

УДК 658.311

Применение гидрофобных трубок трубного пучка подогревателя сетевой воды ПСГ-2300-2-8-I на примере Петрозаводской ТЭЦ ТГК-1

А. С. УСТИНОВ¹, В. Е. КУЗНЕЦОВ², д-р техн. наук Е. А. ПИТУХИН³¹anton-ustinov@psu.karelia.ru, ²ppagan@mail.ru, ³Eugene@petrsu.ru

Петрозаводский государственный университет

Приводится тепловой расчет передачи теплоты от пара к сетевой воде в подогревателях сетевой воды горизонтальных ПСГ-2300-2-8-I, установленных на Петрозаводской ТЭЦ, при использовании гидрофобной поверхности труб трубного пучка. Рассматривается способ получения гидрофобной поверхности. Рассчитывается средний коэффициент теплоотдачи для капельной конденсации для горизонтального пучка труб, внутренний средний коэффициент теплоотдачи от стенки к сетевой воде, средний логарифмический температурный напор в противоточной схеме движения теплоносителей, коэффициент теплопередачи. Определена площадь поверхности нагрева, теплопроизводительность и расход пара при использовании гидрофобной поверхности труб трубного пучка. Придание гидрофобных свойств наружной поверхности трубке трубного пучка подогревателя сетевой воды позволит избавиться от пленочной конденсации и перейти к конденсации капельной. Процесс теплопередачи от пара к сетевой воде через стенку трубки увеличится за счет отсутствия термического сопротивления пограничного слоя жидкости, образующегося на внешней стороне трубки при пленочной конденсации. Использование гидрофобных поверхностей труб обеспечивает большую эффективность теплообмена за счет увеличения коэффициента теплопередачи. Это позволит снизить расход пара или увеличить расход сетевой воды, тем самым обеспечив большее количество потребителей тепловой энергией, необходимой для ГВС и отопления.

Ключевые слова: тепловой расчет, конденсация, коэффициент теплоотдачи, гидрофобная поверхность.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 15.10.2019, принята к печати 20.01.2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-1-40-45

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Устинов А. С., Кузнецов В. Е., Питухин Е. А. Применение гидрофобных трубок трубного пучка подогревателя сетевой воды ПСГ-2300-2-8-I на примере Петрозаводской ТЭЦ ТГК-1 // Вестник Международной академии холода. 2020. № 1. С. 40–45.

The use of hydrophobic tubes of the tube bundle for PSG-2300-2-8-I network water heater exemplified by Petrozavodsk central heating and power plant

A. S. USTINOV¹, V. E. KUZNETSOV², D. Sc. E. A. PITUKHIN³¹anton-ustinov@psu.karelia.ru, ²ppagan@mail.ru, ³Eugene@petrsu.ru

Petrozavodsk State University

The paper presents thermal design of heat transfer from the steam to the water network in PSG-2300-2-8-I horizontal network water heaters installed at Petrozavodsk Central Heating and Power Plant, using the hydrophobic tube surface of the tube bundle. A method for obtaining a hydrophobic surface is considered. The average heat transfer coefficient of drip condensation for a horizontal tube bundle, the internal average heat transfer coefficient from the wall to network water, the average logarithmic temperature head in the counter-current flow scheme of heat carriers, and the heat transfer coefficient are calculated. The heating surface area, heating capacity, and steam consumption when using hydrophobic surface of the tube bundle are determined. Giving hydrophobic properties to the outer surface of the tubes in the tube bundle of the network water heater eliminates film condensation and allows going over to drip condensation. The process of heat transfer from steam to network water through the tube wall increases due to the lack of thermal resistance of the liquid boundary layer formed on the outside of the tube during film condensation. The use of hydrophobic tube surfaces provides greater heat transfer efficiency by increasing the heat transfer coefficient. This will reduce steam consumption or increase network water consumption, thereby providing more consumers with the heat energy needed for hot water supply and heating.

Keywords: heat calculation, condensation, heat-transfer coefficient, hydrophobic surface.

Article info:

Received 15/10/2019, accepted 20/01/2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-1-40-45

Article in Russian

For citation:

Ustinov A. S., Kuznetsov V. E., Pitukhin E. A. The use of hydrophobic tubes of the tube bundle for PSG-2300-2-8-I network water heater exemplified by Petrozavodsk central heating and power plant. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 1. p. 40–45.

