

УДК 536.248.2:532.529.5

*А. Е. ДЕНИСОВА, Л. В. ИВАНОВА, А. В. ДОРОШЕНКО, А. С. ГОНЧАРЕНКО***НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ВОДООХЛАДИТЕЛИ.
РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ**

Розроблені принципиальні рішення випарних водо- і повітроохолоджувачів непрямого типу з пониженою межею охолодження. Нові рішення дозволяють понизити межу випарного охолодження середовищ в охолоджувачах-чилерах від температури мокрого термометра повітря, що поступає в охолоджувач, до температури точки роси. Насадка тепло-масообмінних апаратів плівкового типу виконана на основі багатоканальних композицій з полімерних матеріалів. Запропонована модель, що описує ефективність процесів спільного тепло-масообміну у випарних водоохолоджувачах – градирнях і низкотемпературних чилерах. Виконаний, на підставі отриманих експериментальних даних по ефективності процесів тепло-масообміну, порівняльний аналіз можливостей розроблених водоохолоджувачів, що підтвердив високу ефективність нових рішень.

Ключові слова: непряме випарне охолодження, охолоджувач повітря-чілер, низкотемпературний водоохолоджувач чілер, тепло-масообмінна апаратура, плівкові течії

Разработаны принципиальные решения испарительных водо- и воздухоохлаждателей непрямого типа со сниженным пределом охлаждения. Новые решения позволяют снизить предел испарительного охлаждения сред в охладителях-чиллерах от температуры мокрого термометра поступающего в охладитель воздуха до температуры точки росы. Насадка тепло-массообменных аппаратов пленочного типа выполнена на основе моноблочных многоканальных композиций из полимерных материалов. Предложена модель, описывающая эффективность процессов совместного тепло-массообмена в испарительных водоохладителях, – градирнях и низкотемпературных чиллерах. Выполнен, на основании полученных экспериментальных данных по эффективности процессов тепло-массообмена, сравнительный анализ возможностей разработанных водоохладителей, подтвердивший высокую эффективность новых решений

Ключевые слова: не прямое испарительное охлаждение, воздухоохладитель-чиллер, водоохладитель-чиллер, тепло-массообменная апаратура, пленочные течения

The fundamental decisions of the evaporated coolers of water and air of indirect type are worked out with the limit of cooling below of temperature of entering vehicle air on a wet bulb thermometer. New decisions allow to bring down the limit of the evaporated cooling in the evaporated coolers (chillers) from the temperature of wet bulb thermometer of entering cooler air to the temperature of dew point. Attachment of heat-mass-transfer apparatus of film-type is executed on the basis of multichannel compositions from polymeric materials. A model is offered, describing efficiency of processes of heat-mass-transfer in cooling towers and low temperature chillers. Executed, on the basis of the obtained experimental data on efficiency of processes of the evaporated cooling comparative analysis of possibilities of the worked out coolers, confirming high efficiency of new decisions

Keywords: the indirect evaporated cooling, indirect evaporative cooler of air, cooler of water of indirect type, heat-mass-transfer apparatus of film-type

Введение. Интерес к возможностям испарительного охлаждения сред в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1, 3–12]. Широкое практическое применение находят испарительные охладители ИО прямого типа (воздухоохладители и водоохладители-градирни ГРД, cooling tower, CTW) и непрямого типов (воздухо- и водоохладители НИО, indirect evaporative cooling, ИЕС). 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. Значительный интерес в последние годы вызывают ИО со сниженным пределом испарительного охлаждения сред [9–11]. 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.

Цель. Целью работы является расширение практической области использования испарительных охладителей, разработка соответствующих новых

решений и конкретизация условий реализации низкотемпературного охлаждения сред, в первую очередь режимных параметров: оптимальных соотношений расходов контактирующих газожидкостных потоков.

I. Низкотемпературные испарительные водо- и воздухоохлаждатели непрямого типа со сниженным пределом охлаждения, построенные по совмещенной схеме. В испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИОг (рис. 1А), получившем наибольшее распространение в последние годы [3–11], воздушный поток, поступающий на охлаждение (П) делится на две части. Вспомогательный поток воздуха (В) поступает в «мокрую» часть охладителя (канал б), где контактирует с водяной пленкой, стекающей по поверхностям канала (вода рециркулирует через насадку аппарата) и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую каналы стенку, основной воздушный поток (О). Этот поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИОг систем кондиционирования воздуха СКВ.

© А. Е. Денисова, Л. В. Иванова, А. В. Дорошенко, А. С. Гончаренко, 2017

Вспомогательный воздушный поток выносит все тепло из аппарата в «связанном» виде, его температура также понижается и влагосодержание возрастает. Температура воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается несколько выше температуры мокрого термометра, поступающего в НИОг наружного воздуха. Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИОг и

является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков. Предел охлаждения здесь определяется комплексом:

$$t^0 = f(t_m^1, l = G_O/G_B, l' = G_B/G_{ж}),$$

и одновременно характеризует возможности обоих воздушных потоков, основного «О» и вспомогательного «В».

