

УДК 621.565.83

Математическая модель для расчета теплового баланса радиатора холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство

Канд. техн. наук А. П. ЦОЙ¹, А. С. ГРАНОВСКИЙ²

¹teniz@bk.ru, ²granovskiy.a@rambler.ru

Алматинский технологический университет

Республика Казахстан, 050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100

В работе представлена методика расчета теплового баланса пластинчатого радиатора для холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство, полученная путем аналитического решения уравнений теплового баланса. Представлены результаты моделирования процессов теплообмена при различных значениях скорости ветра, расхода хладоносителя, теплопроводности излучающей пластины радиатора. Расчеты показывают, что при малой толщине излучающей пластины радиатора, ее теплопроводность не оказывает значительное влияние на общую холодопроизводительность. Поэтому нет необходимости изготавливать ее из материалов с высокой теплопроводностью. Когда температура хладоносителя выше температуры воздуха, увеличение скорости ветра вызывает повышение холодопроизводительности за счет увеличения конвективной теплоотдачи. Существует некоторое максимальное значение скорости хладоносителя, после достижения которого, холодопроизводительность перестает увеличиваться. Представленные решения могут быть использованы при проектировании конкретных моделей радиаторов, а также при автоматизации процесса управления холодильной системой, использующей эффективное излучение в космическое пространство.

Ключевые слова: радиатор, эффективное излучение, ночное радиационное охлаждение, нетрадиционные способы охлаждения, холодильная техника, естественное охлаждение.

Mathematical model of heat balance calculation for the radiator of refrigeration system with effective radiation into space

Ph. D. A. P. TSOY¹, A. S. GRANOVSKIY²

¹teniz@bk.ru, ²granovskiy.a@rambler.ru

Almaty Technological University,

Republic of Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole bi str., 100

The method of calculating heat balance of the plate radiator for refrigeration system with effective radiation into space is presented. The method has been obtained by analytical solution of the heat balance equations. The results simulating heat transfer processes at different values of wind speed, coolant flow and thermal conductivity of the radiating fins are presented. Calculation shows that if the radiating fins of the radiator are thin its thermal conductivity does not have a significant impact on the overall cooling capacity. Therefore, there is no need to use high thermal conductivity materials. When the temperature of coolant is higher than the temperature of the air, increase in wind speed causes an increase in the cooling capacity due to increase of the convective heat transfer. There is a maximum value for the coolant speed at which the cooling capacities cease to increase. The solutions presented can be used in the design of specific models of radiators as well as in the automated management of the refrigeration system with effective radiation into space.

Keywords: radiator, effective radiation, nocturnal radiative cooling, non-traditional ways of cooling, refrigerating engineering, natural cooling.

Введение

Основным элементом системы охлаждения, использующей эффективное излучение, является радиатор [1, 2]. От его конструктивных характеристик в конечном итоге зависит эффективность работы всей системы.

Существует множество различных конструкций радиаторов. Ряд авторов предлагает использовать открытые радиаторы, в которых жидкость хладоноситель непосредственно контактирует с атмосферным

воздухом и охлаждается одновременно за счет радиационного и испарительного охлаждения [3]. Другие авторы предлагают использовать радиаторы, в которых хладоноситель проходит по закрытым каналам, образованным трубками или пластинами [4–6]. Радиаторы последней конструкции можно использовать для получения сравнительно низких температур в условиях холодного климата, когда во всей системе циркулирует антифриз.

Экспериментальные испытания проведены лишь для нескольких возможных конструкций радиаторов в очень ограниченных диапазонах температур [7].

Для выбора оптимальных параметров радиатора необходима математическая модель, описывающая изменение его холодопроизводительности в зависимости от множества факторов.

Известны исследования, в которых приводятся простейшие способы расчета холодопроизводительности радиатора пластинчатой конструкции [8, 9]. Однако, в данных работах вопрос о влиянии различных конструктивных особенностей на холодопроизводительность радиатора изучен не достаточно подробно. В частности крайне важной задачей является подбор оптимальных по техническим и экономическим показателям материалов радиатора [10]. Неправильный выбор может неоправданно увеличить стоимость всей конструкции.

