

УДК 536.248.2:532.529.5

*А.В. Дорошенко¹, Амина Абдсемед²*¹ Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Дворянская, 1/3. г. Одесса, 65082.² University of Science and Technology, Houari Boumediene, BP 32, Alger, 16123 Algiers, Algeria**СОЛНЕЧНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ И КОНДИЦИОНИРУЮЩИЕ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕГО АБСОРБЦИОННОГО ЦИКЛА И ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ГАЗОВ И ЖИДКОСТЕЙ. АНАЛИЗ ПРИНЦИПАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ**

Разработана концепция создания испарительных охладителей воздуха нового поколения на основе моноблочных многоканальных полимерных структур. Естественным пределом охлаждения в таких системах является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности техники испарительного охлаждения в целом и позволяет решать ряд задач холодильной техники и техники кондиционирования воздуха с существенным снижением энергетических затрат на реализацию процессов. Особое внимание уделено вопросу реконденсации водяного пара при переходе на глубокое испарительное охлаждение сред. Рассмотрена возможность интеграции таких испарительных охладителей в составе солнечных абсорбционных систем, что обеспечивает дальнейшее понижение достигаемого температурного уровня охлаждения сред. Выполнен, на основе теоретических и экспериментальных данных авторов, предварительный анализ возможностей таких охладителей применительно к решению задач испарительного охлаждения

Ключевые слова: Солнечные системы – Абсорбционный цикл – Испарительный охладитель – Многоканальная насадка – Полимерные материалы – Совместный тепломассообмен – Реконденсация.

*А.В. Дорошенко¹, Амина Абдсемед²*¹ Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3. м. Одеса, 65082² University of Science and Technology, Houari Boumediene, BP 32, Alger, 16123 Algiers, Algeria**СОНЯЧНІ ХОЛОДИЛЬНІ ТА КОНДИЦІОНУЮЧІ СИСТЕМИ НА ОСНОВІ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОГО АБСОРБЦІЙНОГО ЦИКЛУ І ВИПАРНИХ ОХОЛОДЖУВАЧІВ ГАЗІВ І РІДИН. АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ МОЖЛИВОСТЕЙ**

Розроблено концепцію створення випарних охолоджувачів повітря нового покоління на основі моноблокових багатоканальних полімерних структур. Природною межею охолодження в таких системах є точка роси зовнішнього повітря, що істотно розширює можливості техніки випарного охолодження в цілому і дозволяє вирішувати ряд завдань холодильної техніки і техніки кондиціювання повітря з істотним зниженням енергетичних витрат на реалізацію процесів. Особливу увагу приділено питанню реконденсації водяної пари при переході на глибоке випарне охолодження середовищ. Розглянуто можливість інтеграції таких випарних охолоджувачів у складі сонячних абсорбційних систем, що забезпечує подальше зниження температурного рівня охолодження середовищ, що досягається. Виконано, на основі теоретичних та експериментальних даних авторів, попередній аналіз можливостей таких охолоджувачів стосовно до вирішення завдань випарного охолодження

Ключові слова: Сонячні системи – Абсорбційний цикл – Випарний охолоджувач – Багатоканальна насадка – Полімерні матеріали – Спільний тепломасообмін – Реконденсация

I. ВВЕДЕНИЕ

Интерес к возможностям испарительного охлаждения сред в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1-9]. Испарительные водо- и воздухоохладители (ИО) могут использоваться как в автономном варианте, в энергетике, холодильной и криогенной технике, так и в составе осушительно-испарительных охладителей, основанных на теплоиспользующем абсорбционном цикле, где предварительное осуше-

ние воздуха обеспечивает высокую эффективность последующего испарительного охлаждения сред в холодильных системах и термовлажностную обработку воздуха в системах кондиционирования воздуха [2, 3]. Широкое практическое применение находят испарительные охладители прямого (ПИО, direct evaporative cooling, DEC) и непрямого типов (НИО, indirect evaporative cooling, IEC). Возможности таких охладителей по достигаемому температурному уровню охлаждения ограничены температурой наружного воздуха по мокрому термометру t_m , являющейся естественным пределом

охлаждения, и они существенно зависят от местных климатических условий. Предел охлаждения в ИО определяется, помимо величины t_m , соотношением потоков газа и жидкости в тепломасообменном аппарате, при этом реальное значение предела охлаждения будет несколько выше значения t_m , что необходимо учитывать при расчетах и проектировании ИО [1-3]. Областью практического применения методов ИО являются энергетические системы, где широко используются градирни и воздухоохладители; холодильные системы, где ИО используются для охлаждения конденсаторов ХМ; в системах кондиционирования воздуха для его термовлажностной обработки. Снижение температурного уровня охлаждения обеспечивает и общее уменьшение количества воды, используемой в ИО, что для современных энергетических систем означает реальное уменьшение количества воды, требуемое для компенсации потерь на испарение (до 20-25%) [1-3], что чрезвычайно важно, поскольку вода, потребляемая в громадных объемах на цели охлаждения в энергетике, является стратегическим ресурсом страны.

