

Разработка схемы с пульсирующей циркуляцией жидкого теплоносителя в контуре пластинчатого теплообменника

А.Г. Бажанов, А.Е. Уездин

Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева, Саранск

Аннотация: В работе была собрана и апробирована экспериментальная модель схемы контура с пульсирующей циркуляцией жидкого теплоносителя в обогреваемом контуре пластинчатого теплообменника. В результате гидравлического и энергетического расчета цепи были подобраны оптимальные параметры расхода, давления, температуры теплоносителя при максимальном КПД ударного узла. Установлено, что с увеличением частоты работы ударного узла коэффициент теплопередачи теплообменника сначала снижается и достигает минимума $452,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ на частоте 0,5 Гц, а затем начинает увеличиваться и достигает максимума $482,31 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ на частоте 2 Гц, после чего происходит его постепенное снижение.

Также экспериментально установлено, что температура на выходе из теплообменника обогреваемого контура увеличивается с увеличением частоты работы ударного узла и достигает максимума на частоте 2 Гц, после чего начинает постепенно снижаться. Установлено, что изменение температуры на выходе из теплообменника обогреваемого контура превышает изменение температуры на выходе из теплообменника греющего контура при частоте работы выше 1 Гц, что связано с более сильным влиянием кавитации на этих частотах.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, коэффициент теплопередачи, ударный узел, частота, теплопередача.

Введение

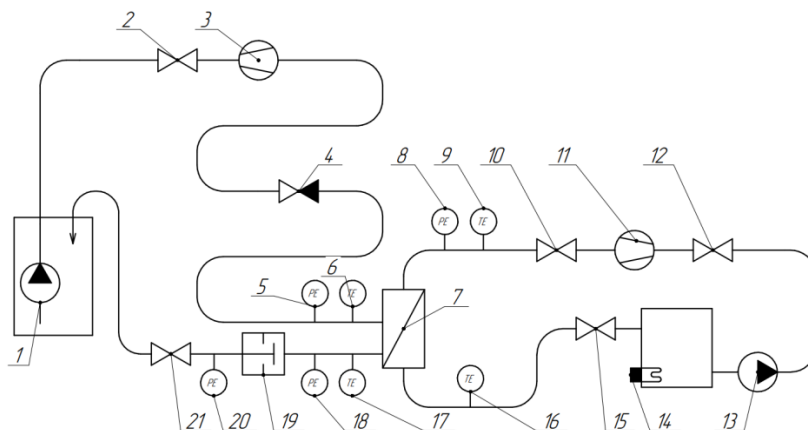
Пластинчатые теплообменные аппараты занимают важное место в промышленной теплоэнергетике и составляют многочисленную группу теплосилового оборудования [1-3]. Для решения такой актуальной проблемы для промышленной теплоэнергетики, как рациональное использование топливно-энергетических ресурсов, необходимо создание нового экономичного оборудования, повышение эффективности и надежности его работы. В пластинчатых теплообменниках существуют различные способы интенсификации теплообмена: установка оребрения, нанесения шероховатости или серии углублений, выступы различной формы [4-5]. Но, как показывает практика, этого не всегда достаточно.

Одним из кардинальных путей решения данной проблемы является перевод циркуляции воды в системе охлаждения из стационарного режима в

импульсный [6-8]. При этом можно использовать несколько эффектов. Во – первых, при определенных параметрах частоты пульсаций, скорости потока и давления увеличивается коэффициент теплопередачи движущегося потока, во – вторых происходит самоочищение теплопередающих поверхностей оборудования [9-12]. Исследования, проведенные в работе, направлены на разработку модели схемы контура с пульсирующей циркуляцией жидкого теплоносителя в нагреваемом контуре пластинчатого теплообменника. Целью является исследование зависимости коэффициента теплопередачи в теплообменнике от частоты, давления и расхода в нагревающем и нагреваемом контурах теплообменника.

Принцип работы экспериментальной установки

На первом этапе работы была разработана модель схемы с пульсирующей циркуляцией жидкого теплоносителя в нагреваемом контуре. На рисунке 1 представлена функциональная схема контура с пульсирующей циркуляцией жидкого теплоносителя для нагрева воды.



1 – насос дренажный; 2, 10, 12, 15, 21 – задвижка; 3, 11 – счетчик воды; 4 – обратный клапан; 5, 8, 18, 20 – датчик давления; 6, 9, 16, 17 – датчик температуры; 7 – пластинчатый теплообменник; 13 – поверхностный насос; 14 – ТЭН; 19 – ударный узел.

