

УДК 621.565.83, 697.97

Моделирование работы установки с радиационным охлаждением для кондиционирования воздуха

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

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

Алматинский технологический университет

Д. А. ЦОЙ, д-р техн. наук А. В. БАРАНЕНКО³

³aleks.baranenko@gmail.com

Университет ИТМО

Рассмотрена возможность охлаждения воздуха до комфортного значения температуры при помощи установки радиационного охлаждения, сбрасывающей тепло в виде инфракрасного излучения через атмосферу планеты в ночное время. На основе данных о погоде за лето 2018 г. в городе Алматы (Казахстан) проведено компьютерное моделирование работы установки радиационного охлаждения, в которой циркуляция теплоносителя (воды) осуществляется при помощи насосов, имеется заполненный водой аккумулятор холода, радиаторы занимают всю площадь крыши охлаждаемого здания, а для охлаждения воздуха используется ребристо-трубный воздухоохладитель. Использованная компьютерная модель проверена на основе полученных ранее экспериментальных данных и учитывает процессы теплообмена, происходящие во всех элементах. В результате моделирования установлено, что после принятия мер по сокращению энергопотребления (снижения расхода теплоносителя по гидравлическим контурам до минимально-возможных значений, сокращения мощности вентиляторов воздухоохладителей), установка может поддерживать в охлаждаемом помещении температуру воздуха до 25 °C около 86,8 % времени от общей продолжительности сезона. При суммарной мощности электродвигателей 52 Вт, установка потребляет за сезон 69,5 кВт·ч электроэнергии, что на 56 % меньше количества энергии, потребленного обычным кондиционером за рассматриваемый период времени. Средняя холодопроизводительность установки за сезон составляет 204 Вт, а пиковое значение достигает 1200 Вт.

Ключевые слова: радиационное охлаждение, естественное охлаждение, компьютерное моделирование, кондиционирование воздуха, энергосбережение.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 21.06.2019, принята к печати 22.08.2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-3-3-14

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Цой А. П., Грановский А. С., Цой Д. А., Бараненко А. В. Моделирование работы установки с радиационным охлаждением для кондиционирования воздуха // Вестник Международной академии холода. 2019. № 3. С. 3–14.

Simulation of radiation cooling system for air conditioning

Ph. D. A. P. TSOY¹, A. S. GRANOVSKIY²

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

Almaty Technological University

D. A. TSOY, D. Sc. A. V. BARANENKO³

³aleks.baranenko@gmail.com

ITMO University

This paper discusses the possibility of comfortable air conditioning by radiation cooling system that transfers heat by infrared radiation through the planet's atmosphere at night. Computer simulation of the radiation cooling system was performed using weather data for the summer of 2018 in the Almaty city (Kazakhstan). The circulation of the coolant is carried out by pumps, there is a cold accumulator filled with water, radiators occupy the entire roof area of the building, and a finned tube air cooler is used to cool the air. The used computer model is verified by the experiment data obtained before. This model takes into account heat transfer processes in all of the elements. After the adoption of energy efficiency measures (reducing the flow of coolant through the hydraulic circuits to the lowest possible values and reducing the power of the air coolers) the system can maintain the air temperature in the room to be cooled below 25 °C at about 86.8 % of the total duration of the season. With 52 W of total electric motors power the system consumes 69.5 kWh of electricity per season. The specified value is 56 % less than the amount of energy consumed by a conventional air conditioner over the considered period of time. The average cooling capacity of the system for the season was 204 W, with the peak value reaching 1200 W.

Keywords: radiation cooling, natural cooling, computer simulation, air conditioning, energy saving.

Article info:

Received 21/06/2019, accepted 22/08/2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-3-3-14

Article in Russian

For citation:Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Tsoy D. A., Baranenko A. V. Simulation of radiation cooling system for air conditioning. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2019. No 3. p. 3–14.**Введение**

Радиационное охлаждение (РО) — способ понижения температуры, основанный на отводе тепла в окружающую среду за счет теплового излучения, в основном в диапазоне длин волн 8–13 мкм, уходящего через атмосферу планеты в окружающее космическое пространство [1].

РО может использоваться для понижения температуры следующим образом. Теплоноситель подается в теплообменный аппарат (радиатор), излучающая поверхность которого обращена к открытому небу. В ночное время, когда приток тепла от солнечной радиации отсутствует, в радиаторе происходит сброс тепла от теплоносителя в окружающую среду [2]. В результате температура теплоносителя становится ниже температуры атмосферного воздуха, после чего теплоноситель передается в аккумулятор, где создается запас охлажденного вещества, которое позже используется для отвода тепла от охлаждаемого объекта [3].

Данный способ охлаждения отличается тем, что для его осуществления не требуется значительных затрат энергии, так как в данном случае энергия расходуется лишь на циркуляцию теплоносителя по гидравлически-замкнутому контуру. Следовательно РО может быть использовано для снижения энергопотребления системами кондиционирования воздуха, что является актуальной практической задачей [4–6].

Ранее было проведено множество исследований различных конструкций систем РО, в которых в качестве теплоносителя применяется жидкость, используемая для поддержания комфортной температуры воздуха в жилых и общественных зданиях [3, 7–9]. Система РО может обладать повышенной энергоэффективностью по сравнению с традиционными холодильными системами (в частности парокомпрессионными холодильными машинами), используемыми для кондиционирования воздуха. Однако, конкретных данных по эффективности предложенных систем РО, в сравнении с традиционными холодильными машинами, при их работе в условиях резко-континентального климата до настоящего времени не представлено.

Цель исследования

Целью данной работы является исследование возможности использования установки РО для поддержания температуры воздуха внутри охлаждаемого помещения в условиях резко-континентального климата города Алматы и определение уровня ее энергоэффективности.

Исследование рабочих характеристик установок РО является сложной задачей, в которой необходимо учитывать множество переменных факторов, включающих изменяющиеся условия окружающей среды, а также кон-

структивные особенности отдельных элементов установки. Эти параметры способны оказать значительное влияние на получаемые в установке температуры и ее потребляемую мощность.

В простейшем случае, при исследовании установок РО, проводится моделирование процесса охлаждения излучающей поверхности в климатических условиях, наблюдаемых в различных географических точках [10–13]. Однако, данный подход позволяет определить лишь ориентировочные географические координаты, где применение РО может дать наиболее ощутимые результаты. При этом результаты подобных исследований не дают ответа на вопрос о том, какой в действительности охлаждающий эффект будет достигнут реальной установкой РО.

Ранее была изучена установка РО при помощи упрощенной модели [14]. Однако в указанной работе не было произведено моделирование охлаждаемого объекта.

В данной работе исследование выполнено при помощи усовершенствованной компьютерной модели, отличающейся от применявшихся ранее детальными расчетами процессов теплообмена и всех видов потребления энергии компонентами установки.

Описание установки РО

Возможность использования РО изучена путем компьютерного моделирования работы установки с насосной циркуляцией жидкого теплоносителя, представленной на рис. 1.

В ночное время включается насос Н1 1-го гидравлического контура. Он забирает теплоноситель из аккумулятора холода А и подает его в радиаторы Р1... Р6. Здесь теплоноситель охлаждается, после чего он сливается обратно в аккумулятор холода. Насос Н2 2-го гидравлического контура включен постоянно и перекачивает охлажденный теплоноситель в воздухоохладитель ВО, расположенный внутри охлаждаемого помещения ОП.

В качестве теплоносителя в установке используется подготовленная вода. При расчетах учитываются фактические свойства жидкости при заданной температуре из библиотеки CoolProp 6.1 [15]. Теплофизические свойства влажного воздуха рассчитываются по методиками из источника [16].

