

УДК 615.035.4

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АППАРАТОВ КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В СОЛНЕЧНЫХ УСТАНОВКАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Анисимов С. М.², Полушкин В. И.², Панделидис Д.¹

¹Вроцлавский технический университет, Вроцлав, Польша (50-379, Вроцлав, ул. Норвиды, 4/6), e-mail: sekretariat.i33@pwr.wroc.pl

²Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», Санкт-Петербург, Россия (190005, Санкт-Петербург, ул. 2-я Красноармейская, 4), e-mail: prc@spbgasu.su

Предложены альтернативные пути повышения эффективности работы солнечных установок кондиционирования воздуха с теплообменниками косвенно-испарительного типа. На основе принятых допущений проведен анализ работы четырех технологических схем солнечных систем кондиционирования воздуха. Полученные результаты позволяют судить о высокой эффективности предложенных вариантов солнечных установок кондиционирования воздуха. Установлено, что использование данных теплообменников в солнечных системах кондиционирования воздуха позволяет снизить температурный уровень получаемого холода, повысить эффективность ассимиляции скрытой теплоты в кондиционируемых помещениях, снизить энергопотребление на обработку воздуха за счет целенаправленного комбинирования различных схем движения обменивающихся потоков. Отмечено, что основным ресурсом повышения эффективности тепломассообмена в аппаратах косвенно-испарительного типа является рациональное использования теплоты фазовых превращений и возобновляемого энергоресурса термодинамической неравновесности атмосферного воздуха. Дальнейшие исследования будут направлены на поиск оптимальных режимов работы и области рационального применения солнечных установок на основе М-цикла.

Ключевые слова: тепломассообмен, испарительное охлаждение, солнечный коллектор, энергетическая эффективность.

USE OF INDIRECT EVAPORATIVE COOLERS IN SOLAR AIR CONDITIONING UNITS

Anisimov S. M.¹, Polushkin V. I.², Pandelidis D.¹

¹Wroclaw University of Technology, Wroclaw, Poland (50-379, Wroclaw, st. Notwida, 4/6), e-mail: sekretariat.i33@pwr.wroc.pl

²St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, Sankt-Petersburg, Russia (190005, Sankt-Petersburg, st. 2-nd Krasnoarmejskaja, 4), e-mail: prc@spbgasu.su

The authors offer alternative ways to improve the efficiency of the solar air-conditioning units with indirect evaporative coolers. The analysis of four technological schemes of solar air conditioning systems was carried out under adopted assumptions. The obtained results shows high efficiency of proposed schemes of solar air-conditioning systems. It is established that the using of such heat exchangers in the solar air conditioning systems can reduce the refrigeration temperature level, increase the efficiency of latent heat assimilation in air-conditioned rooms and reduce energy consumption at the expense of rational combined management of airflows conditions. It is noted that the main source of heat and mass transfer efficiency increase of indirect evaporative coolers is the rational use of phase transformation heat and renewable energy of thermodynamic unbalance of the atmospheric air. Further studies will be carried out to estimate optimum operating conditions and the rational usage of solar air conditioning units based on the M-cycle.

Key words: heat and mass exchange, evaporative cooling, solar collector, energy efficiency.

Введение

Одним из перспективных путей снижения энергоемкости традиционных установок кондиционирования воздуха, использующих компрессорные холодильные машины,

является использование в качестве возобновляемого энергоресурса термодинамической неравновесности атмосферного воздуха. К системам, использующим эту энергию для производства холода, относятся установки прямого и косвенно-испарительного охлаждения воздуха (КИО) [3, 4], которые могут быть успешно использованы в солнечных установках кондиционирования воздуха. Принцип действия солнечных установок кондиционирования основан на предварительной обработке воздуха в адсорбционном осушителе и последующем охлаждении потока воздуха во вращающемся теплообменнике и оросительной камере (рис. 1).