Рис. 1. Функциональная схема контура с пульсирующей циркуляцией жидкого теплоносителя

Схема работает путем циркуляции жидкости, хранящейся в резервуаре для воды, с помощью насоса 1 через линию ускорения, теплообменник 7 и ударный узел 19 перед возвратом ее в резервуар. Одновременно вода из бака 14 циркулирует насосом 13 через тот же теплообменник, нагревая ее за счет переданного тепла от жидкости. Нагретая вода затем возвращается в резервуар 14 для повторного использования. Эта система с замкнутым контуром облегчает регулирование температуры нагреваемой воды за счет использования нагретой жидкости, протекающей через линию ускорения, и обеспечивает эффективную передачу тепла между двумя средами.

Гидравлическая и энергетическая схемы теплопередачи

В ходе исследования, чтобы лучше понять природу возникающих сил и оптимально подобрать параметры частоты, расхода, давления теплоносителя для разработанной схемы, были изучены 2 характеристики цепи: гидравлическая и тепловая. Энергетический контур представлен гидравлическим звеном (рис. 2). В гидравлической схеме параметры: P - давление, V - объемный расход, l - гидравлические потери, r - гидравлическое сопротивление, m - гидравлическая масса.

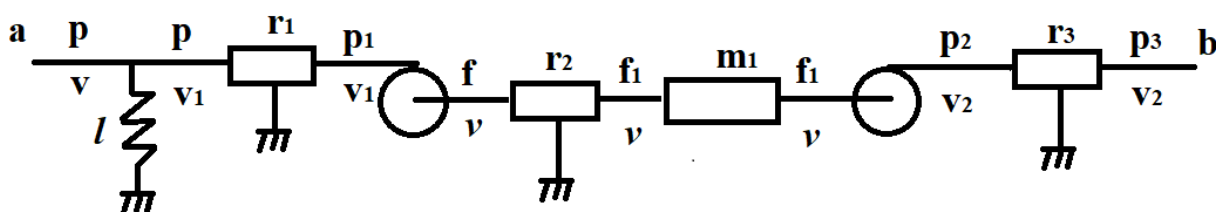


Рис. 2. Гидравлическая схема

На основании этой схемы были записаны уравнения связи цепи, далее получены фазо-частотные и амплитудно-частотные функции гидравлической цепи. При этом реальная часть комплексного сопротивления равна:

$$Re(j\Omega) = \frac{a_2}{b_1}.$$

Выводим мнимую часть комплексного сопротивления:

$$Im(j\Omega) = \frac{a_1 j\Omega}{b_1}$$

Получаем амплитудно-частотную функцию энергетической цепи:

$$A(j\Omega) = \sqrt{Re(j\Omega)^2 + Im(j\Omega)^2}$$

Далее получаем фазо-частотную функцию энергетической цепи:

$$\varphi(j\Omega) = -arctg \frac{Im(j\Omega)}{Re(j\Omega)}$$

где:

$$a_1 = m_1,$$

$$a_2 = 2r_1V_{20} + r_2 + 2r_3V_{20},$$

$$b_1 = 1.$$

Далее также была составлена энергетическая схема теплопередачи. В энергетической схеме параметр q - массовый расход среды, t - температура, r - термостойкость, c - теплоемкость.

Энергетическая цепь рис. 3 представлена теплообменным звеном, учитывающим тепловое сопротивление - r , тепловую мощность - c , температуру - t и массовый расход среды - q .

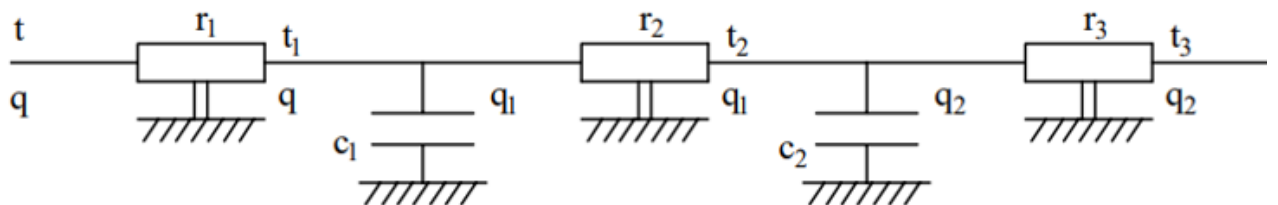


Рис. 3. Энергетическая схема

На основании этой схемы были также записаны уравнения связи цепи, далее получены фазо-частотные и амплитудно-частотные функции энергетической цепи. Реальная часть комплексного сопротивления равна:

$$Re(j\Omega) = \frac{-b_1 a_1 \Omega^4 - (-b_1 + b_2 a_3 + b_3 a_1) \Omega^2 + b_3}{(1 - a_1 \Omega^2)^2 + a_2 j \Omega^2}.$$