Охлаждаемое помещение имеет размеры: 4×3×3 м. Стены охлаждаемого помещения выполнены из теплоизоляционных панелей из минеральной ваты толщиной 0,05 м с коэффициентом теплопроводности 0,047 Вт/(м·К).

Для простоты в данной работе пренебрегаем всеми видами теплопритоков, кроме теплопередачи через ограждающие конструкции, не учитываем нагрев наружных поверхностей стен за счет солнечной радиации, а также

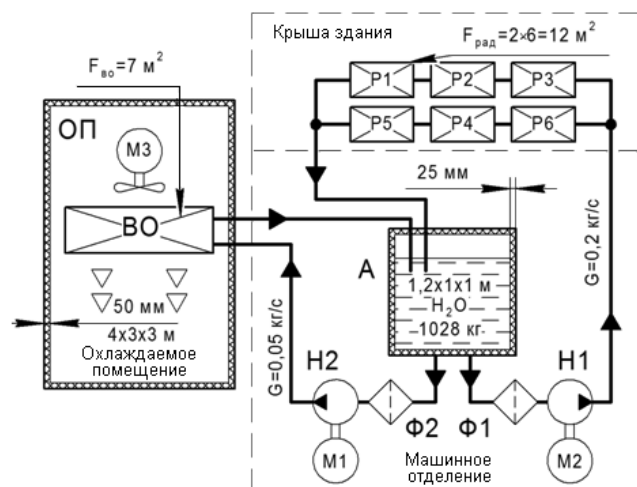


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема моделируемой установки РО: А — аккумулятор холода; ВО — воздухоохладитель; Н1, Н2 — насосы; М1, М2, М3 — электродвигатели, ОП — охлаждаемое помещение; Р1... Р6 — радиаторы; Ф1, Ф2 — фильтры

Fig. 1. Hydraulic scheme of the radiator cooling unit simulated PO: A — cold accumulator; ВО — air-cooler; Н1, Н2 — pumps; М1, М2, М3 — electric engines, ОП — cooled room; Р1... Р6 — radiators; Ф1, Ф2 — filters

не учитываем тепловую инерцию охлаждаемого помещения. Оценим количество тепла, поступающего через стенки в зависимости от разницы между температурой атмосферного воздуха и температурой воздуха внутри камеры (рис. 2).

Если предположить, что температура в охлаждаемом объеме будет на 10...30 К ниже температуры атмосферного воздуха, то теплоприток в камеру составит от 0,50 до 1,55 кВт. Удельный тепловой поток ($q_F = k \cdot F$) через заданную ограждающую конструкцию помещения $q_F = 0,052$ кВт/К.

При моделировании будем считать, что температура внутри охлаждаемого помещения устанавливается из условия теплового баланса:

$$Q_{огр} = Q_{во} \quad (1)$$

где $Q_{огр}$ — теплоприток через ограждения, Вт;

$Q_{во}$ — холодопроизводительность воздухоохладителя, Вт.

Радиатор представляет из себя конструкцию из набора параллельных трубок, на которые сверху уложен алюминиевый лист [7,17]. Внутренний диаметр трубопроводов радиатора: 0,008 м. Внутренний диаметр распределительного и собирающего коллектора: 0,015 м. В радиаторе 10 параллельных каналов для теплоносителя. Габаритные размеры радиатора: 2x1 м.

Снизу излучающая поверхность радиатора покрыта слоем теплоизоляции из вспененного каучука толщиной 0,03 м с коэффициентом теплопроводности 0,036 Вт/(м·К).

Всего в установке используется 6 радиаторов. Они занимают всю крышу охлаждаемого помещения. Радиаторы соединены по три последовательно и образуют две параллельные ветки. Излучающая поверхность радиаторов расположена с незначительным уклоном ($<20^\circ$).

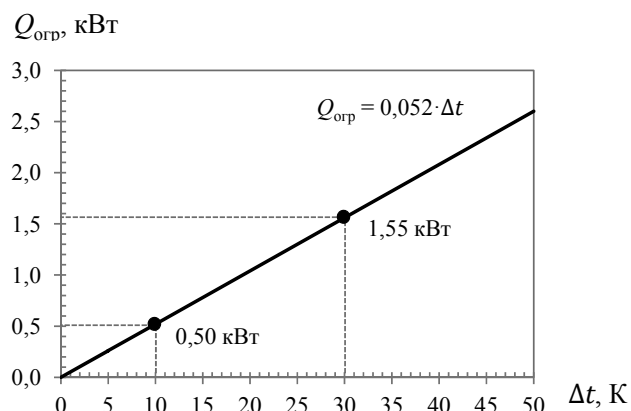


Рис. 2. Зависимость теплопритока через ограждающие конструкции от разницы между температурой атмосферного воздуха и температурой внутри охлаждаемого помещения

Fig. 2. Dependence of heat gain through the enclosing structures on the temperature difference between the outdoor air and the air inside the cooled room

Тепловая мощность, сбрасываемая радиатором, определяется упрощенно как:

$$Q_{рад} = (q_{эф} \pm q_{конв1} \pm q_{конв2}) \cdot F_{рад} \quad (2)$$

где $q_{эф}$ — поток эффективного излучения, определяемый по методике из работы [18];

$q_{конв1}$ — конвективный теплоприток к излучающей поверхности, Вт;

$q_{конв2}$ — тепловой поток через слой теплоизоляции под излучающей поверхностью, Вт;

$F_{рад}$ — площадь излучающей поверхности радиатора, м².

В радиаторе, как и во всех остальных элементах установки, при расчете коэффициентов теплоотдачи от потоков жидкостей и газов, используются соответствующие методики из работы [19]. При этом, при расчете коэффициента теплоотдачи конвекцией от излучающей поверхности учитывается фактическая скорость ветра. Температура излучающей поверхности принимается равной температуре теплоносителя, поступающего в радиатор.

Влиянием атмосферных осадков в виде дождя на работу радиаторов пренебрегаем, так как ранее было установлено, что они не вызывают значительного снижения сбрасываемой тепловой мощности [20].

Также для радиатора рассчитывается его гидравлическое сопротивление с учетом фактической конструкции трубопроводов на основе методики из [21].

Исходя из минимально-допустимой скорости движения теплоносителя в трубках радиатора (0,2 м/с) прием массовый расход теплоносителя через ветку радиаторов равным 0,1 кг/с и через обе ветки радиаторов равным 0,2 кг/с.

Все гидравлические контуры установки будем считать замкнутыми.

В установке используются насосы с мокрым ротором. При их моделировании предполагается, что мощ-

ность электродвигателей превращается в тепло, вызывающее нагрев перекачиваемого потока теплоносителя.

При создании модели установки мощность насосов подбирается автоматически исходя из требуемого массового расхода теплоносителя и его плотности. Коэффициент полезного действия электродвигателя насоса определяется в зависимости от номинальной объемной производительности по эмпирической закономерности:

$$\eta_n = 0,087 \cdot \ln(3600 \cdot V_n) + 0,186, \quad (3)$$

где V_n — номинальная объемная производительность насоса, м³/с.

Трубопроводы изготовлены из стандартной полипропиленовой трубы для холодного водоснабжения. Диаметры трубопроводов подбираются автоматически исходя из условия, что скорость теплоносителя в них не должна превышать 1 м/с. Для данного случая используется труба с наружным диаметром 20 мм и толщиной стенки 1,9 мм.