В данной же работе разрабатывается математическая модель, которая наиболее точно отражала бы все особенности конструкции радиатора и работала бы в широком диапазоне температур, как окружающей среды, так и поступающего в радиатор хладоносителя.

Как и в работах, ссылки на которые приведены выше, разрабатываемая модель описывает процессы теплообмена в радиаторе пластинчатой (плоской) конструкции. Выбор данной конструкции не случаен. Во-первых, данная конструкция имеет наименьшее сопротивление теплопередаче от хладоносителя через излучающую пластину окружающей среде. Поэтому, ожидается, что ее холодопроизводительность будет весьма высокой. Во-вторых, подобная конструкция проста в изготовлении, и ее применение является наиболее оправданным с экономической точки зрения. В-третьих, провести расчет теплового баланса для данной конструкции сравнительно просто. В дальнейшем возможна разработка математических моделей для радиаторов более сложной конструкции.

При помощи разрабатываемой модели требуется определить влияние следующих параметров на холодопроизводительность:

- расход хладоносителя;
- скорость ветра;

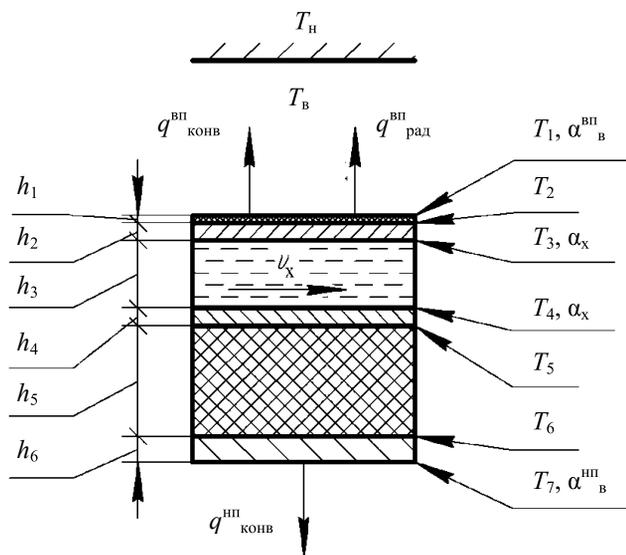


Рис. 1. Схема для расчета теплового баланса радиатора

— конструктивные особенности радиатора (материал излучающей поверхности).

При этом математическая модель должна давать точные результаты в диапазоне температур от -40 до 50 °С.

Объект и метод исследования

Исследуемая модель радиатора (рис. 1) имеет следующую конструкцию. Хладоноситель протекает по каналу образованному пластинами 2 и 4. Верхняя пластина 2 покрыта слоем селективного покрытия 1. Данный слой необходим для увеличения излучательной способности этой поверхности.

Ниже пластины 4 расположен слой теплоизоляции 5, снижающий теплоприток от окружающей среды к хладоносителю. Под слоем теплоизоляции расположен корпус 6. Остекление радиатора отсутствует.

Излучающий слой 1 обращен к ночному небу. При работе радиатора между этим слоем и окружающей наблюдается радиационный теплообмен $q_{рад}^{вп}$, за счет которого в основном происходит охлаждение хладоносителя в радиаторе. Расчет $q_{рад}^{вп}$ в данном случае предлагается вести, как при процессе теплопередачи радиацией между двумя параллельными плоскостями. При этом слой атмосферного воздуха заменяется условной плоскостью с температурой T_n . Величину T_n можно рассчитать по известным методикам [9, 11].

Излучающий слой 1 также взаимодействует с атмосферным воздухом, в результате чего возникает конвективный тепловой поток $q_{конв}^{вп}$.

У нижней стенки корпуса наблюдается только конвективный теплообмен $q_{конв}^{нп}$.

В общем виде уравнение теплового баланса радиатора имеет вид:

$$Q_x = Q_{вп} + Q_{нп} = F(q_{вп} + q_{нп}) = F(q_{конв}^{вп} + q_{рад}^{вп} + q_{конв}^{нп}), \quad (1)$$

т. е. теплота, подводимая с хладоносителем, уходит в окружающую среду через верхнюю излучающую пластину и через нижний слой теплоизоляции.

