

УДК 621.57

Определение энергетических параметров эффективности атмосферных генераторов воды

К. Е. ЖЕЛЕЗНЯК¹, канд. техн. наук Д. А. УГЛАНОВ², И. Е. ВОРОТЫНЦЕВ³
П. А. ЧЕРТЫКОВЦЕВ⁴

¹zheleznyak999@yandex.ru, ²dmitry.uglanov@mail.ru, ³vorotintsev15@yandex.ru, ⁴p.a.chert@mail.ru
Самарский национальный исследовательский университет им. академика С. П. Королева
(Самарский университет)

Представлен расчет характеристик энергосберегающей установки для получения воды из атмосферного воздуха, которая производит чистую питьевую воду путем извлечения ее из окружающего воздуха. Предложено решение поочередно использовать вместо конденсатора в схеме установки следующие холодильные машины: пароконпрессионные холодильные машины (ПКХМ), термоэлектрические холодильные машины (ТЭХМ) и холодильные машины Стирлинга (ХМС) для увеличения объема производимой воды генератором в сутки. Показаны методики расчета для каждой из систем охлаждения, проведены расчеты технико-экономических показателей для атмосферного генератора воды и подобрана оптимальная система с максимальным объемом получаемой воды в сутки. Работа атмосферного генератора воды, рассматриваемого в статье, предполагается от автономной солнечной электростанции. Доказана оптимальность выбора пароконпрессионной холодильной машины для работы в заданных условиях с максимальной производительностью.

Ключевые слова: атмосферный генератор, холодильные машины, определение эффективности установки, технико-экономические показатели.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 27.06.2017, принята к печати 24.11.2017

DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-46-51

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Железняк К. Е., Угланов Д. А., Воротинцев И. Е., Чертыковцев П. А. Определение энергетических параметров эффективности атмосферных генераторов воды // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 46–51.

Determination of the energy parameters of the efficiency of atmospheric water generators

K. E. ZHELEZNYAK¹, Ph. D. D. A. UGLANOV², I. E. VOROTINTSEV³, P. A. CHERTYKOVITSEV⁴

¹zheleznyak999@yandex.ru, ²dmitry.uglanov@mail.ru, ³vorotintsev15@yandex.ru, ⁴p.a.chert@mail.ru
Samara National Research University

The article shows the calculation of characteristics of energy-efficient water generator from atmospheric air. This installation or the atmospheric water generator is the unique mechanism which produces safe drinking water by extraction it from air. The existing atmospheric generators allow to receive safe drinking water by means of process of condensation at air humidity at least equal to 35% and are capable to give to 25 liters of water in per day, and work from electricity. Authors offer to use instead of the condenser in the scheme of installation for increase volume of produced water by generator in per day, the following refrigerating machines: the vapor compression refrigerating machines (VCRM), the thermoelectric refrigerating machines (TRM) and the Stirling-cycle refrigerating machines (SRM). The paper describes calculation methods for each of refrigerating systems. Calculation of technical-and-economic indexes for the atmospheric water generator was carried out and the optimum system with the maximum volume of received water in per day was picked up. The atmospheric water generator which is considered in article will work from autonomous solar power station.

Keywords: atmospheric water generator, refrigerating machines, determination of efficiency of installation, technical and economic coefficients.

Article info:

Received 27/06/2017, accepted 24/11/2017

DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-46-51

Article in Russian

For citation:

Zheleznyak K. E., Uglanov D. A., Vorotintsev I. E., Chertykovtsev P. A. Determination of the energy parameters of the efficiency of atmospheric water generators. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No 4. p. 46–51.

Введение

Согласно Всемирному докладу ООН о развитии водных ресурсов, многие страны уже достигли предельных возможностей водопользования: потребление пресной воды за последние полвека утроилось. В обширных регионах развивающегося мира по-прежнему сохраняется неравный доступ к безопасной питьевой воде, очистке воды для производства пищевых продуктов и переработке сточных вод. Именно проблемы с питьевой водой и водными ресурсами привели к созданию атмосферных генераторов воды. Атмосферный генератор воды [1] — это уникальный прибор, который производит чистую питьевую воду путем извлечения ее из окружающего воздуха [2].