Воздухоохладитель представляет собой ребристо-трубный теплообменник с навитыми ребрами. Ребра выполнены из алюминиевой пластины толщиной 0,5 мм. Шаг оребрения воздухоохладителя составляет 2 мм. Каналы для теплоносителя выполнены из медной трубы с наружным диаметром 12 мм и толщиной стенки 1 мм. Расчет теплообменной поверхности воздухоохладителя производим по тепловой нагрузке ($Q_{огр} = Q_{во}$), при температурах атмосферного воздуха 35 °С и воздуха в помещении 22 °С. При расчете приведенного коэффициента теплопередачи через ребра воздухоохладителя используется методика из работы [22]. Площадь теплообменной поверхности воздухоохладителя составляет $F_{во} = 7 \text{ м}^2$.

В воздухоохладителе используем маломощный вентилятор с электродвигателем мощностью 18,0 Вт. При этом объемный расход воздуха через воздухоохладитель составляет 716 м³/ч.

Скорость движения воздуха внутри холодильной камеры определяется исходя из объемной производительности вентиляторов воздухоохладителя.

Будем считать, что температура теплоносителя при прохождении через воздухоохладитель изменяется на 5 °С. Учитывая максимальную величину теплопритока в охлаждаемое помещение, получим массовый расход через воздухоохладитель равным 0,05 кг/с.

Аккумулятор холода представляет собой полимерную емкость в форме параллелепипеда, размерами 1,2×1×1 м, которая снаружи имеет слой теплоизоляции из минеральной ваты толщиной 0,025 м.

Аккумулятор расположен внутри машинного отделения и защищен от влияния ветра. В модели учитываются теплопритоки через стенки аккумулятора холода.

При этом предполагается, что внутри машинного отделения температура равна температуре атмосферного воздуха, если последняя находится в диапазоне от 15 до 28 °С. Если же температура атмосферного воздуха будет ниже 15 °С, то температура в машинном отделении будет 15 °С. Если температура атмосферного воздуха будет выше 28 °С, температура в машинном отделении будет 28 °С.

Аккумулятор должен создавать запас энергии холода по крайней мере на 12 часов работы холодильной уста-

новки. Величину изменения температуры в аккумуляторе холода за цикл примем равной 5 °С. Учитывая, что теплоприток через ограждения охлаждаемого помещения составляет как минимум 0,5 кВт, масса теплоносителя в аккумуляторе составит как минимум:

$$m_{T.a} = \frac{Q_{огр} \cdot \tau}{c_T \cdot \Delta T_T} = \frac{500 \cdot (12 \cdot 3600)}{4200 \cdot 5} = 1028 \text{ кг}. \quad (4)$$

Теплоизоляция трубопроводов и аккумулятора холода

Расчетами установлено, что теплоизоляция трубопроводов вызывает снижение температуры в аккумуляторе холода всего лишь на 0,12 °С. В связи с этим, для заданных условий применения установки от теплоизоляции трубопроводов можно полностью отказаться, а толщину теплоизоляции аккумулятора холода принять равной 0,025 м.

Логика работы автоматики

При моделировании учитывается логика работы автоматики, которая могла бы применяться в реальной холодильной установке.

Включение насоса 1-го гидравлического контура происходит только при одновременном сочетании следующих условий: если радиаторы могут производить охлаждение, если сейчас ночное время, если температура теплоносителя в аккумуляторе на 1 °С выше температуры застывания, если после последнего отключения насосов произошла достаточная задержка (5 мин).

Насос гидравлического контура с воздухоохладителем работает непрерывно все время.

Оба насоса отключаются защитной автоматикой, если разница между температурой теплоносителя в аккумуляторе холода и температурой застывания теплоносителя будет менее 1 °С.

Процесс моделирования

Компьютерная модель была разработана в среде Scilab 6.0.2. Интервал времени между расчетами составлял 5 мин.

Проверка модели

Проведем проверку разработанной компьютерной модели путем сопоставления результатов моделирования с данными экспериментов, выполненных в период с 18 по 29 июня 2018 г., при помощи экспериментальной установки [20].

На рис. 3 и 4 приводятся данные об изменении температуры теплоносителя в аккумуляторе холода по результатам теоретического моделирования (кривая 2) и по данным эксперимента (кривая 1).

Как видно из графиков, в большинстве случаев и теоретические и экспериментальные закономерности изменения температуры в аккумуляторе холода в ночное время обладают значительным сходством. Исключение представляют данные о моделировании за 18 июня (первые сутки), так как фактически экспериментальная установка была запущена позже того момента, в котором было начато моделирование. Также по неуставленным причинам утром 29 июня в аккумуляторе экспериментальной

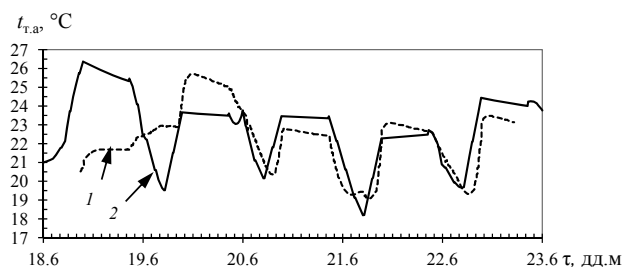


Рис. 3. Температура в аккумуляторе холода (18–22 июня 2018 г.): 1 — экспериментальная закономерность; 2 — теоретическая закономерность

Fig. 3. Temperature in cold accumulator (18–22 June 2018): 1 — experimental one; 2 — theoretical one

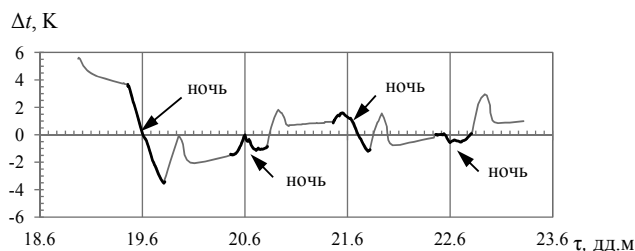


Рис. 5. Разница между экспериментальной и теоретической температурой в аккумуляторе холода (18–22 июня 2018 г.)

Fig. 5. Difference between experimental and theoretical temperatures in cold accumulator (18–22 June 2018)

холодильной установки охлаждение теплоносителя происходит медленнее, чем это возможно согласно теоретической модели.

Стоит отметить, что в указанном эксперименте подача теплоносителя в радиаторы продолжалась некоторое время после восхода Солнца, и в это время в радиаторах происходил интенсивный нагрев теплоносителя под действием солнечного света. В теоретическом моделировании не производится детального расчета процесса нагрева теплоносителя за счет солнечной радиации. В расчетах лишь предполагается, что после рассвета до момента отключения насоса в установку дополнительно поступает 150 Вт тепла.

Далее оценим сходимость результатов моделирования и эксперимента. Для этого в первую очередь рассчитаем абсолютную величину отклонения теоретических данных от экспериментальных (рис. 5 и 6).

Если не принимать в расчет первый день моделирования (18 июня) в ночное время величина абсолютного отклонения Δt_i изменяется в диапазоне от $-1,5$ до 2 К. В среднем же значение Δt_i составляет 1 К.

Далее определим относительное отклонение теоретических значений температуры в аккумуляторе холода от экспериментальных для каждого момента времени:

$$\delta_i = \frac{\Delta t_i}{t_{a, \text{экс.}i}}, \quad (5)$$

где $t_{a, \text{экс.}i}$ — экспериментальное значение температуры в аккумуляторе холода в i -ый момент времени, °C.