Авторы, при изложении материала, используют параллельно русско- и англоязычную терминологию и принятые аббревиатуры, учитывая высокий интерес и интенсивность публикаций по этой теме в последние годы в мировой научной литературе.

II. РАЗРАБОТКА СОЛНЕЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕГО АБСОРБЦИОННОГО ЦИКЛА И ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ГАЗОВ И ЖИДКОСТЕЙ (SOLAR-CH)

На рисунке 1 представлена основная концепция разработанных солнечных систем охлаждения сред СХС и кондиционирования воздуха ССКВ (Solar liquid-desiccant cooling and air conditioning systems) и основные принципы построения таких систем. Это солнечные системы с использованием:

- в осушительной части принципа непрямого регенерации (восстановления) абсорбента; в составе десорбера-регенератора (ДБР, 2) и абсорбера-осушителя воздуха (АБР, 1); солнечной системы горячего водоснабжения ССГВ на основе полимерных коллекторов СКж и бака-теплоаккумулятора с дополнительным источником нагрева традиционного типа (например, газовый или электробойлер); теплообменника «слабого холодного и крепкого горячего растворов абсорбента» (6); градирни технологического назначения, обслуживающей абсорбер (4А);

- в охладительной части, для компоновки солнечных абсорбционных систем, были приняты следующие решения: для ССКВ используется разработанный чиллер-воздухоохладитель Ch-Rg с подачей в помещение охлажденного «основного» воздушного потока (рисунок 1А); для СХС (или ССКВ) используется чиллер-водоохладитель Ch-

Rw с подачей в помещение (или охлаждаемый объект СХС) охлажденной воды (рисунок 1Б).

Здесь отметим, что ранее, в работах [1-3] был выполнен обстоятельный анализ сравнительных возможностей солнечных систем охлаждения сред СХС и кондиционирования воздуха ССКВ (Solar liquid-desiccant cooling and air conditioning systems) с прямой и непрямою регенерацией абсорбента, выявлены их достоинства и недостатки. Результаты настоящего исследования вполне распространяются и на вариант солнечных систем с прямой (непосредственной) регенерацией абсорбента.

III. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО АНАЛИЗА ВОЗМОЖНОСТЕЙ СОЛНЕЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕГО АБСОРБЦИОННОГО ЦИКЛА И ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ГАЗОВ И ЖИДКОСТЕЙ

На рисунке 2. приведен анализ работы воздухоохладителя Ch-Rg при различных начальных влагосодержаниях воздуха x_r^1 (при одинаковом во всех случаях соотношении воздушных потоков $l = G_O/G_B = 1,0$). Весь анализ здесь и далее базируется на ранее полученных в ОНАПТ экспериментальных данных по эффективности процессов совместного тепломасообмена при испарительном охлаждении газов и жидкостей в ИО [2, 3]. Насадка аппаратов ИО выполнена на основе моноблочных многоканальных структур из полимерных материалов, как в аппаратах прямого, так и непрямого типа. В равной мере это касается и тепломасообменных аппаратов осушительного контура солнечных систем.

Начальные условия для точки 4 ($x_r^1 = 3$ г/кг) получены в солнечной абсорбционной осушительной системе (Solar / Ch-Rg, см. рис. 1А). Отметим, что при осушении воздуха в абсорбере неизбежно несколько повышается температура осушаемого воздушного потока (см. рисунок 5). Для степени приближения к пределу охлаждения $\Delta t^{**} = (t_0 - t_p)$, получены результаты:

$$\begin{aligned} x_r^1 = 16 \text{ г/кг: } t_0 &= 24,3^\circ\text{C}, \Delta t^{**} = 4,0^\circ\text{C}; \\ x_r^1 = 11 \text{ г/кг: } t_0 &= 19,5^\circ\text{C}, \Delta t^{**} = 5,5^\circ\text{C}; \\ x_r^1 = 9 \text{ г/кг: } t_0 &= 17,5^\circ\text{C}, \Delta t^{**} = 6,0^\circ\text{C}; \\ x_r^1 = 3 \text{ г/кг: } t_0 &= 7,4^\circ\text{C}, \Delta t^{**} = 11,4^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

Из этого следует:

- со снижением начального влагосодержания воздуха уровень охлаждения основного воздушного потока значительно снижается, при этом уменьшается и степень приближения к пределу охлаждения (рисунок 2);

- кривая изменения состояния G_B последовательно выгибается в сторону «острого угла» Н-Х диаграммы влажного воздуха, как бы «наталкиваясь» на предел охлаждения;

- возможно, в дальнейшем будет целесообразно в осушительно-испарительных системах при переходе к реализации испарительного охлажде-

ния в Ch-Rg на малых величинах начальных влагосодержаний, снижать величину соотношения «основного» и «вспомогательного» воздушных потоков в ИО: $l = G_o/G_B$.