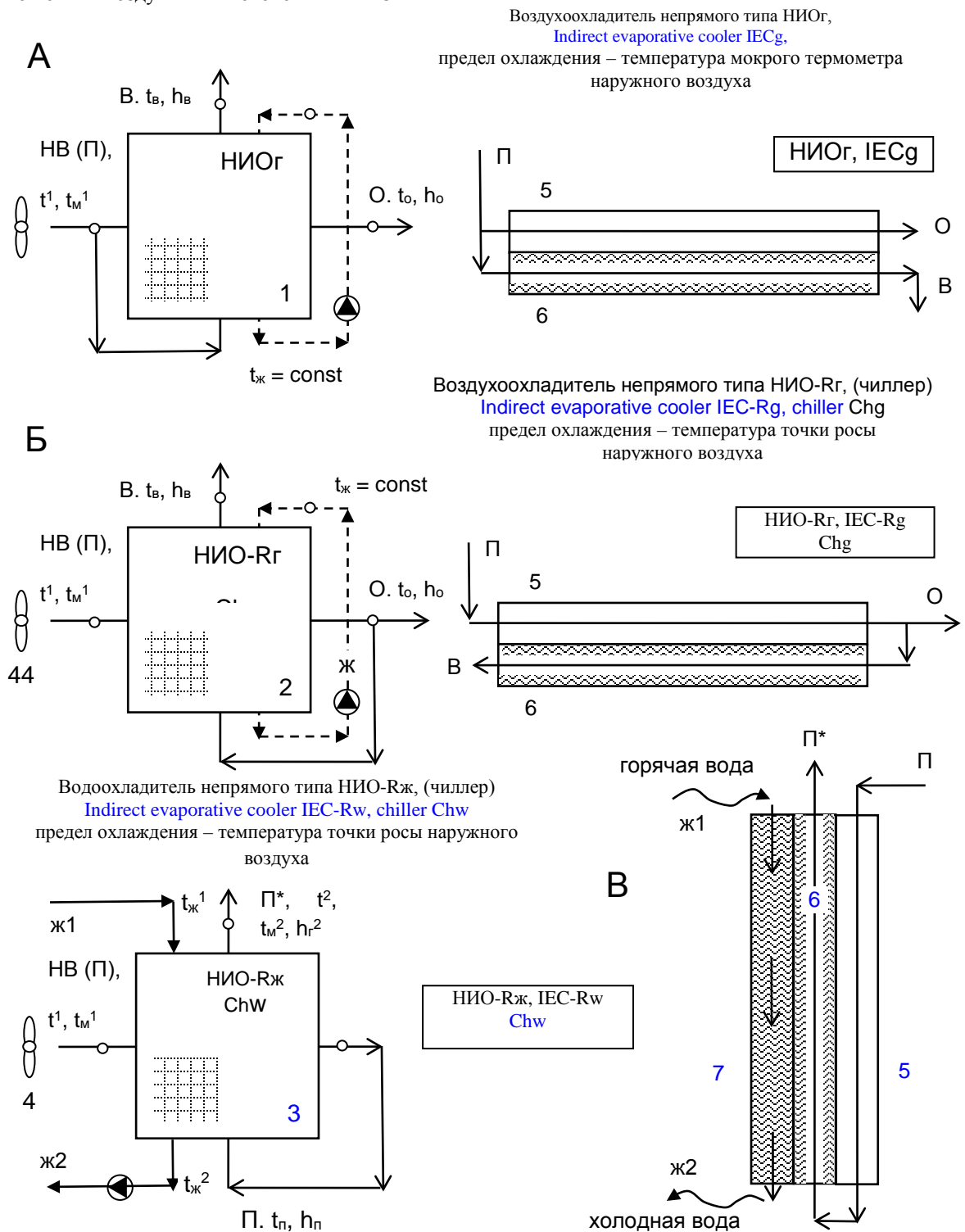


Рис. 1. Воздухоохладители непрямого типа НИОг (А) и НИО-Rг (чиллер Chg) (Б); водоохладитель непрямого типа НИО-Rж (чиллер Chw) (В), построенные по совмещенной схеме Обозначения: 1 – НИОг; 2 – НИО-Rг; 3 – НИО-Rж; 4 – вентилятор; 5 и 6 – «сухой» и «мокрый» каналы испарительного охладителя; – «продуктовый» жидкостной канал

Испарительные воздухоохлаждатели НИОг могут быть обычного и регенеративного типов [1, 9-12]. В последнем (рис. 1Б) разделение воздушных потоков осуществляется на выходе из «сухой» зоны аппарата, - внутреннего теплообменника. Нами эта схема маркирована как НИО-Рг (воздушный чиллер Chg). Поскольку вспомогательный воздушный поток здесь поступает в испарительную часть охладителя уже охлажденным при неизменном влагосодержании, его потенциал охлаждения существенно возрастает и предел охлаждения здесь теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_p^1 . Отметим, что если в НИОг оптимальное соотношение воздушных потоков $l = G_o / G_b$ составляет примерно 1,0 [1, 2], то здесь уже сам принцип, при равном отношении G_o и G_b на выходе из аппарата, приводит к двукратному снижению соотношения расходов контактирующих потоков ($l = G_{п} / G_b$) в соседних «мокрых» и «сухих» каналах насадочной части аппарата: - $G_{п}$ (охлаждаемого в «сухой» части) и G_b (отводящего тепло в соседних «мокрых» каналах). Это естественно повышает удельные энергозатраты на реализацию процесса, сравнительно с НИОг. Интерес к возможностям решения по схеме НИО-Рг (Chg) в мировой периодике очень велик [9-11], но результаты не учитывают сопутствующих проблем, на которых мы ниже остановимся. Вспомогательный поток «В» здесь охлаждается до низкой температуры и есть возможность использовать его для предварительного охлаждения полного воздушного потока на входе в НИО-Рг.

