

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА  
В УТИЛИЗАЦИОННОМ ПРЯМОТОЧНОМ КОТЛЕ  
ВСПОМОГАТЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ  
НА ОСНОВЕ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА**

*Н. Н. Панасенко<sup>1</sup>, П. В. Яковлев<sup>2</sup>, М. А. Перетятко<sup>2</sup>, С. А. Перетятко<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> *Астраханский государственный технический университет,  
Астрахань, Российская Федерация*

<sup>2</sup> *Санкт-Петербургский горный университет,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация*

В настоящее время существует множество способов повышения энергоэффективности различных технологических процессов. Представлены результаты моделирования теплообмена в утилизационном прямоточном котле судовой вспомогательной энергетической установки на основе органического цикла Ренкина. Проиллюстрирована принципиальная схема установки органического цикла Ренкина. Приведены параметры рассматриваемых рабочих тел: пентана, этанола, метанола. Рассматривается картина кипения теплоносителя (для метанола), смоделирован процесс (5 с) кипения теплоносителя от состояния жидкости до установившегося режима. Приведены графики зависимости коэффициента теплоотдачи от длины трубы испарителя, от удельной теплоты парообразования, от силы поверхностного натяжения, от физических свойств материала теплоносителя. Проведено исследование численной зависимости, позволяющей рассчитывать коэффициент теплоотдачи во время кипения органических теплоносителей с учетом физических свойств этих теплоносителей. Обобщены результаты исследования зависимости коэффициента теплоотдачи во время кипения органического теплоносителя от физических свойств теплоносителя: теплоты парообразования и силы поверхностного натяжения. Исследование проводилось с помощью создания численной модели испарителя в программном комплексе ANSYS Fluent. Определено, что при увеличении отношения силы поверхностного натяжения к удельной теплоте парообразования коэффициент теплоотдачи увеличивается. Получено эмпирическое уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи во время кипения органического теплоносителя.

**Ключевые слова:** судовая энергетическая установка, коэффициент теплоотдачи, теплообмен, кипение, органический цикл Ренкина, теплообменный аппарат.

**Для цитирования:** *Панасенко Н. Н., Яковлев П. В., Перетятко М. А., Перетятко С. А.* Моделирование теплообмена в утилизационном прямоточном котле вспомогательной энергетической установки на основе органического цикла Ренкина // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2021. № 1. С. 65–73. DOI: 10.24143/2073-1574-2021-1-65-73.

### **Введение**

В последнее время в мировой энергетической политике наблюдается тенденция к уменьшению карбонового следа (или выбросов CO<sub>2</sub>) от промышленности. Добиться уменьшения такого рода выбросов можно несколькими способами. Первый способ, самый популярный в настоящее время, – увеличение доли возобновляемых источников энергии (ВИЭ) в энергетическом балансе. Способ имеет как положительные, так и отрицательные стороны. К минусам относятся высокие капиталозатраты в проекты возобновляемой энергетики. Также к минусам можно отнести непостоянность выработки энергетического ресурса возобновляемыми источниками, обусловливаемого высокой зависимостью от погодных условий. Второй способ, который на данный момент является не таким популярным как ВИЭ, – повышение энергоэффективности промышленности. Для России второй способ является наиболее приемлемым, т. к. в нашей стране в энергетическом балансе преобладает промышленность, для которой важно постоянство получения энергоресурсов, а соответственно, независимость от погодных условий.

В современных условиях существует большое количество способов повышения энергоэффективности различных технологических процессов. В настоящей работе остановимся на таком способе повышения энергоэффективности, как использование установок органического цикла Ренкина (ОЦР) для утилизации теплоты низкопотенциальных источников.

### Материалы исследования

Простейшая схема ОЦР-установки представляет собой классический цикл Ренкина. Главное отличие заключается в использовании в качестве рабочего тела органических веществ, которые кипят при более низких температурах, чем классическое рабочее тело в цикле Ренкина – вода. Принципиальная схема простейшей ОЦР-установки представлена на рис. 1.