В данной статье проводится анализ энергосберегающей установки [3], работающей от фотоэлектрического преобразователя (мощность установки $W = 200$ Вт) с использованием холодильных установок, таких как парокompрессионные холодильные машины (ПКХМ), термоэлектрические холодильные машины (ТЭХМ) и холодильные машины Стирлинга (ХМС). Анализ позволил в полной мере оценить эффективность работы атмосферного генератора, работающего на основе данных холодильных машин, и выбрать холодильную машину, с которой установка дает наибольший объем воды в сутки.

Атмосферный генератор воды, работающий на основе ПКХМ

Достижимые в установках температуры, холодопроизводительность и затраты механической работы существенно зависят от вида и свойств хладагентов [4]. Хладагенты должны обладать способностью поглощать при испарении большое количество теплоты, иметь малые удельные объемы пара, невысокие критические температуры, вязкость и плотность, высокий коэффициент теплоотдачи и теплопередачи, быть безвредными, пожаробезопасными, доступными и недорогими. Поэтому для работы был выбран хладагент R134A.

В данной работе для расчета и анализа цикла парокompрессионной холодильной машины использовалась программа CoolPack — программа для проектирования, расчета, анализа и оптимизации систем охлаждения.

Рассмотрим обратный цикл Ренкина [5] для каждого хладагента в осеннее, весеннее, летнее и зимнее времена года. Значения средних температур и влажностей в Самарской области для каждого сезона, а также потребляемая мощность энергии установкой от фотоэлектрического преобразователя представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета ПКХМ

Table 1

Initial data for calculation VCRM

Сезон года	Зима	Весна	Лето	Осень
Температура, °C	-15	8	24	10
Относительная влажность, %	85	65	50	75
Потребляемая мощность установки N, Вт	200			

Такие уровни температуры испарения при расчете обусловлены необходимостью выбора оптимального режима [6], который соответствует максимальному количеству получаемой воды. Для определения влагосодержания на каждом режиме воспользуемся $I-d$ диаграммой влажного воздуха. Графики зависимостей влагосодержания d , массового m и объемного V расхода хладагента, холодильного коэффициента COP, подводимой Q_c и отводимой Q_e теплот от температуры T для хладагента R134A [7] показаны на рис. 1–4.

Анализ полученных значений показал, что в летний период года при температуре испарения -30 °C ПКХМ на хладагенте R134a вырабатывается максимальное количество влагосодержания [8]. Но для дальнейшего расчета выбираем осенний период года, который соответствует среднему значению получаемого влагосодержания.

Далее, по известным методикам [9], были рассчитаны основные элементы ПКХМ: компрессор, конденсатор и испаритель. Определены значения коэффициентов теплопередачи $k_{исп} = 39,1$ Вт/(м²·К) и $k_{конд} = 23$ Вт/(м²·К), теплоотдачи $\alpha_b = 41,31$ Вт/(м²·К) и $\alpha_v = 23$ Вт/(м²·К), эффективные холодильные коэффициенты $\epsilon = 2,24$, $Q_c = 0,942$ кВт, $Q_e = 1,122$ кВт и геометрические параметры испарителя $F = 0,27$ м², конденсатора $F = 0,18$ м² и компрессора $N_e = 0,309$ кВт.