Введение

Для целей тепло-электроснабжения в столице республики Карелия, г. Петрозаводске с 1976 г. работает Петрозаводская ТЭЦ с парогенераторами БКЗ 420–140–НГМ и турбинами ПТ 60–130/13, ТТ 110/120–130 (рис. 1) [1, 2]. Цели теплофикации обеспечиваются стандартным способом — пар из котла вращает турбину и приводимый ею электрогенератор, а его часть, отбирается в так называемых отборах турбины, и поступает в подогреватели сетевой воды. Часть теплоты пара идет на разогрев водяного теплоносителя. Подогреватели сетевые ПСГ № 1 и ПСГ № 2 аналогичны по конструкции. Они имеют поверхность нагрева 2300 м² каждый и отличаются друг от друга только условиями работы по паровой стороне. Подогреватели ПСГ по водяной стороне рассчитаны на работу при давлении не более 0,78 МПа и на пропуск сетевой воды в количестве не менее 1000 м³/ч не более 4500 м³/ч при работе под давлением греющего пара до 0,29

МПа. Номинальная теплопроизводительность каждого подогревателя составляет 101,8 МВт [3].

Одним из путей повышения качественных и количественных основных тепловых характеристик теплообменного аппарата является смена конденсации плёночного типа на конденсацию капельного типа. Данный переход становится возможным путем изменения структуры поверхности теплопередающей стенки и придания ей гидрофобных свойств [4]–[9].

Применимость гидрофобной поверхности полученной фемтосекундным лазером для целей теплообмена и ее превосходство над остальными способами получения такой поверхностной структуры является одним из подходов решения данной задачи [10]–[15].

Таким образом, целью работы является расчет интенсификации теплообмена при переходе от пленочной конденсации к капельной труб подогревателей ПСГ-2300-2-8-1.