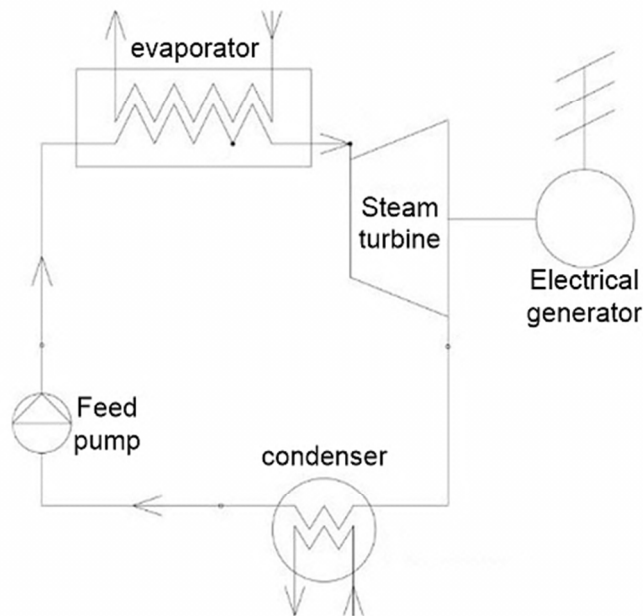


Рис. 1. Принципиальная схема ОЦР-установки

Согласно рис. 1 простейшая ОЦР-установка состоит из питательного насоса, в котором рабочее тело сжимается до необходимого давления; испарителя, в котором происходит передача рабочему телу энергии от внешнего низкопотенциального источника; паровой турбины, в которой рабочее тело расширяется, и конденсатора, в котором происходит отвод тепловой энергии от парожидкостной смеси и конденсация рабочего тела. В настоящей работе рассмотрим подробнее испаритель ОЦР-установки.

Испаритель чаще всего представляет собой прямоточный котел, в котором происходит парообразование. Парообразование в испарителях ОЦР-установок не изучено в полной мере. Одним из вопросов исследования теплообмена в испарителе, который недостаточно освещен, является влияние физических свойств теплоносителя на коэффициент теплоотдачи.

Сегодня большинство исследований посвящено изучению характера изменения энергетической эффективности ОЦР-установок в зависимости от вещества теплоносителя, а соответственно, и от его физических свойств. В работе [1] было установлено, что для диапазона температур низкопотенциального источника теплоты 150–250 °С для установок ОЦР в качестве теплоносителя наиболее выгодно использовать пентан ( $C_5H_{12}$ ), этанол ( $C_2H_5OH$ ) и метанол ( $CH_3OH$ ). Эти вещества и будем рассматривать далее в работе.

### Описание модели

Проведено исследование [2] зависимости коэффициента теплоотдачи от длины участка испарителя ОЦР-установки. Для настоящего исследования модель будет аналогичной исследованию [2]. Данная модель представляет собой прямой участок трубы испарителя ОЦР-установки

(длина – 90 см, толщина стенки – 4,5 мм, внутренний диаметр трубы – 40 мм). В качестве материала трубы была задана сталь, в качестве условий однозначности – граничные условия 3-го рода. Граничные условия приняты в соответствии с рекомендациями работ [3–9]. Внешний вид модели представлен на рис. 2.

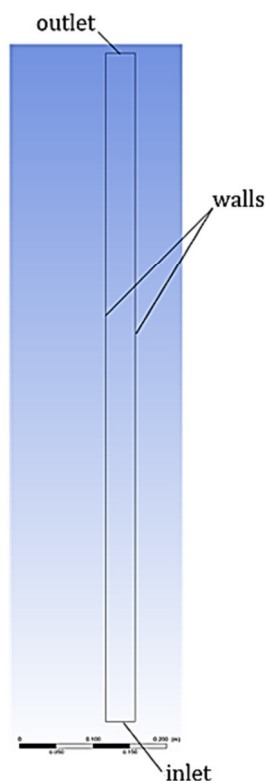


Рис. 2. Внешний вид исследуемой модели

Для исследования были выбраны рабочие тела, параметры которых представлены в таблице.

