

РОЗДІЛ 2 ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 536.248.2:532.529.5

Амина Абдсемед

University Hadj Lakhdar of Batna, Algeria

РАЗРАБОТКА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ВОДООХЛАДИТЕЛЕЙ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА И АНАЛИЗ ИХ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ

Разработана концепция создания испарительных охладителей воды нового поколения с использованием водо-воздушного теплообменника для предварительного охлаждения поступающего в аппарат воздуха, при его неизменном влагосодержании. Естественным пределом охлаждения в таких системах является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования техники испарительного охлаждения в целом и позволяет решать ряд задач холодильной техники и техники кондиционирования воздуха с существенным снижением энергетических затрат на реализацию процессов и снижением уровня вредного экологического воздействия на окружающую среду. В испарительном охладителе используются многоканальные структуры из полимерных материалов. Выполнено сравнение возможностей охладителей воды традиционного типа и нового поколения охладителей воды при варьировании начальных параметров и соотношения потоков газа и жидкости в основных контурах испарительных охладителей. Особое внимание уделено вопросу ре-конденсации водяного пара при переходе на глубокое испарительное охлаждение сред. Выполнен, на основе теоретических и экспериментальных данных автора, предварительный анализ возможностей таких охладителей применительно к решению задач испарительного охлаждения

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

Аміна Абдсемед

University Hadj Lakhdar of Batna, Algeria

РОЗРОБКА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНИХ ВОДООХОЛДЖУВАЧІВ ВИПАРНОГО ТИПУ ТА АНАЛІЗ ЇХ ПРИНЦИПОВИХ МОЖЛИВОСТЕЙ

Розроблено концепцію створення випарних охолоджувачів води нового покоління з використанням водо-повітряного теплообмінника для попереднього охолодження повітря, що надходить в апарат, при його незмінній вологомісткості. Природною межею охолодження в таких системах є точка роси зовнішнього повітря, що істотно розширює можливості практичного використання техніки випарного охолодження в цілому і дозволяє вирішувати ряд завдань холодильної техніки і техніки кондиціонування повітря з істотним зниженням енергетичних витрат на реалізацію процесів і зниженням рівня шкідливого екологічного впливу на навколишнє середовище. У випарному охолоджувачі використовуються багатоканальні структури з полімерних матеріалів. Виконано порівняння можливостей охолоджувачів води традиційного типу і нового покоління охолоджувачів води при варіюванні початкових параметрів і співвідношення потоків газу і рідини в основних контурах випарних охолоджувачів. Особливу увагу приділено питанню ре-конденсації водяної пари при переході на глибоке випарне охолодження середовищ. Виконано, на основі теоретичних і експериментальних даних автора, попередній аналіз можливостей таких охолоджувачів стосовно до вирішення завдань випарного охолодження.

Ключові слова: Випарний охолоджувач; Багатоканальна насадка; Полімерні матеріали; Спільний теплообмін; Реконденсація.

DOI: 10.15673/0453-8307.3/2015.39277



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

ВВЕДЕНИЕ

Интерес к возможностям испарительного охлаждения сред в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1, 4-6]. Испари-

тельные 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 [1-3]. Широкое практическое применение находят испарительные охладители прямого типа (воздухоохладители ПИО, direct evaporative cooling, DEC и водоохладители-градирни ГРД, cooling tower, CTW) и непрямого типов (воздухо- и водоохладители НИОг и НИОж, indirect evaporative cooling, IECg, IECw). Возможности таких охладителей по достигаемому температурному уровню охлаждения ограничены температурой наружного воздуха по мокрому термометру t_m , являющейся естественным пределом охлаждения, их эффективность существенно зависит от местных климатических условий. Предел охлаждения в ИО определяется, помимо величины t_m , соотношением потоков газа и жидкости в тепломасообменном аппарате (ТМА), 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.

Значительный интерес в последние годы вызывают ИО со сниженным пределом испарительного охлаждения сред [5-6]. 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.

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

I. РАЗРАБОТКА ВОДООХЛАДИТЕЛЕЙ СО СНИЖЕННЫМ ПРЕДЕЛОМ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ CH-RW

На рисунке 1 приведены схемные решения испарительных водоохладителей, градирни ГРД (А) и водоохладителя-чиллера Ch-Rw (Б). Последний может быть оформлен как по совмещенной, так и по раздельной схемам. Отметим, что конструктивное оформление чиллера Ch-Rw по совмещенной схеме, то есть с внутренним расположением водо-воздушного теплообменника затруднительно, поскольку приводит к сложностям распределения воздушных потоков и росту неравно-