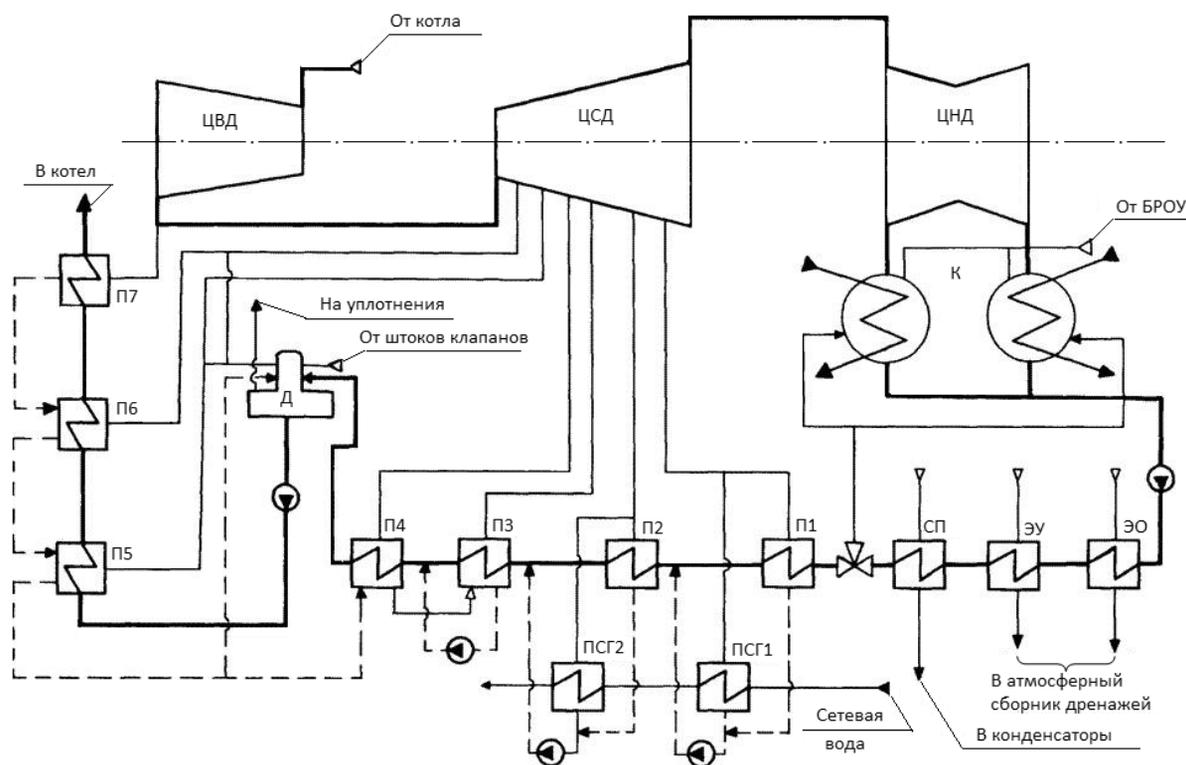


Рис. 1. Схема турбины Т-110/120-130-13 ПТЭЦ: ЦВД — цилиндр высокого давления; ЦСД — цилиндр среднего давления; ЦНД — цилиндр низкого давления; П1, П2, П3, П4 — подогреватели низкого давления; П5, П6, П7 — подогреватели высокого давления; Д — деаэрактор; К — конденсатор; ЭУ — эжектор уплотнений; ЭО — эжектор охлаждения; БРОУ — быстродействующая редуцирующая охлаждающая устройство

Fig. 1. Scheme of T-110/120-130-13 turbine at Petrozavodsk Central Heating and Power Plant: ЦВД — high-pressure cylinder; ЦСД — medium-pressure cylinder; ЦНД — low-pressure cylinder; П1, П2, П3, П4 — low-pressure heaters; П5, П6, П7 — high-pressure heaters; Д — deaerator; К — condenser; ЭУ — seal ejector; ЭО — cooling ejector; БРОУ — fast reducing cooling device

Обоснование и выбор способа получения гидрофобной поверхности

Гидрофобные структуры имеют углы смачивания для жидкостей более 90° . При этом жидкость понижает свою поверхностную энергию посредством дробления контактирующего слоя «жидкость — твердое тело» и принимает шарообразную форму [16].

Для описания этого явления подойдет формула Юнга:

$$\cos \Theta = \frac{\delta_{sv} - \delta_{sl}}{\delta_{lv}}, \quad (1)$$

где $\delta_{sv} - \delta_{sl}$ — поверхностные энергии на границах твердое тело — пар и твердое тело — жидкость;

δ_{lv} — поверхностное натяжение жидкости.

Искусственным способом гидрофобные структуры получают способами [17]–[20]:

- нанесением слоя димеров алкилкетенов;
- полимеризацией;
- химосаждением;
- плазменным травлением;
- сублимацией веществ;
- электроосаждением и др.

Поверхность, образованная такими способами, будет обладать склонностью к истираемости и старению структуры, а из-за наличия промежуточного слоя (подложки) — к дополнительному термическому сопротивлению теплопереносу, что не даст нам необходимого технического результата.

Перейти от пленочной конденсации к капельной, возможно на основе данных работы группы ученых Ротчестерского университета [21]. В своих исследованиях ученым удалось получить гидрофобную поверхность путем воздействия на металл импульсного излучения высокой мощности при помощи фемтосекундного лазера. Посредством данной технологии в местах локального нагрева достигается высокая температура, что приводит к полной абляции вещества и его испарению. Между тем, такое термическое воздействие должно приводить к большим остаточным тепловым напряжениям в металле, но, благодаря использованию импульсов фемтосекундной частоты, такие напряжения минимизированы.

Тепловой расчет сетевого подогревателя горизонтального ПСГ-2300-2-8-I с гидрофобным трубным пучком

Интенсификации теплопереноса можно достичь различными способами, например, увеличив скорости теплоносителей, турбулизовать потоки с помощью специальных направляющих, увеличив площадь контакта теплообмена, повысив температуру греющего пара и т. п., тем самым свести к минимуму влияние термического сопротивления пленки воды на теплопередачу [22].

Предлагается интенсифицировать теплообмен переходом от пленочной конденсации пара к капельной, путем придания гидрофобных свойств трубке теплообменника на основе технологии «гравировки» поверхности трубок методом обработки металла мощным лазерным излучением высокой частоты с помощью фемтосекундного лазера [21].