В политропическом процессе испарительного охлаждения воды в водоохладителе-градирне (ГРД) (рис. 2А) пределом испарительного охлаждения является также температура мокрого термометра поступающего в ИО воздушного потока. На рис. 1В и 2Б приведены решения для водоохладителя непрямого типа НИО-Рж (водоохладитель-чиллер Chw). Охладитель НИОж аналогичен воздухоохладителю НИОг, с тем отличием, что «основным» продуктовым потоком здесь является охлаждаемая вода. Это двухконтурная градирня, в которой «продуктовая» вода охлаждается бесконтактно (в каналах 7, рис. 1В), что важно для особо чистых технологий. В «мокрых» каналах процесс полностью аналогичен НИОг; предел охлаждения здесь определяется комплексом:

$$t^0 = f(t_m^1, l = G_{Г}/G_{Ж\text{ пр}}, l' = G_{Г}/G_{Ж\text{ рец}}),$$

где $G_{Ж\text{ рец}}$ - расход рециркулирующей через аппарат воды, а $G_{Ж\text{ пр}}$ - «продуктовый» поток охлажденной воды. В водяном чиллере Chw, предел охлаждения также теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_p^1 .

Схемы НИО-Р предпочтительны для глубокого охлаждения сред, но характеризуются и более высоким уровнем энергозатрат. Разработке и изучению возможностей охладителя НИО-Р

посвящен ряд патентов США [9] и исследований Maisotsenko V. и Lelland Gillan [10-11].

На основании ранее выполненных работ [1, 2] установлено, что для создания пленочных ТМА оптимальны упорядоченные симметричные насадки с вертикальным либо косым каналами замкнутого либо частично замкнутого типа. Основными проблемами являются: - насадочный слой должен быть унифицирован, т.е. в равной мере применим для противо- и поперечноточной схем контактирования газа и жидкости, что особенно важно для испарительных охладителей непрямого типа НИО, где взаимодействуют несколько воздушных и водяных потоков; - при малом сопротивлении газовому потоку, насадка должна обладать большой удельной поверхностью; - плотность слоя выбирается с учетом явлений устойчивости в системе («захлебывания» для противотока и продольного сноса жидкости при поперечноточном контакте сред), а также возможных отложений на рабочих поверхностях; - насадка должна обладать коррозионной стойкостью в рабочих средах, отличаться простотой конструктивного исполнения и технологичностью, а также низкими массогабаритными показателями; - насадочный слой должен способствовать равномерному вводу жидкости и благоприятному ее перераспределению между соседними каналами (проблема смоченности поверхностей многоканальных насадок), что обусловлено правильным выбором материала насадки (возможность перехода на полимерные материалы).

Перспективы использования полимерных материалов ПМ в конструкции пленочных ТМА. В зарубежной практике в последнее десятилетие материалом насадок ТМА пленочного типа чаще всего являются пластмассы: полиэтилен высокой плотности, ударопрочный полистирол, поливинилхлорид, полипропилен [1, 2, 8-9]. Плохая смачиваемость пластмасс компенсируется приданием поверхности листов сложной формы, нанесением микрошероховатостей на поверхности насадочных элементов, применением различных перераспределителей потоков газа и жидкости. Из выпускаемых в Украине пластмасс можно рекомендовать листовую винипласт, ударопрочный полистирол, полиэтилентерефталатную пленку, ударопрочный полистирол. Биологическая коррозия пластмасс может представлять серьезную опасность, особенно при эксплуатации в среде с высокой относительной влажностью при $t = 35-40^\circ\text{C}$. Авторами был проведен анализ ПМ, которые могут быть использованы в конструкции ТМА [14]. Одним из перспективных материалов является поликарбонат, выпускаемый в виде многоканальных плит. Температурный диапазон эксплуатации для поликарбоната составляет от - 40 до + 120 $^\circ\text{C}$, что позволяет использовать его в «открытых» системах, к которым относятся испарительные охладители. Максимальное термическое расширение (при $\Delta T = 80^\circ\text{C}$) составляет 2,5 мм/м. ПК устойчив ко многим

химическим веществам, включая минеральные кислоты высокой концентрации, многим органическим кислотам, нейтральным и кислым растворам солей, многим жирам, парафинам, насыщенным алифатам и циклоалифатам, кроме метилового спирта. Сотовые панели из ПК отличаются высокими механическими характеристиками, такими, как твердость и стойкость к ударным воздействиям при длительном содержании на открытом воздухе.