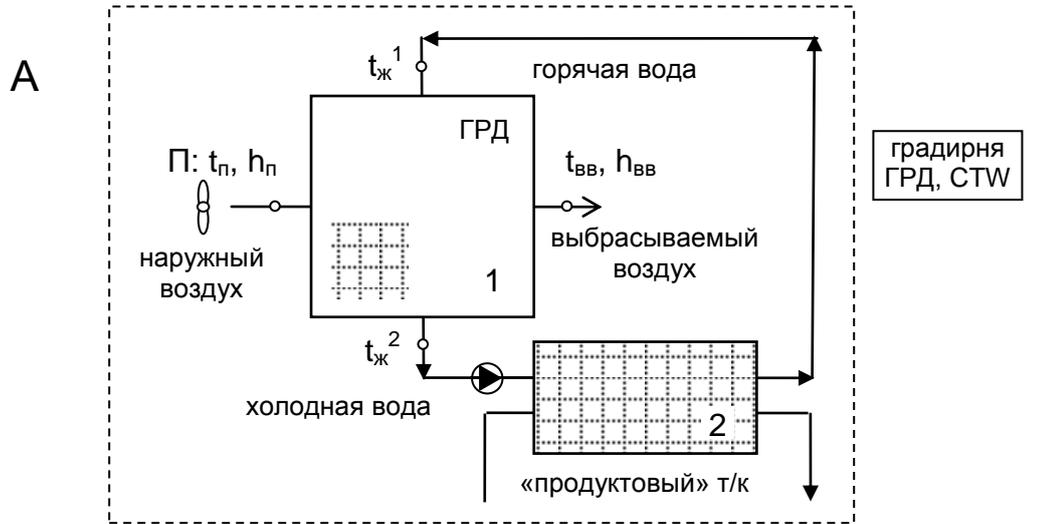
мерности их распределения по многоканальной насадке ИО. Именно неравномерность распределения контактирующих потоков в тепломасообменных аппаратах ТМА резко снижает возможности моделирования на основе теории подобия, затрудняя решение масштабного перехода [1]. На рисунке 1Б представлено решение для водоохладителя Ch-Rw, выполненное по раздельной схеме с вынесенным воздухо-водяным теплообменником (3). При снижении температуры поступающего в ИО воздуха, при его неизменном влагосодержании, понижается и значение предела испарительного охлаждения. Для Ch-Rw предел охлаждения теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_p^1 .

II. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОДООХЛАДИТЕЛЕЙ, ГРАДИРНИ ГРД И ЧИЛЛЕРА CH-RW

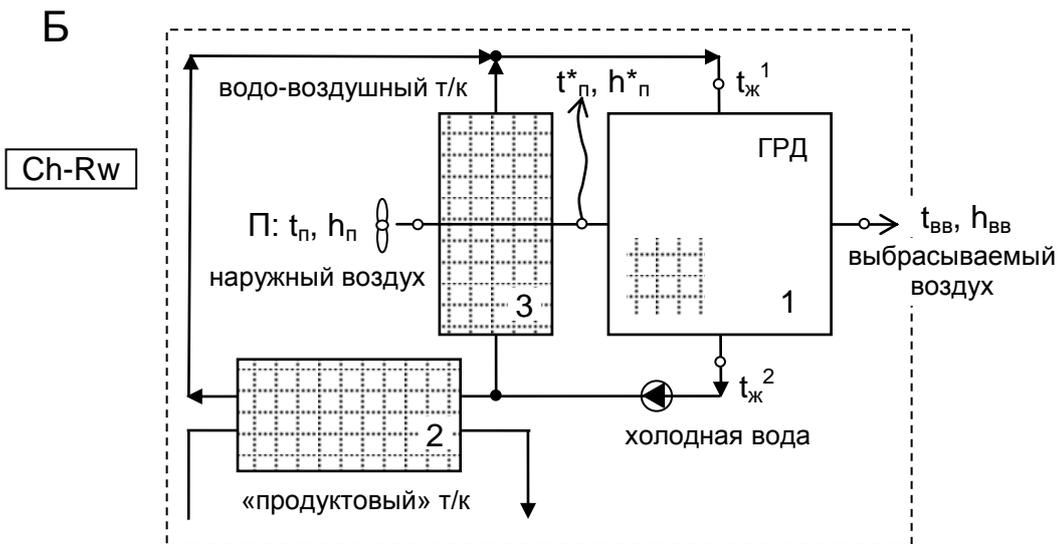
Изучались сравнительные возможности испарительных водоохладителей, градирни ГРД и чиллера Ch-Rw. Основой для сравнительного анализа послужили опытные данные, как ранее полученные в ОГАХ [1-3], так и полученные в ходе экспериментального исследования автора. В ТМА использовалась насадка многоканальной структуры, выполненная из полимерных материалов [1, 2]. Схема контактирования в ИО принята как противотак и поперечноточной.