**Параметры рассматриваемых рабочих тел**

Вещество	Формула	Поверхностное натяжение, Н/м	Температура кипения при нормальных условиях, К	Теплота парообразования, кДж/кг
Пентан	$C_5H_{12}$	0,0155075	309	357,5
Этанол	$C_2H_5OH$	0,022348	351	855,2
Метанол	$CH_3OH$	0,0222657	338	1 100,3

Каждое из исследуемых рабочих тел в настоящее время используется в качестве рабочего тела в различных ОЦР-установках с температурой низкопотенциального источника теплоты от 100 до 200 °С.

Тепловая энергия к рабочему телу передается от стенок трубы, имеющих температуру 440 К. Скорость теплоносителя на входе в трубу испарителя была задана 0,125 м/с. Температура теплоносителя на входе в испаритель задавалась на несколько градусов ниже температуры насыщения. Временной шаг принят 0,01 с. Количество итераций – 500. Таким образом было смоделировано 5 с процесса кипения теплоносителя – от состояния жидкости до установившегося режима. Данные условия сохранялись постоянными при изменении вида теплоносителя. Исследовалась только зависимость коэффициента теплоотдачи различных теплоносителей от их физических свойств. Расчет производился в версии 19R3 программного комплекса ANSYS с помощью модуля Fluent.

### Результаты исследования

В качестве первичной обработки результатов были рассмотрены картины кипения теплоносителей. Пример полученной картины кипения для метанола представлен на рис. 3.

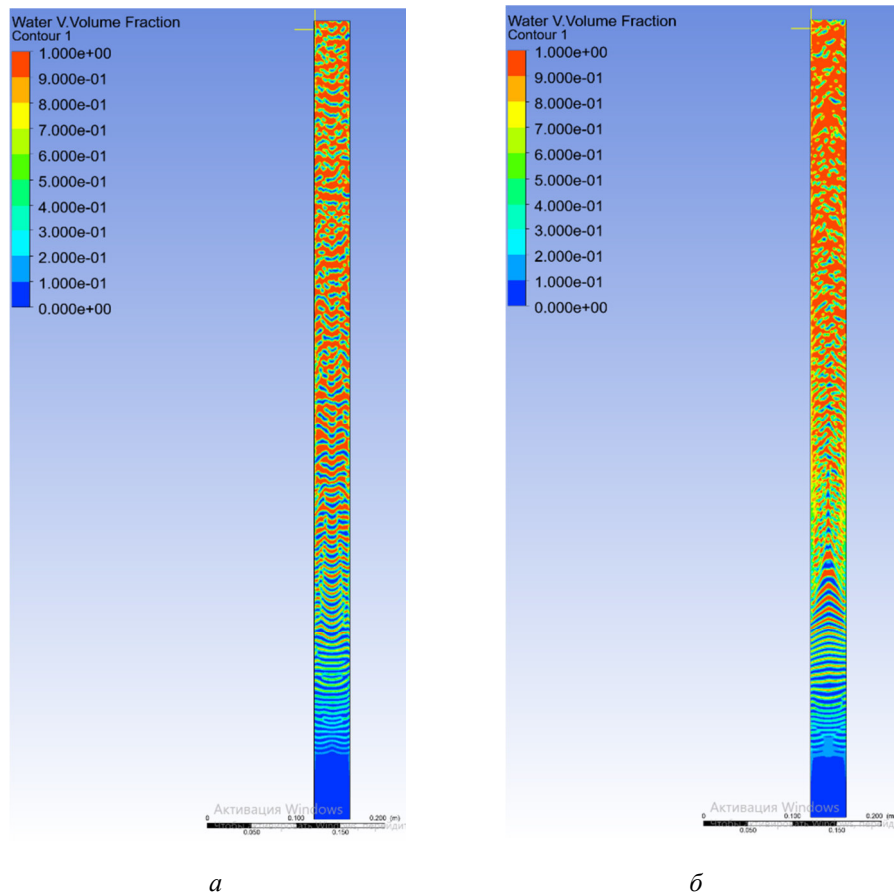


Рис. 3. Полученная картина кипения: *a* – итерация – 200; *б* – итерация – 500

В результате моделирования были получены значения коэффициента теплоотдачи в каждой точке участка испарителя. После этого была определена область, в которой происходит установившийся режим течения с помощью анализа изменения коэффициента теплоотдачи во времени. Далее приведены зависимости именно для установившегося режима течения.