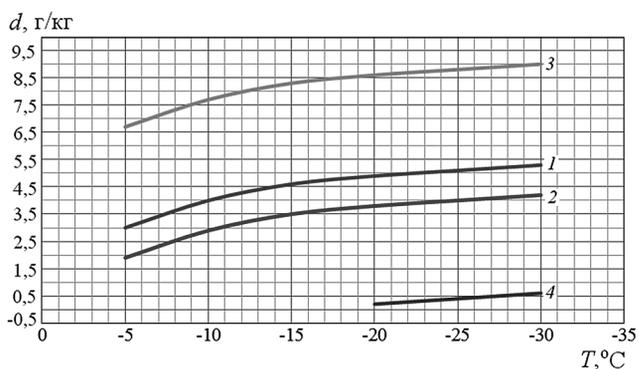


Рис. 1. Зависимость влагосодержания от температуры для хладагента R134a: 1 — осень; 2 — весна; 3 — лето; 4 — зима

Fig. 1. The dependence of moisture content on temperature of R134a refrigerant:

1 — fall; 2 — spring; 3 — summer; 4 — winter

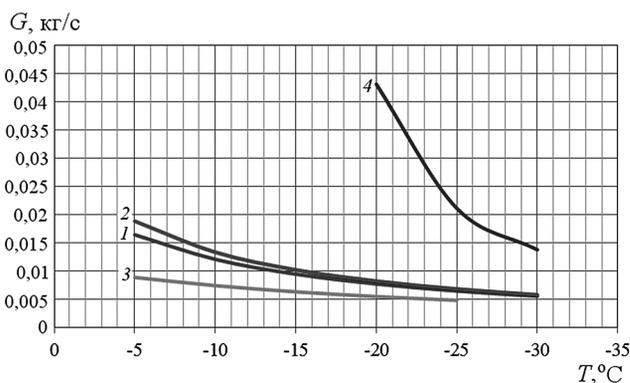


Рис. 2. Зависимость массового расхода хладагента R134a от температуры: 1 — осень; 2 — весна; 3 — лето; 4 — зима

Fig. 2. The dependence of the mass flow rate of the refrigerant R134a temperature: 1 — fall; 2 — spring; 3 — summer; 4 — winter

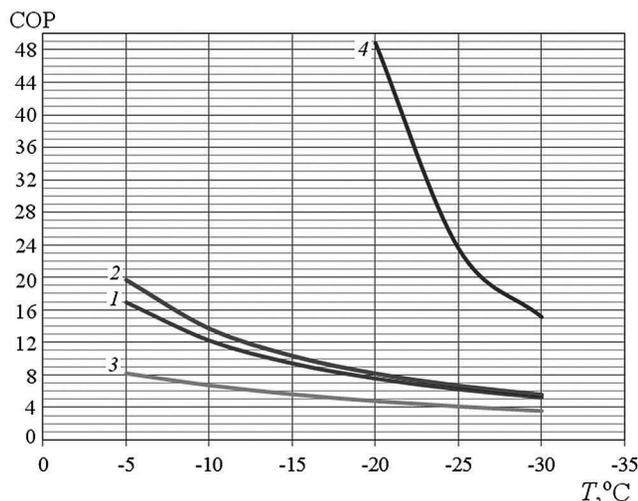


Рис. 3. Зависимость холодильного коэффициента от температуры для хладагента R134a: 1 — осень; 2 — весна; 3 — лето; 4 — зима

Fig. 3. The dependence of cooling rate on temperature of R134a refrigerant: 1 — fall; 2 — spring; 3 — summer; 4 — winter

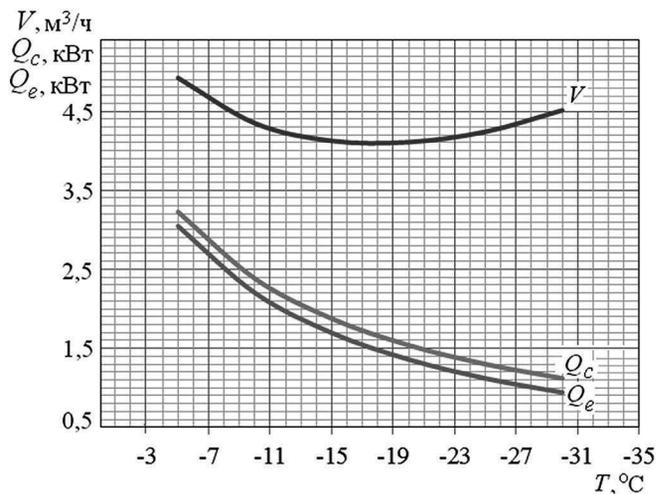


Рис. 4. Зависимость объемного расхода, подводимой и отводимой теплот от температуры в осенний период для хладагента R134a