На рисунке 2 приведен сравнительный анализ возможностей испарительных водоохладителей: градирни ГРД (CTW) и разработанного водоохладителя-чиллера Ch-Rw при условии $l = G_r/G_{ж} = 1.0$ в ИО для обеих схем охладителей. Для чиллера Ch-Rw дополнительно принято соотношение расходов жидкости в основных контурах охлаждения, - в водо-водяном и водо-воздушном теплообменниках: $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1,0$. Процессы в градирне: 1-3 (по воздушному потоку), 5-6 – по охлаждаемой воде. Процессы в Ch-Rw: 1-2-4 и 7-8, соответственно. Состояния воды условно показано точками на кривой насыщения. Степень приближения к естественному пределу охлаждения, температуре воздуха по мокрому термометру на входе в ИО, - t_m^1 , составляет для ГРД $2,5^0C$ и для чиллера $3,5$, возрастая со снижением предела охлаждения. Видно, что степень приближения к температуре точки росы наружного воздуха t_p^1 составляет в сравниваемых случаях $9,5$ (ГРД) и $6,0^0C$ (Ch-R), соответственно. Использование Ch-Rw позволяет охладить воду ниже t_m^1 наружного воздуха.

Рисунок 3 иллюстрирует влияние соотношения расходов газа и жидкости $l = G_r/G_{ж}$ на характеристики процесса испарительного охлаждения воды в градирне ГРД. Уменьшение удельного расхода воздуха на единицу расхода охлаждаемой воды ($l = G_r/G_{ж}$) естественно приводит к росту $t_{ж}^2$ и степени приближения к пределу испарительного охлаждения $\Delta t^* = (t_{ж}^2 - t_m^1)$.



Испарительный водоохладитель прямого типа ГРД (Cooling Tower СТВ), предел охлаждения – температура мокрого термометра наружного воздуха



Испарительный водоохладитель непрямого типа на основе градирни ГРД (Indirect evaporative cooler, chiller Ch-Rw), предел охлаждения – температура точки росы наружного воздуха

Рисунок 1 – Принципиальные схемные решения испарительных водоохладителей прямого (А, градирня) и непрямого типа (Б, водоохладитель непрямого типа, чиллер Ch-Rw), построенных по раздельной схеме

Обозначения: 1 – градирня ГРД; 2, 3 – теплообменники (водо- и воздухоохладитель)