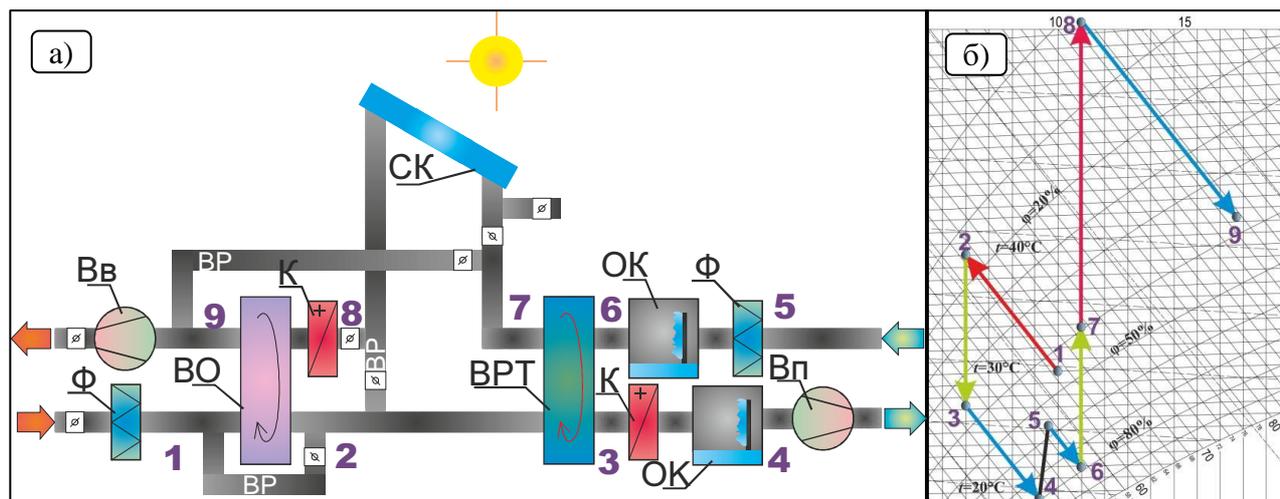


Рис. 1. Солнечная установка кондиционирования воздуха а) – схема установки; б) – процессы обработки воздуха на *i-d* диаграмме: (1–2) – осушение воздуха в сорбирующей насадке; (2–3) – охлаждение в роторном теплообменнике; (3–4) – охлаждение и увлажнение в оросительной камере; (4–5) – ассимиляция тепло- и влагопоступлений в кондиционируемом помещении; (5–6) – охлаждение и увлажнение потока вытяжного воздуха в оросительной камере; (6–7) – подогрев вытяжного воздуха в роторном теплообменнике; (7–8) – подогрев регенерационного воздуха в солнечном коллекторе и калорифере; (8–9) – увлажнение и охлаждение воздуха в секторе регенерации насадки осушителя.

На рисунке 1 представлен принцип работы традиционной солнечной установки кондиционирования воздуха. Предварительно очищенный в фильтре (Φ) наружный воздух с параметрами (1) осушается и подогревается в сорбирующей насадке ротора (ВО) до состояния (2). После «сухого» охлаждения при постоянном влагосодержании (2–3) в роторном теплообменнике (ВРТ) воздух адиабатически увлажняется в оросительной камере (ОК) до состояния (4) и с такими параметрами воздух подается в кондиционируемое помещение, в котором ассимилирует тепло- и влагоизбытки (4–5). Вытяжной воздух адиабатически увлажняется в оросительной камере (5–6), после чего подогревается (6–7) во вращающемся теплообменнике (ВРТ). Окончательный подогрев воздуха (7–8), идущего на регенерацию насадки осушителя, осуществляется в солнечном коллекторе (СК) и (при недостаточном подогреве в солнечном коллекторе) в калорифере (К). Изменение

параметров регенерационного воздуха в насадке осушителя соответствует на $i-d$ -диаграмме линии (8–9). Часть вытяжного воздуха, не предназначенная на регенерацию насадки, через байпас (BP) удаляется в атмосферу. В зимний период осушитель воздуха (BO) не используется, и наружный приточный воздух направляется через байпас непосредственно на вход во вращающийся теплообменник (BPT), выступающий в данном случае как утилизатор теплоты вытяжного воздуха. Кроме того, появляется возможность организации рециркуляции вытяжного воздуха на выходе из солнечного коллектора, или, когда ситуация позволяет, частично использовать наружный воздух для нужд регенерации, что приводит к снижению энергозатрат на обработку воздуха.