При составлении математической модели были приняты следующие допущения:

- температура излучающей поверхности во всех точках одинакова;
- конденсация влаги на поверхности радиатора отсутствует.

Для определения удельного теплового потока через верхнюю пластину радиатора $q_{вп}$ составим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} q_{вп} = \alpha_x (T_x - T_3); \\ q_{вп} = \frac{T_3 - T_1}{h_1/\lambda_1 + h_2/\lambda_2}; \\ q_{вп} = \alpha_{в}^{вп} (T_1 - T_в) + \delta\sigma(T_1^4 - T_н^4). \end{cases} \quad (2)$$

В данной системе три уравнения и три независимых переменных $q_{вп}$, T_x и $T_н$. Решение системы осложнено наличием уравнения 4-ой степени.

Для решения системы выразим T_1 из первых двух уравнений как функцию от T_x и $q_{вп}$. Подставив получен-

ную для T_1 формулу в 3-е уравнение системы, получим многочлен 4-ой степени вида:

$$A q_{\text{вп}}^4 + B q_{\text{вп}}^3 + C q_{\text{вп}}^2 + D q_{\text{вп}} + E = 0, \quad (3)$$

где $A = \delta\sigma\theta^4$; $B = -4\delta\sigma T_x \theta^4$; $C = 6\delta\sigma T_x^2 \theta^2$;

$$D = \left(-\frac{\alpha_{\text{в}}^{\text{вп}}}{\alpha_{\delta}} - \frac{\alpha_{\text{в}}^{\text{вп}} h_1}{\lambda_1} - \frac{\alpha_{\text{в}}^{\text{вп}} h_2}{\lambda_2} - 4\delta\sigma T_x^3 \theta - 1 \right);$$

$$E = \alpha_{\text{в}}^{\text{вп}} T_x - \alpha_{\text{в}}^{\text{вп}} T_{\text{в}} - \delta\sigma T_{\text{н}}^4 + \delta\sigma T_x^4;$$

$$\theta = \frac{1}{\alpha_x} - \frac{h_1}{\lambda_1} - \frac{h_2}{\lambda_2}.$$

Уравнение (3) может быть решено при помощи метода Феррари.

$$K = -\frac{3B^2}{8A^2} + \frac{C}{A};$$

$$L = \frac{B^3}{8A^3} - \frac{BC}{2A^2} + \frac{D}{A};$$

$$M = \frac{3B^4}{256A^4} + \frac{B^2C}{16A^3} - \frac{BD}{4A^2} + \frac{E}{A};$$

$$N = -\frac{K^2}{12} - M;$$

$$P = -\frac{K^3}{108} + \frac{KM}{3} - \frac{L^2}{8};$$

$$S = -\frac{P}{2} + \sqrt{\frac{P^2}{4} + \frac{N^3}{27}};$$

$$U = \sqrt[3]{S};$$

$$\begin{cases} W = -\frac{5}{6}K + U - \sqrt[3]{P}, & \text{если } U = 0; \\ W = -\frac{5}{6}K + U + \frac{-N}{3U}, & \text{если } U \neq 0; \end{cases}$$

$$X = \sqrt{K + 2W};$$

$$q_{\text{вп}} = -\frac{B}{4A} + \frac{X - \sqrt{-(3K + 2W + 2L/X)}}{2}. \quad (4)$$

Уравнение (4) представляет собой точное решение удельного теплового потока через верхнюю пластину радиатора.

Удельный тепловой поток через нижний слой теплоизоляции $q_{\text{нип}}$ может быть определен по формуле:

$$q_{\text{нип}} = (T_x - T_{\text{в}}) \left/ \left(\frac{1}{\alpha_x} + \frac{h_4}{\lambda_4} + \frac{h_5}{\lambda_5} + \frac{h_6}{\lambda_6} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}^{\text{нип}}} \right) \right. \quad (5)$$

При заданных значениях T_x , $T_{\text{в}}$, $T_{\text{н}}$ и известных конструктивных параметрах радиатора по формулам (4) и (5) могут быть рассчитаны тепловые потоки $q_{\text{вп}}$ и $q_{\text{нип}}$ через радиатор. Далее по формуле (1) может быть рассчитана общая холодопроизводительность радиатора.

