41,66	155,916	13,43
85	152,806	35,48	156,289	13,33
95	152,775	47,02	156,539	13,46
105	153,155	40,44	156,289	14,82

Таблица 4. Экспериментальные данные изменения коэффициента теплоотдачи (α) и отношения плотности теплового потока к массовой скорости ($q/\rho u$) по относительной длине гладкой трубы и трубы с турбулизатором

$l(\text{heated})/d(\text{inner})$	$q(\text{turb})/\rho u(\text{turb}) \times 10^2, \text{ kC/kq}$	$\alpha(\text{turb}) \times 10, \text{ KVt/(m}^2\text{C)}$	$q(\text{flat})/\rho u(\text{flat}) \times 10^2, \text{ kC/kq}$	$\alpha(\text{flat}) \times 10, \text{ KVt/(m}^2\text{C)}$
5	32,02	74,24	29,98	14,62
15	31,89	63,54	30,22	12,49
25	31,83	77,38	30,27	12,15
35	31,72	65,58	30,31	12,54
45	31,95	42,94	30,39	12,47
55	31,97	56,02	30,48	12,38
65	31,98	65,43	30,53	12,52
75	32,06	41,66	30,51	13,43
85	32,11	35,48	30,58	13,33
95	32,09	47,02	30,63	13,46
105	32,17	40,44	30,58	14,82

Список источников

1. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. (ред.) Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Интенсификация теплообмена. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 200 с.
3. Дрейцер Г.А. Теплообменники. Московский авиационный институт. 23 с.
4. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. Эффективность промышленно перспективных интенсификаторов теплоотдачи // Изв. РАН. Энергетика. 2002. № 3. С. 102–118.
5. Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. и т.д. Эффективные интенсификаторы теплоотдачи для ламинарных (турбулентных) потоков в каналах энергоустановок // Изв. РАН. Энергетика. 2005. № 1. С. 75–91.
6. Yuncu N., Kakas S. Temel isi transferi. Ankara, 1999. 454 с.
7. Бордов Ю.М., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э. Исследование ряда методов интенсификации теплообмена в энергетических теплообменных аппаратах // Труды третьей российской национальной конференции по теплообмену. М.: Изд. МЭИ, 2002. Т. 6. С. 49–52.
8. Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Учебно-справочное пособие. М.: 2011. 335 с.
9. Каффаров В.В., Мешалкин В.П., Гурьева Л.В. Оптимизация теплообменных процессов. М.: Энергоатомиздат, 1988. 192 с.
10. Manglik R.M., Bergles A.E. Swirl Flow Heat Transfer and Pressure Drop with Twisted-Tape Inserts // Advances Heat Transfer. 2002. С. 183–266. DOI: 10.1016/s0065-2717(02)80007-7
11. Surtaev A.S., Pavlenko A.N., Kalita V.I. et al. The Influence of Three-Dimensional Capillary-Porous Coatings

- on Heat Transfer at Liquid Boiling // Tech. Phys. Lett. 2016. 42(4). DOI: 10.1134/s106378501604026x
12. Surtaev A.S., Serdyukov V.S., Safonov A.I. Enhancement of Boiling Heat Transfer on Hydrophobic Fluoropolymer Coatings // Interfacial Phenomena and Heat Transfer. 2018. 6 (3). P. 269. DOI: 10.1615/InterfacPhenomHeatTransfer.2019030504
 13. He H., Yamada M., Hidaka S., et al. Enhanced Boiling Surface with Hydrophobic Circle Spots Evaporator of Looped Thermosiphon // Proc. 13th Int. Conf. on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. 2017. July. P. 365.
 14. Betz A.R., Jenkins J., Kim C.-J. et al. Boiling Heat Transfer on Superhydrophilic, Superhydrophobic, and Superbiphilic Surfaces // Int. J. Heat Mass Transfer. 2013. 57(2). P. 733. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.080
 15. Motezakker A.R., Sadaghiani A.K., Çelik S. et al. Optimum Ratio of Hydrophobic to Hydrophilic Areas of Biphilic Surfaces in Thermal Fluid Systems Involving Boiling // Int. J. Heat Mass Transfer. 2019. P. 164. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.139
 16. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 199 с.
 17. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990, 208 с.
 18. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З. и др. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
 19. Келбалиев Р.Ф. Теплоотдача при кипении жидкости в области давлений, близких к критическому // Теплоэнергетика. 2002. № 3. С. 39–42.
 20. Рзаев М.А. Теплоотдача в парогенерирующих трубах при сверхкритических давлениях ароматических углеводородов. Дис. канд. техн. наук. Баку, 1992. 167 с.
 21. Рзаев М.А., Келбалиев Р.Ф., Байрамов Н.М. и др. Методы определения ухудшения теплообмена при турбулентном течении и сверхкритических давлениях жидкости // Труды XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. Рыбинск: Россия, 2003. Т. 1. С. 109–112.
 22. Байрамов Н.М. Интенсификация теплоотдачи при кипении в области околкритических давлений // Проблемы Энергетики. 2004. № 3. С. 76–79.