II. Эффективность процесса испарительного охлаждения в водоохладителях ГРД и Сжж. Определение величин коэффициентов обмена зачастую не может быть признано удовлетворительным из-за наличия трудностей, связанных с определением действительной поверхности тепло-массообмена в аппаратах пленочного типа с высокой плотностью насадочного слоя. С этим связана и проблема масштабирования, основанная на теории подобия [1]. Это привело к развитию эмпирических методов, основанных на использовании коэффициентов эффективности процесса. Они позволяют провести анализ и представить опытные данные в виде простом и удобной для проектирования испарительных охладителей.

III. Степень охлаждения воды и степень использования воздуха в градирнях ГРД. В качестве естественного предела охлаждения воды в градирне принято рассматривать температуру воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат t_m^1 (рис. 3, точка А на Н/Т диаграмме влажного воздуха). На выходе из аппарата, в качестве предельного рассматривают состояние насыщенного воздуха, имеющего температуру поступающей на охлаждение воды $t_{ж}^1$ (воздух с энтальпией h_r^0). Эффективность охлаждения воды $E_{ж}$ (степень охлаждения воды) и эффективность изменения состояния воздуха в градирне $E_{г}$ (степень использования воздуха, равная отношению тепла, вынесенного из аппарата потоком воздуха к предельному его количеству, определяемому равенством $h_r^2 = h_r^0$, где h_r^0 значение энтальпии воздушного потока, покидающего аппарат при условии $\phi_r = 100\%$ и $t_r^2 = t_{ж}^1$, точка В на диаграмме) можно охарактеризовать величинами:

$$E_{ж} = \frac{(t_{ж}^1 - t_{ж}^2)}{(t_{ж}^1 - t_m^1)}, \quad E_{г} = \frac{(h_r^2 - h_r^1)}{(h_r^{2*} - h_r^1)} \quad (1),$$

Очевидно, чем выше, при данном $E_{ж}$, степень использования воздуха, тем ниже расход энергии на привод вентилятора водоохладителя и ниже удельные энергозатраты.

$$E_{ж} = f(l = G_r/G_{ж}, t_{ж}^1, t_m^1) \text{ и } E_{г} = f(l = G_r/G_{ж}, t_{ж}^1, t_m^1) \quad (2)$$

$$G_r dh_r = G_{ж} c_{ж} dt_{ж} \quad (3),$$

В работе [1] было показано: – рост относительного расхода воздуха $l = G_r / G_{ж}$ приводит к увеличению $E_{ж}$ и уменьшению $E_{г}$ (большим значениям степени охлаждения воды соответствуют малые значения степени использования воздуха); – величины $E_{ж}$ и $E_{г}$ оказываются независимыми от характера изменения величины $l = G_r / G_{ж}$ (путем изменения расход воздуха, или путем изменения расхода воды); – линии зависимостей $E_{ж} = f(l)$ и $E_{г} = f(l)$ пересекаются в точке с примерно равными значениями степени охлаждения воды и использования воздуха; – отмечается существование приближенного равенства: $\Sigma E = E_{ж} + E_{г} \cong 1.0$.

Реальные значения пределов охлаждения воды и использования воздуха определяются, помимо значений t_m^1 и $t_{ж}^1$, величиной соотношением потоков $l = G_r / G_{ж}$. Рабочая линия процесса АВ (рис. 3) определяется уравнением теплового баланса (3). Положение, при котором рабочая линия касается кривой насыщения (A^*B^*) есть предельное ее положение. Разность $(h_r^* - h_r)$ в точке касания также обращается в нуль. В работе [1] были рассмотрены характерные положения рабочей линии в поле диаграммы влажного воздуха:

1. На рис. 2Б показан случай, когда соотношение потоков $l = G_r / G_{ж}$ велико. Увеличение поверхности обмена приводит к параллельному смещению рабочей линии АВ в направлении к кривой насыщения. Положение AB''' ($F = \infty$) – предельное (в нижнем сечении аппарата движущая сила процесса обращается в ноль). При этом вода может быть охлаждена до t_m^1 ($t_{ж}^2 = t_m^1$) и в нижнем сечении аппарата выполняются условия равновесия; предел нагревания воздуха выражаемый значением энтальпии h_r^{0*} ниже величины h_r^0 (точка B''), определяемой температурой горячей воды на входе в испарительный охладитель.

2. Когда значение $l = G_r / G_{ж}$ мало (рис. 2В), точка касания предельного положения рабочей линии и кривой насыщения расположена в верхнем сечении аппарата (точка В). При этом вода может быть охлаждена до температуры, определяемой положением предельной линии $A'''B$ ($t_m^0 > t_m^1$) и в верхнем сечении выполняется условие равновесия. 3. На рис. 2А показан случай, когда точка касания С предельного положения рабочей линии к кривой насыщения ($F = \infty$) расположена между точками А и В. Здесь, на обоих концах аппарата, устанавливаются состояния, несколько отличные от равновесных.