Средний коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации на внешней поверхности горизонтальных трубок трубного пучка при $Re_* = 3,69 \cdot 10^{-2}$ будет определяться следующим образом [23, 24]:

$$\alpha_1 = 2,77 \cdot 10^5 \cdot (10 \cdot p_s)^{0,151} \cdot (\overline{\Delta t})^{-0,57} = 45253 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2)$$

$$Re_* = \frac{\lambda_k \cdot \overline{\Delta t}}{r \cdot v_k \cdot \rho_k},$$

где $\lambda_k = 0,683 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ — теплопроводность конденсата [20]; $\overline{\Delta t}$ — температурный напор; $r = 2202,8 \text{ кДж}/\text{кг}$ — теплота парообразования при температуре насыщения равной $120,23 \text{ }^\circ\text{C}$; $v_k = 0,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ — кинематическая вязкость конденсата; $\rho_k = 943,4 \text{ кг}/\text{м}^3$ — плотность конденсата; $p_s = 0,2 \text{ МПа}$ — давление насыщения конденсата [25].

В противоточной схеме движения температурный напор теплоносителей выглядит следующим образом [23, 24]:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = 28,85 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3)$$

Температура насыщения при расчетном давлении пара равном $0,2 \text{ МПа}$ составляет $120,23 \text{ }^\circ\text{C}$ [25]. Тогда, в нашем случае, разность температур на входе греющей среды (пара) в сетевой подогреватель со стороны выхода сетевой воды и максимальной температурой сетевой воды $\Delta t_6 = 250 - 165 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ — большая температурная разность и, $\Delta t_m = 120,23 - 115 = 5,23 \text{ }^\circ\text{C}$ — меньшая температурная разность с обратной стороны сетевого подогревателя.

Коэффициент теплоотдачи к сетевой воде от внутренней стенки трубок трубного пучка для сетевого подогревателя рассчитывается по формуле (4) [23, 24]:

$$\alpha_2 = \frac{1600 \cdot r_{ж} \cdot \mu_{ж}}{4 \cdot \Delta t \cdot l} = 8406 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (4)$$

Здесь $r_{ж} = 2145 \text{ кДж}/\text{кг}$ — теплота парообразования и $\mu_{ж} = 0,001778 \text{ Па} \cdot \text{с}$ — динамическая вязкость жидкости, для жидкости при средней температуре сетевой воды $\overline{t}_{ж} = 0,5 (165 + 115) = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении сетевой воды в трубке трубного пучка, равному $0,2 \text{ МПа}$; $l = 6,29 \text{ м}$ — длина трубок трубного пучка сетевого подогревателя [3, 25].

Расчетное значение коэффициента теплопередачи при толщине стенки трубки $\delta_{ст} = 0,001 \text{ м}$ и коэффициенте теплопроводности материала стенки трубки для медно-никелевого сплава $\lambda_{ст} = 127 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [3, 25], не учитывая термическое сопротивление накипи, получим [23, 24]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 6714 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (5)$$

При переходе от пленочной конденсации пара к капельной, посредством придания гидрофобных свойств поверхности трубок сетевого подогревателя и заданной теплопроизводительности $Q = 203,5 \text{ МВт}$, получаем площадь поверхности нагрева [24, 3]:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = 1051 \text{ м}^2. \quad (6)$$

Вычисления показывают, что расчетная площадь при капельной конденсации для сетевого подогревателя ПСГ-2300-2-8-I снижается с 2300 м^2 до 1051 м^2 , т. е.

в 2,19 раза, таким образом появляется возможность создавать менее металлоемкие теплообменные аппараты и нести прежнюю тепловую нагрузку.