На рисунке 3 приведен аналогичный анализ работы водоохладителя Ch-Rw при различных начальных влагосодержаниях воздуха x_r^1 (при одинаковом во всех случаях соотношении воздушных потоков $l = G_r/G_{ж\Sigma} = 1,0$ и равном распределении охлажденной в ИО воды между контурами циркуляции по водо-воздушному и «продуктовому» теплообменникам $l^* = G_{р}^1/G_{ж}^2 = 1,0$). Начальные условия для точки 4 ($x_r^1 = 3$ г/кг) получены в солнечной абсорбционной осушительной системе (Solar / Ch-Rw, см. рис. 1Б). Для степени приближения к пределу охлаждения $\Delta t^{**} = (t_{ж}^2 - t_p)$, получено:

- 1: $x_r^1 = 16$ г/кг, $t_{ж}^2 = 24,5^{\circ}\text{C}$, $\Delta t^{**} = 4,5^{\circ}\text{C}$;
- 2: $x_r^1 = 11$ г/кг, $t_{ж}^2 = 20,0^{\circ}\text{C}$, $\Delta t^{**} = 6,0^{\circ}\text{C}$;
- 3: $x_r^1 = 9$ г/кг, $t_{ж}^2 = 18,0^{\circ}\text{C}$, $\Delta t^{**} = 6,5^{\circ}\text{C}$;
- 4: $x_r^1 = 3$ г/кг, $t_{ж}^2 = 9,0^{\circ}\text{C}$, $\Delta t^{**} = 13,0^{\circ}\text{C}$

Таким образом:

- со снижением начального влагосодержания воздуха уровень охлаждения воды в Ch-Rw значительно снижается, при этом уменьшается и степень приближения к пределу охлаждения t_p ; достигаемая степень приближения к пределу охлаждения в водяном чиллере оказывается несколько меньшей, чем в Ch-Rg;

- кривая изменения состояния воздушного потока в ИО последовательно выгибается в сторону «угла» Н-Х диаграммы влажного воздуха, как бы «наталкиваясь» на предел охлаждения t_p ;

- возможно, в дальнейших разработках будет целесообразно в осушительно-испарительных системах при переходе к реализации испарительного охлаждения в Ch-Rw на малых величинах начальных влагосодержаний, увеличивать соотношение потоков в контурах циркуляции охлажденной воды $l^* = G_{р}^1/G_{ж}^2$;

- сравнение чиллеров-охладителей Ch-Rg и Ch-Rw показывает, что они позволяют получить примерно равную температуру охлаждения продуктового потока при примерно равных соотношениях «продуктового» и «полного» потоков, то есть удельных энергозатрат:

1-й вариант работы системы:

$19,5^{\circ}\text{C}$ и $20,0^{\circ}\text{C}$ ($l^* = G_o/G_B = 1,0$ для Ch-Rg и $l = G_r/G_{ж} = 1,0$, $l^* = G_{р}^1/G_{ж}^2 = 1,0$ для Ch-Rw);

2-ой вариант работы:

$17,0^{\circ}\text{C}$ и $17,5^{\circ}\text{C}$ ($l^* = G_o/G_B = 0,5$ для Ch-Rg и $l = 1,0$, $l^* = 0,5$ для Ch-Rw)

- солнечная абсорбционная осушительная система (в составе Solar / Ch-Rg, или Solar / Ch-Rw) обеспечивает получение низких температур воздуха ($t_o = 7,4^{\circ}\text{C}$) и воды ($t_{ж}^2 = 9,0^{\circ}\text{C}$), что значительно расширяет возможности практического использования методов испарительного охлаждения газов и жидкостей в холодильной технике,

системах кондиционирования воздуха и энергетических системах.

На рисунке 4 приведен результирующий анализ работы охладителей-чиллеров Ch-Rg и Ch-Rw при различных начальных влагосодержаниях и температурах наружного воздуха. На рисунке 5, в виде примера реализации, показаны основные процессы в солнечной абсорбционной системе Solar / Ch-Rg (схема приведена на рисунке 5Б). В качестве абсорбента использован раствор бромистого лития LiBr ($\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr} + \text{LiNO}_3$) [2]. Видно, как в процессе осушения растет температура воздуха после абсорбера перед испарительным воздухоохладителем Ch-Rg. Этот рост может быть уменьшен за счет интенсификации работы технологической градирни ГРДт, обслуживающей абсорбер (рисунок 1), но при увеличивающихся энергозатратах на работу этой градирни, например путем увеличения соотношения $l = G_r/G_{ж}$.

ВЫВОДЫ

1. Переход от традиционной схемы водо-или воздухоохладителя непрямого типа НИО (ИЕС) к ИО с предварительным охлаждением наружного воздуха (чиллер-воздухоохладитель Ch-Rg, или водоохладитель Ch-Rw) позволяет снизить температуру достигаемого охлаждения воздуха; здесь пределом охлаждения является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования нового класса испарительных охладителей сред;

2. Разработаны солнечные системы охлаждения сред СХС и кондиционирования воздуха ССКВ (Solar liquid-desiccant cooling and air conditioning systems) и основные принципы построения таких систем с использованием: в осушительной части принципа непрямого регенерации (восстановления) абсорбента в составе: десорбера-регенератора и абсорбера-осушителя воздуха; солнечной системы на основе полимерных коллекторов СКж; в охладительной части были приняты следующие решения: для ССКВ используется чиллер-воздухоохладитель Ch-Rg с подачей в помещение охлажденного «основного» воздушного потока (рисунок 1А); для СХС (или ССКВ) используется чиллер-водоохладитель Ch-Rw с подачей в помещение (или охлаждаемый объект СХС) охлажденной воды (рисунок 1Б);