В зависимости от величины $l = G_r/G_{ж}$ состояние равновесия может иметь место на верхнем либо нижнем концах охладителя. Одновременно на обоих концах равновесие не наступает, что объясняется кривизной линии насыщения. В общем случае:

$$t_m^0 = f(t_{ж}^1, t_m^1, l = G_r/G_{ж}); \quad h_r^0 = f(t_{ж}^1, t_m^1, l = G_r/G_{ж}) \quad (4)$$

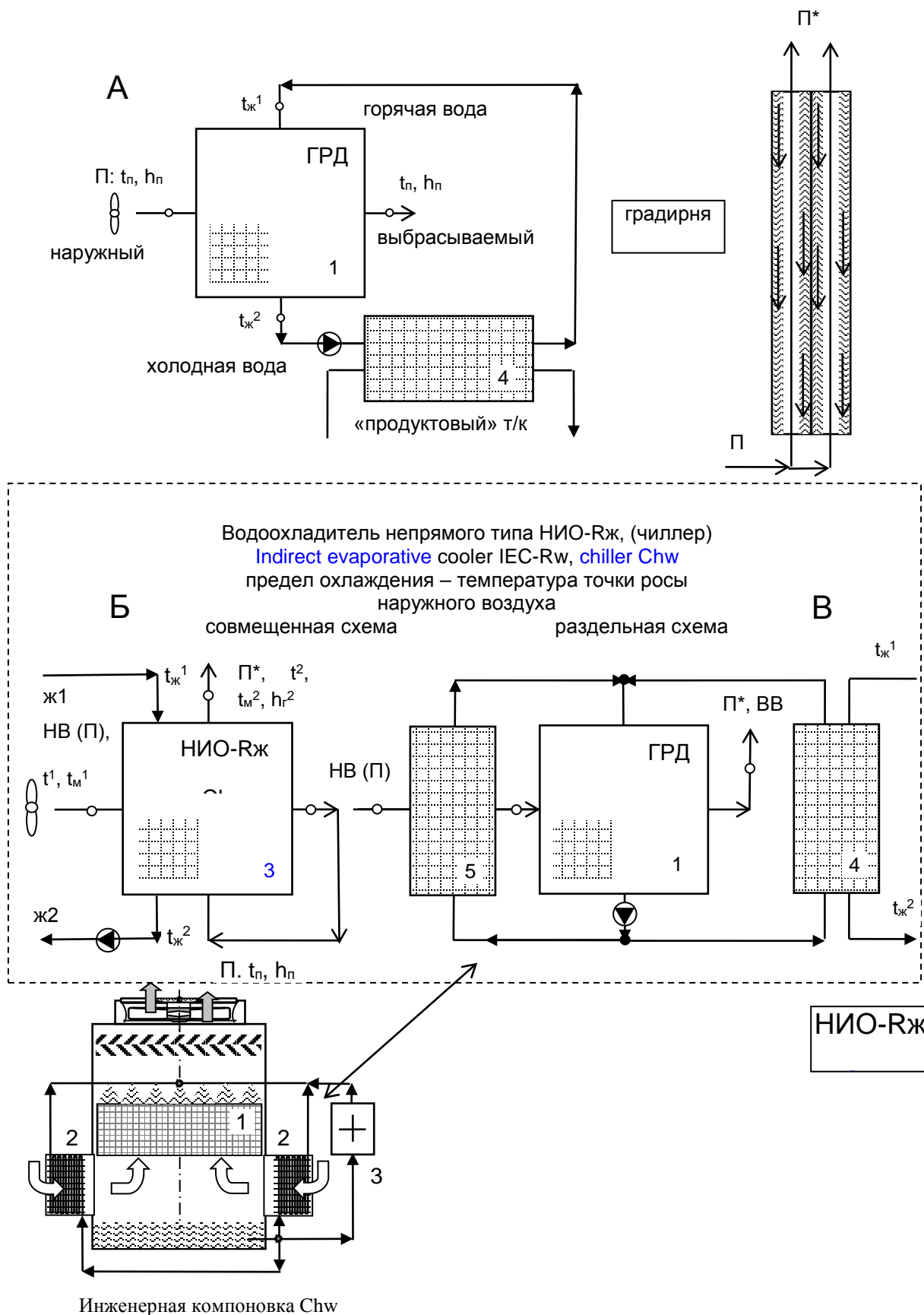


Рис. 2. Переход к раздельным схемам испарительных водоохладителей. Принципиальные схемные решения испарительных водоохладителей непрямого типа, построенные по совмещенной и раздельной схемам: НИОж (Б) и НИО-Рж (В). Обозначения: 1 – ГРД; 3 – НИО-Рж (Chw); 4, 5 – теплообменники.

В работах [1, 5–6] предложена модель «идеальной» противоточной градирни ($F = \infty$), которой соответствует термодинамическое равновесие на обоих концах аппарата. Сущность модели: «в качестве оптимального процесса в градирне рассмотрим такой, при котором выходящая холодная вода с поступающим в градирню свежим воздухом, также как отработанный воздух с поступающей теплой водой, достигают при стационарном тепло- и массообмене термодинамического равновесия». Граничные условия модели: низ аппарата $t_{ж}^2 = t_{м}^1$ (точка А); верх аппарата $t_{г}^2 = t_{ж}^1$; $\varphi_{г}^2 = 100\%$ ($h_{г}^2 = h_{г}^{2*}$, точка В). При адиабатическом протекании процесса в условиях противотока:

$$G_{г} h_{г}^1 + G_{ж}^1 c_{ж} t_{ж}^1 = G_{г} h_{г}^2 + G_{ж}^2 c_{ж} t_{ж}^2, \\ G_{г} (x_{г}^2 - x_{г}^1) = (G_{ж}^1 - G_{ж}^2), \text{ откуда:}$$

$$I^1 = G_{г}/G_{ж}^1 = \frac{c_{ж}(t_{ж}^1 - t_{ж}^2)}{(h_{г}^2 - h_{г}^1) - c_{ж}t_{ж}^1(x_{г}^2 - x_{г}^1)}, \quad (5)$$