Удельный тепловой поток при пленочной конденсации определяется следующим образом [24, 3]:

$$q = \frac{Q}{2300} = 88478 \text{ Вт/м}^2. \quad (7)$$

Здесь 2300 м² — площадь поверхности теплообмена для сетевого подогревателя ПСГ-2300-2-8-1 [3]. При капельной конденсации, требуемая теплопроизводительность $Q_{\text{кап}}$ составляет [24, 3]:

$$Q_{\text{кап}} = F \cdot q = 92,9 \text{ МВт}. \quad (8)$$

Таким образом, экономию по теплопроизводительности получим:

$$\Delta Q_{\text{кап}} = Q - Q_{\text{кап}} = 110,6 \text{ МВт}. \quad (9)$$

Максимальный расход пара (отбор пара с турбин) $G_{\text{кап}}$ при капельной конденсации составит [24, 3]:

$$G_{\text{кап}} = \frac{Q_{\text{кап}} \cdot 3600}{(h_{\text{п}} - h')\eta} = 138,4 \text{ т/ч}. \quad (10)$$

Здесь $h_{\text{п}} = 2971,26$ кДж/кг — энтальпия пара при давлении 0,2 МПа и температуре 250 °С [25]; $h' = 504,74$ кДж/кг — энтальпия кипящей жидкости при давлении 0,2 МПа [25]; $\eta = 0,98$ — коэффициент полезного действия установки [3].

Расчетная экономия пара при отборе с турбины при капельной конденсации составляет:

$$\Delta G = G - G_{\text{кап}} = 201,6 \text{ т/ч}, \quad (11)$$

где $G = 340$ т/ч — отбор пара с турбины, направляемого в сетевой подогреватель ПСГ-2300-2-8-1 при пленочной конденсации [3].

Таким образом, при использовании гидрофобной поверхности труб ПСГ-2300-2-8-1, появляется возможность увеличить расход сетевой воды, что приведет к обеспечению большего количества потребителей тепловой энергией для ГВС и отопления в одном оборудовании. Появляется возможность снизить потребление пара для обеспечения номинального режима работы.

Заключение

В работе приводится обоснование интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах, на примере

подогревателей сетевой воды ПСГ-2300-2-8-1 Петрозаводской ТЭЦ. Повышение эффективности теплообмена основано на переходе от пленочной конденсации пара к капельной, посредством придания гидрофобных свойств поверхности трубок теплообменника. Достигается данный результат путем технологии «гравировки» поверхности трубок методом обработки металла мощным лазерным излучением высокой частоты с помощью фемтосекундного лазера.

На основании теплового расчета получен средний коэффициент теплоотдачи для капельной конденсации для горизонтального пучка труб, который составил $\alpha_1 = 45253$ Вт/(м²·К), внутренний средний коэффициент теплоотдачи от стенки к сетевой воде $\alpha_2 = 8406$ Вт/(м²·К), средний логарифмический температурный напор в противоточной схеме движения теплоносителей составил $\Delta t = 28,85$ °С.

Расчеты показывают, что при заданной максимальной мощности 203,5 МВт для подогревателя сетевого горизонтального ПСГ-2300-2-8-1, расчетная площадь поверхности нагрева при использовании гидрофобной поверхности труб трубного пучка, при которой существует капельная конденсация, составляет 1051 м², что 1,19 раза меньше, чем поверхность теплообмена при пленочной конденсации, которая составляет 2300 м².

Использование гидрофобных поверхностей труб трубного пучка обеспечивает большую эффективность теплообмена за счет увеличения коэффициента теплопередачи до $K = 6714$ Вт/(м²·К) для подогревателя сетевого горизонтального ПСГ-2300-2-8-1. Экономия по теплопроизводительности для нагрева одного и того же количества воды при новом способе теплообмена, т. е. при капельной конденсации, составит 110,6 МВт, что позволит сократить отбор пара с турбины на 201,6 т/ч, который направляется на подогрев сетевой воды для теплофикации потребителей путем централизованного теплоснабжения.

Таким образом, появляется возможность создавать менее металлоемкие теплообменные аппараты, нести прежнюю тепловую нагрузку, сжигая меньшее количество топлива на уже существующих аппаратах, или повысить их производительность.

Применение такой технологии в масштабах мировой энергетики позволит значительно экономить первичные энергетические ресурсы — важнейшую задачу рационального использования ресурсов планеты.

Литература

1. Моторин А. В. Паровые турбины: Учебное пособие: в 2-х т. Т. 1 / А. В. Моторин, И. В. Распопов, И. Д. Фурсов. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2004. 127 с.
2. Костюк А. Г., Фролов В. В. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. М.: Издательство МЭИ, 2001. 488 с.
3. ОСТ 108.271.101–76. Подогреватели сетевой воды для тепловых электростанций, отопительно-производственных и отопительных котельных. Типы. Основные параметры. Конструкция и размеры. Технические требования. Л.: Изд-во стандартов, 1976. 17 с.