Следует отметить, что солнечные установки кондиционирования, характеризующиеся достаточно высокой эффективностью [4], обладают определенными недостатками. Основной недостаток связан с увеличением относительной влажности воздуха на выходе из камеры орошения (до 80–90 %), что существенно снижает ассимиляционную способность приточного воздуха в помещениях с преобладанием влагопоступлений. В результате могут быть нарушены условия теплового комфорта в кондиционируемом помещении в летний период года.

В статье авторами предлагается ряд решений, направленных на устранение негативных явлений, связанных с увлажнением приточного воздуха в летний период года, и повышением эффективности охлаждения воздуха за счет замены оросительной камеры аппаратами косвенно-испарительного типа.

Косвенно-испарительным охлаждением воздуха называют процесс, при котором воздух не имеет непосредственного контакта с водой, а охлаждение его происходит через теплообменную поверхность (рис. 2). Вода, воспринимающая тепло, испаряется в другом потоке воздуха, при этом ее температура понижается. Поток воздуха, охлаждаемый водой при отсутствии непосредственного контакта с ней, называется основным, а поток воздуха, в котором происходит испарение воды, воспринявшей это тепло от основного потока, вспомогательным. В совмещенных аппаратах процесс

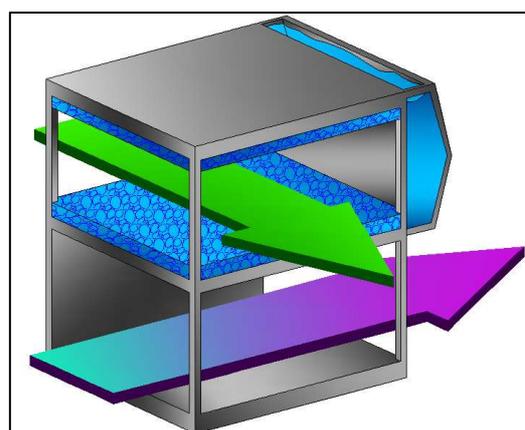


Рис. 2. Перекрестно-точный КИО

охлаждения основного потока воздуха осуществляется в сухих каналах насадки при снижающейся энтальпии и неизменном влагосодержании за счет испарения воды в смежных влажных каналах, по которым движется вспомогательный поток воздуха. Таким образом, реализация КИО (в отличие от прямого испарительного охлаждения) дает

возможность использовать природную термодинамическую неравновесность атмосферного воздуха для получения холода. Перспективность применения этих аппаратов в солнечных установках кондиционирования воздуха обусловлена возможностью:

- снижения температурного уровня получаемого холода [2, 3];
- повышения эффективности ассимиляции скрытой теплоты в кондиционируемых помещениях;
- снижения энергопотребления за счет целенаправленного комбинирования различных схем движения обменивающихся потоков;
- рационального использования теплоты фазовых превращений и возобновляемого энергоресурса термодинамической неравновесности атмосферного воздуха.

На рисунке 3 представлены примеры схем обработки приточного воздуха в солнечных установках кондиционирования воздуха с использованием перекрестно-точного аппарата КИО. Качественный анализ предложенных схем осуществлялся при следующих допущениях:

- параметры воздуха на выходе из сорбционного осушителя приняты одинаковыми для всех вариантов;
- температура вытяжного воздуха равна температуре воздуха в помещении;
- в зависимости от температуры воздуха на выходе из КИО воздухообмен изменяется таким образом, чтобы поддерживать постоянную для всех вариантов ассимиляционную способность приточного воздуха;
- эффективность процесса регенерации насадки осушителя для всех вариантов принимается одинаковой.