Выводим мнимую часть комплексного сопротивления:

$$Im(j\Omega) = \frac{-(b_1 a_2 + b_2 a_1 j) \Omega^3 - (b_2 j + b_3 a_2 j) \Omega}{(1 - a_1 \Omega^2)^2 + a_2 j \Omega^2}.$$

Получаем амплитудно-частотную функцию энергетической цепи:

$$A(j\Omega) = \sqrt{Re(j\Omega)^2 + Im(j\Omega)^2}.$$

Получаем фазо-частотную функцию энергетической цепи:

$$\varphi(j\Omega) = -\arctg \frac{Im(j\Omega)}{Re(j\Omega)}.$$

где:

$$a_1 = -r_3 c_2 r_2 c_1,$$

$$a_2 = (r_2 c_1 + r_3 c_1 + r_3 c_2),$$

$$a_3 = 1,$$

$$b_1 = r_3 c_2 r_2 c_1 r_1,$$

$$b_2 = (-r_2 c_1 r_1 - r_3 c_1 r_1 + r_3 c_2 r_1),$$

$$b_3 = -(r_1 + r_2 + r_3).$$

На основе исходных данных были построены графики амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) для энергетической и гидравлической цепи.

Из графика АЧХ следует, что с увеличением частоты колебаний потока теплоносителя, амплитуда комплексного гидравлического сопротивления, а, следовательно, и давление в конце цепи (у потребителя) возрастает. Поэтому для рационального гидравлического режима частота колебаний потока должна быть от 1 до 3 рад/с (рис.4). В результате гидравлического и энергетического расчета цепи, были подобраны оптимальные параметры расхода, давления, температуры теплоносителя при максимальном КПД ударного узла. Далее, при оптимальных входных параметрах был проведен эксперимент и расчет коэффициента теплопередачи пластинчатого

теплообменника для стационарного и пульсирующего режимов работы теплоносителя в нагреваемом контуре.

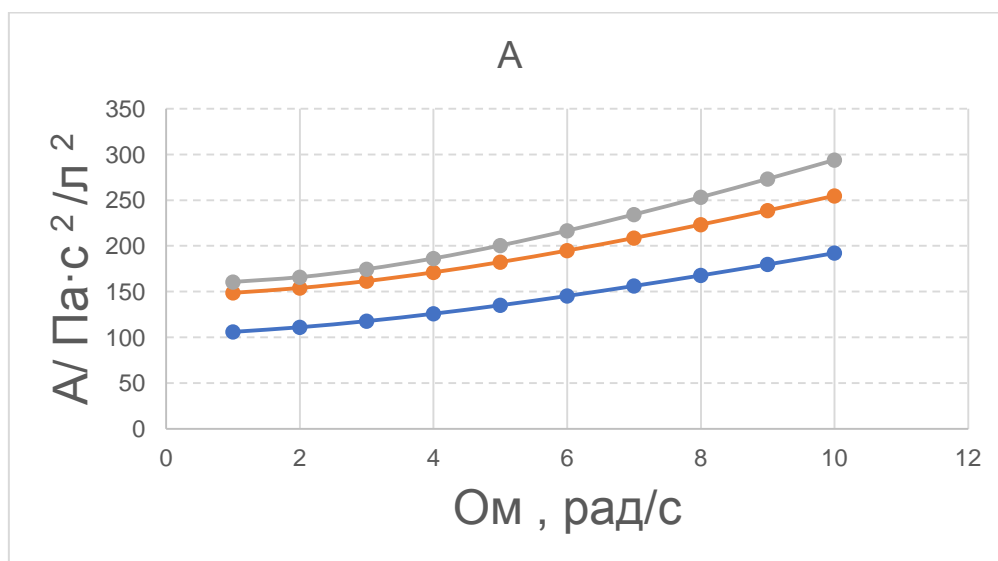


Рис. 4. График зависимости амплитуды комплексного гидравлического сопротивления от частоты колебаний потока теплоносителя.