Fig. 4. The dependence of the volumetric flow supplied and the exhaust heat from the temperature in the autumn for the refrigerant R134a

Расчет холодильной машины Стирлинга

Расчет был проведен по методике Шмидта [10]. Были найдены значения

$$\eta_p = \frac{N_1}{N_1 + 1} \left[1 - \frac{1}{9 \left(\frac{C_H m_H}{C_P m_3} \right)^2} \right] = 0,98,$$

определены потери на недорекуперацию, на гидравлическое сопротивление и суммарные потери от соотношения l/d , теплообменников горячего и холодного внешней нагрузки.

Расчет термоэлектрического охладителя

Расчет параметров термоэлектрических охлаждающих устройств [11]. Расчет охлаждающей термобатареи

в режиме максимального холодильного коэффициента представлен в табл. 2.

Далее для расчета и выбора стандартных модулей использовался программный продукт «KRYOTHERM», исходные данные для расчета в программе принимались $T_r = 283 \text{ K}$, $T_x = 243 \text{ K}$, $Q_0 = 25 \text{ Вт}$. По исходным данным был подобран модуль ТВ-127-2,0-1,65 [12, 13] и построены характеристики выбранного модуля (рис. 5).

Определение производительности установки

По следующей методике было определено производимое количество воды в сутки атмосферным генератором [14] с различными холодильными машинами:

$$m_b = \frac{G_b \cdot d \cdot 24}{1000},$$

Таблица 2

Результаты и порядок расчета термобатареи в режиме максимального холодильного коэффициента

Table 2

The results of the calculation of the thermopile at maximum refrigeration coefficient

Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета
Вспомогательный коэффициент	$M = \sqrt{1 + 0,5Z(T_r - T_x)}$	1,32
Холодильный коэффициент ξ_{max}	$\xi_{max} = \frac{T_x M - T_r / T_x}{(T_r - T_x)(M + 1)}$	0,64
Мощность P , Вт	$P = Q_0 / \xi_{max}$	40
Теплота горячих спаев Q_r , Вт	$Q_r = P_0 + Q_0$	65
Падение напряжения U_0 , В	$U_0 = \frac{\alpha(T_r - T_x)M}{M - 1}$	0,61