3. Основным требованием к реализации процесса в испарительных охладителях нового типа является необходимость варьирования соотношения контактирующих потоков воздуха (основного и вспомогательного потоков) и жидкости, без чего реальная эффективность охлаждения может резко снизиться и требуемый эффект охлаждения достигнут не будет.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Дорошенко А.** Компактная теплообменная аппаратура для холодильной техники (теория,

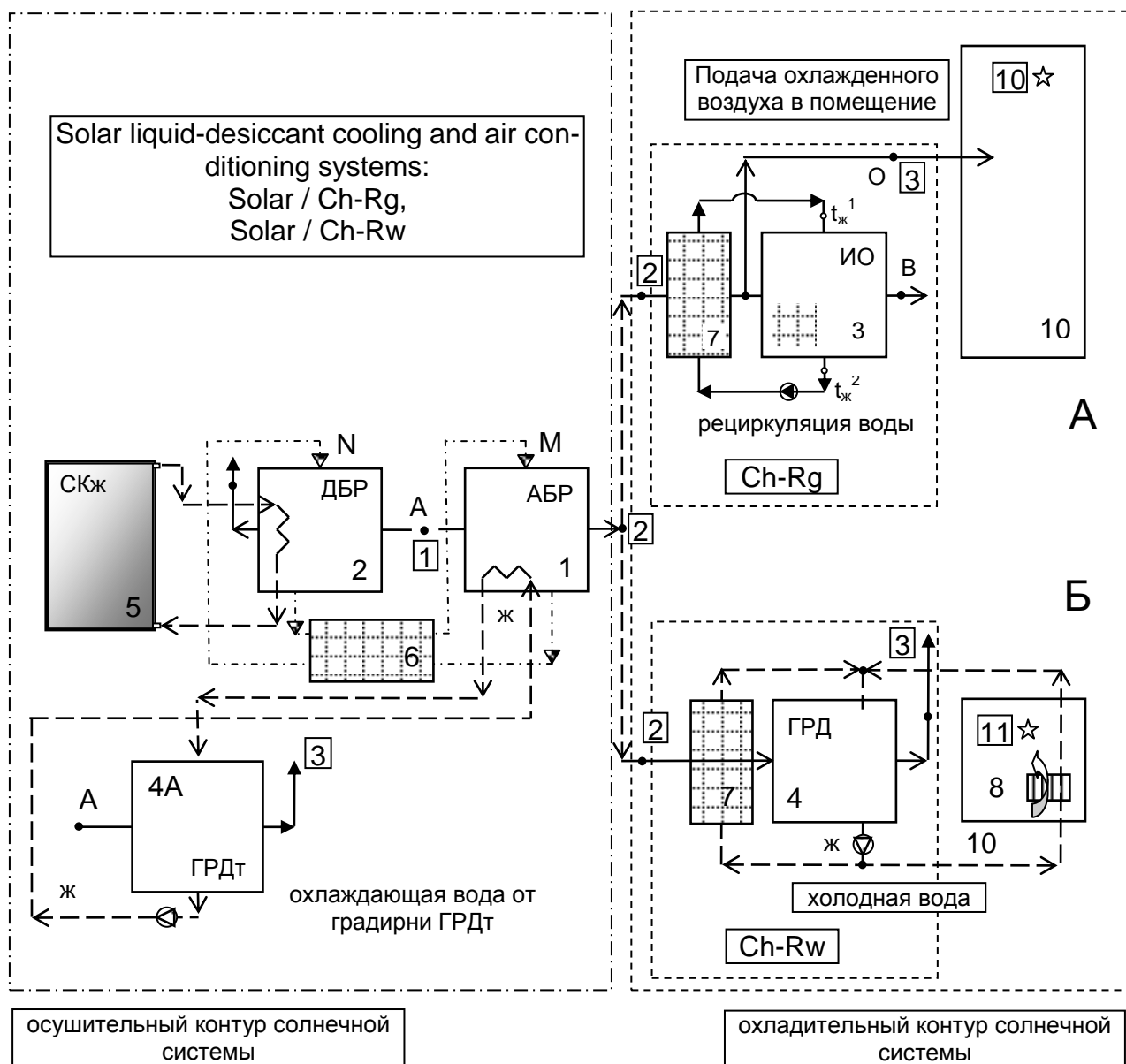


Рисунок 1. Принцип построения солнечной теплоиспользующей абсорбционной системы с непрямой регенерацией абсорбента (СХС и ССКВ) (основные варианты на основе Ch-Rg и Ch-Rw).

А – на основе воздухоохладителя Ch-Rg ;

Б – на основе водоохладителя-чиллера Ch-Rw.