Среднее за период относительное отклонение теоретических значений температуры в аккумуляторе холода от экспериментальных:

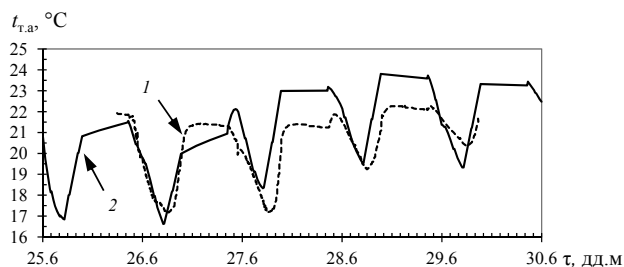


Рис. 4. Температура в аккумуляторе холода (25–29 июня 2018 г.): 1 — экспериментальная закономерность; 2 — теоретическая закономерность

Fig. 4. Temperature in cold accumulator (25–29 June 2018): 1 — experimental one; 2 — theoretical one

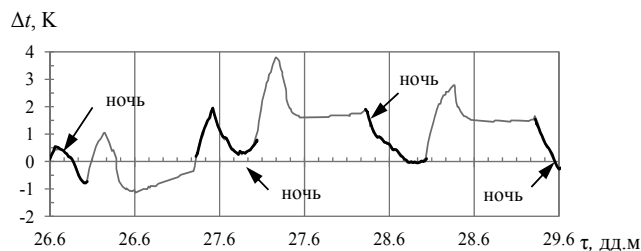


Рис. 6. Разница между экспериментальной и теоретической температурой в аккумуляторе холода (25–29 июня 2018 г.)

Fig. 6. Difference between experimental and theoretical temperatures in cold accumulator (25–29 June 2018)

$$\bar{\delta} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \delta_i, \quad (6)$$

где n — общее число записей температуры в аккумуляторе холода.

Для периода с 18 по 22 июня 2018 г. среднее значение относительного отклонения в ночное время $\bar{\delta}$ составляет $4,7\%$. Для периода с 25 по 29 июня 2018 г., среднее значение относительного отклонения в ночное время $\bar{\delta}$ составляет $2,9\%$.

По результатам сравнения теоретических и экспериментальных данных о температурах в аккумуляторе холода, можно сказать, что разработанная теоретическая модель дает точность, достаточную для решения практических задач на данном этапе исследования.

Климатические условия

При моделировании работы установки РО будем использовать данные о климатических условиях в городе Алматы за лето 2018 г. с 1 июня по 31 августа, полученные с архива метеостанции [23].

Динамика изменения основных параметров атмосферного воздуха представлена на рис. 7, 8 и 9.

Отметим, что выбранный летний период времени был достаточно холодным по сравнению с другими годами, и из-за этого он был благоприятным для использования РО. Далее приведены результаты моделирования и их анализ.

Моделирование работы установки РО в летнее время

В результате проведенного моделирования были получены данные о характере изменения температуры

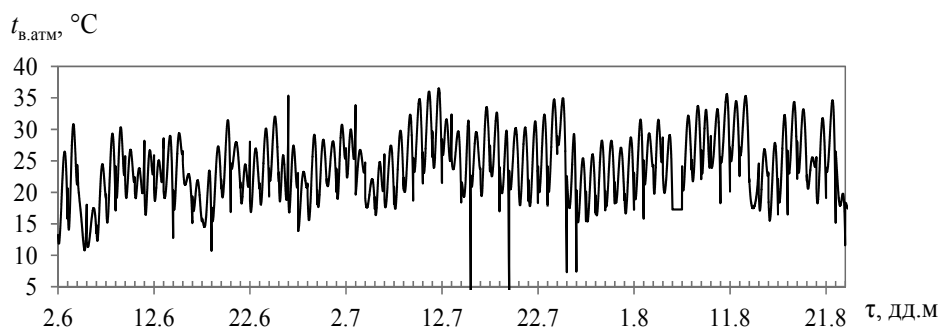


Рис. 7. Динамика изменения температуры атмосферного воздуха

Fig. 7. Outdoor air temperature change dynamics

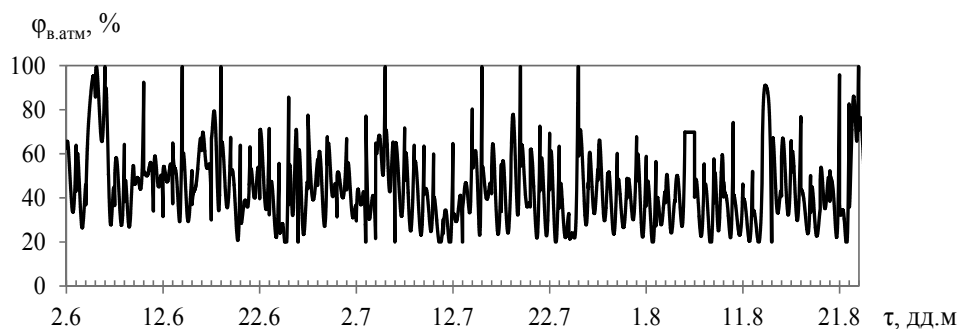


Рис. 8. Динамика изменения относительной влажности атмосферного воздуха

Fig. 8. Outdoor air relative humidity change dynamics

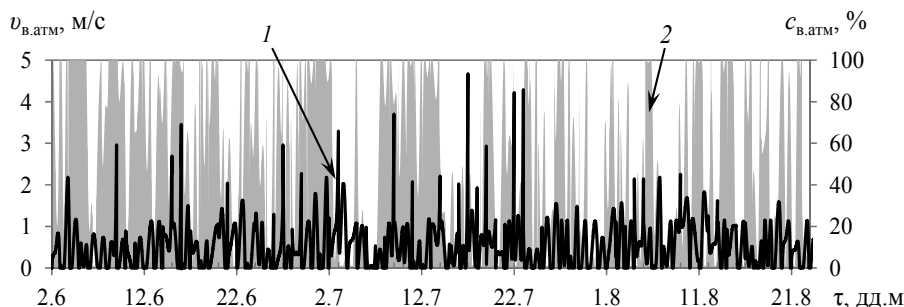


Рис. 9. Динамика изменения скорости ветра (кривая 1) и общего уровня облачности (кривая 2)

Fig. 9. Wind velocity (1) and general cloudiness (2) change dynamics

воздуха внутри охлаждаемого помещения за лето 2018 г. (кривые 3 и 4 на рис. 10).

Обычно температура в аккумуляторе холода (рис. 11, кривая 2) в дневное время поднимается на 3...4 °С, что согласуется с проектным значением, принятым при определении массы теплоносителя в аккумуляторе холода.

На рис. 12 представлен результат расчета средних за сутки значений тепловой мощности, сбрасываемой всеми радиаторами установки РО. Когда в радиаторы подается теплоноситель (см. кривую 1), они в среднем в течение сезона сбрасывают 403,9 Вт (или 33,7 Вт в расчете на 1 м² излучающей поверхности радиатора). Если же посчитать среднее значение сбрасываемой тепловой мощности радиаторов за весь сезон с учетом периодов, когда радиаторы отключены (при отключенном насосе), то указанное значение составит 131,3 Вт (или 10,9 Вт в расчете на 1 м² излучающей поверхности радиатора).

На рис. 13 представлен результат расчета количества электроэнергии, потребляемого установкой за сутки.

В среднем за сезон установка потребляла 0,76 кВт·ч электроэнергии в сутки, что соответствует средней потребляемой мощности 0,032 кВт. Суммарное количество потребленной электроэнергии за сезон составляет 69,5 кВт·ч.