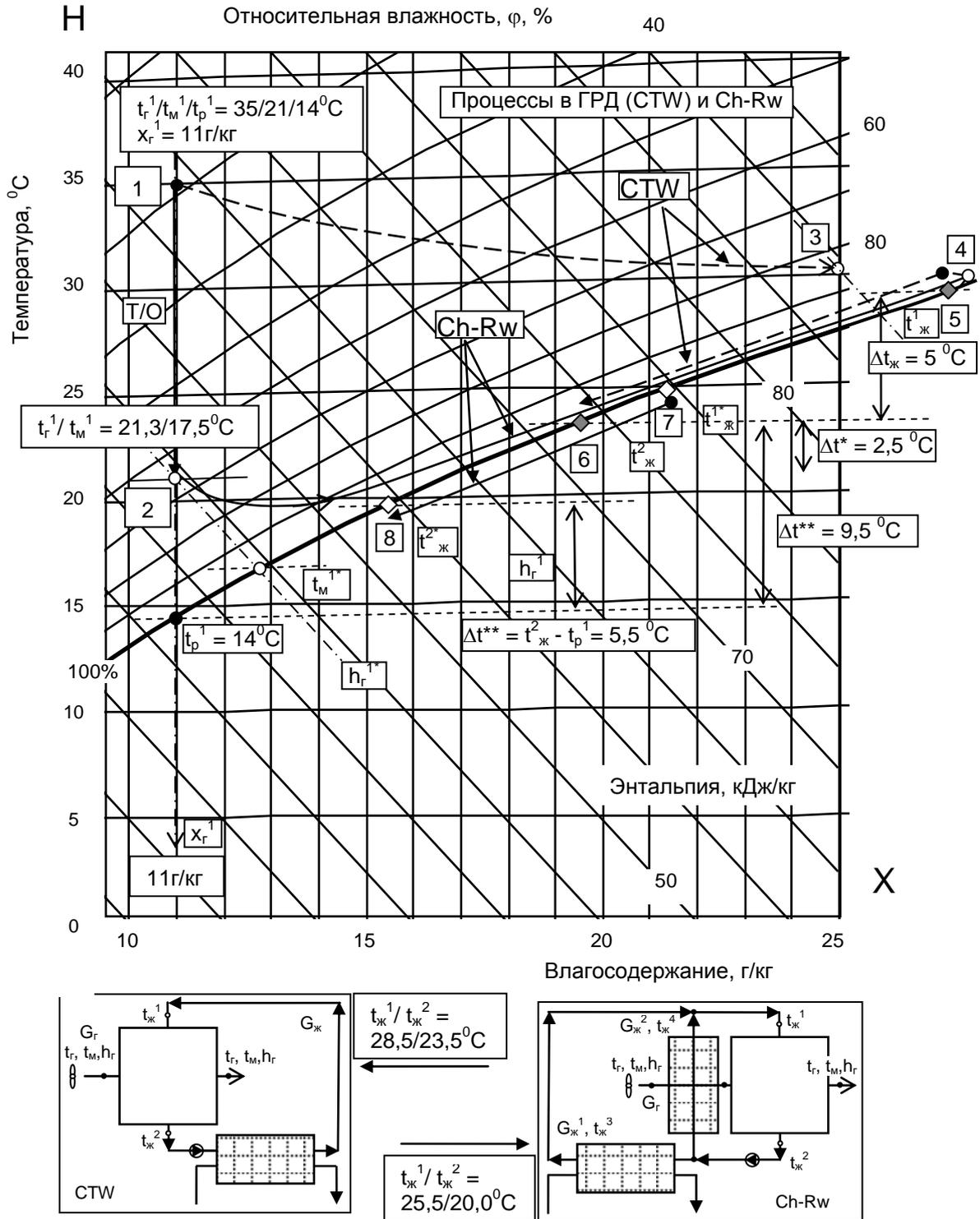
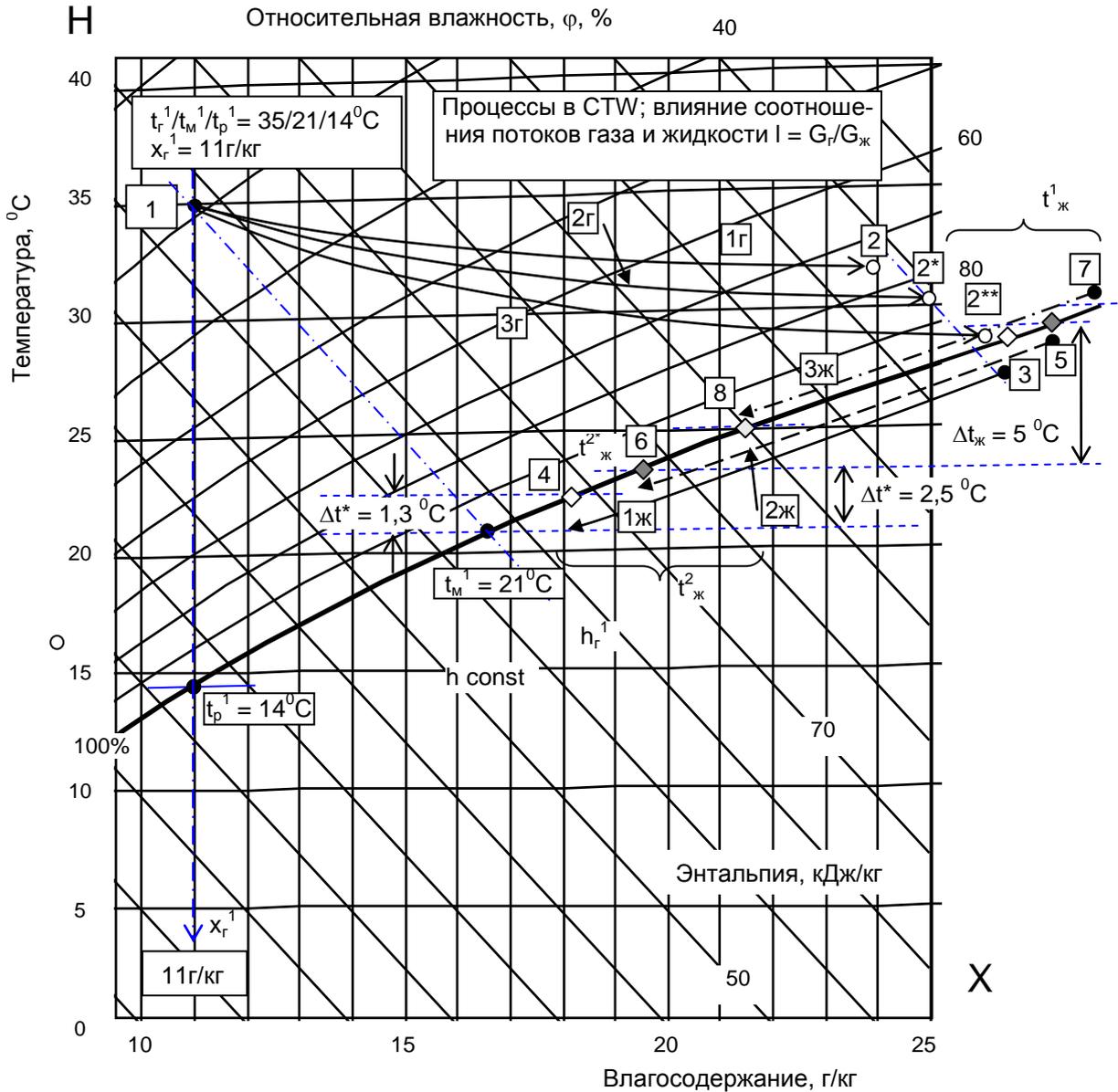


Рисунок 2 – Анализ возможностей испарительных водоохлаждателей: градирни ГРД (CTW) и водоохлаждателя-чиллера Ch-Rw. Условия сравнения; $1 = G_r/G_{ж} = 1,0$ для обеих схем охладителей ($1^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1,0$).

