

УДК 536.248.2:532.529.5

*А.В. Дорошенко<sup>1</sup>, К.А. Ржесик<sup>2</sup>, М.В. Гордієнко<sup>2</sup>*<sup>1</sup> Одеська національна академія пищевих технологій, ул. Дворянська, 1/3. г. Одеса, 65082<sup>2</sup> Донецький національний університет економіки та торгівлі ім. М. Туган-Барановського, ул. Щорса, 31, Донецьк, 83050**ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ. НОВЫЕ РЕШЕНИЯ И ВОЗМОЖНОСТИ**

*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. Выполнен, на основе теоретических и экспериментальных данных авторов, предварительный анализ возможностей таких охладителей применительно к решению задач испарительного охлаждения*

**Ключевые слова:** Испарительный охладитель – Многоканальная насадка – Полимерные материалы – Совместный теплообмен – Реконденсация.

*А.В. Дорошенко<sup>1</sup>, К.А. Ржесик<sup>2</sup>, М.В. Гордієнко<sup>2</sup>*<sup>1</sup> Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3. м. Одеса, 65082<sup>2</sup> Донецький національний університет економіки та торгівлі ім. М. Туган-Барановського, вул. Щорса, 31, Донецьк, 83050**ВИПАРНИ ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧІ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ. НОВІ РІШЕННЯ ТА МОЖЛИВОСТІ**

*Розроблено концепцію створення випарних охолоджувачів повітря нового покоління на основі моноблочних 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 кондиювання повітря з істотним зниженням енергетичних витрат на реалізацію процесів. Особливу увагу приділено питанню реконденсації водяної пари при переході на глибоке випарне охолодження середовищ. Виконано, на основі теоретичних та експериментальних даних авторів, попередній аналіз можливостей таких охолоджувачів стосовно до вирішення завдань випарного охолодження.*

**Ключові слова:** Випарний охолоджувач – Багатоканальна насадка – Полімерні матеріали – Спільний теплообмін – Реконденсация.

**ВВЕДЕНИЕ**

Эффективность испарительного охлаждения сред ограничена климатическими условиями, тем не менее, интерес к их возможностям в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1-9]. Испарительные воздухоохладители могут использоваться как в автономном варианте, в традиционной и альтернативной энергетике, холодильной и криогенной технике, так и в составе комбинированных систем, например в составе осушительно-испарительных охладителей, основанных на теплоиспользующем абсорбционном цикле, где предварительное осушение воздуха обеспечивает высокую эффективность последую-

щего испарительного охлаждения сред в холодильных системах и термовлажностную обработку воздуха в системах кондиционирования [2, 3].

**I. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ**

Методы испарительного охлаждения сред (ИО), основанные на естественной неравновесности окружающей среды в виде психрометрической разности температур широко применяются в традиционной энергетике, холодильной и криогенной технике и технике кондиционирования воздуха. Сравнительно с пароконденсационной холодильной техникой они обеспечивают существенно экономию энергии и характеризуются высокой экологи-

ческой чистотой. Это 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. Как показано в работах [1-3], предел охлаждения определяется, помимо величины  $t_m$ , соотношением потоков газа и жидкости в аппарате, при этом реальное значение предела охлаждения будет выше значения  $t_m$ .

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. НОВЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

В работах [2, 3, 5-9] рассмотрены ИО непрямого типа, обеспечивающие бесконтактное охлаждение продуктового потока воздуха, и использующие вспомогательный воздушный поток, вступающий в непосредственный контакт с рециркулирующей через «мокрую» часть аппарата водой, в виде стекающей по поверхностям канала жидкостной пленки. Это воздухоохладители непрямого типа НИО (IEC). Продуктовый (основной) воздушный поток, охлажденный в НИО при неизменном влагосодержании, имеет сниженную температуру мокрого термометра и может использоваться в многоступенчатом охладителе (по формуле «НИО-НИО-НИО»), для более глубокого охлаждения сред, и, в этом случае пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха  $t_p$ , что самым существенным образом расширяет диапазон практического использования ИО. И здесь предел охлаждения зависит от соотношения контактирующих потоков (применительно к НИО это соотношение основного и вспомогательного воздушных потоков,  $l = G_O/G_B$ ).

Особенно перспективным является использование так называемой регенеративной схемы НИО-Rg (IEC-Rg), которая, по сути, является одноступенчатой реализацией многоступенчатой схемы (рис. 1). Здесь воздушный поток проходит охлаждение в «сухой» части охладителя, и лишь затем делится на «основной» и «вспомогательный» потоки. На основе НИО-Rg нами предложены решения для воздухоохладителей-чиллеров Ch-Rg\* и Ch-Rg (рис. 1А и Б, соответственно; раздельные схемы), в которых осуществляется предварительное охлаждение наружного воздуха в теплообменнике 3, что обеспечивает понижение предела охлаждения до  $t_p$ . Нами предложен также ряд решений для многоступенчатых ИО (рис. 3 и 4) и выполнен, на основе собственных экспериментальных данных [1-3] предварительный анализ их принципиальных возможностей.