Также в результате анализа были получены зависимости изменения коэффициента теплоотдачи по длине трубы испарителя для каждого вещества теплоносителя (рис. 4).

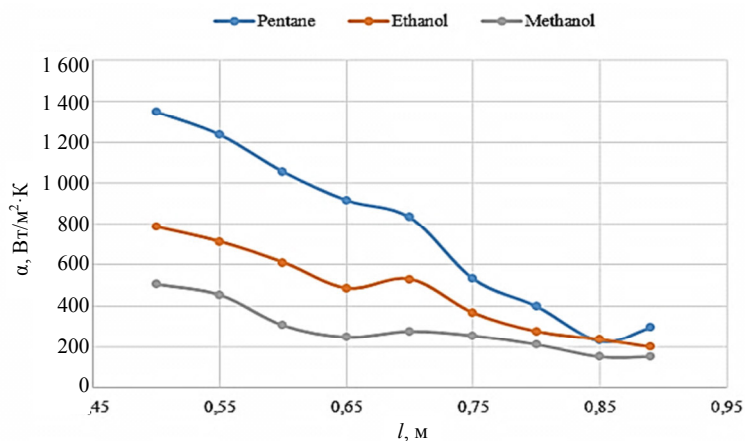


Рис. 4. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине трубы испарителя

### Обсуждение результатов

После получения зависимости изменения коэффициента теплоотдачи по длине трубы испарителя были построены зависимости коэффициента теплоотдачи от удельной теплоты парообразования теплоносителя для участка трубы испарителя 0,7–0,89 м (рис. 5).

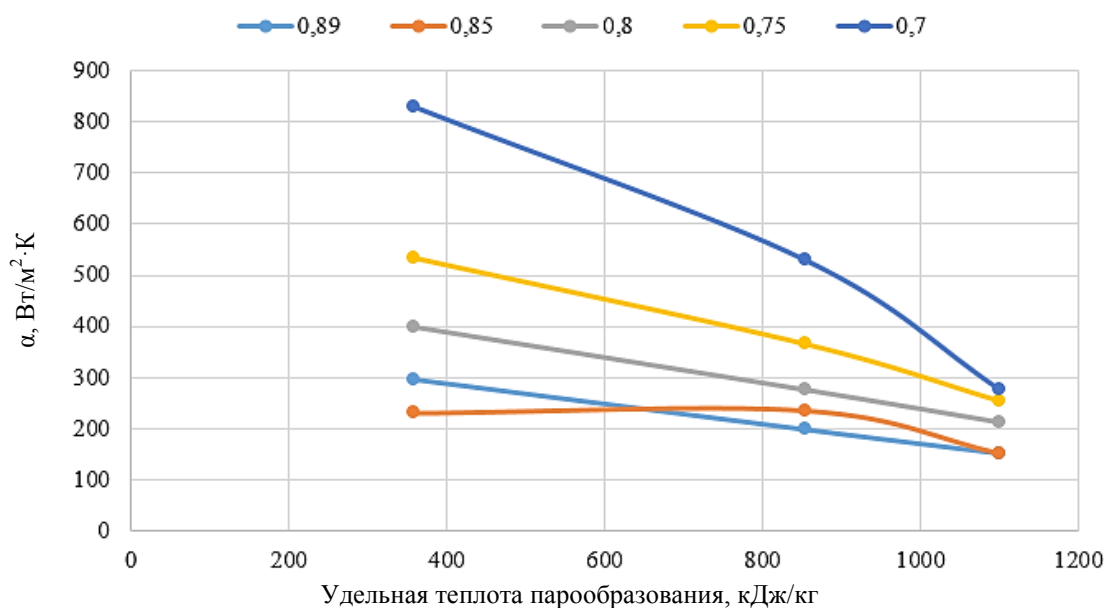


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от удельной теплоты парообразования

Также была получена зависимость изменения коэффициента теплоотдачи от силы поверхностного натяжения теплоносителя (рис. 6).