References

1. Motorin, A. V. Steam turbines: Tutorial: in 2 t. T. 1. / A. V. Motorin, I. V. Raspopov, I. D. Fursov. Barnaul: Publishing House of Altai State Technical University, 2004. 127 p. (in Russian)
2. Kostjuk, A. G., Frolov V. V. Turbines of thermal and nuclear power plants: Textbook for universities. Moscow: MPEI Publishing House, 2001. 488 p. (in Russian)
3. Industry standard 108.271.101–76. Water heaters for thermal power plants, heating-industrial and heating boiler-houses. Types. Main parameters. Design and dimensions. Specifications. L.: Publishing House of Standards, 1976. 17 p. (in Russian)
4. Jinxing Wu, Lei Wang, Yanhui Li. Research on film condensation heat transfer of the shell side of the spiralcoil heat exchang-

4. *Jinxing Wu, Lei Wang, Yanhui Li.* Research on film condensation heat transfer of the shell side of the spiralcoil heat exchanger // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, no. 125, pp. 1349–1355.
5. *Rabiee R., Désilets M., Proulx P., Ariana M., Julien M.* Determination of condensation heat transfer inside a horizontal smooth tube // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, no. 124, pp. 816–828.
6. *Ji Wang, Jun Ming Li, Yunho Hwang.* Modeling of film condensation flow in oval microchannels // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, no. 126, pp. 1194–1205.
7. *Shenhui Zhai, Chao Bai, Jianqing Liu, Tao Luan.* Enhancement of laminar film condensation with diversion panels for large space // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, no. 108, pp. 1819–1824.
8. *Abdelaziz Nasr.* Heat and mass transfer for liquid film condensation along a vertical channel covered with a thin porous layer // *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, no. 124, pp. 288–299.
9. *Adil Charef, M'barek Feddaoui, Monssif Najim, Hicham Meftah.* Liquid film condensation from water vapour flowing downward along a vertical tube // *Desalination*, 2017, no. 409, pp. 21–31.
10. Башкатов А. В. Интенсификация теплообмена в промышленных теплообменниках / А. В. Башкатов, В. В. Сороштанов, А. Н. Дымкин, В. Ю. Митяков // Неделя науки СПбПУ. Материалы научного форума с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. СПб: 2015, С. 110–113.
11. *Пригожин А. А., Дахин С. В.* Интенсификация теплообмена в регенеративных теплообменных аппаратах ГТУ при применении рельефных ребер. // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2015, Т. 11, № 5. С. 47–50.
12. *Бродов Ю. М., Рябчиков А. Ю. и др.* Интенсификация теплообмена при обтекании вязкой жидкостью пучков трубок со встречной накаткой. // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. М.: 2014, С. 1023–1025.
13. *Малюков А. В.* Интенсификация теплообмена за выступом за счет нестационарных эффектов на режимах перехода к турбулентности / А. В. Малюков, В. М. Молочников, О. А. Душина и др. // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. М.: 2014, С. 1117–1120.
14. *Комов А. Т., Варва А. Н. и др.* Интенсификация теплообмена на выпуклой поверхности кольцевого канала методом взаимодействующих закрученных потоков. // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену — М.: 2014, С. 1096–1100.
15. *Бойнович Л. Б., Емельяненко А. М.* Гидрофобные материалы и покрытия: принципы создания, свойства и применение // *Успехи химии*. 2008. Т. 77. № 7. С. 619–638.
16. *Чугунов А. О., Полянский А. А., Ефремов Р. Г.* Физическая водобоязнь // *Природа*. 2013. № 1, С. 24–34.
17. *Al-Sharafia A., Yilbasa B. S., Hassana G., Al-Qahtani H., Sahin A. Z.* Stretchable hydrophobic surfaces and droplet heating // *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2019, no. 78, Art. 108435.