## III. АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ РАЗРАБОТАННЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ-ЧИЛЛЕРОВ

На H-X диаграмме влажного воздуха показано протекание процессов в разработанных одноступенчатых воздухоохладителях (рис. 2). Анализ базируется на ранее полученных экспериментальных данных по эффективности процессов в ИО прямого типа (ПИО и чиллер-воздухоохладитель Ch-Rg\*, по схеме на рис. 1А) и непрямого типа НИО, выполненного по совмещенной схеме и Ch-Rg, по схеме на рис. 1Б. В качестве насадки во всех типах ИО использовали моноблочные многоканальные насадки из полимерных материалов [2]. Эффективность ИО была принята равной для ПИО  $E_A = (t_1^T - t_2^T)/(t_1^T - t_m^1) = 0.65$  при эффективности теплообменников  $E_{T/O} = 0.8$ .

Воздухоохладители прямого типа ПИО и Ch-Rg\* имеют ограниченные возможности и обеспечивают термовлажностную обработку воздуха; пределом охлаждения для них является температура мокрого термометра наружного воздуха  $t_m^1$ .

Воздухоохладители непрямого типа НИО и чиллер Ch-Rg позволяют охладить «продуктовый» воздушный поток («основной» воздушный поток) при неизменном влагосодержании, что особенно благоприятно для построения систем кондиционирования воздуха СКВ и для построения различных многоступенчатых и комбинированных решений ИО, поскольку основной воздушный поток имеет более низкую температуру мокрого термометра, чем наружный воздух. Недостатком этих типов охладителей является то, что продуктовый поток является только частью входящего в аппарат полного воздушного потока, что повышает удельные энергозатраты.

Видно, что чиллер Ch-Rg обеспечивает самую низкую температуру охлажденного воздуха, причем пределом охлаждения для него является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности техники испарительного охлаждения. Сопутствующей пробле-

мой является резкое приближение линии изменения состояния воздушного потока к равновесной кривой, что сопряжено с опасностью «реконденсации» водяных паров и снижением эффективности процесса. Это явление требует дополнительного изучения.

На рис. 3 и 4 анализ продолжен для двух вариантов многоступенчатых ИО, построенных на основе НИО (Multistage type of indirect evaporative cooler, IECI–IECII–IECIII, – IECg mst). На рисунке 3 представлен IECg mst. с использованием части охлажденного в предыдущей ступени основного потока в качестве вспомогательного воздушного потока для следующей ступени, а на рисунке 4 рассмотрен IECg mst. с использованием в каждой ступени наружного воздуха в качестве вспомогательного воздушного потока. В качестве примера, в обоих случаях, выбран трехступенчатый вариант ИО, что позволяет не только изучить возможности многоступенчатых решений но и поэтапно проанализировать проблему «реконденсации» водяных паров, что затруднительно увидеть для одноступенчатого охладителя. Для каждого варианта IECg mst. в расчетах варьировали соотношение основного и вспомогательного воздушных потоков  $l = G_T/G_B$  по ступеням охлаждения. Видна высокая степень приближения к пределу охлаждения, – температуре точки росы наружного воздуха  $t_p^1$ .

Общий анализ возможностей новых решений приведен на рисунке 5. Степень приближения к пределу охлаждения  $\Delta t^{**} = (t_T^2 - t_p^1)$  для многоступенчатого охладителя IECg mst. составляет  $\Delta t^{**} = 3,5^{\circ}\text{C}$ , при  $\Delta t^{**} = 5,5^{\circ}\text{C}$  для одноступенчатого Ch-Rg. Но для чиллера Ch-Rg существенно меньшими оказываются стоимость и энергозатраты на организацию процесса (затраты энергии на вентилятор и насосы).

В работе [1], на основе «метода энтальпийного потенциала», был развит метод анализа состояния воздушного потока в ИО, позволяющий оценить падение эффективности процесса ИО при возникновении туманообразования в верхней зоне аппарата (процесс реконденсации). Это показывает, что достичь реально  $t_p^1$  не удастся именно по причине возрастающей степени приближения воздушного потока к кривой насыщения со снижением температурного уровня охлаждения (последовательно в каждой ступени). Одним из решений этой проблемы может быть регулирование величины  $l = G_T/G_B$  по ступеням охлаждения и этот вопрос требует дальнейшего изучения.