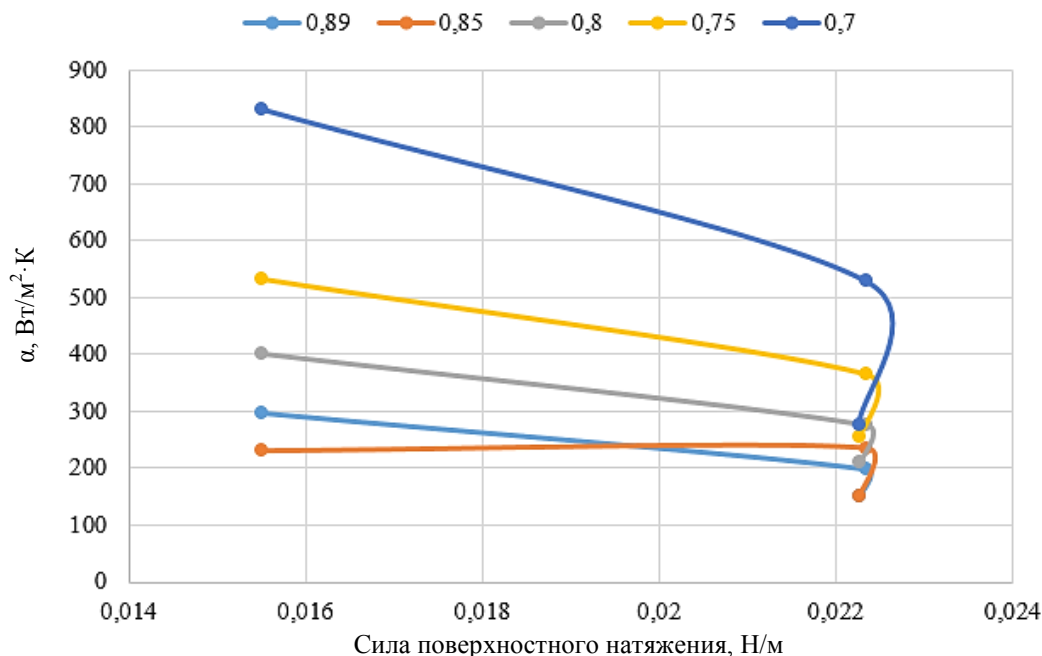


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплоотдачи от силы поверхностного натяжения

После получения зависимостей, представленных выше, была получена зависимость коэффициента теплоотдачи от отношения силы поверхностного натяжения к теплоте парообразования материала теплоносителя (рис. 7).