18. *Huynh H. Nguyen, Shanhong Wan, Kiet A. Tieu, Hongtao Zhu, Sang T. Pham.* Rendering hydrophilic glass-ceramic enamel surfaces hydrophobic by acid etching and surface silanization for heat transfer applications // *Surface & Coatings Technology*, 2019, no. 370, pp. 82–96.
19. *Xianbing Ji, Dongdong Zhou, Chao Dai, Jinliang Xu.* Dropwise condensation heat transfer on superhydrophilic-hydrophobic er. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, no. 125, pp. 1349–1355.
5. *Rabiee R., Désilets M., Proulx P., Ariana M., Julien M.* Determination of condensation heat transfer inside a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, no. 124, pp. 816–828.
6. *Ji Wang, Jun Ming Li, Yunho Hwang* Modeling of film condensation flow in oval microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, no. 126, pp. 1194–1205.
7. *Shenhui Zhai, Chao Bai, Jianqing Liu, Tao Luan* Enhancement of laminar film condensation with diversion panels for large space. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, no. 108, pp. 1819–1824.
8. *Abdelaziz Nasr.* Heat and mass transfer for liquid film condensation along a vertical channel covered with a thin porous layer. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, no. 124, pp. 288–299.
9. *Adil Charef, M'barek Feddaoui, Monssif Najim, Hicham Meftah* Liquid film condensation from water vapour flowing downward along a vertical tube. *Desalination*, 2017, no. 409, pp. 21–31.
10. *Bashkatov A. V.* Intensification of heat exchange in industrial heat exchangers. / A. V. Bashkatov, V. V. Seroshtanov, A. N. Dymkin, V. Ju. Mitjakov. *In the Collection: SPbSPU Science Week Materials of the Scientific Forum with International Participation*. Institute of Energy and Transport Systems. SPb: 2015, pp. 110–113. (in Russian)
11. *Prigozhin A. A., Dahin S. V.* Intensification of heat exchange in regenerative heat exchangers of gas turbine plants with the use of embossed ribs. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta*. 2015, Vol. 11, no. pp. 47–50. (in Russian)
12. *Brodov Ju. M., Rjabchikov A. Ju. etc.* Intensification of heat transfer in the flow of viscous fluid bundles of tubes with counter-knurlled. *In the Book: Proceedings of the Sixth Russian National Conference on Heat Transfer*. Moscow: 2014, pp. 1023–1025. (in Russian)
13. *Maljukov A. V.* Intensification of Heat Transfer Behind the Ledge Due to Unsteady Effects on the Transition Modes to Turbulence. / A. V. Maljukov, V. M. Molochnikov, O. A. Dushina. *In the Book: Proceedings of the Sixth Russian National Conference on Heat Transfer*. Moscow, 2014, pp. 1117–1120. (in Russian)
14. *Komov A. T., Varava A. N., etc.* Intensification of Heat Transfer on The Convex Surface of The Annular Channel by the Method of Interacting Swirling Flows. *In the collection: Proceedings of the Sixth Russian national conference on heat exchange*. Moscow, 2014, pp. 1096–1100. (in Russian)
15. *Bojnovich L. B., Emel'janenko A. M.* Hydrophobic Materials and Coatings: Pprinciples of creation, properties and application. *Successes of Chemistry*. 2008, Vol. 77, no. 7, pp. 619–638. (in Russian)
16. *Chugunov A. O., Poljanskij A. A., Efremov R. G.* Physical hydrophobia. *Nature*. 2013. № 1. pp. 24–34. (in Russian)
17. *A. Al-Sharafia, B. S. Yilbasa, G. Hassana, H. Al-Qahtani, A. Z. Sahin* Stretchable hydrophobic surfaces and droplet heating. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2019, no. 78, Art. 108435.
18. *Huynh H. Nguyen, Shanhong Wan, Kiet A. Tieu, Hongtao Zhu, Sang T. Pham.* Rendering hydrophilic glass-ceramic enamel surfaces hydrophobic by acid etching and surface silanization for heat transfer applications. *Surface & Coatings Technology*, no. 370, 2019, pp. 82–96.
19. *Xianbing Ji, Dongdong Zhou, Chao Dai, Jinliang Xu.* Dropwise Condensation Heat Transfer on Superhydrophilic-Hydrophobic