Эксперимент

В работе на экспериментальной установке были проведены исследования и рассчитан коэффициент теплопередачи пластинчатого теплообменника для оптимальных значений расхода и температуры воды в нагревающем контуре от 31,3 до 29,3 °С [13-15]. В нагреваемом контуре: охлаждающий агент – вода с начальной температурой 27 °С, конечная температура воды 28,8 °С. Расход нагревающей воды $V_1= 0,37$ л/с; расход нагреваемой воды $V_2=0,08$ л/с, давление в нагревающем контуре 27 кПа, в нагреваемом контуре - 5 кПа. Полученное значение коэффициента теплопередачи для стационарного режима было равно:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma\left(\frac{\delta}{\lambda}\right) + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2992} + 7 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2977}} = 477,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи пластинчатого теплообменника рассчитывался как для стационарного, так и для пульсирующего режимов работы теплоносителя в обогреваемом контуре. Расчеты проводились для

частот: 0,5 Гц, 1 Гц, 1,5 Гц, 2 Гц, 2,5 Гц и 3 Гц (рис. 5, 6). Проведенные измерения показали, что температура на выходе из теплообменника для нагреваемого контура увеличивается с увеличением частоты воздействия ударного узла и достигает максимума на частоте 2 Гц, после чего начинает медленно снижаться. Также в результате расчета было установлено, что при установившемся течении теплоносителя коэффициент теплопередачи составляет $477,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$. При этом, с увеличением частоты коэффициент теплоотдачи снижается, достигая минимального значения на частоте 0,5 Гц. Затем он снова начинает повышаться, достигая максимального значения на частоте 2 Гц, составляющего $482,31 \text{ Вт}$. При дальнейшем увеличении частоты коэффициент теплопередачи начинает снижаться (рис. 6).

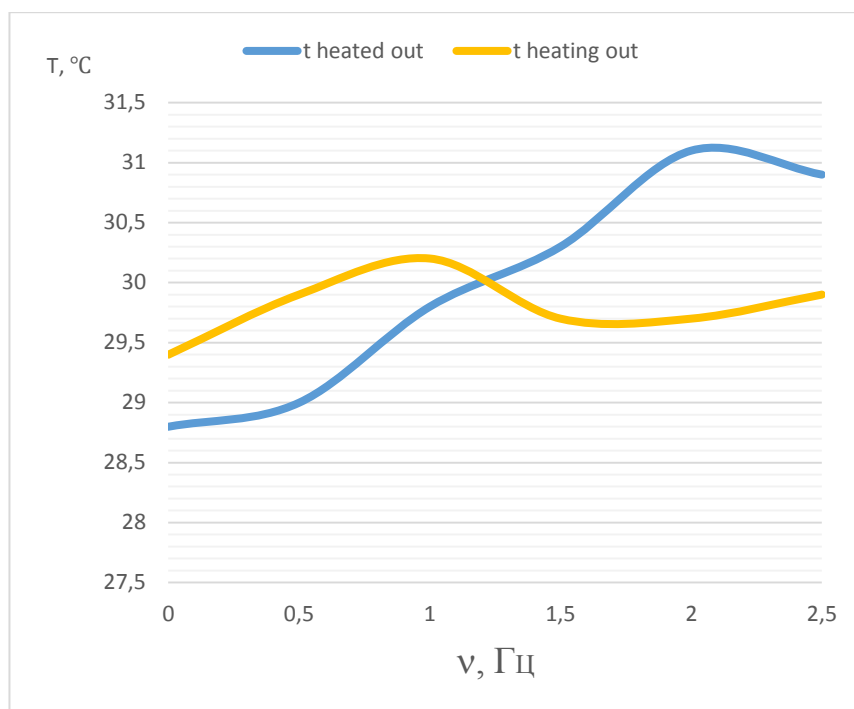


Рис. 5. График температуры на выходе из теплообменника для греющего и нагреваемого контура