## ВЫВОДЫ

1. Переход от традиционной схемы воздухоохладителя непрямого типа НИО-Rg (IEC-Rg) к ИО с предварительным охлаждением наружного воздуха (чиллер-воздухоохладитель Ch-Rg) позволяет снизить температуру охлаждения; здесь пределом охлаждения является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расши-

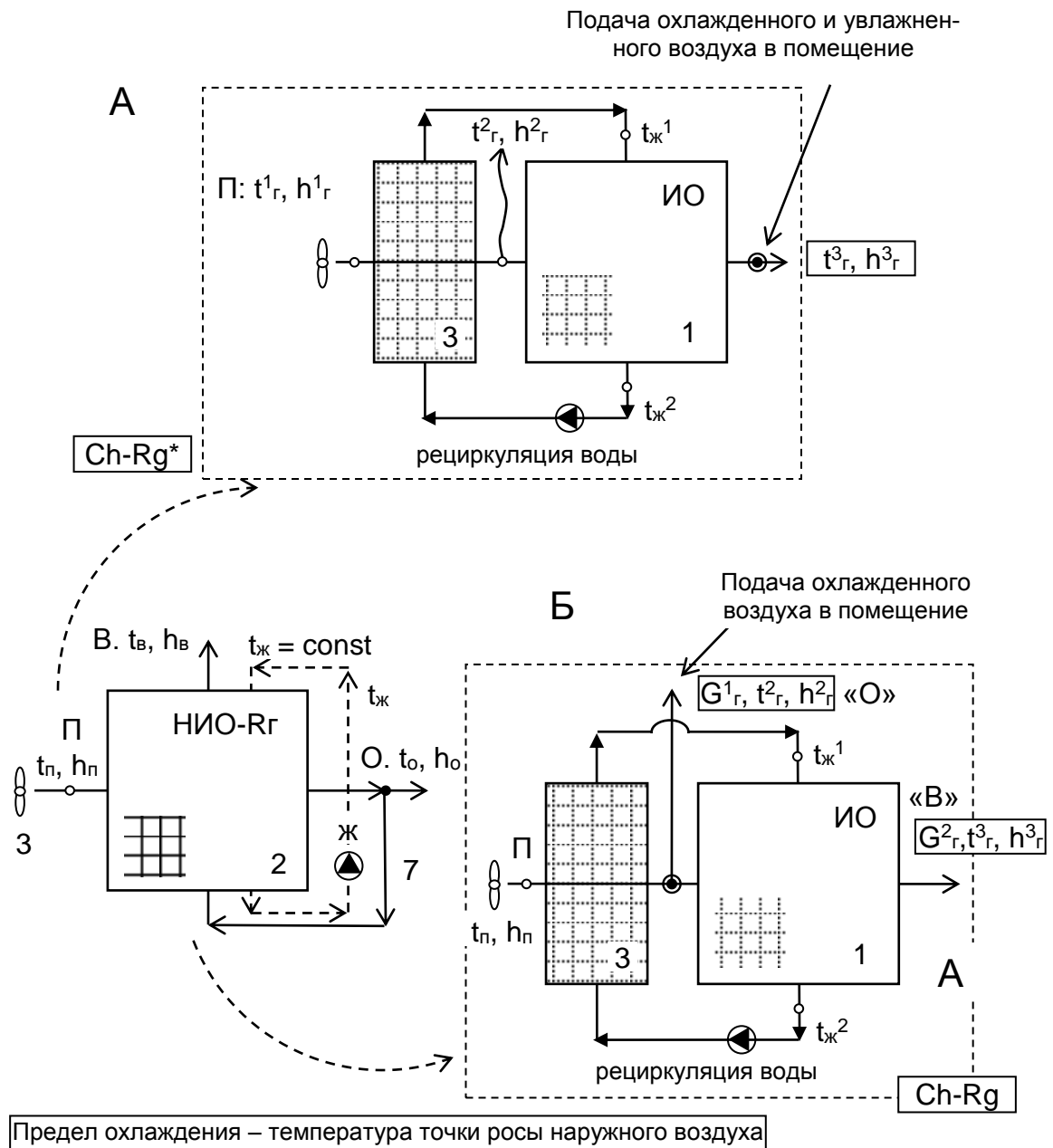
ряет возможности практического использования нового класса испарительных воздухоохладителей.

2. Для многоступенчатого ИО (multi-stage type of indirect evaporative cooler, – IECg mst.), построенного на основе НИО (IEC), пределом охлаждения также является точка росы наружного воздуха, при существенном возрастании стоимости, габаритов и энергозатрат;

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

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дорошенко А. Компактная теплообменная аппаратура для холодильной техники (теория, 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 Cooling<sup>21</sup> 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.