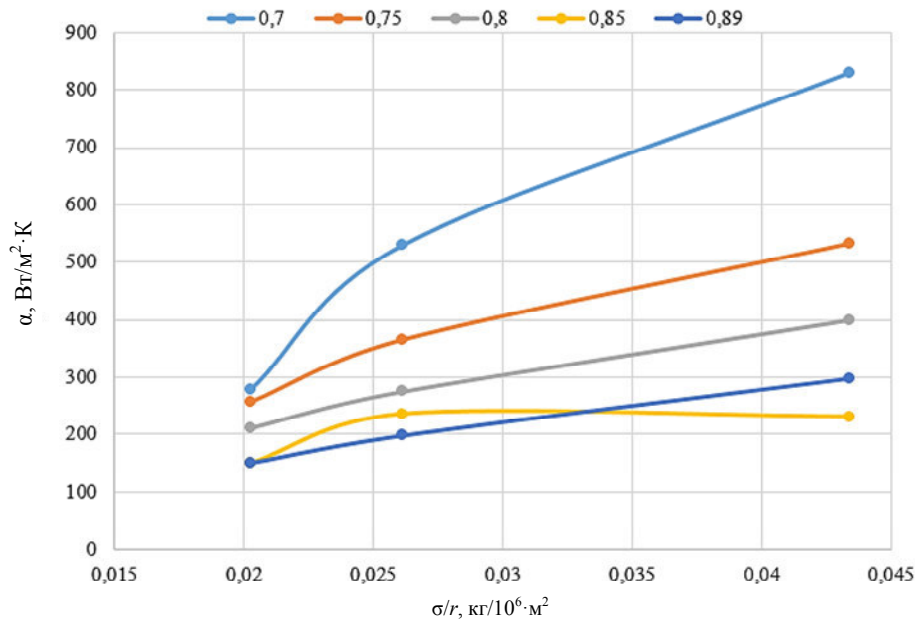


Рис. 7. Зависимость коэффициента теплоотдачи от физических свойств материала теплоносителя

На рис. 4 можно заметить, что при увеличении длины трубы коэффициент теплоотдачи падает. Это объясняется тем, что пар заполняет практически полностью конечный участок трубы испарителя. Пар заполняет практически всю пристенную область трубы. Коэффициент теплоотдачи при этом падает из-за низкой теплопроводности пара по сравнению с жидкостью. Также можно заметить, что величина падения коэффициента теплоотдачи для разных видов теплоносителя отличается, что свидетельствует о его зависимости от физических свойств рабочего тела. Отчетливо видно (см. рис. 4), что значение падения коэффициента теплоотдачи по длине теплоносителя для пентана значительно больше аналогичной величины для метанола.

Согласно графику зависимости коэффициента теплоотдачи от удельной теплоты парообразования (см. рис. 5) при увеличении значения удельной теплоты парообразования коэффициент теплоотдачи падает. При увеличении силы поверхностного натяжения рабочего тела (см. рис. 6) коэффициент теплоотдачи также снижается.

Описанные выше явления можно объяснить следующим образом. При увеличении теплоты парообразования для образования пузырька с паром необходимо осуществить подвод большего количества теплоты. Соответственно, число центров парообразования и размеры пузырьков пара становятся меньше, чем в случае с более низкой теплотой парообразования теплоносителя. Подобное явление наблюдается и в случае с увеличением силы поверхностного натяжения вещества теплоносителя. При ее увеличении для образования пузырька с паром необходимо передать больше энергии, которая затрачивается на преодоление силы поверхностного натяжения. Таким образом, в обоих случаях уменьшается интенсивность образования пузырьков пара. Степень сухости пара становится больше, а значит, коэффициент теплоотдачи начинает падать.

В ходе анализа получившихся зависимостей коэффициента теплоотдачи от отношения силы поверхностного натяжения к удельной теплоте парообразования было получено эмпирическое уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = 10^3 \left( (-91,53l + 83,72) \frac{\sigma}{r} + (0,936l - 0,741) \right).$$

Уравнение позволяет вычислять коэффициент теплоотдачи во время процесса кипения органического теплоносителя при диаметре трубы 40 мм и в диапазоне начальной скорости потока 0,1–0,125 м/с. Погрешность значений, полученных с помощью данного уравнения, не превышает 12,1 % от экспериментально полученной величины.

### Заключение

Одним из путей энергосбережения в судовых энергетических установках является утилизация теплоты выхлопных газов. Генерация электроэнергии при относительно низких температурах выхлопных газов возможна только при использовании рабочих тел с высокими давлениями в этом диапазоне температур. Оптимальным техническим решением для этих целей можно считать применение ОЦР.