Исходные данные для расчетов, проведенных на основе разработанной авторами физико-математической модели [2, 5], приведены в таблице 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета вариантов подключения КИО к солнечным установкам

	Вариант А	Вариант Б	Вариант В	Вариант Г
Исходные данные	$NTU_1=3,3;$ $\bar{W}_1/\bar{W}_2 = 1;$ $t_{1н}=30^{\circ}\text{C};$ $t_1^{2(ОБ)}=40^{\circ}\text{C};$ $\varphi_1^{2(ОБ)}=17,5 \%;$ $t_{п}=25^{\circ}\text{C}$	$NTU_1=3,3;$ $\bar{W}_1/\bar{W}_2 = 1;$ $t_{1н}=30^{\circ}\text{C};$ $t_1^{2(ОБ)}=40^{\circ}\text{C};$ $\varphi_1^{2(ОБ)}=17,5 \%;$ $t_{п}=25^{\circ}\text{C}; \eta_{ТО}= 0,7$	$NTU_1=3,3;$ $\bar{W}_1/\bar{W}_2 = 0,5;$ $t_{1е}=30^{\circ}\text{C};$ $t_1^{2(ОБ)}=40^{\circ}\text{C};$ $\varphi_1^{2(ОБ)}=17,5\%;$ $t_{п}=25^{\circ}\text{C}; \eta_{ТО}= 0,7;$ $\varphi_2^{6(ОК)}\approx 80 \%$	$NTU_1=3,3;$ $\bar{W}_1/\bar{W}_2 = 0,5;$ $t_{1н}=30^{\circ}\text{C};$ $t_1^{2(ОБ)}=40^{\circ}\text{C};$ $\varphi_1^{2(ОБ)}=17,5 \%;$ $t_{п}=25^{\circ}\text{C}; \eta_{ТО}= 0,7;$ $\varphi_2^{6(ОК)}\approx 80 \%$