Обозначения: 1-3, 5-6 – процессы в ГРД; 1-2-4 и 7-8 процессы в Ch-Rw (изменения состояния воздуха и воды). Состояния воды показано условно точками на кривой насыщения



$t_r^1 = 35^\circ\text{C}, x_r^1 = 11\text{г/кг},$ $t_p^1 = 14^\circ\text{C}$
1. $l = G_r/G_{ж} = 1,5; t_{ж}^1/t_{ж}^2 = 28,0/22,3^\circ\text{C},$ $t_r = 31,5^\circ\text{C}, \varphi_r = 76\%; \Delta t_{ж} = 5,7^\circ\text{C}, \Delta t^* = 1,3^\circ\text{C}$
2. $l = G_r/G_{ж} = 1,0; t_{ж}^1/t_{ж}^2 = 28,5/23,5^\circ\text{C},$ $t_r = 30,5^\circ\text{C}, \varphi_r = 86\%; \Delta t_{ж} = 5^\circ\text{C}, \Delta t^* = 2,5^\circ\text{C}$
3. $l = G_r/G_{ж} = 0,5; t_{ж}^1/t_{ж}^2 = 29,5/25,0^\circ\text{C},$ $t_r = 28,5^\circ\text{C}, \varphi_r = 98\%; \Delta t_{ж} = 4,5^\circ\text{C}, \Delta t^* = 4,0^\circ\text{C}$

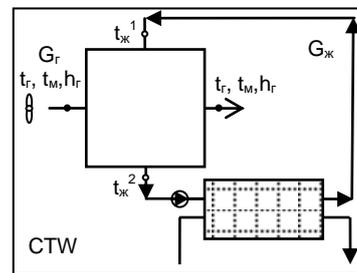
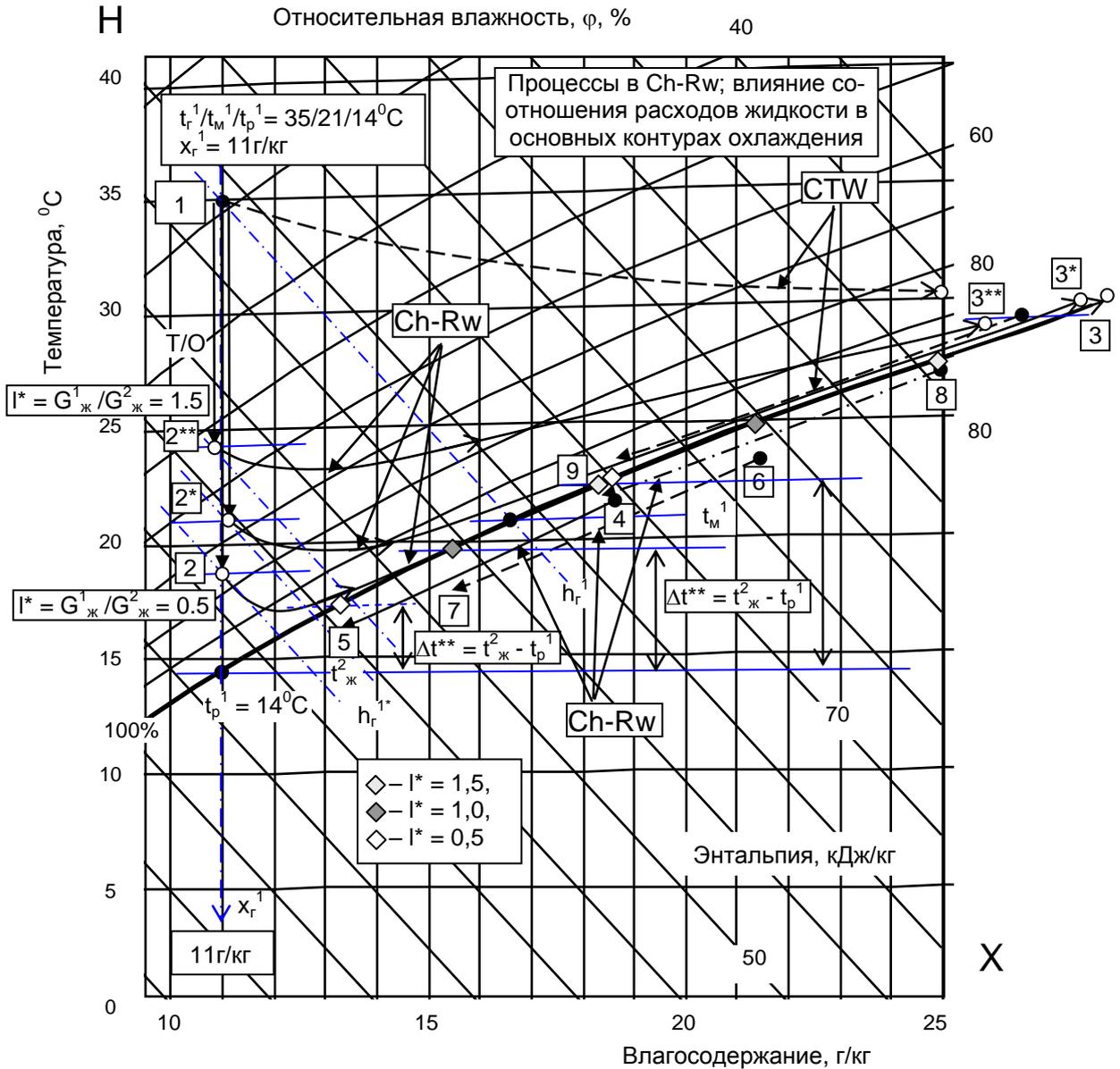