Понижение температуры хладоносителя на выходе из радиатора:

$$\Delta T_x = \frac{Q_x}{G_x c_{\text{пх}}}. \quad (6)$$

Коэффициенты теплоотдачи воздуха $\alpha_{\text{в}}$ и хладоносителя α_x могут быть найдены по стандартным методикам [12].

При проведении расчетов важно учитывать изменение физических свойств атмосферного воздуха и хладоносителя в зависимости от температуры. Для этого удобно использовать эмпирические формулы. К примеру, для водного раствора пропиленгликоля динамическая и кинематическая вязкость, плотность, температура застывания и теплоемкость могут быть рассчитаны по формулам, приведенным в работе [13].

Для проведения расчетов по предлагаемой методике необходимы данные о погодных условиях, таких как температура воздуха, его влажность, степень облачности. На основе этих данных может быть рассчитана температура ночного неба $T_{\text{н}}$.

Результаты расчетов и их обсуждение

Для проведения численных расчетов зададимся следующими параметрами радиатора.

Толщина отдельных слоев конструкции: $h_1 = 0,0005$ м; $h_2 = 0,002$ м; $h_3 = 0,01$ м; $h_4 = 0,002$ м; $h_5 = 0,05$ м; $h_6 = 0,002$ м. Длина канала, по которому движется хладоноситель $l_{\text{к}} = 1$ м; его ширина $a_{\text{к}} = 1$ м.

Коэффициенты теплопроводности слоев:

$\lambda_1 = 0,23$ Вт/(м·К) для слоя масляной краски;

$\lambda_2 = 47$ Вт/(м·К) и $\lambda_4 = 47$ Вт/(м·К) для стальных пластин;

$\lambda_5 = 0,025$ Вт/(м·К) для слоя пенополиуретана;

$\lambda_6 = 0,5$ Вт/(м·К) для слоя пластика.

Относительная излучательная способность слоя масляной краски $\delta = 0,93$ [13].

Хладоноситель — водный раствор пропиленгликоля с массовой концентрацией $\xi = 0,5$.

Влияние теплопроводности излучающей поверхности на холодопроизводительность. Были проведены расчеты холодопроизводительности радиатора при различных значениях теплопроводности излучающей пластины в диапазоне от 0,025 до 400 Вт/(м·К) при температурах $t_{\text{н}} = 7$ °С, $t_{\text{в}} = 20$ °С, $t_x = 25$ °С. Результат расчетов представлен на рис. 2.

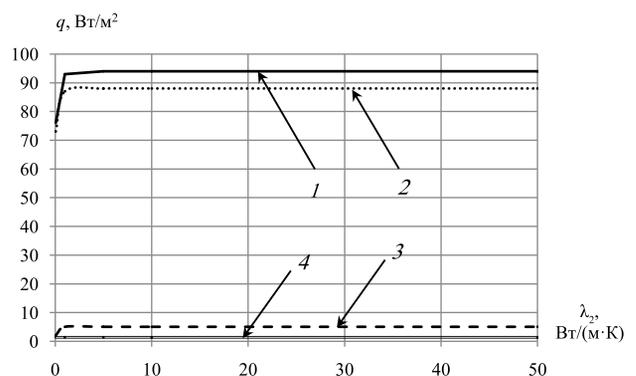


Рис. 2. Тепловые потоки в зависимости от теплопроводности излучающей пластины λ_2 при температуре хладоносителя $t_x = 25$ °С: 1 — Q_x ; 2 — $q_{\text{рад}}^{\text{нип}}$; 3 — $q_{\text{коне}}^{\text{нип}}$; 4 — $q_{\text{коне}}^{\text{вп}}$

При увеличении коэффициента теплопроводности от 0 до 2 Вт/(м·К) холодопроизводительность радиатора резко вырастает. Дальнейшее увеличение теплопроводности не оказывает какого-либо влияния на холодопроизводительность.