Обозначения: 1 – абсорбер; 2 – десорбер; 3 – испарительный воздухоохладитель прямого типа ИО; 4, 4А – испарительные водоохладители; 5 – жидкостной солнечный коллектор СКж; 6 – т/к «слабого холодного и крепкого горячего растворов абсорбента», 7 и 8 – водо-воздушные теплообменники (8 – fan-coil); 10 – помещение; А – наружный воздух; М, N – абсорбент; ж – вода

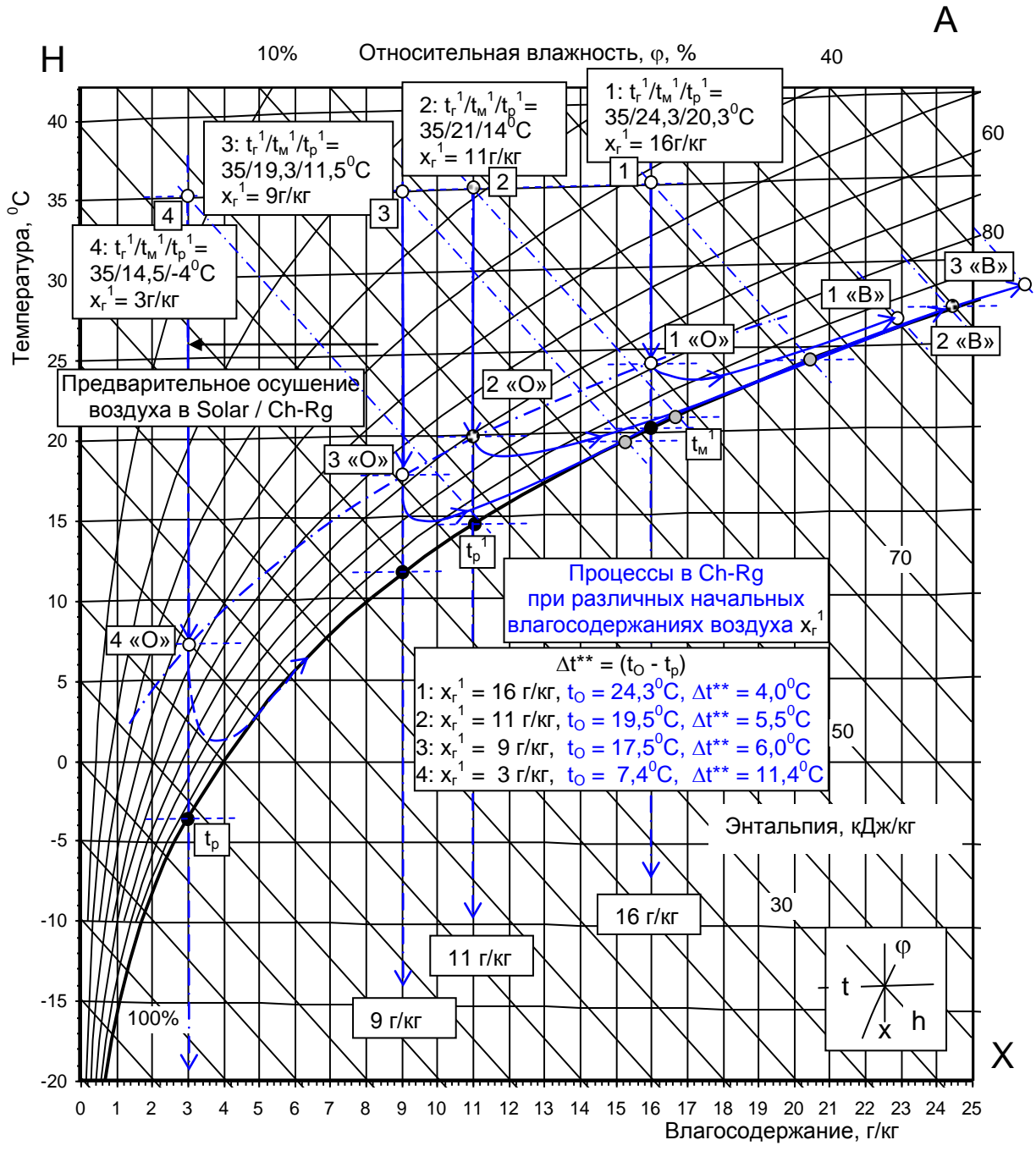


Рисунок 2. Анализ работы воздухоохлаждителя Ch-Rg при различных начальных влагосодержаниях воздуха x_r^1 (при $1 = G_o/G_b = 1,0$). Начальные условия для точки 4 получены в солнечной абсорбционной осушительной системе (Solar / Ch-Rg)