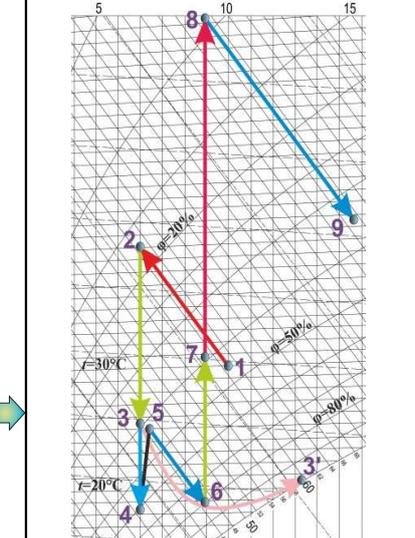
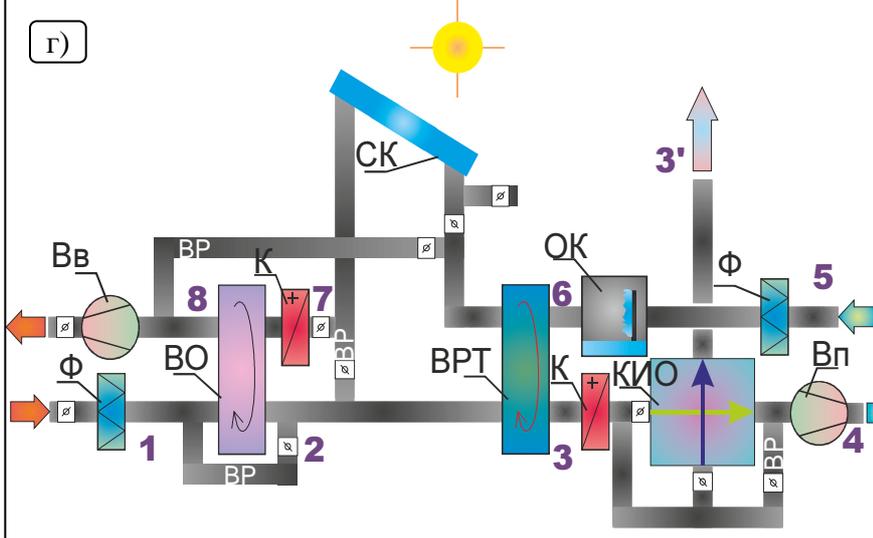
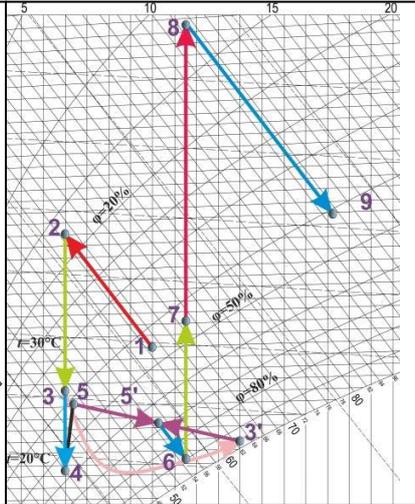
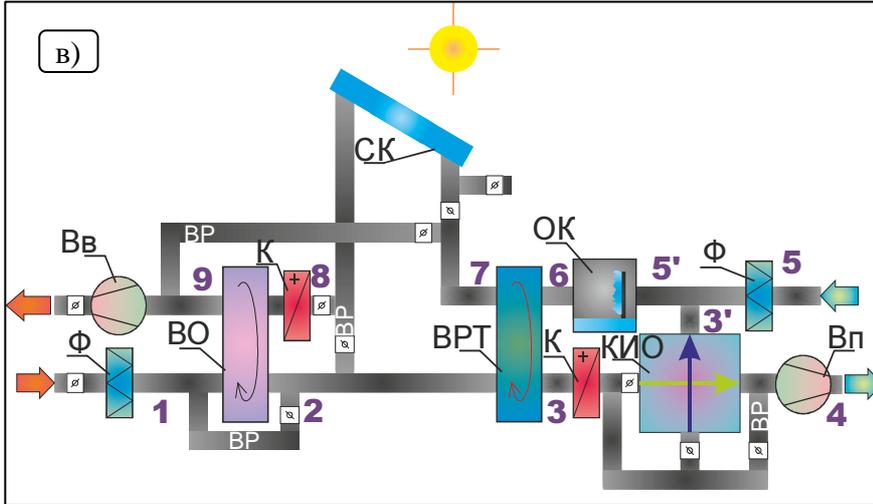
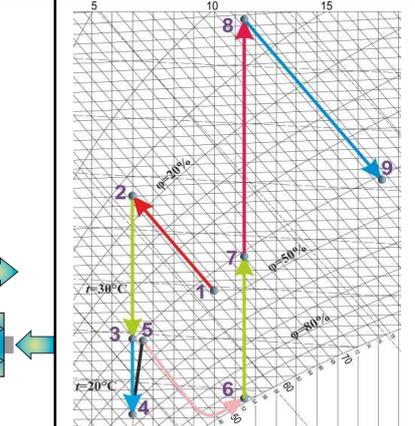
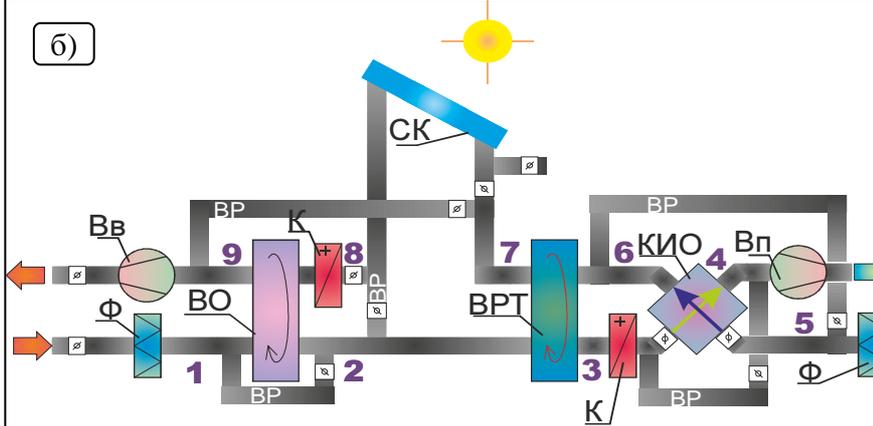
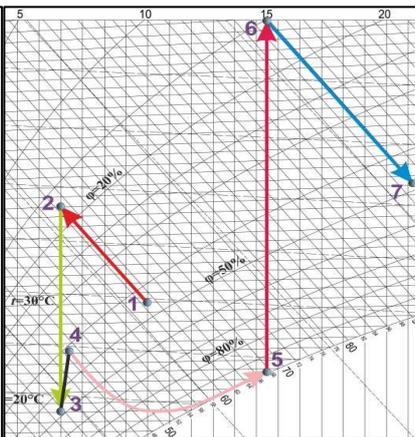
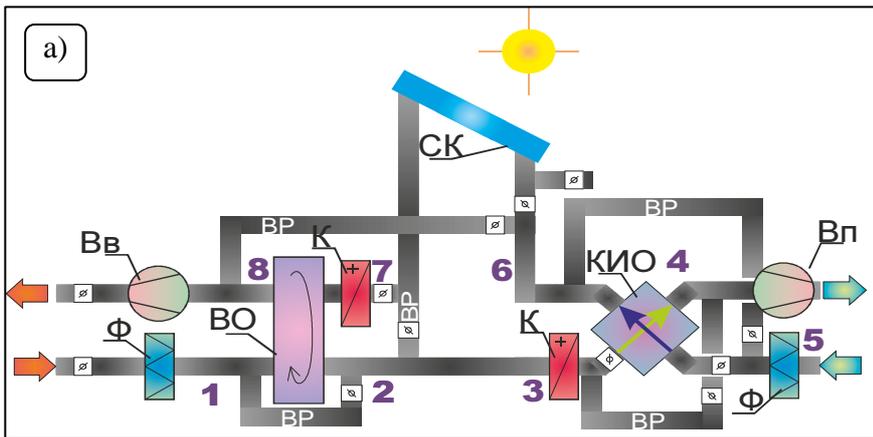