Энергоэффективность установки РО, по сравнению с холодильной машиной

Рассчитаем количество электроэнергии, которое потребил бы современный кондиционер с непосредственным кипением хладагента внутри воздухоохладителя. При расчетах будем считать, что кондиционер должен поддерживать температуру в охлаждаемом помещении, такую же, какую поддерживала установка РО в заданный момент времени.

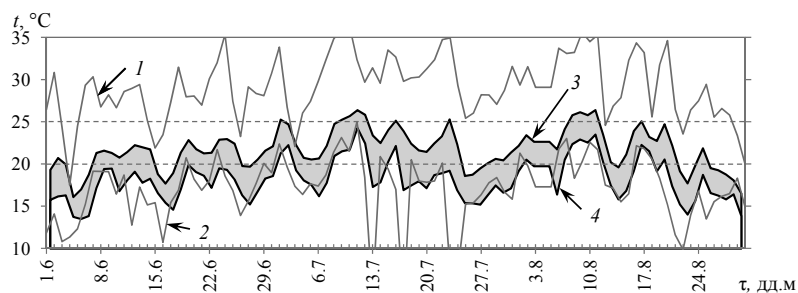


Рис. 10. Динамика изменения температур за лето 2018 г. (с 1 июня по 30 августа):

1 — максимальная температура атмосферного воздуха за сутки; 2 — минимальная температура атмосферного воздуха за сутки; 3 — максимальная температура воздуха в охлаждаемом помещении за сутки; 4 — минимальная температура воздуха в охлаждаемом помещении за сутки

Fig. 10. Temperature change dynamics in summer 2018 (1 June — 30 August):

1 — maximum outdoor air temperature per day; 2 — minimum outdoor air temperature per day; 3 — maximum cooled room air temperature per day; 4 — minimum cooled room air temperature per day

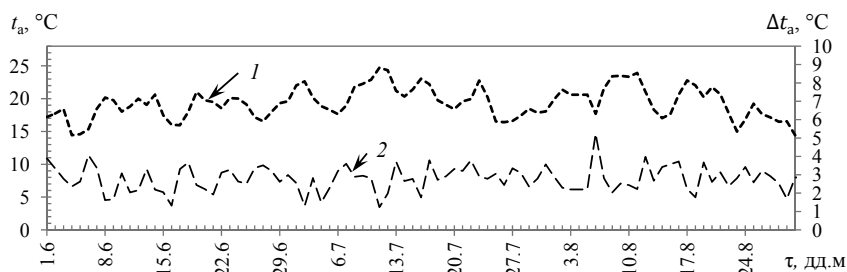


Рис. 11. Динамика изменения средней температуры в аккумуляторе холода:

1 — средняя за сутки температура; 2 — изменение температуры в аккумуляторе холода за сутки

Fig. 11. Change dynamics of average temperature in cold accumulator:

1 — average daily temperature; 2 — changes of temperature in cold accumulator per day

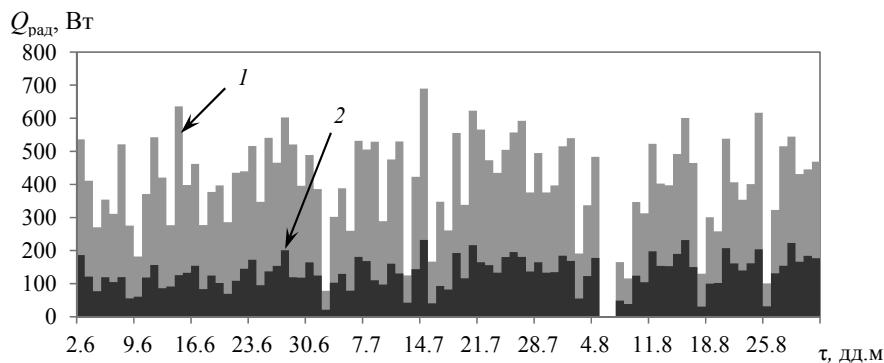


Рис. 12. Тепловая мощность, сбрасываемая всеми радиаторами установки РО: 1 — среднее значение за сутки, рассчитанное для периода, когда в радиаторы подается теплоноситель;

2 — среднее значение за 24 часа

Рис. 12. Total heat release of the radiators in radiation cooling unit: 1 — daily average calculated for the heating period;

2 — 24 hour average

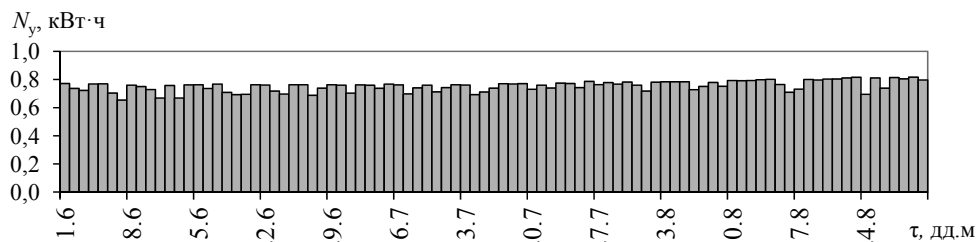


Рис. 13. Количество электроэнергии, потребляемой установкой РО за сутки в течение сезона

Fig. 13. Energy consumption of the radiation cooling unit per day during the season

Теплоприток в охлаждаемое помещение, компенсируемый работой кондиционера, определяется по формуле:

$$Q_{\text{огр}} = q_F (t_{\text{в. атм}} - t_{\text{в. оп}}) = 0,052 (t_{\text{в. атм}} - t_{\text{в. оп}}), \quad (7)$$

где $t_{\text{в. атм}}$ — температура атмосферного воздуха в заданный момент времени, °С;

$t_{\text{в. оп}}$ — температура воздуха внутри охлаждаемого помещения, которая установилась в заданный момент времени при работе установки РО, °С;

q_F — удельный тепловой поток через ограждающую конструкцию охлаждаемого помещения, $q_F = 0,052$ кВт/К.

При заданных условиях, среднее значение требуемой холодопроизводительности установки составляет 204 Вт, а пиковое значение достигает 1200 Вт.

Холодильный коэффициент кондиционера в зависимости от температуры атмосферного воздуха рассчитывается по формуле, полученной на основе данных из работы [24] для мультizonальных кондиционеров Daikin и Melco:

$$\text{COP}_{\text{конд}} = -0,095 \cdot t_{\text{в. атм}} + 5,6477. \quad (8)$$

Изменением холодильного коэффициента от температуры внутри охлаждаемого помещения пренебрегаем.

Потребляемая кондиционером электрическая мощность:

$$N_{\text{конд}} = \frac{Q_{\text{огр}}}{\text{COP}_{\text{конд}}}. \quad (9)$$

Далее рассчитаем суммарное энергопотребление кондиционера за каждый день лета (рис. 14).

Обычный кондиционер (парокомпрессионная холодильная машина) с непосредственным кипением хладагента в испарителе за указанный сезон потребил бы около 159,6 кВт·ч электроэнергии, что превышает указанное значение для установки РО.

Рассмотрим более подробно, какое количество энергии потребляют отдельные компоненты установки РО (таблица).

Пиковая потребляемая мощность (столбец 2, таблица) установки РО составляет 0,052 кВт.

Продолжительность работы в заданном температурном режиме

Далее определим продолжительность периодов, в течение которых в охлаждаемом помещении поддерживались определенные значения температуры воздуха (рис. 15).