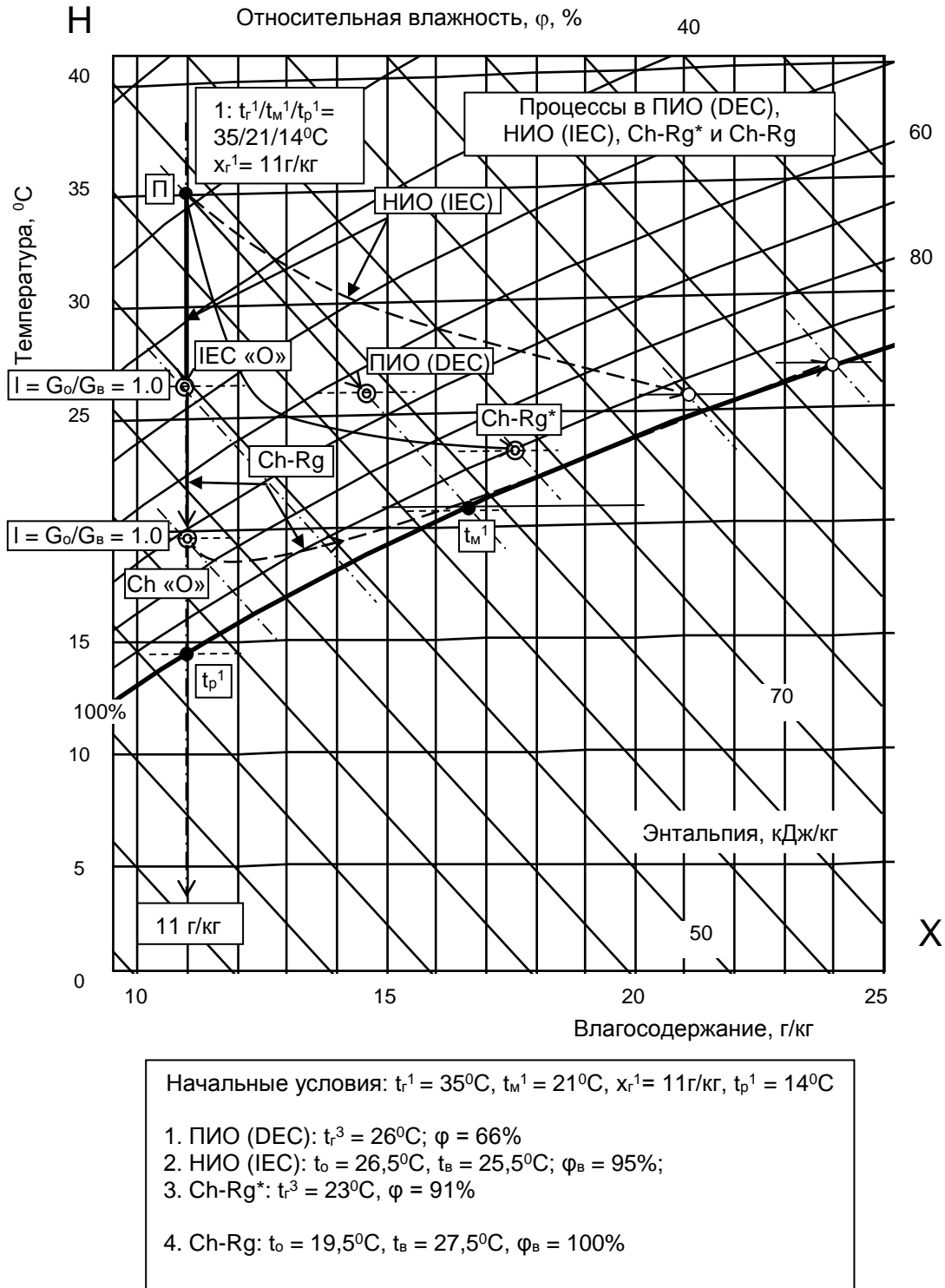


**Рисунок 1** – Принципиальные решения воздухоохлаждителя Ch-Rg, решенного по раздельной схеме:

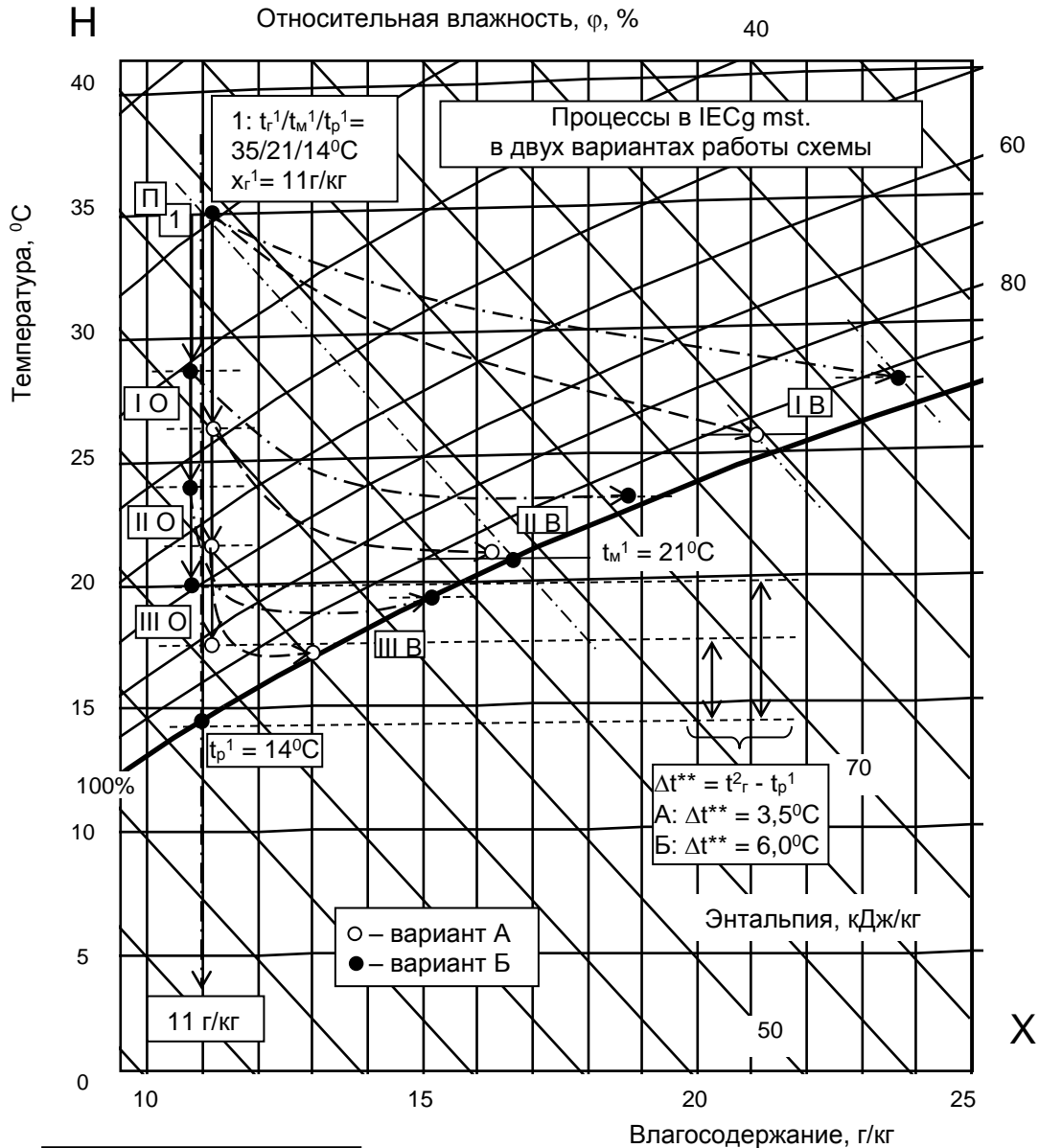
А – вариант Ch-Rg\* с подачей охладженного и увлажненного воздуха в помещение;

Б – вариант Ch-Rg с подачей охладженного воздуха в помещение

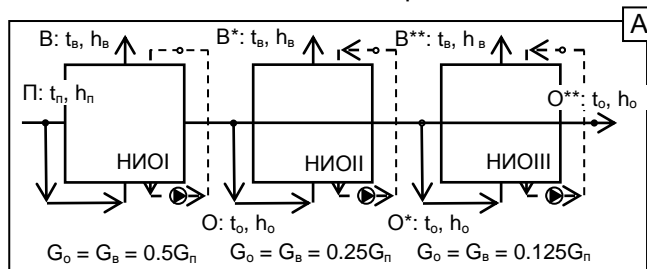
Обозначения: 1 – испарительный воздухоохлаждитель; 2 – НИО-Rг; 3 – водо-воздушный теплообменник



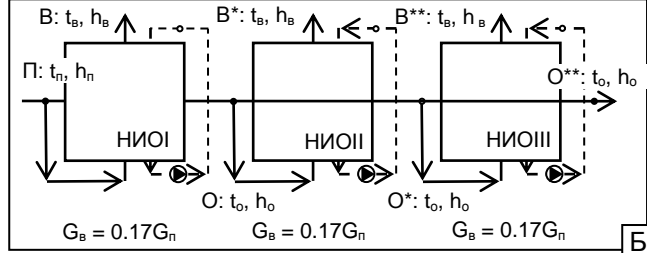
**Рисунок 2** – Сравнительный анализ работы испарительных воздухоохладителей ПИО (DEC), НИО (IEC), Ch-Rg\* и Ch-Rg (результаты для НИО и Ch-Rg приведены для соотношения воздушных потоков  $1 - G_o/G_b = 1,0$ )