Значительная неравномерность коэффициента теплоотдачи по длине трубы прямооточного утилизационного котла является основной задачей при проектировании вспомогательной судовой энергетической установки на основе ОЦР. В связи с этим в работе рассмотрена проблема влияния теплофизических свойств теплоносителя ОЦР-установки на коэффициент теплоотдачи во время кипения теплоносителя в испарителе. Проиллюстрирована картина кипения органического теплоносителя в трубах испарителя установки ОЦР. В результате исследования было определено, что коэффициент теплоотдачи уменьшается при увеличении длины испарителя. Также была определена зависимость коэффициента теплоотдачи во время процесса кипения от таких физических свойств вещества теплоносителя, как теплота парообразования и коэффициент поверхностного натяжения. Определено, что при увеличении отношения силы поверхностного натяжения к удельной теплоте парообразования коэффициент теплоотдачи увеличивается. После изучения данных зависимостей было получено эмпирическое уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи во время кипения органического теплоносителя, учитывающее его изменение по длине трубы испарителя и физические свойства вещества теплоносителя.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Thurairaja Kankeya*. Working Fluid Selection and Performance Evaluation of ORC // *Energy Procedia*. 2019. N. 156. P. 244–248.
2. *Перетятко М. А., Яковлев П. В., Деев А. С., Дяченко Г. В.* Исследование теплообмена при кипении органического теплоносителя // *Энергосбережение и водоподготовка*. 2019. № 3 (125). С. 40–44.
3. *Бурдыгина Е. В.* Повышение энергоэффективности теплотехнического оборудования первичной переработки нефти: дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2003. 190 с.
4. *Кутателадзе С. С.* Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 417 с.
5. *Исаев С. И., Кожин И. А. и др.* Теория тепломассообмена. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. 463 с.
6. *Eric W. L.* NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. Gaithersburg: NIST National Institute of Standards and Technology Search, 2013. URL: <https://www.nist.gov/publications/nist-standard-reference-database-23-reference-fluid-thermodynamic-and-transport> (дата обращения: 01.12.2020).
7. *Fitsak V. V., Boguslavskiy E. I.* Technology and economics of near-surface geothermal resources exploitation // *Journal of Mining Institute*. 2017. N. 224. P. 189–198.
8. *Reishahrit E. I.* Features of energy efficiency management at the enterprises of the oil refining // *Journal of Mining Institute*. 2016. N. 219. P. 490–497.
9. *Smirnova N. V., Rudenko G. V.* Tendencies, problems and prospects of innovative technologies implementation by Russian oil companies // *Journal of Industrial Pollution Control*. 2017. N. 33. P. 837–943.

Статья поступила в редакцию 25.12.2020

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Панасенко Николай Никитович** – Россия, 414056, Астрахань, Астраханский государственный технический университет; д-р техн. наук, профессор; профессор кафедры техники и технологии наземного транспорта; psastr@mail.ru.

**Яковлев Павел Викторович** – Россия, 199106, Санкт-Петербург; Санкт-Петербургский горный университет; д-р техн. наук, профессор; профессор кафедры теплотехники и теплоэнергетики; zvs01jak@rambler.ru.

**Перетятко Марк Алексеевич** – Россия, 199106, Санкт-Петербург; Санкт-Петербургский горный университет; аспирант кафедры теплотехники и теплоэнергетики; peretyatkomark@gmail.com.

**Перетятко Сабина Андреевна** – Россия, 199106, Санкт-Петербург; Санкт-Петербургский горный университет; аспирант кафедры теплотехники и теплоэнергетики; peretyatkomark@gmail.com.



## MODELING HEAT EXCHANGE IN RECOVERY DIRECT-FLOW BOILER OF AUXILIARY POWER PLANT BASED ON ORGANIC RANKINE CYCLE

*N. N. Panasenko<sup>1</sup>, P. V. Iakovlev<sup>2</sup>, M. A. Peretiatko<sup>2</sup>, S. A. Peretiatko<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> *Astrakhan State Technical University,  
Astrakhan, Russian Federation*

<sup>2</sup> *Saint-Petersburg Mining University,  
Saint-Petersburg, Russian Federation*