Температура атмосферного воздуха (поз. 1) за сезон изменялась в диапазоне от 9 до 37 °С и в среднем составляла 23...24 °С. За счет работы установки РО температура воздуха в охлаждаемом помещении (поз. 2) поддерживается в диапазоне от 16 до 27 °С. Чаще всего (16,3% времени от общей продолжительности сезона) температура воздуха внутри помещения находилась в диапазоне от 19 до 20 °С.

Далее посчитаем число суток, в течение которых температура внутри охлаждаемого помещения не поднималась выше заданного значения (рис. 16). Температура атмосферного воздуха (кривая 1) лишь в 12,1% от общего числа дней за сезон была ниже 25 °С.

За счет работы установки РО температура воздуха внутри охлаждаемого помещения не превышала 25 °С в течение 86% (кривая 2) от общего числа дней, и никогда не поднималась выше 27 °С.

На основе этих данных можно считать, что предлагаемая установка РО может использоваться для поддержания комфортной температуры воздуха.

Полученные данные о характере изменения температуры внутри охлаждаемого помещения согласуются с результатами работы [25]. Более высокая температура

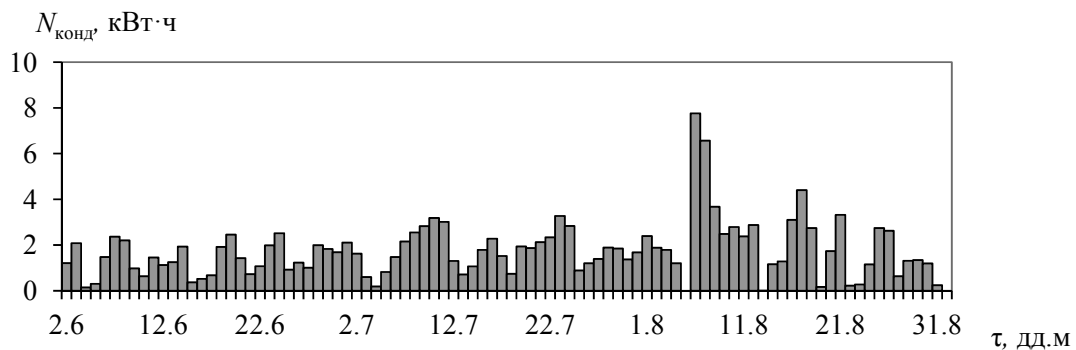


Рис. 14. Суммарное количество энергии, потребленное кондиционером за сутки

Fig. 14. The total amount of energy consumed by the air conditioner per day

Энергопотребление компонентов установки РО Energy consumption of the radiation cooling unit parts

№	Компонент установки РО	Средняя потребляемая мощность, кВт	День	Ночь	% рабочего времени
	1	2	3	4	5
1	Электродвигатель вентилятора воздухоохладителя	0,018	Вкл.	Вкл.	100
2	Электродвигатель насоса 1-го контура	0,004	Выкл.	Вкл.	33
3	Электродвигатель насоса 2-го контура	0,030	Вкл.	Вкл.	100
Общая потребляемая мощность установки РО, кВт		0,052	—		

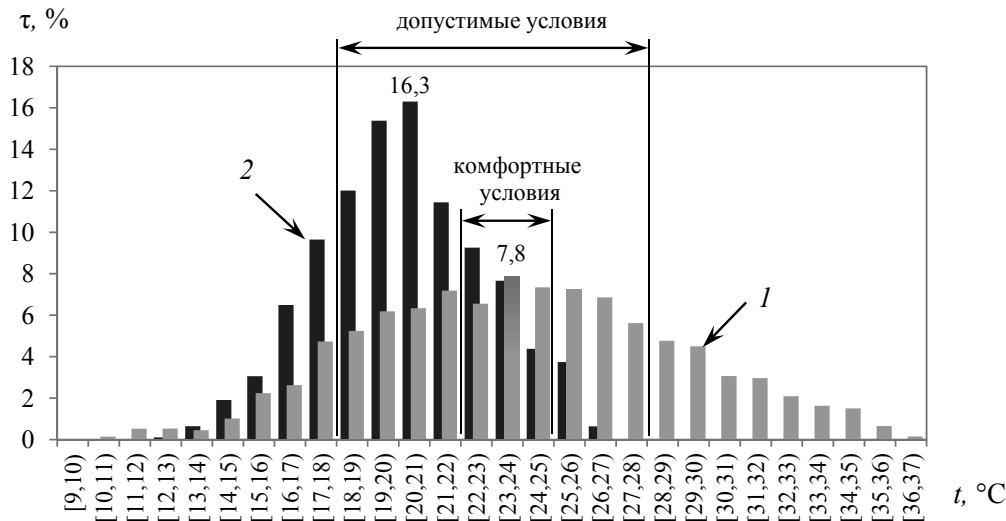


Рис. 15. Сопоставление продолжительности наблюдения температуры атмосферного воздуха и температуры в охлаждаемом помещении: 1– процент времени от общей продолжительности сезона, когда температура атмосферного воздуха имела заданные значения; 2 — процент времени от общей продолжительности сезона, когда температура в охлаждаемом помещении имела заданные значения

Fig. 15. Comparison between monitoring length of the outdoor temperature and the temperature inside cooled room: 1– percentage of time to the general duration of the season when the temperature of outdoor air was of the predetermined value; 2 — percentage of time to the general duration of the season when the temperature inside the cooled room was of the predetermined value

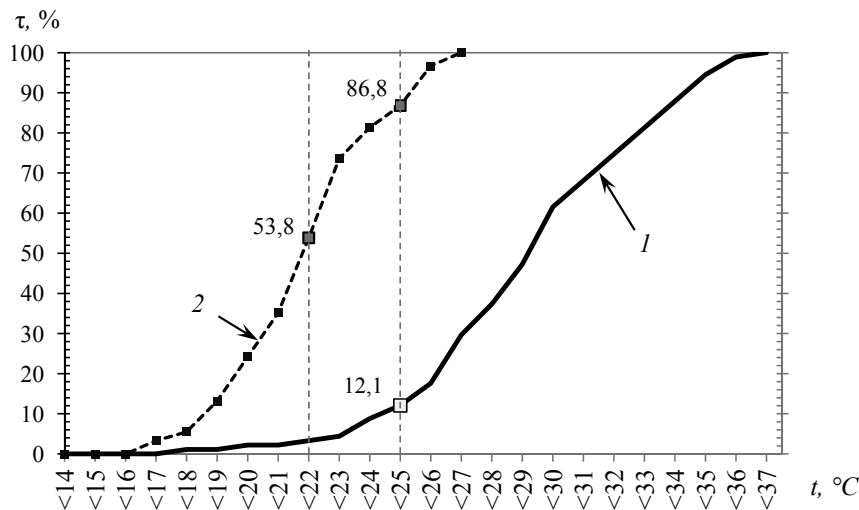


Рис. 16. Процент дней за лето 2018 года (с 1 июня по 30 августа): 1 –температура атмосферного воздуха не превышала заданного значения; 2 — температура воздуха внутри охлаждаемого помещения не превышала заданного значения

Fig. 16. Percentage of days in summer 2018 (1 June — 30 August): 1 — when the temperature of outdoor air did not exceed the predetermined value; 2 — when the temperature inside the cooled room did not exceed the predetermined value

внутри охлаждаемого помещения, полученная в работе [26], объясняется более высоким уровнем эксплуатационных теплопритоков, отсутствовавших в нашей работе.