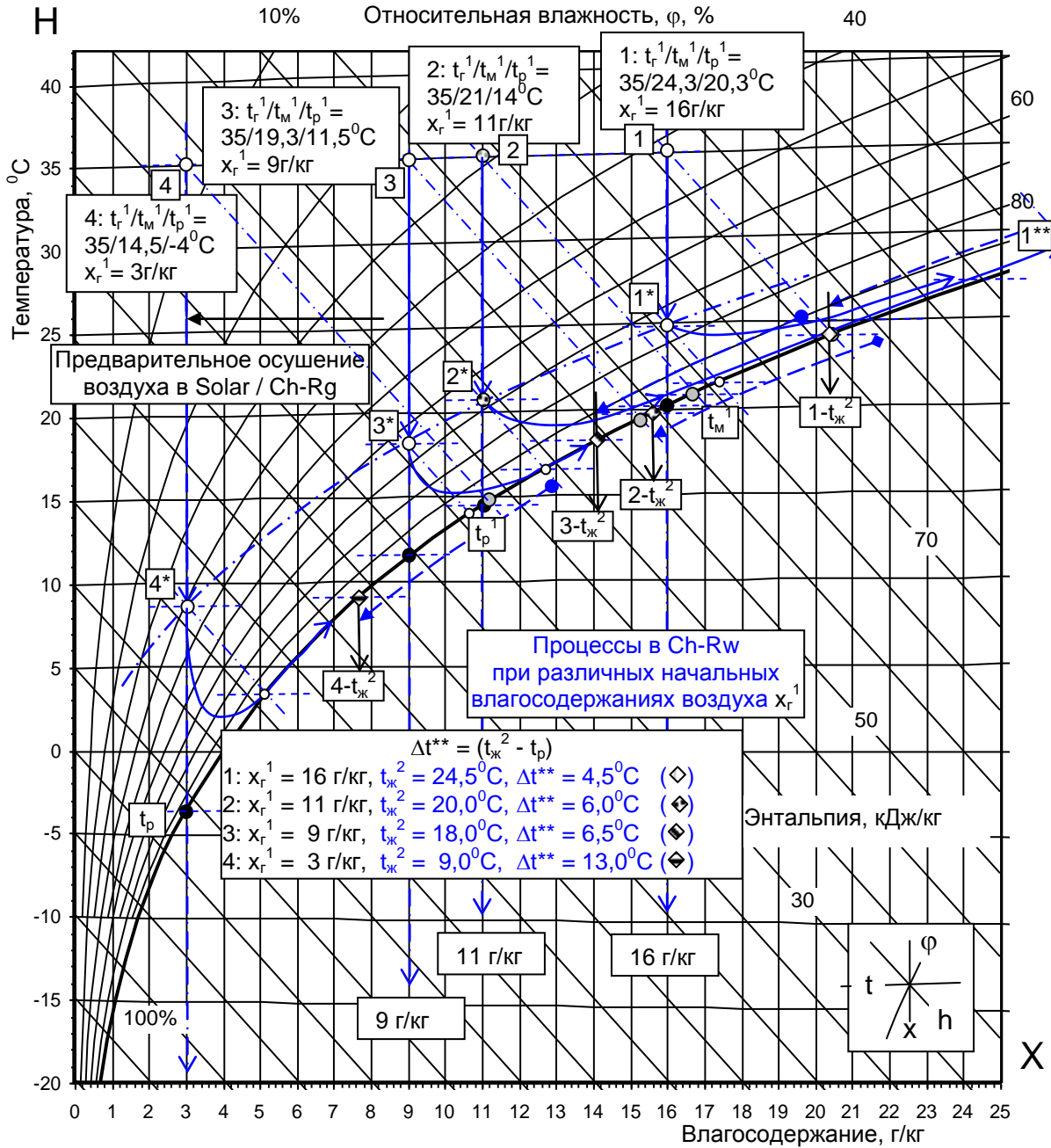
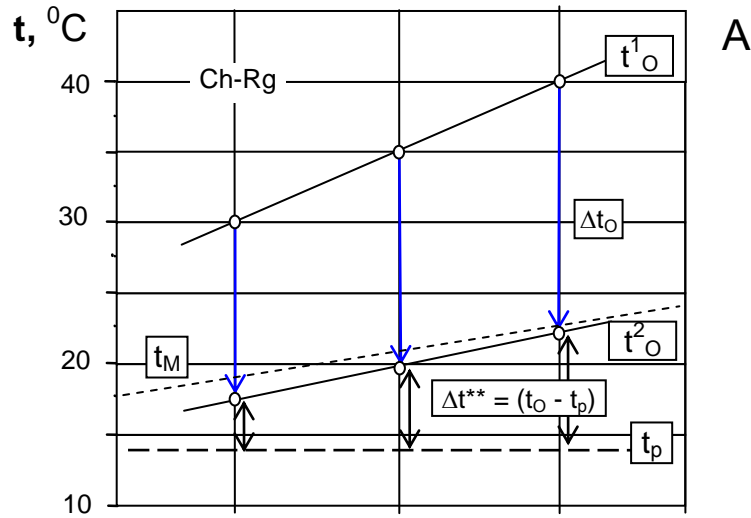
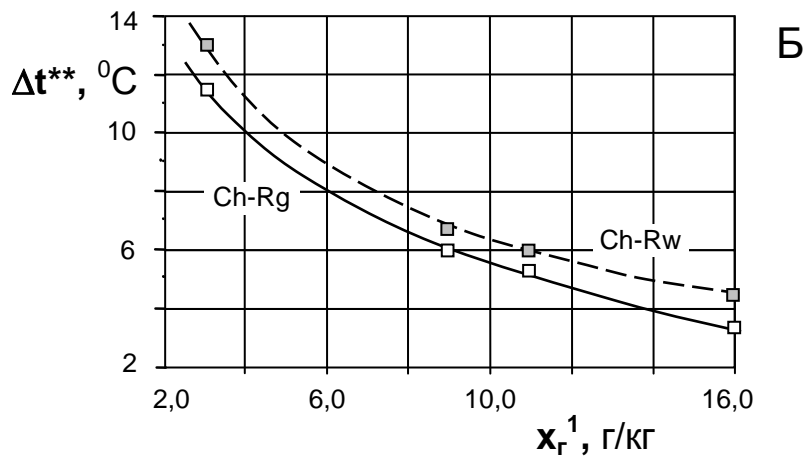