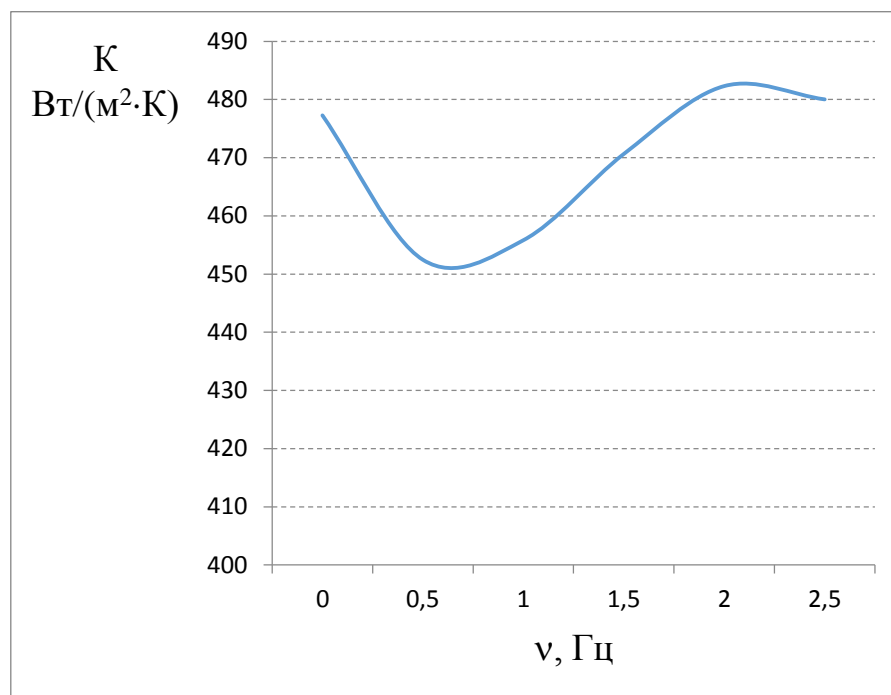


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплопередачи от частоты

Заключение

В работе приведена разработка модели схемы контура с пульсирующей циркуляцией жидкого теплоносителя в обогреваемом контуре пластинчатого теплообменника. Сначала был произведён теоретический расчет для выбора оптимальных параметров разработанной системы, а затем проведены экспериментальные исследования. В результате экспериментов можно сделать следующие выводы:

1. Определено, что температура обогреваемого контура увеличивается с увеличением частоты работы ударного агрегата и достигает максимума 31,3 на частоте 2 Гц, после чего начинает постепенно снижаться.

2. Также экспериментально установлено, что температура на выходе из теплообменника обогреваемого контура превышает температуру на выходе из теплообменника греющего контура при частоте выше 1 Гц. Это связано с более сильным влиянием кавитации на этих частотах.

3. Установлено, что с увеличением частоты работы ударного агрегата коэффициент теплоотдачи сначала снижается и достигает минимума 452,47 Вт/(м² · °С) на частоте 0,5 Гц, а затем начинает увеличиваться и достигает максимума 482,31 Вт/(м² · °С) при частоте пульсации 2 Гц, после чего начинается его постепенное снижение.

Литература

1. Миргородский А.И., Романов И.В. Теплообменные аппараты: Кожухотрубные и пластинчатые // Новости теплоснабжения. 2017. № 3. URL: rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=3374.

2. Balasubramanian, S. Thermal energy savings in pilot-scale plate heatexchanger system during product processing using modified surfaces / S.Balasubramanian, V. M. Puri // Journal of Food Engineering. 2009. P. 608-611.

3. Семенов В.Г., Дубенец В. С., Малафеев В. А. Анализ отечественных и зарубежных производителей разборных пластинчатых теплообменников // М.: Департамент топливно-энергетического хозяйства города Москвы, 2004. URL: rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=790.

4. Кущев Л.А., Современные способы интенсификации работы кожухотрубных теплообменных аппаратов систем теплоснабжения // Известия вузов. Инвестиции.Строительство. Недвижимость. 2018. №2. Т. 8. С. 130-140.

5. Угрюмова С.Д., Попова Е.Ю., Акимов С.А., Панюкова И.В. Интенсификация процессов нагрева и охлаждения в компактных теплообменных аппаратах. // Научные труды Дальрыбвтуза. 2011. Т. 23. С. 204–210.

6. Левцев А.П., Целяев А.В. Интенсификация теплопередачи опытного образца перекрестно-точного микроканального теплообменника // Инновации и инвестиции. 2021. №8. С. 116-120.