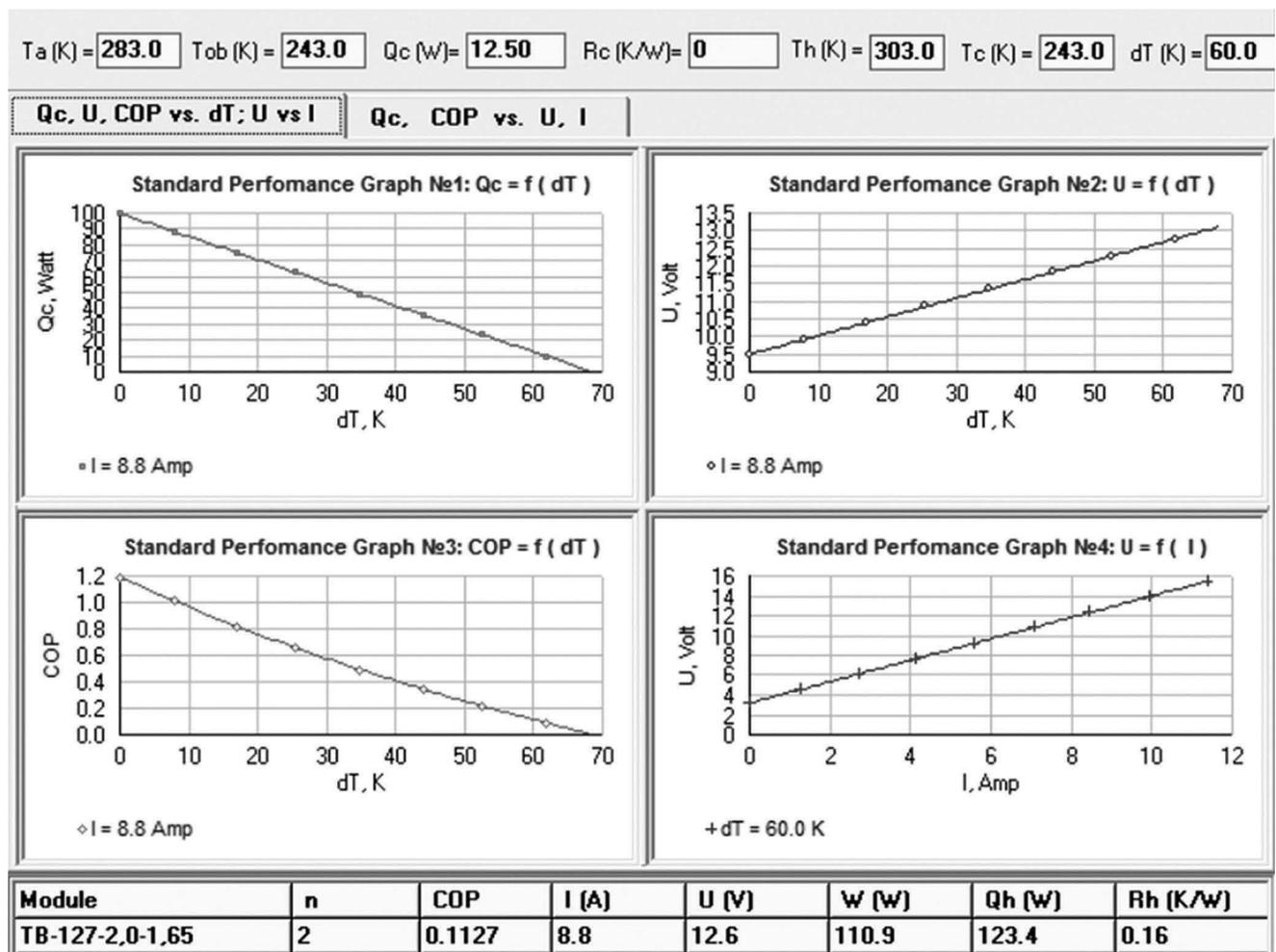


Рис. 5. Стандартные рабочие характеристики $Q_c = f(dT)$, $U = f(dT)$, $COP = f(dT)$, $U = f(I)$ модуля TB-127-2,0-1,65
 Fig. 5. Standard performance $Q_c = f(dT)$ $U = f(dT)$, $COP = f(dT)$ $U = f(I)$ module TB-127-2,0-1,65

где G_v — массовый расход воздуха через вентилятор;
 d — влагосодержание.

Массовый расход воздуха через вентилятор равен:

$$G_v = V_v \rho_v n,$$

где V_v — объемный расход воздуха через вентилятор;
 ρ_v — плотность воздуха; n — количество вентиляторов.

Зная значения $F_{нар}$ и $F_{вент}$ холодильной машины, определим необходимое количество вентиляторов $n = \frac{F_{нар}}{F_{вент}}$ и объемный расход воздуха через вентилятор V_v .

Результаты расчетов

Данные расчетов производимого количества воды в сутки атмосферным генератором с различными системами охлаждения приведены в табл. 3.