Влияние скорости ветра на холодопроизводительность

Были проведены расчеты при изменении скорости ветра от 0 до 10 м/с и температуре хладоносителя $t_x = 25$ °С и $t_x = 18$ °С (рис. 3, 4). В обоих случаях были приняты значения $t_n = 7$ °С и $t_b = 20$ °С.

Теплоприток через нижний слой теплоизоляции крайне мал и не оказывает существенного влияния на холодопроизводительность.

В случае, когда $t_x > t_b$ (рис. 3), увеличение скорости ветра приводит к увеличению интенсивности конвективной теплоотдачи $q_{конв}^{bn}$ от излучающей поверхности к воздуху, что в свою очередь вызывает рост холодопроизводительности.

Когда $t_x < t_b$ (рис. 4), тепло от воздуха передается излучающей поверхности, о чём говорит отрицательное значение $q_{конв}^{bn}$. При этом с ростом скорости ветра холодопроизводительность снижается. В заданных условиях величина конвективного теплопритока становится равной величине радиационного теплового потока при скорости ветра $v_b > 5$ м/с.

На обоих графиках можно наблюдать незначительное уменьшение величины $q_{рад}^{bn}$ с увеличением скорости ветра. Это изменение вызвано незначительным пониже-

нием температуры излучающей поверхности при увеличении коэффициента теплоотдачи α_b^{bn} .

Из рис. 2, 3 и 4 видно, что во всех рассмотренных случаях величина теплопритока через нижнюю пластину радиатора $q_{конв}^{bn}$ крайне мала. Следовательно, можно рассмотреть возможность снижения толщины слоя теплоизоляции.

Влияние скорости движения хладоносителя

Были проведены расчеты холодопроизводительности радиатора при температуре хладоносителя $t_x = 25$ °С и $t_x = 18$ °С (рис. 5, 6), а также при $t_n = 7$ °С и $t_b = 20$ °С.

В обоих случаях при увеличении скорости движения хладоносителя v_x от 0 до 0,05 м/с ($G_x = 0...0,5$ кг/с) наблюдается резкий рост холодопроизводительности. Дальнейшее увеличение скорости вплоть до 0,5 м/с (в 10 раз) повышает холодопроизводительность лишь на 1...2 Вт. При скорости $v_x = 0,05$ м/с хладоноситель изменяет свою температуру не более чем на $\Delta T = 0,49$ °С.

Выводы

В данной работе представлена математическая модель для расчета теплового баланса пластинчатого радиатора холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство. В результате анализа полученной модели важно отметить следующие моменты.

При малой толщине верхней излучающей пластины радиатора, ее коэффициент теплопроводности не оказывает значительное влияние на общую холодопроизводительность. Следовательно, излучающую поверхность

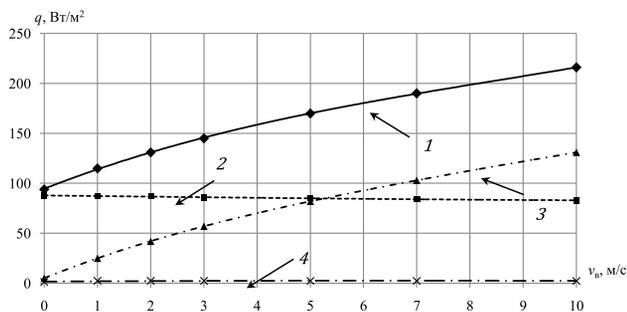


Рис. 3. Тепловые потоки в зависимости от скорости ветра при температуре хладоносителя $t_x = 25$ °С: 1 — Q_x ; 2 — $q_{рад}^{bn}$; 3 — $q_{конв}^{bn}$; 4 — $q_{конв}^{bn}$