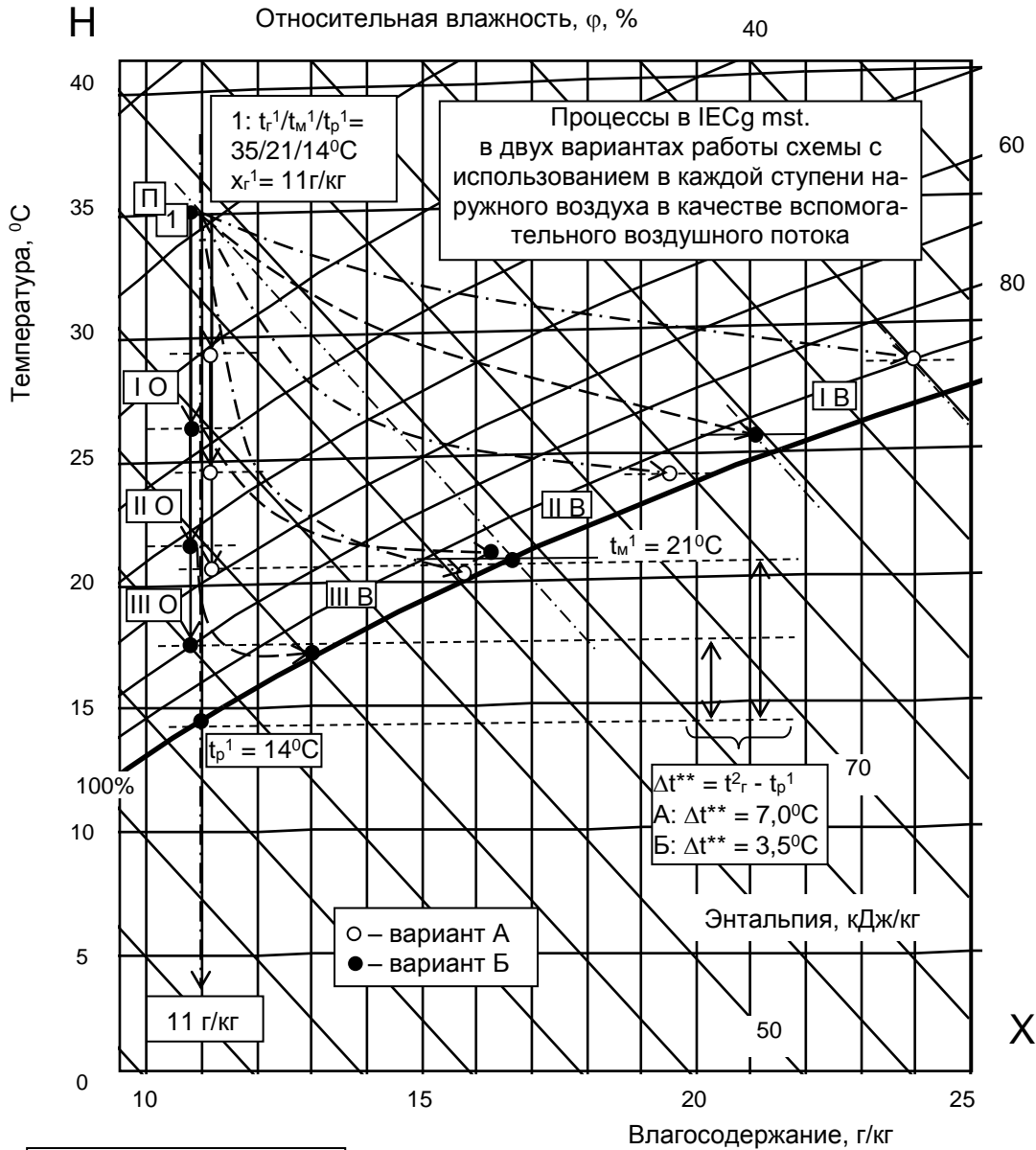
$I_{\Sigma} = G_o/G_B = 1,0; I_{CT} = 1,0$   
 $G_o = 0.125G_{п1}$   
 I:  $t_o = 26,5^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_B = 25,5^{\circ}\text{C}; \varphi_B = 95\%$   
 II:  $t_o = 21,5^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_B = 21,0^{\circ}\text{C}; \varphi_B = 97\%$   
 III:  $t_o = 17,5^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_B = 17,0^{\circ}\text{C}; \varphi_B = 100\%$



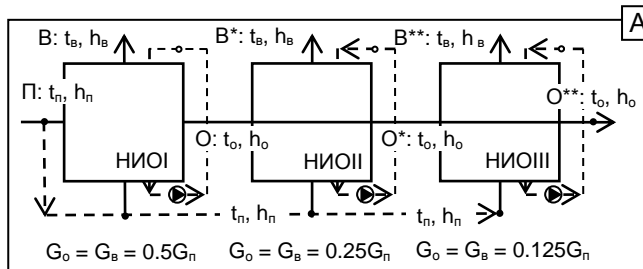
$I_{\Sigma} = G_o/G_B = 1,0; I_{CT} = 3,0$   
 $G_o = 0.5G_{п1}$   
 I:  $t_o = 28,5^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_B = 27,5^{\circ}\text{C}; \varphi_B = 93\%$   
 II:  $t_o = 24,0^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_B = 23,0^{\circ}\text{C}; \varphi_B = 97\%$   
 III:  $t_o = 20,0^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_B = 19,3^{\circ}\text{C}; \varphi_B = 100\%$



**Рисунок 3** – Анализ работы воздухоохладителя IESg mst. (по схеме с использованием части охлажденного в предыдущей ступени основного потока в качестве вспомогательного воздушного потока для следующей ступени)