Здесь n — количество вентиляторов, шт; N_n — суммарная потребляемая мощность вентиляторами, Вт; d — влагосодержание, г/кг; m_b — количество получаемой воды установкой в сутки, л/сут.

Для определения производительности, суммарной потребляемой мощности, энергетической и денежной

Таблица 3

Результаты расчета производимого количества воды атмосферным генератором

Table 3

Results of calculation made an amount of water by the atmospheric generator

Система охлаждения	Параметры				
	N , Вт	n , шт	N_n , Вт	d , г/кг	m_b , л/сут
ПКХМ	180	12	10,08	5,3	84
ГХМС	180	7	5,88	5,3	48
ТЭС	180	1	0,84	4,8	2

стоимости 1 л/сут воды были введены ряд технико-экономических показателей (табл. 4).

Для технико-экономического сравнения предлагаем использовать следующие коэффициенты [15]:

— коэффициент производительности в зависимости от холодопроизводительности, массы, цены, а также энергетическую и денежную стоимости 1 л/сут воды

Таблица 4

Технико-экономические показатели (ТЭП)

Table 4

Technical and economic indicators

Система охлаждения	m_b , л/сут	N_{Σ} , Вт	Q_c , Вт	K_{q0} , л/ (сут×кВт)	m , кг	K_m , л/ (сут×кг)	Ц, руб	$K_{ц}$, л/ (сут×руб)	W_{Σ} , кВт×ч	$\varepsilon_{ст}$, (кВт×ч)/л	С, руб/л/сут
ПКХМ	84	190,1	942	0,09	13,5	6,22	47 000	0,002	4,6	0,05	0,13
ГХМС	48	185,9	1134	0,04	11	4,36	82 000	0,001	4,46	0,09	0,23
ТЭС	2	180,8	25	0,08	1,3	1,54	14 000	0,0001	4,34	2,17	5,58

$$K_{q0} = \frac{m_b}{Q_c}, \frac{\text{л}}{\text{сут} \times \text{кВт}};$$

Закключение

— коэффициент производительности в зависимости от массы и цены системы охлаждения определяется по следующим формулам

$$K_m = \frac{m_b}{m_{\Sigma}}, \frac{\text{л}}{\text{сут} \times \text{кг}}; \quad K_{ц} = \frac{m_b}{Ц}, \frac{\text{л}}{\text{сут} \times \text{руб}};$$

— суммарная, потребляемая установкой, мощность

$$W_{\Sigma} = \frac{N_{\Sigma}}{1000} \cdot 24, \text{ кВт} \times \text{ч};$$

Для определения энергетической и денежной стоимости 1 л/сут воспользуемся следующими формулами

$$C_{эн} = \frac{W_{\Sigma}}{m_b}, \frac{\text{кВт} \times \text{ч}}{\text{л/сут}}; \quad C = C_{эн} i, \frac{\text{руб}}{\text{л/сут}}.$$

Тариф на электроэнергию составляет $i = 2,57$ руб/(кВт×ч).

В данной работе проведен расчет и подбор основных элементов систем охлаждения, применяемых в атмосферном генераторе, в целях увеличения объема получаемой воды, произведен расчет количества получаемой воды в сутки, коэффициентов производительности каждой системы в зависимости от ее холодопроизводительности, массы, цены, а также расчет денежной стоимости 1 л/сут воды. Результаты расчетов показали, что атмосферный генератор с ПКХМ способен вырабатывать $m_b = 84$ л/сут, с холодильной машиной Стирлинга $m_b = 48$ л/сут, с термоэлектрическим охладителем $m_b = 2$ л/сут. Денежная стоимость 1 л/сут воды, полученной атмосферным генератором с ПКХМ, составляет $C = 0,13$ руб/л/сут, атмосферным генератором с холодильной машиной Стирлинга $C = 0,23$ руб/л/сут, с термоэлектрическим охладителем $C = 5,58$ руб/л/сут.