где $I^1 = G_{г}/G_{ж}^1$ – относительный расход воздуха. Для этой модели:

$$I_{ид} = (G_{г}/G_{ж}^1)_{ид} = \frac{c_{ж}(t_{ж}^1 - t_{м}^2)}{(h_{г}^{2*} - h_{г}^1) - c_{ж}t_{м}^2(x_{г}^{0*} - x_{г}^1)} \quad (6)$$

где $I_{ид}$ – относительный минимальный расход воздуха. Когда $I = I_{ид}$ и $F = \infty$, на обоих концах градирни устанавливаются состояния равновесия. Из уравнения (6) следует: $I_{ид} = f(t_{ж}^1, t_{г}^1, x_{г}^1)$, т.е. величина $I_{ид}$ определяется тремя независимыми друг от друга параметрами. Условия эксплуатации градирни характеризуются *характеристическим числом* Λ : $\Lambda = I/I_{ид}$. (7)

На рис. 3 равновесие на нижнем и верхнем концах аппарата соответствует точкам А и В. Линия АВ – рабочая линия рассматриваемой модели, наклон ее равен $1 / I_{ид}$ ($\Lambda = 1.0$) [интерпретация дана при условиях: $\Delta G_{ж} = G_{ж}^1 - G_{ж}^2 = 0$]. Для реального аппарата ($F \neq \infty$) рабочая линия сместится в область, расположенную под кривой равновесия (A^*B^*). Работа градирни характеризуется зависимостью $E_{ж} = f(\Lambda)$. Метод нашел широкое распространение [1, 4–8]. Предельные значения $E_{ж}$ соответствуют условию $F = \infty$:

$$I^2 = G_{г} / G_{ж}^2 = \frac{c_{ж}(t_{ж}^1 - t_{ж}^2)}{(h_{г}^2 - h_{г}^1) - c_{ж}t_{ж}^1(x_{г}^2 - x_{г}^1)};$$

$$I_{ид}^2 = (G_{г} / G_{ж}^2)_{ид} = \frac{c_{ж}(t_{ж}^1 - t_{ж}^2)}{(h_{г}^{2*} - h_{г}^1) - c_{ж}t_{ж}^1(x_{г}^{0*} - x_{г}^1)};$$

$$E_{ж} = \frac{t_{ж}^1 - t_{ж}^2}{t_{ж}^1 - t_{м}^1} = \frac{(h_{г}^2 - h_{г}^1) - c_{ж}t_{ж}^1(x_{г}^2 - x_{г}^1)}{(h_{г}^{2*} - h_{г}^1) - c_{ж}t_{ж}^1(x_{г}^{0*} - x_{г}^1)}.$$

$$E_{ж \text{ пред}} \cong \Lambda, \text{ при } \Lambda \leq 1; \quad E_{ж \text{ пред}} = 1, \text{ при } \Lambda \geq 1 \quad (8)$$

При $\Lambda > 1$ и $F = \infty$, $E_{ж \text{ пред}} = 1$, но расход воздуха становится больше минимального, соответствующего рассматриваемой модели, при $F \neq \infty$, $E_{ж} < E_{ж \text{ пред}}$. Можно предположить наличие зависимости $E_{г} = f(\Lambda)$.

$$\Delta t_{ж} = (t_{ж}^1 - t_{ж}^2) = (h_{г}^1 - h_{г}^2) / 1 = (h_{г}^{1*} - h_{г}^{2*}) / I_{ид};$$

$$\frac{h_{г}^{1*} - h_{г}^{2*}}{h_{г}^2 - h_{г}^1} \cong \Lambda;$$

$$\frac{E_{ж}}{E_{г}} = \frac{h_{г}^{1*} - h_{г}^{2*}}{h_{г}^{1*} - h_{г}^1} * \frac{h_{г}^1 - h_{г}^1}{h_{г}^2 - h_{г}^1} = \frac{h_{г}^{1*} - h_{г}^{2*}}{h_{г}^2 - h_{г}^1}; \quad E_{ж} / E_{г} \cong \Lambda \quad (9)$$

Последнее выражение является приближенным. Полученное соотношение позволяет установить предельные значения степени охлаждения воды и использования воздуха в испарительном охладителе:

$$E_{г \text{ пред}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_{г} = 1.0, \text{ при } \Lambda \leq 1.0;$$

$$E_{г \text{ пред}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_{г} \cong 1/\Lambda, \text{ при } \Lambda \geq 1.0 \quad (10)$$

$$E_{ж \text{ пред}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_{ж} \cong \Lambda, \text{ при } \Lambda \leq 1.0;$$

$$E_{ж \text{ пред}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_{ж} = 1.0, \text{ при } \Lambda \geq 1.0 \quad (11)$$

В предположении линейности равновесной линии можно получить следующие выражения для определения рассматриваемых величин:

$$E_{ж} = \frac{[\Lambda - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}]}{[1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}]} \quad E_{г} = \frac{[1 - e^{N(\Lambda-1)}]}{[1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}]} \quad (12),$$