Рис. 3. Обработка воздуха в солнечных установках кондиционирования воздуха с использованием теплообменников косвенно-испарительного типа: а) установка с заменой вращающегося теплообменника камеры орошения на теплообменник КИО; б) установка с использованием вращающегося теплообменника и аппарата КИО и подачей вытяжного воздуха в «мокрые» каналы КИО; в) установка с использованием регенеративного КИО и смешиванием вспомогательного и вытяжного потоков воздуха перед камерой орошения; г) установка с использованием регенеративного КИО и камеры орошения.

Полученные результаты (рис. 3, 4) указывают на высокую эффективность охлаждения воздуха в солнечных установках КВ, использующих КИО. Разница в значениях температуры приточного воздуха для различных вариантов подключения КИО не превышает 1,7 °С (рис. 4, а). Температурный коэффициент эффективности охлаждения воздуха в КИО, отнесенный к температуре мокрого термометра, изменяется в интервале от 94 % до 121 % (рис. 4, в). С точки зрения минимизации температуры приточного воздуха, наилучшим решением является вариант «Б» (рис. 4, а), а с точки зрения величины температурного коэффициента эффективности, отнесенного к температуре мокрого термометра, и холодопроизводительности, оптимальным является вариант «А» (рис. 4, б, в). Позитивным аспектом снижения температуры приточного воздуха является возможность ограничения воздухообмена в помещении, что позволяет снизить размеры вентиляционных каналов.