Рисунок 3 – Влияние соотношения расходов газа и жидкости $l = G_r/G_{ж}$ на характеристики процесса испарительного охлаждения воды в градирне ГРД
 Обозначения: 1-2 (2*, 2**) – изменение состояния воздушного потока; 3-4, 5-6 и 7-8 – процессы охлаждения воды в градирне (показан условно точками на кривой насыщения)



$t_r^1 = 35^{\circ}\text{C}, x_r^1 = 11\text{г/кг},$ $t_p^1 = 14^{\circ}\text{C} (l = G_r/G_{ж\Sigma} = 1.0)$
1. $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1,5; t_{ж}^1/t_{ж}^2 = 27,0/22,3^{\circ}\text{C},$ $t_r = 28,5^{\circ}\text{C}, \varphi_r = 96\%; \Delta t^{**} = 8,3^{\circ}\text{C}$
2. $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1,0; t_{ж}^1/t_{ж}^2 = 25,5/20,0^{\circ}\text{C},$ $t_r = 29,5^{\circ}\text{C}, \varphi_r = 98\%; \Delta t^{**} = 5,5^{\circ}\text{C}$
3. $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 0,5; t_{ж}^1/t_{ж}^2 = 23,0/17,5^{\circ}\text{C},$ $t_r = 31,5^{\circ}\text{C}, \varphi_r = 100\%; \Delta t^{**} = 3,0^{\circ}\text{C}$

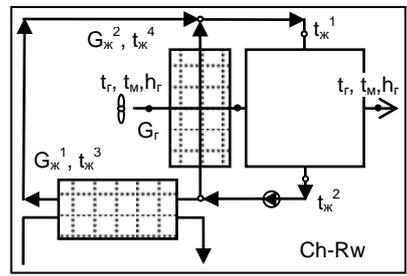


Рисунок 4 – Анализ возможностей водоохладителя-чиллера Ch-Rw в зависимости от соотношения расходов воды в основных контурах охлаждения $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2$. Условия сравнения: $l = G_r/G_{ж\Sigma} = 1.0$ для всех анализируемых вариантов работы Ch-Rw ($G_{ж\Sigma} = G_{ж}^1 + G_{ж}^2$). Обозначения: 1-3, 5-6 – процессы в ГРД; 1-2-4 и 7-8 процессы в Ch-Rw (изменения состояния воздуха и воды). Состояния воды показано условно точками на кривой насыщения

В работе [1] показано, что оптимальным для градиента, с точки зрения удельных энергозатрат, является величина характеристического числа $\Lambda = 1 / I_{ид} = 1,0$ (где $I_{ид}$ – относительный минимальный расход воздуха). Когда $I = I_{ид}$ и $F = \infty$, на обоих концах испарительного охладителя (ИО) устанавливаются состояния термодинамического равновесия. Условия эксплуатации градири характеризуются *характеристическим числом* $\Lambda = 1 / I_{ид}$ [1].