7. Бажанов А.Г., Прокопов Н.Г. Импульсная регенерация катионита в натрий-катиономом фильтре // Инженерный вестник Дона. 2021. №9. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n9y2021/7195.

8. Бажанов А.Г., Бойков В.Е. Контур с пульсирующей циркуляцией жидкого теплоносителя для охлаждения масляного трансформатора // Инженерный вестник Дона. 2023. №2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2023/8214.

9. Li W. Investigation of CaCO₃ fouling in plate heat exchangers // Heat and Mass Transfer. 2016. P. 1-14.

10. Анипко О.Б., Арсеньева О.П. Надежность пластинчатых теплообменных аппаратов систем отопления и горячего водоснабжения с учетом образования загрязнений на теплопередающей поверхности // Интегрированные технологии и энергосбережение. 2003. №4. С. 9-13.

11. Минко В.А., Феоктистов А.Ю., Гунько И.В., Елистратова Ю.В., Тарасенко Н.В., Ткач Л.В. Методы проведения и эффективность мероприятий по борьбе с накипеобразованием в системах теплоснабжения // Вестник БГТУ им В.Г. Шухова. 2015. №2. С.16-19.

12. Фесак Д.В., Литвиненко А.А. Проблема засорения трубопроводов теплообменника и методы её решения // Современные научные исследования и инновации. 2012. №4. С.1.

13. Прохоренков А.М. Моделирование процессов теплообмена, протекающих в пластинчатых теплообменных аппаратах // Вестник МГТУ. 2014. №1. Т.17. С. 92-101.

14. Арсеньева О. П., Демирский А. В., Хавин Г. Л. Один подход к расчету оптимального пластинчатого теплообменника // Проблемы машиностроения. 2011. №1. Т.14. С. 23-32.

15. Чекардовский М.Н., Иванов В.А., Хамидов А.С., Илюхин К.Н. Тепловой расчет теплообменных аппаратов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2008. С. 44-49.

References

1. Mirgorodskij A.I., Romanov I.V. Novosti teplosnabzhenija. 2017. № 3. URL: rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=3374.
2. Balasubramanian, S. Journal of Food Engineering. 2009. pp. 608-611.
3. Semenov V.G., Dubenec V. S., Malafeev V. A. Analiz otechestvennyh I zarubezhnyh proizvoditelej razbornyh plastinchatyh teploobmennikov [Analysis of domestic and foreign manufacturers of gasketed plate heat exchangers]. M.: Departament toplivno-jenergeticheskogo hozjajstva goroda Moskvy, 2004. URL: rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=790.
4. Kushhev L.A. Izvestijavuzov. Investicii. Stroitel'stvo. Nedvizhimost'. 2018. №2. Т. 8. pp. 130-140.
5. Ugrjumova S.D., Popova E.Ju., Akimov S.A., Panjukova I.V. Nauchnye trudy Dal'rybvtuza. 2011. Т. 23. pp. 204–210.
6. Levcev A.P., Celjaev A.V. Innovacii I investicii. 2021. №8. pp. 116-120.
7. Bazhanov A.G., Prokopov N.G. Inzhenernyj vestnik Dona. 2021. №9. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n9y2021/7195.
8. Bazhanov A.G., Bojkov V.E. Inzhenernyj vestnik Dona. 2023. №2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2023/8214.
9. Li W. Heat and Mass Transfer. 2016. pp. 1-14.
10. Anipko O.B., Arsen'eva O.P. Integrirovannye tehnologii I jenergosberezenie. 2003. №4. pp. 9-13.
11. Minko V.A., Feoktistov A.Ju., Gun'ko I.V., Elistratova Ju.V., Tarasenko N.V., Tkach L.V. Vestnik BGTU im V.G. Shuhova. 2015. №2. pp. 16-19.



12. Fesak D.V., Litvinenko A.A. Sovremennye nauchnye issledovaniya i innovacii. 2012. №4. P. 1.
13. Prohorenkov A.M. Vestnik MGTU. 2014. №1. T.17. pp. 92-101.
14. Arsen'eva O. P., Demirskij A. V., Havin G. L. Problemy mashinostroenija. 2011. №1. T.14. pp. 23-32.
15. Chekardovskij M.N., Ivanov V.A., Hamidov A.S., Iljuhin K.N. Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Neft' i gaz. 2008. pp. 44-49.

Дата поступления: 5.01.2024

Дата публикации: 13.02.2024