Рисунок 3. Анализ работы воздухоохладителя Ch-Rw при различных начальных влажностях воздуха x_r^1 ($1 = G_r/G_{ж\Sigma} = 1.0$ и $1^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1,0$). Начальные условия для точки 4 получены в солнечной абсорбционной осушительной системе (Solar / Ch-Rw)



Процессы в Ch-Rg, влияние начальной температуры воздуха ($x_r^1 = 11,0$ г/кг)



Процессы в воздухо- Ch-Rg и водоохладителе Ch-Rw влияние начального влагосодержания воздуха ($t_o^1 = 35,0$ °C)

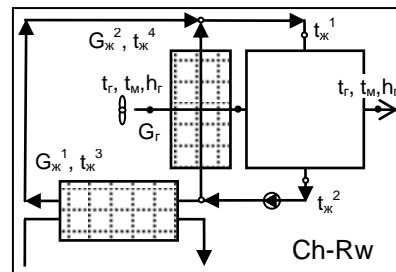
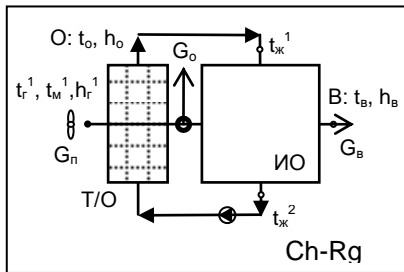


Рисунок 4. Анализ работы охладителей Ch-Rg и Ch-Rw при различных начальных влагосодержаниях и температурах воздуха на входе в охладитель