где N – число единиц переноса суммарного тепла в системе.

$$N_{\Sigma} = \frac{\beta_h F}{G_{г}} = \int_{h_{г}^1}^{h_{г}^2} \frac{dh_{г}}{(h_{г}'' - h_{г})} \quad (13)$$

Полученные выражения все же затруднительны в практическом использовании. Для зависимости $E = f(\Lambda)$ можно предложить эмпирические выражения для расчета всех требуемых величин:

$$E_{ж} = c(1 - e^{-1.1 \Lambda}), \quad E_{г} = c(1 - e^{-1.1 \Lambda}) \Lambda^{-1} \quad (14)$$

Эта форма удобна для представления опытных данных для нужд расчетной практики при изучении процессов в испарительных охладителях как прямого, так и непрямого типов.

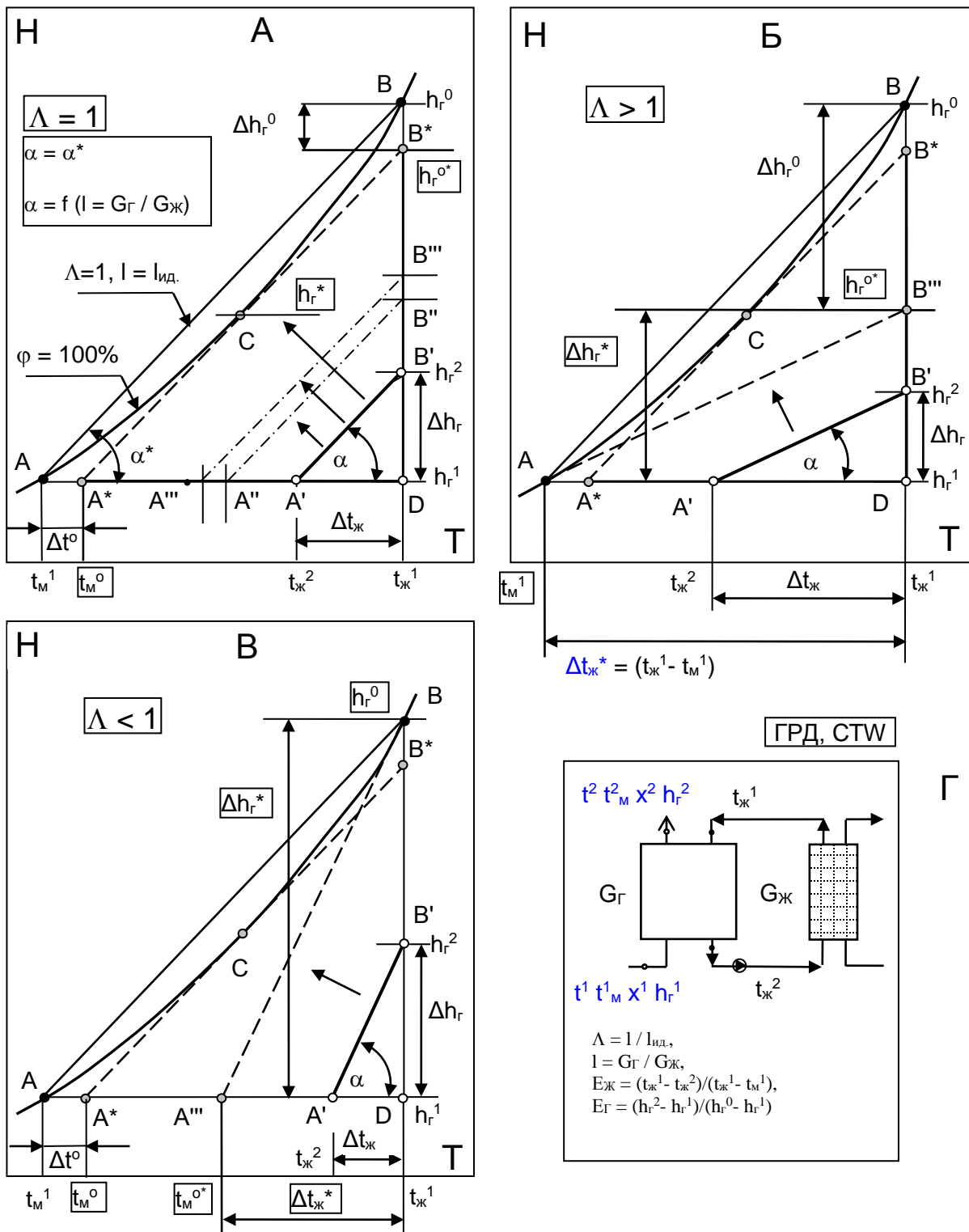


Рис. 3. К определению реальных пределов испарительного охлаждения и степени эффективности процесса в водоохладителе-градирне ГРД [1]

Эффективность процесса испарительного охлаждения в водоохладителях-чиллерах Сжж. На рис. 4А на диаграмме Н-Т влажного воздуха показаны процессы в водоохладителе-чиллере Chw (для характеристического числа $\Lambda > 1$). Показано последовательное смещение рабочей линии процесса АВ (А'В') при сохранении влагосодержания поступающего в испарительный водоохладитель