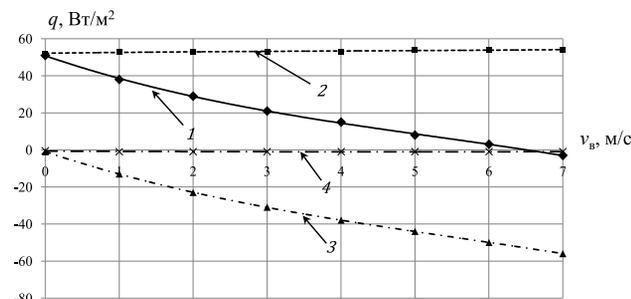


Рис. 4. Тепловые потоки в зависимости от скорости ветра при температуре хладоносителя $t_x = 18$ °С: 1 — Q_x ; 2 — $q_{рад}^{bn}$; 3 — $q_{конв}^{bn}$; 4 — $q_{конв}^{bn}$

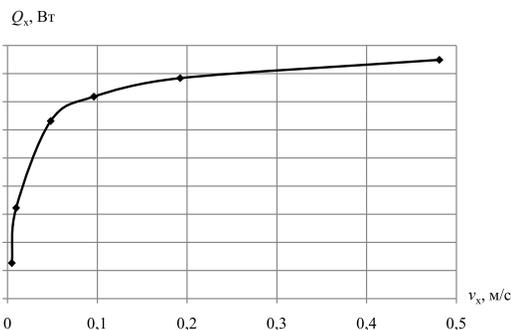


Рис. 5. Холодопроизводительность радиатора Q_x в зависимости от скорости движения хладоносителя v_x при $t_x = 25$ °С

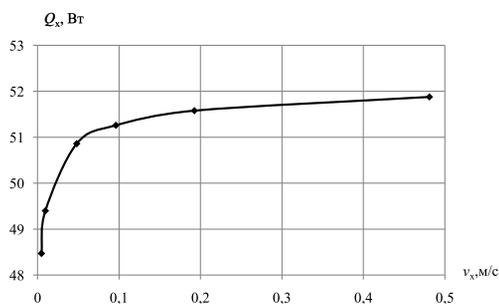


Рис. 6. Холодопроизводительность радиатора Q_x в зависимости от скорости движения хладоносителя v_x при $t_x = 18$ °С

можно изготавливать из наиболее дешевых материалов с низкой теплопроводностью, таких как сталь или полимерные материалы. Применения алюминия или меди не даст значительного увеличения холодопроизводительности, но значительно увеличит стоимость конструкции, что нежелательно.

Если температура хладоносителя близка к температуре воздуха ($|\Delta T| = 0 \dots 5$ К) и скорость ветра мала ($v_v < 1$ м/с), радиационный теплообмен по абсолютной величине превышает конвективный. При увеличении скорости движения хладоносителя v_x от 0 до 0,05 м/с наблюдается резкий рост холодопроизводительности. Дальнейшее увеличение скорости вплоть до 0,5 м/с практически не влияет на холодопроизводительность.

Разработанная математическая модель может быть использована при проектировании радиаторов для конкретных условий эксплуатации, а также в системе автоматического управления холодильной системой, использующей эффективное излучение в космическое пространство.

Аналогичные исследования могут быть проведены для радиатора, в котором в качестве хладоносителя используется воздух [14].

Список условных обозначений

h — толщина слоя, м; ΔT — перепад температуры, К;
 A, B, C, D, E — коэффициенты уравнения;
 F — площадь, м²; G — массовый расход, кг/с;
 Q — тепловой поток, Вт;
 T — температура, К; a — ширина, м;
 c_p — изобарная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К);
 l — длина, м; q — удельный тепловой поток, Вт/м²;
 t — температура, С; $K, L, M, N, P, S, U, W, X$ — коэффициенты для решения уравнения 4-ой степени методом Феррари; δ — относительная излучательная способность;
 λ — теплопроводность, Вт/(м·К); ξ — массовая доля;
 σ — постоянная Стефана-Больцмана, $5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴);
 φ — относительная влажность, %; v — скорость, м/с.

Индексы

v — воздух; vp — верхняя излучающая пластина радиатора;
 k — канал, по которому движется хладоноситель;
 $конв$ — конвективный; $н$ — небо;
 $нп$ — нижняя поверхность корпуса радиатора;
 $п$ — водяной пар; $рад$ — радиационный;
 $х$ — хладоноситель.