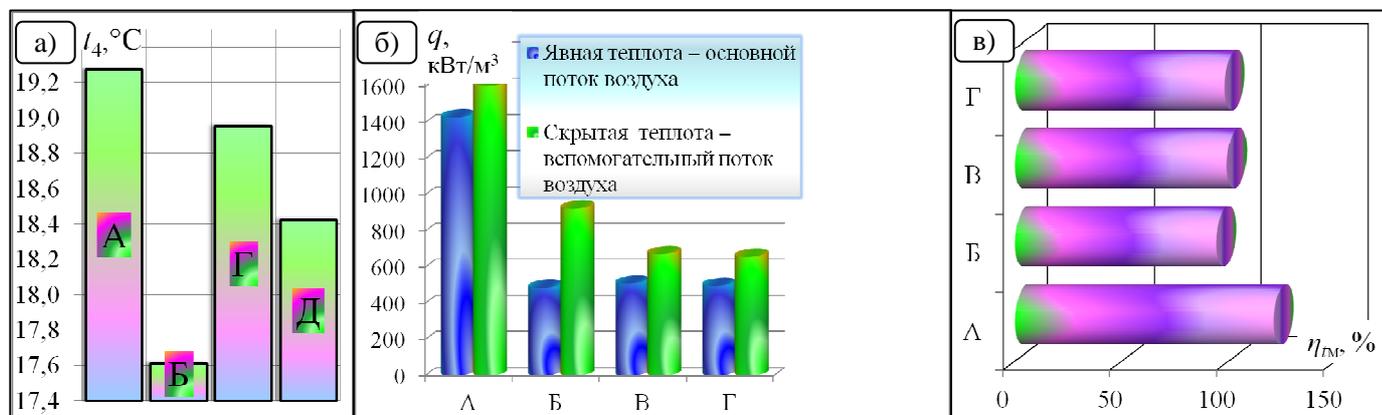


Рис. 4. Результаты численных экспериментов на основе математической модели [1]: а) температура приточного воздуха; б) удельные потоки явной теплоты (в каналах основного потока КИО) и скрытой (в каналах вспомогательного потока КИО), отнесенные к 1м³ насадки КИО; в) коэффициент эффективности охлаждения воздуха в КИО, отнесенный к температуре мокрого термометра.

Если рассматривать систему в целом, то вариант «Б» характеризуется наивысшей эффективностью обработки воздуха, однако в этом случае увеличивается потребление электрической энергии на вращение ротора с насадкой и возрастает гидравлическое сопротивление установки, обусловленное последовательным подсоединением вращающегося теплообменника. Несмотря на то, что в вариантах «В» и «Г» значительная часть вытяжного

воздуха (~50 %) используется для целей рециркуляции, указанные схемы характеризуются относительно низкой эффективностью, что связано с технологической необходимостью подачи существенной доли вспомогательного потока на регенерацию насадки осушителя, а, следовательно, снижается эффект утилизации теплоты вытяжного воздуха и КПД установки.

С точки зрения регенерации насадки, варианты «В» и «Г» являются предпочтительными, т.к. в этом случае используется более сухой регенерационный воздух. Поэтому вариант «А» (рис 3, а) уступает всем остальным решениям, т.к. охлаждение воздуха осуществляется только в КИО за счет значительного увлажнения вспомогательного потока воздуха, который в дальнейшем направляется в сектор регенерации насадки осушителя воздуха. В вариантах «Б», «В» и «Г» нагрузка на КИО снижается за счет предварительного охлаждения воздуха во вращающемся регенеративном теплообменнике (ВРТ), а, следовательно, влагосодержание вспомогательного потока воздуха на выходе из КИО и на входе в сектор регенерации осушителя воздуха будет меньше чем в варианте «А».

Процессы обработки воздуха, представленные на *i-d* диаграммах (рис. 3), наглядно показывают преимущества солнечных установок с аппаратами косвенно-испарительного типа по сравнению с традиционными решениями (рис. 1). В случае использования КИО относительная влажность воздуха в помещениях поддерживалась на уровне ~40 %. Благодаря этому можно уменьшить нагрузку на осушитель воздуха, а, следовательно, снизить энергозатраты на регенерацию сорбирующей насадки, не ухудшая условия теплового комфорта в кондиционируемом помещении.