- network hybrid surface // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, no. 132, pp. 52–67.
20. Juan Shi, Gonghang Zheng, Zhenqian Chen, Chaobin Dang. Experimental study of flow condensation heat transfer in tubes partially filled with hydrophobic annular metal foam // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, no. 136, pp. 1265–1272.
21. Vorobyev A. Y. and Chunlei Guo. Multifunctional surfaces produced by femtosecond laser pulses // *Journal of Applied Physics*. 2015. Vol. 117, 033103.
22. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. Изд. 5-е перераб. и доп. М.: Атомиздат, 1979. 460 с.
23. Аметистов Е. В., Григорьев В. А., Емцев Б. Т. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник. М.: Энергоиздат, 1983. 512 с.
24. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977. 240 с.
25. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е изд., доп. и пер. М.: Наука, 1972, 721 с.
- Network Hybrid Surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, no. 132, pp. 52–67.
20. Juan Shi, Gonghang Zheng, Zhenqian Chen, Chaobin Dang. Experimental Study of Flow Condensation Heat Transfer in Tubes Partially Filled With Hydrophobic Annular Metal Foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 136, 2019, pp. 1265–1272.
21. Vorobyev A. Y. and Chunlei Guo. Multifunctional surfaces produced by femtosecond laser pulses. *Journal of Applied Physics*. 2015. Vol. 117, 033103.
22. Kutateladze S. S. Basic theories teploobmen. Moscow: Atomizdat, 1979. 460 p. (in Russian)
23. Ametistov E. V., Grigor'ev V. A., Emcev B. T. Heat and mass transfer. Thermal engineering experiment: Reference book. Moscow: Jenergoizdat, 1983. 512 p. (in Russian)
24. Isachenko V. P. Heat Transfer during condensation. Moscow: Jenergija, 1977. 240 p. (in Russian)
25. Vargaftik N. B. Handbook of Thermophysical Properties of Gases and Liquids. 2nd ed., Additional and revised. Moscow: Nauka, 1972. 721 p. (in Russian)

Сведения об авторах

Устинов Антон Сергеевич

Старший преподаватель кафедры энергообеспечения предприятий и энергосбережения Петрозаводского государственного университета, 185910, Россия, Республика Карелия, г. Петрозаводск, пр. Ленина, 33, anton-ustinov@psu.karelia.ru

Кузнецов Виктор Евгеньевич

Студент Петрозаводского государственного университета, 185910, Россия, Республика Карелия, г. Петрозаводск, пр. Ленина, 33, ppagan@mail.ru

Питухин Евгений Александрович

Д. т. н., профессор, профессор кафедры прикладной математики и кибернетики, начальник аналитического отдела центра бюджетного мониторинга Петрозаводского государственного университета, 185910, Россия, Республика Карелия, г. Петрозаводск, пр. Ленина, 33, Eugene@petsu.ru

Information about authors

Ustinov Anton S.

Senior lecturer of Department of Energy supply of enterprises and energy efficiency of Petrozavodsk State University, Lenina Str., 33, 185910, Petrozavodsk, Republic of Karelia, Russia, anton-ustinov@psu.karelia.ru

Kuznetsov Victor E.

Student of Petrozavodsk State University, Lenina Str., 33, 185910, Petrozavodsk, Republic of Karelia, Russia, ppagan@mail.ru

Pitukhin Eugeny A.

D. Sc., Professor, Professor of Department of Applied mathematics and cybernetics of the Petrozavodsk State University, Head of the Analytical department of the budget monitoring center of the Petrozavodsk State University, Lenina Str., 33, 185910, Petrozavodsk, Republic of Karelia, Russia, Eugene@petsu.ru

О Перечне рецензируемых научных изданий

В соответствии с приказом Минобрнауки России от 25 июля 2014 г., 1 декабря 2015 г. сформирован Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Вестник Международной академии холода включен в Перечень рецензируемых научных изданий (по состоянию на 04.03.2020 г.) под № 374.

Подробная информация о группах научных специальностей / научным специальностям и соответствующим им отраслям науки, по которым журнал включен в Перечень, на сайте ВАК в разделе «Документы»

https://vak.minobrnauki.gov.ru/documents#tab=_tab:editions~