Выводы

В результате компьютерного моделирования установки радиационного охлаждения, на основе данных о погоде за лето 2018 г. в городе Алматы установлено, что в охлаждаемом помещении комфортная температура в диапазоне до 25°C может поддерживаться до 86,8% времени от общей продолжительности сезона (79 из 91 дней). При этом установка РО потребляет 69,5 кВт·ч

электроэнергии, что показывает ее энергоэффективность, по сравнению с парокомпрессионной холодильной машиной (кондиционером). Для условий эксперимента сокращение потребления электроэнергии составило 56%.

Условные обозначения

- $COP_{конд}$ — холодильный коэффициент;
- c_B — теплоемкость воздуха;
- c_T — теплоемкость теплоносителя;
- $F_{во}$ — площадь теплообменной поверхности воздухоохладителя, м²;

$F_{\text{рад}}$ — площадь излучающей поверхности радиатора, м².
 K — коэффициент теплопередачи;
 $m_{\text{т.а}}$ — масса теплоносителя в аккумуляторе холода;
 $N_{\text{конд}}$ — потребляемая электрическая мощность кондиционера;
 $N_{\text{у}}$ — потребляемая электрическая мощность системы;
 $Q_{\text{во}}$ — холодопроизводительность воздухоохладителя, Вт;
 $Q_{\text{огр}}$ — теплоприток через ограждение, Вт;
 $q_{\text{конв1}}$ — конвективный теплоприток к излучающей поверхности, Вт;
 $q_{\text{конв2}}$ — тепловой поток через слой теплоизоляции под излучающей поверхностью, Вт;
 $q_{\text{эф}}$ — поток эффективного излучения, м²;
 $Q_{\text{огр}}$ — теплоприток через ограждения, Вт;
 $Q_{\text{рад}}$ — тепловая мощность, сбрасываемая радиатором;

$q_{\text{эф}}$ — поток эффективного излучения;
 $t_{\text{в.атм}}$ — температура атмосферного воздуха
 $t_{\text{в.оп}}$ — температура в охлаждаемом помещении
 $V_{\text{н}}$ — номинальная объемная производительность насоса, м³/с.
 Δt — разность температур
 $\Delta t_{\text{в}}$ — изменение температуры воздуха
 $\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса.

Благодарности

Представленная статья подготовлена в рамках проекта 0118РК00535, выполняемого на основе гранта АР05130918/ГФ, выделенного по программе грантового финансирования Министерства образования и науки Республики Казахстан по научным и (или) научно-техническим проектам на 2018–2020 гг.

Литература

References

- Vall S., Castell A. Radiative cooling as low-grade energy source: A literature review // *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2017. No 77. P. 803–820.
- Catalanotti S., Cuomo V., Piro G., Ruggi D., Silvesrini V., Troise G. The radiative cooling of selective surfaces // *Sol. Energy.* 1975. No 2. Vol. 17. P. 83–89. DOI: 10.1016/0038-092X (75) 90062–6.
- Zhang S., Niu J. Cooling performance of nocturnal radiative cooling combined with microencapsulated phase change material (MPCM) slurry storage // *Energy Build.* 2012. No 54. P. 122–130. DOI: 10.1016/j. enbuild. 2012.07.041.
- The Future of Cooling. Paris: OECD, 2018. DOI: 10.1787/9789264301993-en.
- Гусева Я. Э., Королёва Н. А. Энергоэффективность в системах кондиционирования воздуха с применением испарительного охлаждения // *Сантехника. Отопление. Кондиционирование.* 2018. № 8 (200). С. 74–77.
- Коченков Н. В. Проблема разработки научно-методических основ создания систем кондиционирования воздуха для помещений с разнохарактерными нагрузками // *Вестник Международной академии холода.* 2014. № 3. С. 48–52.
- Tevar J. A. F., Castano S., Garrido Marijuán A., Heras M. R., Pistono J. Modelling and experimental analysis of three radioconvective panels for night cooling // *Energy and Buildings.* 2015. No 107. P. 37–48. DOI: 10.1016/j. enbuild. 2015.07.027.
- Meir M. G., Rekstad J. B., Løvvik O. M. A study of a polymer-based radiative cooling system // *Sol. Energy.* 2002. No 6. Vol. 73. P. 403–417. DOI: 10.1016/S0038-092X (03) 00019–7.
- Joubert G. D., Dobson R. T. Modelling and testing a passive night-sky radiation system // *J. Energy South. Africa.* 2017. No 1. Vol. 28, P. 76–90. DOI: 10.17159/2413–3051/2017/v28i1a1550.
- Bokor B., Kajtár L., Eryener D. Nocturnal radiation: new opportunity in building cooling // *Energy Procedia.* 2017. No 112. P. 118–125. DOI: 10.1016/j. egypro. 2017.03.
- Цой А. П., Грановский А. С., Цой Д. А., Бараненко А. В. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство (часть 1) // *Холодильная техника.* 2014. № 12. С. 36–41.
- Цой А. П., Грановский А. С., Цой Д. А., Бараненко А. В. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство (часть 2). *Kholodilnaia tekhnika.* 2015. No. 1. P. 43–46. (in Russian)
- Vall S., Castell A. Radiative cooling as low-grade energy source: A literature review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2017. No 77. P. 803–820.
- Catalanotti S., Cuomo V., Piro G., Ruggi D., Silvesrini V., Troise G. The radiative cooling of selective surfaces. *Sol. Energy.* 1975. No 2. Vol. 17. P. 83–89. DOI: 10.1016/0038-092X (75) 90062–6.
- Zhang S., Niu J. Cooling performance of nocturnal radiative cooling combined with microencapsulated phase change material (MPCM) slurry storage. *Energy Build.* 2012. No 54. P. 122–130. DOI: 10.1016/j. enbuild. 2012.07.041.
- The Future of Cooling. Paris: OECD, 2018. DOI: 10.1787/9789264301993-en.
- Guseva Ya. E., Koroleva N. A. Energy efficiency in air conditioning systems using evaporative cooling. *Plumbing. Heating. Conditioning.* 2018. No 8 (200). P. 74–77. (in Russian)
- Kochonkov N. V. Development of methodical basis of ACS design for rooms with heat loads of different types. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda.* 2014. No 3. P. 48–52. (in Russian)
- Tevar J. A. F., Castano S., Garrido Marijuán A., Heras M. R., Pistono J. Modelling and experimental analysis of three radioconvective panels for night cooling. *Energy and Buildings.* 2015. No 107. P. 37–48. DOI: 10.1016/j. enbuild. 2015.07.027.
- Meir M. G., Rekstad J. B., Løvvik O. M. A study of a polymer-based radiative cooling system. *Sol. Energy.* 2002. No 6. Vol. 73. P. 403–417. DOI: 10.1016/S0038-092X (03) 00019–7.
- Joubert G. D., Dobson R. T. Modelling and testing a passive night-sky radiation system. *J. Energy South. Africa.* 2017. No 1. Vol. 28, P. 76–90. DOI: 10.17159/2413–3051/2017/v28i1a1550.
- Bokor B., Kajtár L., Eryener D. Nocturnal radiation: new opportunity in building cooling. *Energy Procedia.* 2017. No 112. P. 118–125. DOI: 10.1016/j. egypro. 2017.03.
- Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Tsoy D. A., Baranenko A. V. the Influence of climate on the operation of the refrigeration system using effective radiation into space (part 1). *Kholodilnaia tekhnika.* 2014. No. 12. P. 36–41. (in Russian)
- Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Tsoy D. A., Baranenko A. V. the Influence of climate on the operation of the refrigeration system using effective radiation into space (part 2). *Kholodilnaia tekhnika.* 2015. No. 1. P. 43–46. (in Russian)