На основании полученных результатов расчета можно сделать вывод, что оптимальной холодильной машиной с максимальной производительностью воды в сутки для работы в заданных условиях является парокompрессионная холодильная машина (ПКХМ).

Литература

References

1. Anurag Tripathi, Samir Tushar, Saurabh Pal, Shoumik Lodh, Shashank Tiwari, R. S. Desai. Atmospheric water generator. // International Journal of Enhanced Research in Science. 2016. No 5. P. 69–72.
2. Gido B., Friedler E., Broday D. M. Assessment of atmospheric moisture harvesting by direct cooling. // Journal of Atmospheric research. 2016. No 182. P. 156–162.
3. Полевой А. А. Холодильные установки. — СПб.: Профессия, 2011. 472 с.
4. Greg M. Peters, Naomi J. Blackburn, Michael Armedion. Environmental assessment of air to water machines-triangulation to manage scope uncertainty. // Springer-Vsuccumbed Berlin Ileidelberg. 2013. No 18. P. 1149–1157.
5. Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S., Dewalle P., Lemort V. Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. // Renewable a Sustainable Energy Rewiews. 2016. No 22. P. 168–186.
6. Жердев А. А., Колесников А. С., Фролов Ю. Д. Цикл парокомпрессионной холодильной машины с плавающим дав-
1. Anurag Tripathi, Samir Tushar, Saurabh Pal, Shoumik Lodh, Shashank Tiwari, R. S. Desai. Atmospheric water generator. *International Journal of Enhanced Research in Science*. 2016. No 5. P. 69–72.
2. Gido B., Friedler E., Broday D. M. Assessment of atmospheric moisture harvesting by direct cooling. *Journal of Atmospheric research*. 2016. No 182. P. 156–162.
3. Polevoi A. A. Refrigeration units. SPb.: Professiya, 2011. 472 p. (in Russian)
4. Greg M. Peters, Naomi J. Blackburn, Michael Armedion. Environmental assessment of air to water machines-triangulation to manage scope uncertainty. *Springer-Vsuccumbed Berlin Ileidelberg*. 2013. No 18. P. 1149–1157.
5. Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S., Dewalle P., Lemort V. Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable a Sustainable Energy Rewiews*. 2016. No 22. P. 168–186.
6. Zherdev A. A., Kolesnikov A. S., Frolov Yu. D. Cycle of the vapor-compression refrigerator with the floating pressure of