Следует отметить, что перекрестно-точные КИО уступают по эффективности современным аппаратам косвенно-испарительного типа на основе М-цикла [3]. Дальнейшие исследования будут направлены на поиски оптимальных технологических решений солнечных установок КВ с использованием М-цикла. В связи с тем, что ключевыми элементами солнечных установок являются вращающийся осушитель воздуха и теплообменник КИО, особое внимание при оптимизации данных установок будет уделено повышению эффективности теплообмена в аппаратах, работающих на основе М-цикла, и проблеме снижения энергоемкости процесса регенерации сорбирующей насадки вращающегося осушителя воздуха.

Выводы:

- Предложены оригинальные схемы солнечных установок кондиционирования воздуха с использованием аппаратов косвенно испарительного типа.
- На основе принятых допущений проведен анализ работы четырех солнечных систем кондиционирования воздуха. Полученные результаты позволяют судить о высокой

эффективности предложенных вариантов солнечных установок кондиционирования воздуха.

- Дальнейшие исследования будут направлены на поиск оптимальных режимов работы и области рационального применения солнечных установок на основе М-цикла.

Обозначения:

t – температура, °С; $\bar{W} = Gc_p$ – водяной эквивалент, W/К; d – влагосодержание воздуха, кг/кг (г/кг); c_p – удельная теплоемкость воздуха Дж/(кг·К); G – массовый расход воздуха, кг/с; NTU – число единиц переноса теплоты, $NTU = (\alpha F / Gc_p)$; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); F – площадь поверхности теплообмена, м²; q – удельный тепловой поток, Вт/м³; η_{tm} – температурный коэффициент эффективности, отнесенной к температуре мокрого термометра, %; $\eta_{ВРТ}$ – КПД вращающегося регенеративного теплообменника, %; φ – относительная влажность, %.

Индексы:

n – начальные параметры; 1 – отнесенный к параметрам основного потока; 2 – отнесенный к параметрам основного потока; $t_1^{2(об)}$ – температура приточного воздуха на выходе из осушителя воздуха (состояние 2 на i - d -диаграмме); $\varphi_1^{2(об)}$ – относительная влажность приточного воздуха на выходе из осушителя воздуха; p – параметры воздуха в помещении.

Список литературы

1. Anisimov S., Pandelidis D. Numerical study of the cross-flow heat and mass exchanger for indirect evaporative cooling // Proceedings of the Xth international scientific conference „Indoor Air and Environment Quality”, Budapest, May 13–20. 2012. – P. 149–156.
 2. Anisimov S. Żuchowicki J. Wymiana ciepła i masy w urządzeniach do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą parowania wody przy mieszanym schemacie przepływu czynników // Materiały konferencji naukowo-technicznej "Nowe Techniki w Klimatyzacji". Warszawa, 28–29 maja, 2003. – S. 13–20.
 3. Chandrakant Wani, Satyashree Ghodke, Chaitanya Shrivastava. A review on potential of Maisotsenko cycle in energy saving applications using evaporative cooling // International journal of advance research in science, engineering and technology. – 2012. – Vol. 1. Issue 1. – P. 15–20.
 4. Kwiecień D. Ocena opłacalności wykorzystania energii słonecznej w klimatyzacji // Chłodnictwo & Klimatyzacja – 2006. – № 3. – S. 42–45.
-

5. Pandelidis D, Polushkin V.I. Wymienniki do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą odparowania cieczy // Współczesne Metody i Techniki w badaniach Systemów Inżynieryjnych, Wrocław – 2011. – S. 81–87.

Рецензенты:

Юрманов Борис Николаевич, д.т.н., профессор кафедры отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», Россия, г. Санкт-Петербург.

Дацюк Тамара Александровна, д.т.н., декан факультета инженерно-экологических систем, ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», Россия, г. Санкт-Петербург.