**Abstract.** Currently, there are many ways to improve the energy efficiency of different technological processes. The article presents the results of heat transfer simulating in a recovery direct-flow boiler of a ship auxiliary power plant using the organic Rankine cycle. There has been illustrated the basic circuit of the organic Rankine cycle unit. The parameters of the studied working bodies (pentane, ethanol, methanol) have been given. The process of the coolant boiling (for methanol) is considered, the process (5 s) of the coolant boiling from the liquid state to the steady state is modeled. There are presented the graphs of the dependence of the heat transfer coefficient on the length of the evaporator tube, on the specific heat of vaporization, on the surface tension, on the physical properties of the heat carrier material. There have been summarized the results of studying the dependence of the heat transfer coefficient during organic coolant boiling on such physical properties of the coolant as heat of vaporization and surface tension. Obtaining a numerical dependence that allows to calculate the heat transfer coefficient during the boiling of organic heat carriers, taking into account the physical properties of these heat carriers has been analyzed. The study was carried out by creating a numerical model of the evaporator in the ANSYS Fluent software. It has been found out that with the increasing ratio of the surface tension force to the specific heat of vaporization, the heat transfer coefficient increases. The empirical equation was also obtained for calculating the heat transfer coefficient during the organic heat carrier boiling.

**Key words:** ship power plant, heat transfer coefficient, heat exchange, boiling, organic Rankine cycle, heat exchanger.

**For citation:** Panasenko N. N., Iakovlev P. V., Peretiatko M. A., Peretiatko S. A. Modeling heat exchange in recovery direct-flow boiler of auxiliary power plant based on organic Rankine cycle. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies.* 2021;1:65-73. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2021-1-65-73.

### REFERENCES

1. Thurairaja Kankeya. Working Fluid Selection and Performance Evaluation of ORC. *Energy Procedia*, 2019, no. 156, pp. 244-248.
2. Peretiatko M. A., Iakovlev P. V., Deev A. S., Diachenok G. V. Issledovanie teploobmena pri kipenii organicheskogo teplonositel'ia [Investigation of heat transfer during organic heat carrier boiling]. *Energoberezhenie i vodopodgotovka*, 2019, no. 3 (125), pp. 40-44.
3. Burdygina E. V. *Povyshenie energoeffektivnosti teplotekhnicheskogo oborudovaniia pervichnoi pererabotki nefiti: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Increasing energy efficiency of heat engineering equipment for primary oil refining: diss. ... cand. tech. sci.]. Ufa, 2003. 190 p.
4. Kutateladze S. S. *Osnovy teorii teploobmena* [Principles of theory of heat exchange]. Moscow, Atomizdat, 1979. 417 p.



5. Isaev S. I., Kozhinov I. A. i dr. *Teoriia teplomassoobmena* [Theory of heat and mass transfer]. Moscow, Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2018. 463 p.
6. Eric W. L. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*. Gaithersburg: NIST National Institute of Standards and Technology Search, 2013. Available at: <https://www.nist.gov/publications/nist-standard-reference-database-23-reference-fluid-thermodynamic-and-transport> (accessed: 01.12.2020).
7. Fitsak V. V., Boguslavskiy E. I. Technology and economics of near-surface geothermal resources exploitation. *Journal of Mining Institute*, 2017, no. 224, pp. 189-198.
8. Reishahrit E. I. Features of energy efficiency management at the enterprises of the oil refining. *Journal of Mining Institute*, 2016, no. 219, pp. 490-497.
9. Smirnova N. V., Rudenko G. V. Tendencies, problems and prospects of innovative technologies implementation by Russian oil companies. *Journal of Industrial Pollution Control*, 2017, no. 33, pp. 837-943.

The article submitted to the editors 25.12.2020

### **INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Panasenko Nikolay Nikitovich** – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Technique and Technology of Land Transport; psastr@mail.ru.

**Iakovlev Pavel Viktorovich** – Russia, 199106, Saint-Petersburg; Saint-Petersburg Mining University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Thermal Engineering and Heat Power Engineering; zvs01jak@rambler.ru.

**Peretyatko Mark Alekseevich** – Russia, 199106, Saint-Petersburg; Saint-Petersburg Mining University; Postgraduate Student of the Department of Heat Engineering and Heat Power Engineering; peretyatkomark@gmail.com.

**Peretyatko Sabina Andreevna** – Russia, 199106, Saint-Petersburg; Saint-Petersburg Mining University; Postgraduate Student of the Department of Heat Engineering and Heat Power Engineering; peretyatkomark@gmail.com.