- лением конденсации // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2010. № 1–2. с. 137–146.
7. Lin Wen-Ye, Xiao-Hua Wu, Jun-Ling Yang, Lu-Wei Yang. Experimental study and numerical analysis of thermocompressors with annular regenerators. *International Journal of Refrigeration*. 2013. No 36. P. 1376–1387.
 8. Рой Дж. Доссат, Томас Дж. Хоран. Основы холодильной техники. — М.: Техносфера, 2008. 821 с.
 9. Такташев Р. Н., Иванова Т. С., Кириллова Л. П., Васильева И. Л. Разработка методики расчета и подбора пластинчатых конденсаторов пароконденсационных холодильных машин // Современные тенденции развития науки и технологий. 2016. № 9–1. С. 70–87.
 10. Fan S., Li M., Li S., Zhou T., Hu Y., Wu S. Thermodynamic analysis and optimization of a stirling cycle for lunar surface nuclear power system. // *Journal of Applied thermal engineering*. 2017. No 111. P. 60–67.
 11. Сухов В. В. Разработка систем охлаждения на термоэлектрических холодильниках для повышения эффективности отвода тепла // Автоматизация процессов управления. 2012. № 2. С. 73–79.
 12. Шостаковский П. П. Термоэлектрические источники альтернативного электропитания // Компоненты и технологии. 2010. № 12. С. 131–138.
 13. Винокуров Д. К., Копяткевич Р. М. Использование термоэлектрического холодильника для термостабилизации фотоприемных устройств бортовых инфракрасных приборов космических аппаратов // Космонавтика и ракетостроение. 2016. № 5 (90). С. 116–123.
 14. Фадеев К. Н. Методика расчета параметров влажного воздуха в бытовых кондиционерах. — М: МАМИ, 2013. 140 с.
 15. Клейнер Г. Б. Экономика. Моделирование. Математика. — М: ЦЭМИ РАН, 2016. 856 с.
 - condensation. *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Seriya «Mashinostroenie»*. 2010. No 1–2. p. 137–146. (in Russian)
 7. Lin Wen-Ye, Xiao-Hua Wu, Jun-Ling Yang, Lu-Wei Yang. Experimental study and numerical analysis of thermocompressors with annular regenerators. *International Journal of Refrigeration*. 2013. No 36. P. 1376–1387.
 8. Roi Dzh. Dossat, Tomas Dzh. Khoran. Bases of the refrigerating equipment. Moscow, Tekhnosfera, 2008. 821 p. (in Russian)
 9. Taktashev R. N., Ivanova T. S., Kirillova L. P., Vasil'eva I. L. Development of a calculation procedure and selection of lamellar condensers of vapor-compression refrigerators. *Sovremennye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologii*. 2016. No 9–1. p. 70–87. (in Russian)
 10. Fan S., Li M., Li S., Zhou T., Hu Y., Wu S. Thermodynamic analysis and optimization of a stirling cycle for lunar surface nuclear power system. *Journal of Applied thermal engineering*. 2017. No 111. P. 60–67.
 11. Sukhov V. V. Development of systems of cooling on thermoelectric refrigerators for increase in efficiency of heat removal. *Avtomatizatsiya protsessov upravleniya*. 2012. No 2. p. 73–79.
 12. Shostakovskii P. P. Thermoelectric sources of alternative power supply. *Komponenty i tekhnologii*. 2010. No 12. p. 131–138. (in Russian)
 13. Vinokurov D. K., Kopyatkevich R. M. Use термоэлектрического refrigerator for thermostabilizing of photoreceiving devices of onboard infrared instruments of spacecrafts. *Kosmonavtika i raketostroenie*. 2016. No 5 (90). p. 116–123. (in Russian)
 14. Fadekov K. N. Method of calculation of parameters of damp air in household conditioners. Moscow, MAMI, 2013. 140 p. (in Russian)
 15. Kleiner G. B. Economy. Modeling. Mathematics. Moscow, TsEMI RAN, 2016. 856 p. (in Russian)

Сведения об авторах

Железняк Кристина Евгеньевна

лаборант НОЦ-402 («Двигателестроение») Самарского университета, 443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, zheleznyak999@yandex.ru

Угланов Дмитрий Александрович

к.т. н., доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского университета, 443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, dmitry.uglanov@mail.ru

Воротынцев Иван Евгеньевич

студент Института двигателей и энергетических установок Самарского университета, 443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, vorotintsev15@yandex.ru

Чертыковцев Павел Александрович

инженер НОЦ-402 («Двигателестроение») Самарского университета, 443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, p.a.chert@mail.ru

Information about authors

Zheleznyak Kristina Evgenievna

Laboratory assistant of Scientific and Educational Center — 402 of Samara National Research University, 443086 Samara, Russia, zheleznyak999@yandex.ru

Uglanov Dmitriy Aleksandrovich

Ph. D., associate professor of Department of Heat Engineering and Heat Engines of Samara National Research University, 443086 Samara, Russia, dmitry.uglanov@mail.ru

Vorotintsev Ivan Evgenievich

undergraduate of Institute of Engines and Power Plants of Samara National Research University, 443086 Samara, Russia, vorotintsev15@yandex.ru

Chertykovtsev Pavel Alexandrovich

Engineer of Scientific and Educational Center — 402 of Samara National Research University, 443086 Samara, Russia, p.a.chert@mail.ru