Для начальных условий: $t_r^1 = 35^{\circ}\text{C}$, $x_r^1 = 11\text{г/кг}$, $t_p^1 = 14^{\circ}\text{C}$, получено:

1. $l = G_r / G_{ж} = 1,5$; $t_{ж}^1 / t_{ж}^2 = 28,0 / 22,3^{\circ}\text{C}$,
 $t_r = 31,5^{\circ}\text{C}$, $\phi_r = 76\%$; $\Delta t_{ж} = 5,7^{\circ}\text{C}$, $\Delta t^* = 1,3^{\circ}\text{C}$
2. $l = G_r / G_{ж} = 1,0$; $t_{ж}^1 / t_{ж}^2 = 28,5 / 23,5^{\circ}\text{C}$,
 $t_r = 30,5^{\circ}\text{C}$, $\phi_r = 86\%$; $\Delta t_{ж} = 5^{\circ}\text{C}$, $\Delta t^* = 2,5^{\circ}\text{C}$
3. $l = G_r / G_{ж} = 0,5$; $t_{ж}^1 / t_{ж}^2 = 29,5 / 25,0^{\circ}\text{C}$,
 $t_r = 28,5^{\circ}\text{C}$, $\phi_r = 98\%$; $\Delta t_{ж} = 4,5^{\circ}\text{C}$, $\Delta t^* = 4,0^{\circ}\text{C}$

Аналогичный анализ на рисунке 4 выполнен применительно к охладителю Ch-Rw, в зависимости от соотношения расходов воды в основных контурах охлаждения $l^* = G^1_{ж} / G^2_{ж}$. При этом условии сравнения $l = G_r / G_{ж\Sigma} = 1,0$ характерно для всех анализируемых вариантов работы Ch-Rw (где $G_{ж\Sigma} = G^1_{ж} + G^2_{ж}$). Хорошо видно, как рост доли холодной воды, поступающей в теплообменник предварительного охлаждения воздуха ($G^1_{ж}$) приводит к снижению температуры охлажденной воды $t_{ж}^2$, так что величина $\Delta t^{**} = (t_{ж}^2 - t_p^1)$, составляет 3°C для $l^* = 0,5$.

Для начальных условий: $t_r^1 = 35^{\circ}\text{C}$, $x_r^1 = 11\text{г/кг}$, $t_p^1 = 14^{\circ}\text{C}$ ($l = G_r / G_{ж\Sigma} = 1,0$) получено:

1. $l^* = G^1_{ж} / G^2_{ж} = 1,5$; $t_{ж}^1 / t_{ж}^2 = 27,0 / 22,3^{\circ}\text{C}$,
 $t_r = 28,5^{\circ}\text{C}$, $\phi_r = 96\%$; $\Delta t^{**} = 8,3^{\circ}\text{C}$
2. $l^* = G^1_{ж} / G^2_{ж} = 1,0$; $t_{ж}^1 / t_{ж}^2 = 25,5 / 20,0^{\circ}\text{C}$,
 $t_r = 29,5^{\circ}\text{C}$, $\phi_r = 98\%$; $\Delta t^{**} = 5,5^{\circ}\text{C}$
3. $l^* = G^1_{ж} / G^2_{ж} = 0,5$; $t_{ж}^1 / t_{ж}^2 = 23,0 / 17,5^{\circ}\text{C}$,
 $t_r = 31,5^{\circ}\text{C}$, $\phi_r = 100\%$; $\Delta t^{**} = 3,0^{\circ}\text{C}$

Особо отметим, что для охладителя Ch-Rw линия изменения состояния воздушного потока вплотную приближается и в дальнейшем следует линии полного насыщения $\phi = 100\%$, что может привести к реконденсации водяных паров и резкому снижению эффективности процесса охлаждения.

ВЫВОДЫ

1. Сравнительно с прямым испарительным охлаждением воды в градирине ГРД, охлаждение в охладителе-чиллере Ch-Rw обеспечивает возможность значительно понижения температуры, так что, в конечном итоге, пределом охлаждения здесь является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет границы практического использования испарительных водоохладителей;

2. Дальнейшее приближение к пределу охлаждения в Ch-Rw обеспечивает варьирование соотношения расходов жидкости в основных контурах охлаждения $l^* = G^1_{ж} / G^2_{ж}$, при этом для величины $l^* = 0,5$ степень приближения к t_p^1 составляет $\Delta t^{**} = 3,0^{\circ}\text{C}$, и может быть еще снижена при росте величины $l = G_r / G_{ж\Sigma}$; особо отметим, что достижение температуры t_p^1 , отмечаемое в работах [5,6] невозможно; величина t_p^1 может рассматриваться только как предел испарительного охлаждения для чиллера;

3. Для чиллера-водоохладителя Ch-Rw линия изменения состояния воздушного потока вплотную приближается и в дальнейшем следует линии полного насыщения $\phi = 100\%$, что может привести к реконденсации водяных паров и резкому снижению эффективности процесса охлаждения; этот вопрос нуждается в отдельном изучении и в настоящее время в научной литературе практически не рассмотрен; варьирование соотношений потоков $l^* = G^1_{ж} / G^2_{ж}$ может быть использовано для Ch-Rw как путь к решению задачи «реконденсации»;