- ющей эффективное излучение в космическое пространство (часть 2) // Холодильная техника. 2015. № 1. С. 43–46.
13. Qingyuan Z., Yu L. Potentials of Passive Cooling for Passive Design of Residential Buildings in China // *Energy Procedia*. 2014. No 57. P. 1726–1732. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.10.161.
 14. Цой А. П., Грановский А. С., Цой Д. А. Моделирование работы холодильной системы ночного радиационного охлаждения в условиях определенного климата // Известия научно-технического общества «КАХАК». 2015. № 3. С. 95–103.
 15. Bell I. H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp // *Industrial and Engineering Chemistry Research*. 2014. No 6. Vol. 53. P. 2498–2508. DOI: 10.1021/ie4033999.
 16. Тарабанов М. Г., Коркин В. Д., Сергеев В. Ф. Влажный воздух. Справочное пособие. М.: АВОК, 2004. 116 с.
 17. Цой А. П., Грановский А. С., Бараненко А. В. Исследование радиаторов трубчатой конструкции системы ночного радиационного охлаждения // Международная научно-техническая конференция «Казахстан-Холод 2016». Алматы: Алматинский технологический университет, 2016. С. 126–133.
 18. Samuel D. G. L., Nagendra S. M. S., Maiya M. P. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review // *Build. Environ.* 2013. Vol. 66. P. 54–64. DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.04.016.
 19. Мухачев Г. А., Щукин В. К. Термодинамика и теплопередача: Учеб. для авиац. вузов. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1991. 480 с.
 20. Цой А. П., Грановский А. С., Джамашева Р. А., Ашихин А. Ю., Корецкий Д. А. Экспериментальное исследование системы ночного радиационного охлаждения в летний период времени // Вестник Алматинского технологического университета. 2018. № 3 (120). С. 110–117.
 21. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 3-е изд. / Под ред. М. О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
 22. Бараненко А. В., Тимофеевский Л. С. и др. Холодильные машины. СПб.: Машиностроение, 2006. 944 с.
 23. Архив данных о погоде по городам мира. 2019. [Электронный ресурс]: <http://rp5.kz>.
 24. Брух С. В. Сравнительный анализ энергоэффективности мультizonальных систем кондиционирования воздуха // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2004. № 2.
 25. Dobson R. T. Thermal modelling of a night sky radiation cooling system // *J. Energy South. Africa*. 2005. No 2. Vol. 16. P. 20–31. DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.04.016.
 26. Sima J., Sikula O., Kustova K., Plasek J. Theoretical Evaluation of Night Sky Cooling in the Czech Republic // *Energy Procedia*. 2014. Vol. 48. P. 645–653. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.02.075.
 13. Qingyuan Z., Yu L. Potentials of Passive Cooling for Passive Design of Residential Buildings in China. *Energy Procedia*. 2014. No 57. P. 1726–1732. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.10.161.
 14. Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Tsoy D. A. Modeling the operation of the refrigeration system of night radiation cooling under conditions of a certain climate. *News of scientific-technical society "QAGHAQ"*. 2015. No. 3. P. 95–103.
 15. Bell I. H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial and Engineering Chemistry Research*. 2014. No 6. Vol. 53. P. 2498–2508. DOI: 10.1021/ie4033999.
 16. Tarabanov M. G., Korkin V. D., Sergeev V. F. Humid air. Reference book. Moscow: AVOC, 2004. 116 p. (in Russian)
 17. Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Baranenko A. V. Investigation of the radiators of the tubular design of the system of the night radiative cooling. *International Scientific-Technical Conference "Kazakhstan-Cold 2016"*. Almaty: Almaty Technological University, 2016. P. 126–133.
 18. Samuel D. G. L., Nagendra S. M. S., Maiya M. P. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review. *Build. Environ.* 2013. Vol. 66. P. 54–64. DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.04.016.
 19. Mukhachev G. A., Shchukin V. K. Thermodynamics and heat transfer: Studies. for aviation. higher educational. 3-e Izd. Moscow: High school, 1991. 480 p. (in Russian)
 20. Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Jamasheva R. A., Ashikhin A. Yu., Koretsky D. A. Experimental study of the system of night radiation cooling in summer. *Bulletin of Almaty Technological University*. 2018. No 3 (120). P. 110–117.
 21. Idelchik I. E. Handbook of hydraulic resistance. 3-e Izd. / Under the editorship of M. O. Steinberg. Moscow: Mechanical Engineering, 1992. 672 p. (in Russian)
 22. Baranenko A. V., Timofeevskiy L. S., et al. Refrigeration machine. SPb. Mechanical engineering, 2006. 944 p. (in Russian)
 23. Archive of weather data on the cities of the world. 2019. [Electronic resource]: <http://rp5.kz>
 24. Bruch S. V. Comparative analysis of energy efficiency of multizone air conditioning systems. *Plumbing. Heating. Conditioning*. 2004. No. 2. (in Russian)
 25. Dobson R. T. Thermal modelling of a night sky radiation cooling system. *J. Energy South. Africa*. 2005. No 2. Vol. 16. P. 20–31. DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.04.016.
 26. Sima J., Sikula O., Kustova K., Plasek J. Theoretical Evaluation of Night Sky Cooling in the Czech Republic. *Energy Procedia*. 2014. Vol. 48. P. 645–653. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.02.075.

Сведения об авторах**Цой Александр Петрович**

к. т. н., профессор кафедры «Механизация и автоматизация производственных процессов» Алматинского технологического университета, Казахстан, 050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100, teniz@bk.ru

Грановский Александр Сергеевич

младший научный сотрудник Алматинского технологического университета, Казахстан, 050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100, granovskiy.a@rambler.ru

Цой Диана Александровна

аспирант факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, ditsoy@gmail.com

Бараненко Александр Владимирович

д. т. н., профессор, советник при Ректорате Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, baranenko@mail.ifmo.ru

Information about authors**Tsoy Aleksandr Petrovich**

Ph. D., Professor of the Department "Mechanization and automation of production processes" of Almaty Technological University, Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole Bi str., 100, teniz@bk.ru

Granovskiy Aleksandr Sergeevich

Junior Researcher of Almaty Technological University, Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole Bi str., 100, granovskiy.a@rambler.ru

Tsoy Diana Aleksandrovna

Postgraduate Student of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, ditsoy@gmail.com

Baranenko Aleksandr Vladimirovich

D. Sc., Professor, Advisor to Rector's Office of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, baranenko@mail.ifmo.ru



УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И ВЫСШЕЙ ШКОЛЕ
УНИВЕРСИТЕТ ИТМО
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА



**Приглашают принять участие в работе
IX международной научно-технической конференции
«Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке»
13–15 ноября 2019 г.**

Конференция проводится на базе
мегафакультета биотехнологий и низкотемпературных систем Университета ИТМО
по адресу: 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ КОНФЕРЕНЦИИ:

- Низкотемпературная техника и системы низкопотенциальной энергетики;
- Надежность материалов оборудования биотехнологий и низкотемпературных систем;
- Автоматизация процессов и производств;
- Криогенная техника и технологии сжиженного природного газа (СПГ);
- Техника и процессы пищевых производств;
- Системы кондиционирования и жизнеобеспечения;
- Теплофизика и теоретическая тепло- и хладотехника;
- Пищевые и биотехнологии;
- Промышленная экология и техносферная безопасность;
- Экономика и управление производством;
- Инновации цифровой экономики.

Телефон для справок: (812) 607-04-53
Платунова Яна Яковлевна, Быкова Тамара Николаевна
E-mail: rft21@corp.ifmo.ru
Подробная информация на сайте:
www.rft21.ifmo.ru