References

1. Popov IA, Makhyanov KhM, Gureev VM. (ed.) *Physical fundamentals and industrial applications of heat transfer intensification. Heat transfer intensification.* Kazan: Tsentr innovatsionnykh tekhnologii, 2009. 560 p. (In Russ.).
2. Kalinin EK, Dreitser GA, Yarkho SA. *Intensification of heat exchange in channels.* Moscow: Mashinostroenie, 1990. 200 p. (In Russ.).

3. Dreitser GA. *Heat exchangers*. Moscow Aviation Institute. 23 p. (In Russ.).
4. Gortyshov YuF, Olimp'ev VV, Popov IA. The effectiveness of industrially promising heat transfer intensifiers. *Izv. RAN. Energetika*. 2002;(3):102–118. (In Russ.).
5. Leont'ev AI, Gortyshov YuF, Olimp'ev VV et al. Effective heat transfer intensifiers for laminar (turbulent) flows in power plant channels. *Izv. RAN. Energetika*. 2005;(1): 75–91. (In Russ.).
6. Yuncu H, Kakac S. *Temel isi transferi*. Ankara, 1999. 454 p.
7. Bordov YuM, Ryabchikov AYu, Aronson KE. Research on a number of methods for intensifying heat exchange in energy heat exchange devices. *Trudy tret'ei Rossijskoi natsional'noi konferentsii po teploobmenu*. Moscow: MEL. 2002;6:49–52. (In Russ.).
8. Laptev AG, Nikolaev NA, Basharov MM. *Methods for intensifying and modeling heat and mass transfer processes*. Moscow: 2011. 335 p. (In Russ.).
9. Kaffarov VV, Meshalkin VP, Gur'eva LV. *Optimization of heat exchange processes and systems*. Moscow: Energoatomizdat; 1988. 192 p. (In Russ.).
10. Manglik RM, Bergles AE. Swirl Flow Heat Transfer and Pressure Drop with Twisted-Tape Inserts. *Advances Heat Transfer*. 2002. C. 183–266. DOI: 10.1016/s0065-2717(02)80007-7
11. Surtaev AS, Pavlenko AN, Kalita VI et al. The Influence of Three-Dimensional Capillary-Porous Coatings on Heat Transfer at Liquid Boiling. *Tech. Phys. Lett.* 2016;42(4). DOI: 10.1134/s106378501604026x
12. Surtaev AS, Serdyukov VS, Safonov AI. Enhancement of Boiling Heat Transfer on Hydrophobic Fluoropolymer Coatings. *Interfacial Phenomena and Heat Transfer*. 2018;(6(3)):269. DOI:10.1615/InterfacPhenomHeatTransfer.2019030504
13. He H, Yamada M, Hidaka S et al. Enhanced Boiling Surface with Hydrophobic Circle Spots Evaporator of Looped Thermosiphon. *Proc. 13th Int. Conf. on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. 2017. July. P. 365.
14. Betz AR, Jenkins J, Kim C-J et al. Boiling Heat Transfer on Superhydrophilic, Superhydrophobic, and Superbiphilic Surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2013;57(2):733. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.080
15. Motezakker AR, Sadaghiani AK, Çelik S et al. Optimum Ratio of Hydrophobic to Hydrophilic Areas of Biphilic Surfaces in Thermal Fluid Systems Involving Boiling. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2019. P. 164. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.139
16. Kalinin EK, Dreitser GA, Yarkho SA. *Intensification of heat exchange in channels*. Moscow: Mashinostroenie; 1990. 199 p. (In Russ.).
17. Kalinin EK, Dreitser GA, Yarkho SA. *Intensification of heat exchange in channels*. Moscow: Mashinostroenie; 1990. 208 c. (In Russ.).
18. Kalinin EK, Dreitser GA, Kopp IZ et al. *Efficient heat exchange surfaces*. Moscow: Energoatomizdat, 1998. 408 p. (In Russ.).
19. Kelbaliev RF. Heat transfer during liquid boiling at pressures close to the critical pressure. *Teploenergetika*. 2002; (3):39–42. (In Russ.).
20. Rzaev MA. *Heat transfer in steam-generating pipes at supercritical pressures of aromatic hydrocarbons*. PhD. thesis. Baku; 1992. 167 p. (In Russ.).
21. Rzaev MA, Kelbaliev RF, Bairamov NM et al. *Methods for determining the deterioration of heat transfer in turbulent flow and supercritical fluid pressures*. *Trudy XIV Shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov pod rukovodstvom akademika RAN A.I. Leont'eva*. Rybinsk: Russia, 2003. T. 1. C. 109–112. (In Russ.).
22. Bairamov NM. Intensification of heat transfer during boiling in the near-critical pressure region. *Problemy Energetiki*. 2004;(3):76–79. (In Russ.).