4. Вполне очевидно, что переходу на «глубокое охлаждение» воды в Ch-Rw, сравнительно с градириной, неизбежно приведет к росту удельных энергозатрат; с этой точки зрения интерес представляет изучение оптимальных условий работы такого водоохладителя, в частности, изучение влияния соотношений контактирующих потоков газа и жидкости $l = G_r / G_{ж}$ на эффективность процесса, а также влияния величины $l^* = G^1_{ж} / G^2_{ж}$ (соотношения расходов жидкости в основных контурах охлаждения чиллера Ch-Rw) и выработка соответствующих рекомендаций для расчета и проектирования водоохладителей нового поколения Ch-Rw.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дорощенко А.В., Глауберман М.А. 2012. Альтернативная энергетика, Солнечные системы тепло-хладоснабжения, Одесса, ОНУ им. Мечникова, 447 с.
2. Doroshenko, A., Shestopalov, K., Khliyeva, O. 2014. Development of new schematic solutions and heat and mass transfer equipment for alternative solar liquid desiccant cooling systems. *International Sorption Heat Pump Conference 2014*, March 31 – April 2, 2014, Washington.
3. Chen, G.M., Doroshenko, A.V., Shestopalov, K.O., Khliyeva, O.Y. 2014. Evaporative coolers of water and air for cooling systems. Analysis and perspectives. *The 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, August 31 – September 2, 2014, Hangzhou.
4. Y. Jiang, X. Xie. 2010. Theoretical and performance of an innovative indirect evaporative chiller. *Solar Energy*, 84 (12), 2041-2055. doi: 10.1016/j.solener.2010.09.012

5. **Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003.** The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling^{21^h} *International Congress of Refrigeration IIR/IIF*, Washington, D.C.

6. **Hakan Caliskan, Arif Hepbasli, Ibrahim Dincer, Valeriy Maisotsenko. 2011.** Thermodynamic

performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle. *International Journal of Refrigeration*, 34 (4), 980-990.

doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.02.001

Amina Abdessemed

University Hadj Lakhdar of Batna, Algeria

LOW-TEMPERATURE WATER EVAPORATIVE CHILLERS DEVELOPMENT AND THEIR FUNDAMENTAL CAPABILITIES ANALYSIS

Conception of creation of the water evaporative chillers of new generation is worked out with the use of air-water heat-exchanger for the preliminary cooling of entering air, at its unchanging moisture content. The natural limit of cooling in such systems is a dew of outward air point, that substantially extends capabilities of the evaporative cooling technique practical use as a whole and allows to decide the tasks of refrigeration and air-conditioning systems with a substantial power cost cutout on realization of processes and simultaneous decline of level of harmful ecological influence on an environment. In the evaporated cooler multichannel structures are used from polymeric materials. Traditional type and new generation water chillers capabilities comparison is executed at varying of initial parameters and correlation of gas streams and liquid in the basic contours of the evaporative chillers. The special attention is spared to the issue of water vapor condensation on the saturation line in transition on the deep evaporative cooling of environments. The comparative analysis of such coolers capabilities is executed on the basis of theoretical and experimental data of the author, as it applies to the solution of evaporative cooling tasks.

Key words: *Evaporative chiller; Multi-channel packing; Polymeric materials; Combined heat and mass transfer; Recondensation*

REFERENCES

1. **Doroshenko, A.V., Glauberman, M.A. 2012.** *Alternativnaya energtika. Solnechnye sistemy teplo-khladosnabzheniya.* Odessa National University n.a. Mechnikov, 447 p. (in Russian)

2. **Doroshenko, A., Shestopalov, K., Khliyeva, O. 2014.** Development of new schematic solutions and heat and mass transfer equipment for alternative solar liquid desiccant cooling systems. *International Sorption Heat Pump Conference 2014*, March 31 – April 2, 2014, Washington.

3. **Chen, G.M., Doroshenko, A.V., Shestopalov, K.O., Khliyeva, O.Y. 2014.** Evaporative coolers of water and air for cooling systems. Analysis and perspectives. *The 11th IIR Gustav Lorentzen Conference*

on Natural Refrigerants, August 31 – September 2, 2014, Hangzhou.

4. **Y. Jiang, X. Xie. 2010.** Theoretical and performance of an innovative indirect evaporative chiller. *Solar Energy*, 84 (12), 2041-2055.

doi: 10.1016/j.solener.2010.09.012

5. **Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003.** The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling^{21^h} *International Congress of Refrigeration IIR/IIF*, Washington, D.C.

6. **Hakan Caliskan, Arif Hepbasli, Ibrahim Dincer, Valeriy Maisotsenko. 2011.** Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle. *International Journal of Refrigeration*, 34 (4), 980-990.

doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.02.001

Отримана в редакції 11.03.2015, прийнята до друку 23.04.2015