Список литературы (References)

1. Цой А. П., Грановский А. С., Бараненко А. В., Эглит А. Я. Анализ холодильных систем, использующих тепловое излучения земной поверхности в космическое пространство // Вестник Алматинского технологического университета. 2013. № 1. С. 57–59. [Tsoy A. P., Granovsky A. S., Baranenko A. V., Egilit A. Ya. The analysis of the refrigerating systems using thermal radiations of an earth surface in a space. *Vestnik Almatinskogo tekhnologicheskogo universiteta*. 2013. No 1. p. 57–59. (in Russian)]
2. Цой А. П., Бараненко А. В., Грановский А. С. Моделирование и математическая программа для расчета величины эффективного излучения // Вестник Международной академии холода. 2014. № 1. С. 7–10. [Tsoy A. P., Baranenko A. V., Granovsky A. S. Simulation and a mathematical program for calculating the value of effective radiation. *Vestnik Mezhduнародnoi akademii kholoda*. 2014. No 1. p. 7–10. (in Russian)]
3. Ali A. H. H. Passive cooling of water at night in uninsulated open tank in hot arid areas. *Energy Convers. Manag.* 2007. Vol. 48, No 1. P. 93–100.
4. Pat. 2011/062649 A1 USA, IPC F24J 2/44. Coaxial tube solar heater with nighttime cooling/Teoh S. T. (USA) — Fill. 23.11.2010; publ. 26.05.2011.
5. Golaka A. R. T., Exell R. H. B. Night radiative cooling and underground water storage in a hot humid climate: a preliminary investigation. *Proc. 2nd Reg. Conf. Energy Technol. Towar. a Clean Environ.* Phuket, 2003. Vol. 012. P. 10–16.
6. Pat. 6,357,512 B1 USA, IPC F25B 29/00; F04D 13/18; F24J 2/44. Passive heating and cooling system/Baer S. C., Mingenbach W. — fill. 26.06.2000; publ. 19.03.2002.
7. Potentials of night sky radiation to save water and energy in the state of New Mexico: report. Governor Richardson's water innovation fund; Mark Chalom, Bristol Stickney, Kate Snider. — New Mexico, 2006. — 100 p. — PSC #05-341-1000-0035.
8. Dobson R. T. Thermal Modeling Of A Night Sky Radiation Cooling System. *Journal of Energy in Southern Africa*. 2005. Vol. 16. No 2. P. 20–31.
9. Shuo Zhang. Cooling performance of nocturnal radiative cooling combined with microencapsulated phase change material (MPCM) slurry storage/Shuo Zhang, Jianlei Niu. *Energy and Buildings*. 2012. No 54. P. 122–130.
10. Цой А. П. Анализ эффективности холодильного радиатора с инфракрасным спектром излучения в космическое пространство // Казахстан-Холод 2014: Сборник докладов международной научно-технической конференции (27 февраля 2014 г.) — Алматы: АТУ, 2014. — С. 114–117. [Tsoy A. P. The analysis of efficiency of the refrigerating heat sink with an infrared spectrum of radiation in a space. Collection of reports of the international scientific and technical conference «Kazakhstan Cold 2014». 2014, p. 114–117. (in Russian)]
11. D. G. Leo Samuel, S. M. Shiva Nagendra, M. P. Maiya. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review. *Building and Environment*. 2013. No 66. P. 54–64.
12. Мухачев Г. А., Шукин В. К. Термодинамика и теплопередача: Учеб. для авиац. вузов. — 3-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 1991. — 480 с. [Mukhachev G. A., Shchukin V. K. Thermodynamics and heat transfer: Textbook. — Moscow, 1991. — 480 p. (in Russian)]
13. Thermophysical properties of brines: Models. — Zurich: M. Conde Engineering, 2011. — 11 p.
14. Hollick J. Nocturnal Radiation Cooling Tests. *Energy Procedia*. 2012. Vol. 30. P. 930–936.