$I_{\Sigma} = G_o/G_b = 1,0; I_{CT} = 1,0$   
 $G_o = 0,125G_n$   
 I:  $t_o = 29,0^{\circ}C,$   
 $t_b = 28,0^{\circ}C; \varphi_b = 90\%$   
 II:  $t_o = 24,5^{\circ}C,$   
 $t_b = 24,0^{\circ}C; \varphi_b = 98\%$   
 III:  $t_o = 21,0^{\circ}C,$   
 $t_b = 20,5^{\circ}C; \varphi_b = 100\%$



$I_{\Sigma} = G_o/G_b = 1,0; I_{CT} = 1,0$   
 $G_o = 0,125G_n$   
 I:  $t_o = 26,5^{\circ}C,$   
 $t_b = 25,5^{\circ}C; \varphi_b = 95\%$   
 II:  $t_o = 21,5^{\circ}C,$   
 $t_b = 21,0^{\circ}C; \varphi_b = 97\%$   
 III:  $t_o = 17,5^{\circ}C,$   
 $t_b = 17,0^{\circ}C; \varphi_b = 100\%$

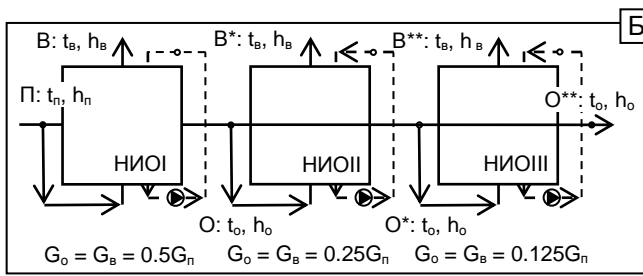
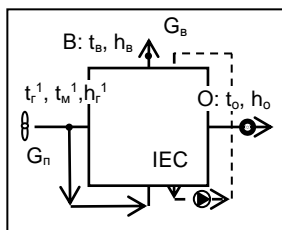
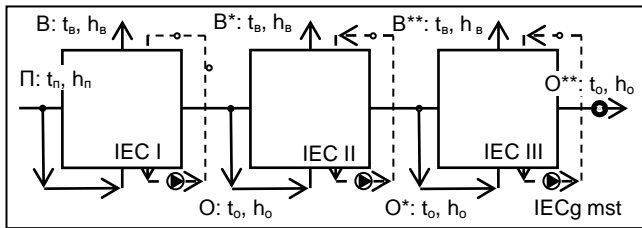
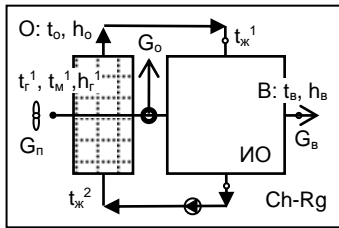
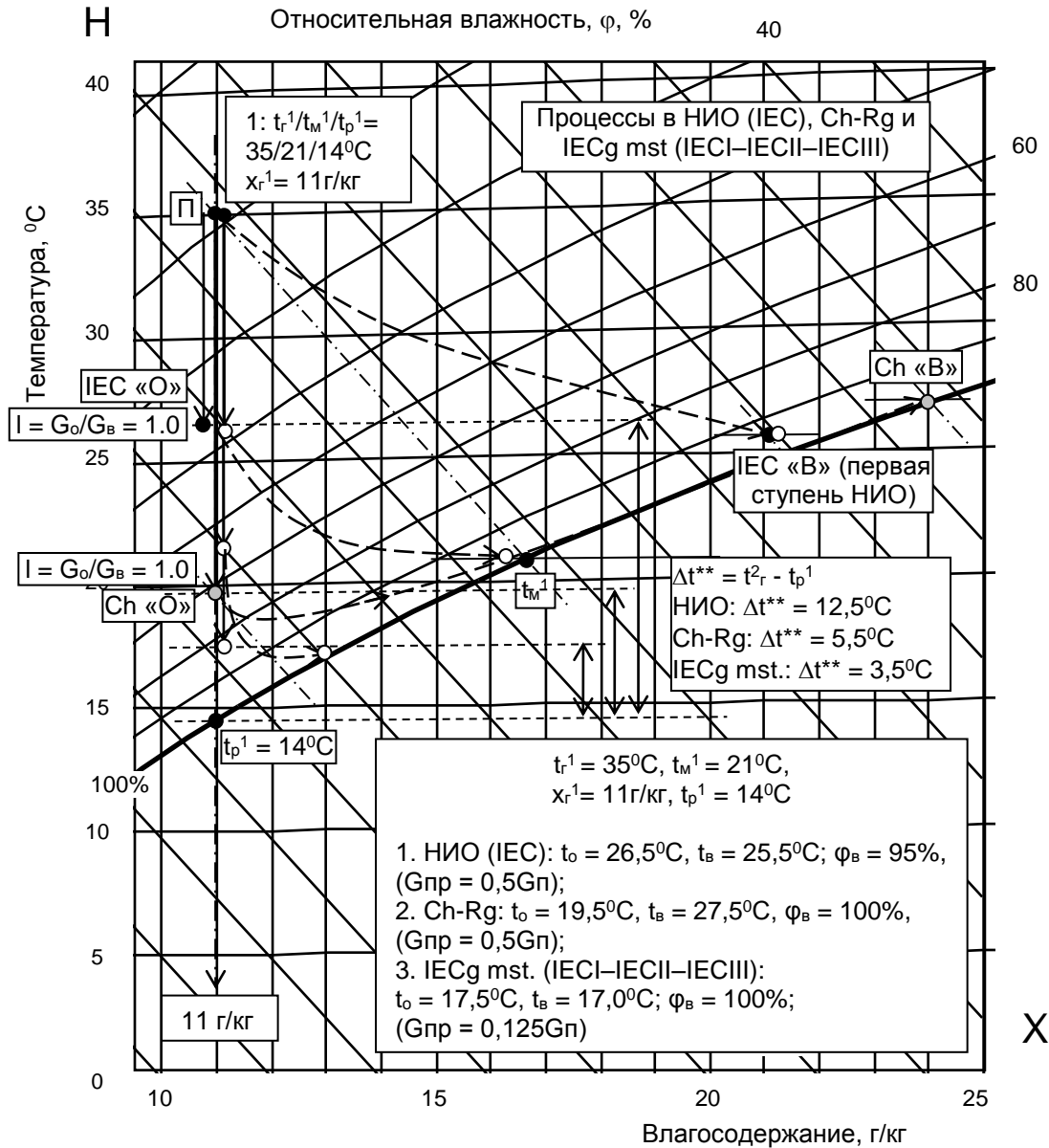