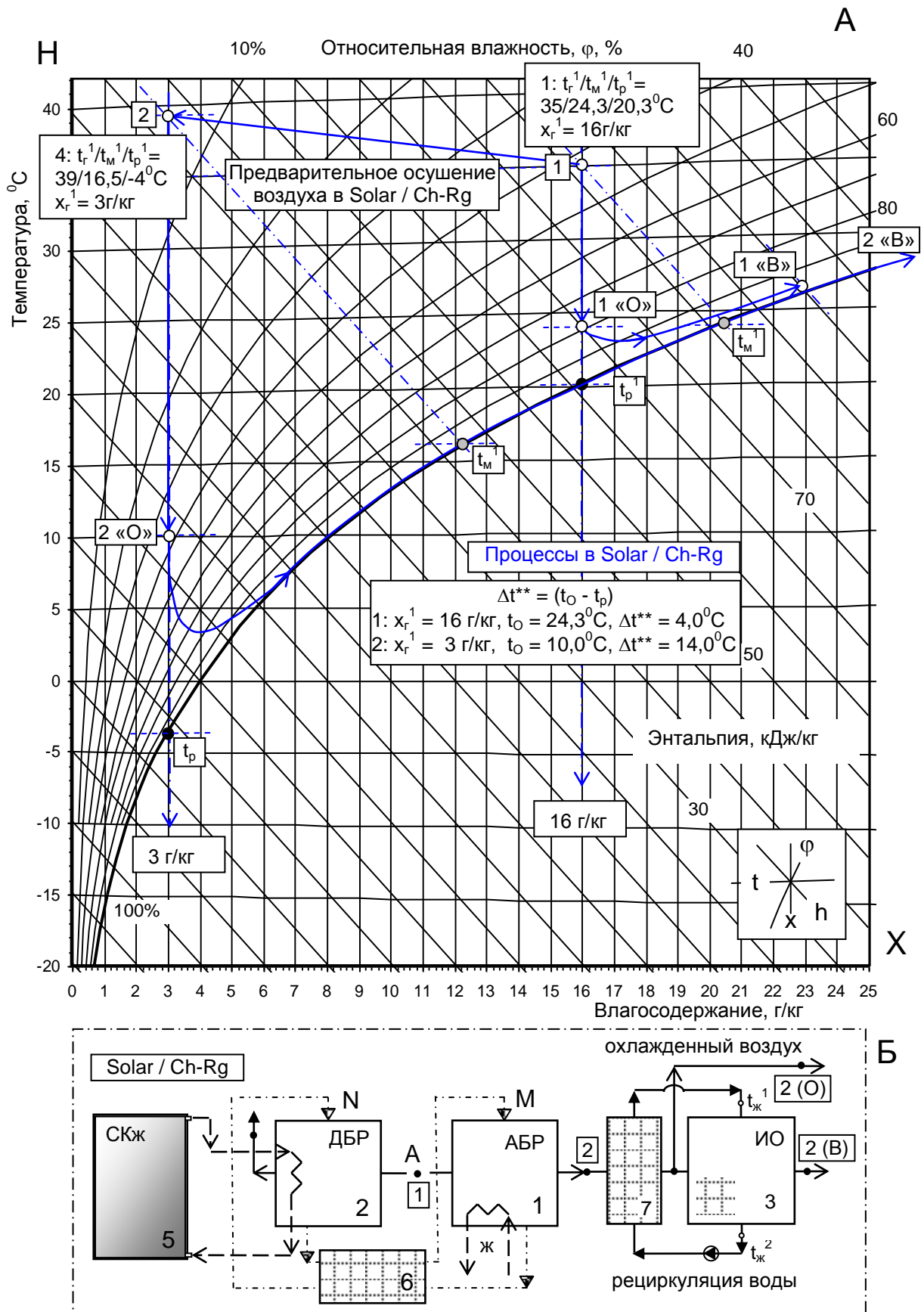


Рисунок 5. Анализ работы воздухоохладителя Ch-Rg (при $l = G_O/G_B = 1,0$); начальные условия для точки 2 получены в солнечной абсорбционной осушительной системе (Solar / Ch-Rg)

расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. - 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.

2. **Дорошенко А.В., Глауберман М.А.** Альтернативная энергетика, Солнечные системы теплохладоснабжения, Одесса, ОНУ им. Мечникова, 2012, 447стр.

3. **Doroshenko A., Boris Blyukher,** Solar Power Engineering (Theory, Development, Practice), Handbook of Research on Solar Energy Systems and Technologies IGI Global, USA. 2012., 445 p.

4. **Y. Jiang, X. Xie.** Theoretical and performance of an innovative indirect evaporative chiller. Solar Energy 84 (2010) 2041-2055

5. **Foster R.E., Dijkstra E.** Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. - P. 101-109.

6. **Steimle F.** Development in Air-Conditioning. International Conference of Research, Design and Conditioning Equipment in Eastern European Countries, September 10-13, Bucharest, Romania, IIF/IIR. - P. 13-29.

7. **Stoitchkov N. J., Dimirov G.J.** Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6. – 1998. - P. 463-471.

8. **Maisotsenko V., Leland Gillan,** M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling²¹ International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.

9. **Hakan Caliskan, Arif Hepbasli, Ibrahim Dincer, Valeriy Maisotsenko** Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle International Journal of Refrigeration 34 (2011) 980 – 990

A.V. Doroshenko¹, Amina Abdessemed²

¹Odessa National academy of food technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082.

²University of Science and Technology, Houari Boumediene, BP 32, Alger, 16123 Algiers, Algeria

SOLAR REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING SYSTEMS ON THE BASIS OF ABSORBING CYCLE AND EVAPORATED COOLERS OF GASES AND LIQUIDS. ANALYSIS OF FUNDAMENTAL POSSIBILITIES

The concept of evaporating cooling gases on the basis of the new generation multichannel polymeric structures is developed. Natural cooling limit in such systems is the dew point of the ambient air, which significantly extends the capabilities of evaporative cooling technology in general and allows to solve a number of problems of refrigeration and air-conditioning with a significant reduction in energy costs for implementing the processes. Special attention is paid to the water vapor re-condensation during the transition to the deep evaporative cooling of media. On the basis of the authors theoretical and experimental data, preliminary analysis of such refrigerants possibilities with respect to evaporative cooling problem solving is performed.

Keywords: Solar Systems – Absorption cycle –Evaporative cooler – Multichannel nozzle –Polymeric materials – Combined heat and mass transfer– Condensation of water vapor

REFERENCES

1. **Doroshenko A.** Kompaktnaya teplomassoobmennaya apparatura dlya kholodil'noy tekhniki (teoriya, raschet, inzhenernaya praktika). Doktorskaya dissertatsiya, Odesskiy institut nizkotemperaturnoy tekhniki i energetiki. Odessa. - 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.

2. **Doroshenko A.V., Glauberman M.A.** Al'ternativnaya energetika, Solnechnye sistemy teplokhadosnabzheniya, Odessa, ONU im. Mechnikova, 2012, 447 s.

3. **Doroshenko A., Boris Blyukher,** Solar Power Engineering (Theory, Development, Practice), Handbook of Research on Solar Energy Systems and Technologies IGI Global, USA. 2012., 445 p.

4. **Y. Jiang, X. Xie.** Theoretical and performance of an innovative indirect evaporative chiller. Solar Energy 84 (2010) 2041-2055

5. **Foster R.E., Dijkstra E.** Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of

Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. - P. 101-109.

6. **Steimle F.** Development in Air-Conditioning. International Conference of Research, Design and Conditioning Equipment in Eastern European Countries, September 10-13, Bucharest, Romania, IIF/IIR. - P. 13-29.

7. **Stoitchkov N. J., Dimirov G.J.** Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6. – 1998. - P. 463-471.

8. **Maisotsenko V., Leland Gillan,** M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling²¹ International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.

9. **Hakan Caliskan, Arif Hepbasli, Ibrahim Dincer, Valeriy Maisotsenko** Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle International Journal of Refrigeration 34 (2011) 980 – 990.

Отримана в редакції 07.04.2014, прийнята до друку 29.04.2014