Рисунок 4 – Анализ работы воздухоохладителя IECg mst. для соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков:  $I_{\Sigma} = G_o/G_b = 1.0$



**Рисунок 5** – Сравнительный анализ работы испарительных воздухоохладителей НИО (IEC), Ch-Rg и IECg mst.



A.V. Doroshenko<sup>1</sup>, K.A. Rzhesik<sup>2</sup>, M.V. Gordienko<sup>2</sup>

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

<sup>2</sup> Donetsk University of Economics and Trade named M. Tugan-Baranovsky, 31 Shchorsa str., Donetsk, 83050

## EVAPORATED COOLERS OF AIR FOR POWER AND REFRIGERATION SYSTEMS. NEW DECISIONS AND POSSIBILITIES

The authors note the increasing importance of the evaporative methods of cooling, in particular, air coolers. On the basis of the evaporative coolers of indirect type (Indirect evaporative cooling, IEC) new decisions are worked out for chillers Ch-Rg\* and Ch-Rg, in that the preliminary cooling of ambient air comes true in a heat-exchanger before its entering the evaporative cooler of EC, that provides lowering of the cooling limit to the dew point temperature of the ambient air of  $t_p$ . Also several decisions were offered by the authors for multi-stage EC (IECg mst.) and, on the basis of the own experimental data, preliminary analysis of their fundamental possibilities was executed. The multichannel surfaces from polymeric materials were used as the nozzles in all types of EC. Air coolers of direct type DEC and Ch-Rg\* have as a cooling limit the temperature of ambient air wet thermometer. IEC indirect type coolers and chiller Ch-Rg allow to cool the air flow at unchanging dryness, that is promisingly for the construction of the climatization systems and for the EC different multi-stage decisions design and have as a cooling limit a temperature of ambient air dew point. The comparative analysis of new decisions potential showed that degree of approaching to the cooling limit  $\Delta t^{**} = (t_c - t_p^1)$  for the multi-stage cooler of IECg mst. is  $\Delta t^{**} = 3,5^{\circ}\text{C}$ , at  $\Delta t^{**} = 5,5^{\circ}\text{C}$  for single-stage Ch-Rg. But for chiller Ch-Rg the cost and expenses of power on the organization process are significantly less.

**Key words:** Evaporative cooler – Polymeric materials – Combined heat and mass transfer – Recondensation

## REFERENCES

1. **Doroshenko A.** Kompaktnaya teplomassoobmen-naya apparatura dlya kholodil'noy tekhniki (teoriya, raschet, inzhenernaya praktika). Doktorskaya dissertatsiya, Odesskiy institut nizkotemperaturnoy tekhniki i energetiki. Odes-sa. - 1992. – t. 1. – 350 p., t. 2. – 260 p.
2. **Doroshenko A.V., Glauberman M.A.** Al'ternativnaya energetika, Solnechnye sistemy teplo-khladosnabzheniya, Odessa, ONU im. Mechnikova, 2012, 447 p.
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., Lelland Gillan, M.** 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling<sup>21</sup> 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 20.02.2014, прийнята до друку 04.03.2014