воздуха ($x = \text{const}$) и снижении его температуры после водо-воздушного теплообменника. Пределом испарительного охлаждения воды здесь является температура точки росы поступающего в Chw воздушного потока ($\Delta t_{\text{ж}}^{**} = (t_{\text{ж}}^1 - t_p)$). Следует обратить внимание на характер изменения состояния воздушного потока в охладителе: линия С-Д для градирни и линия С-Д*-Д** в Chw, где участок С-Д*

это охлаждение воздушного потока в водо-воздушном теплообменнике 5, а D*-D** это собственно результат процесса тепломасообмена в испарительном охладителе Chw, частично протекающий непосредственно вдоль равновесной линии ($\varphi = 100\%$). Это обстоятельство может сказываться на эффективности суммарного процесса

охлаждения в водяном чиллере. То есть повышение предела испарительного охлаждения в водоохладителе может быть обусловлено несколькими причинами: реальным соотношением контактирующих потоков газа и жидкости и проблемой «реконденсации» при низкотемпературном охлаждении.

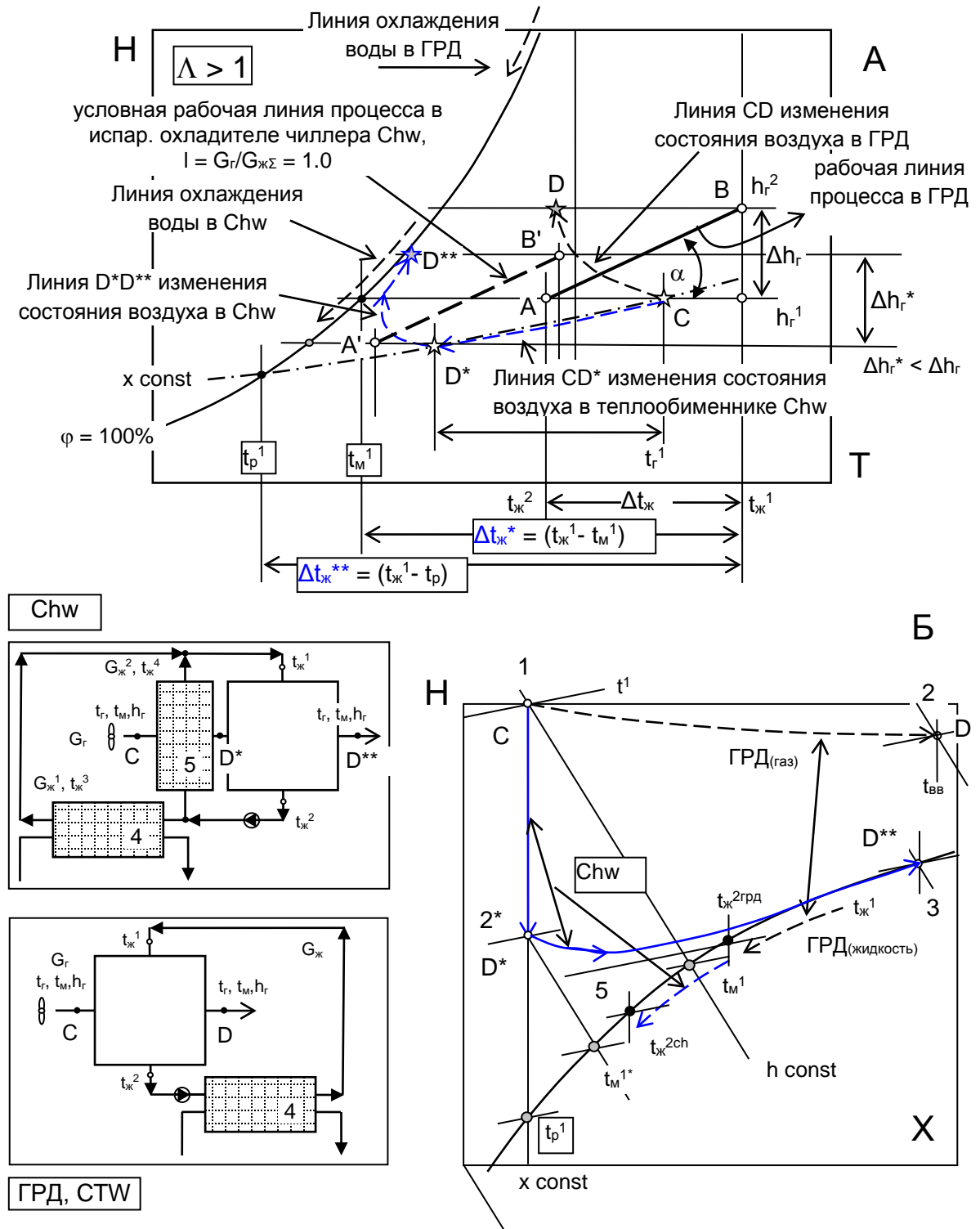


Рис. 4. К определению реальных пределов испарительного охлаждения в водоохладителе-чиллере Chw при характеристическом числе $\Lambda > 1$ [на Н-Т (А) и Н-Х (Б) диаграммах влажного воздуха] Обозначения: 4, 5 – теплообменники

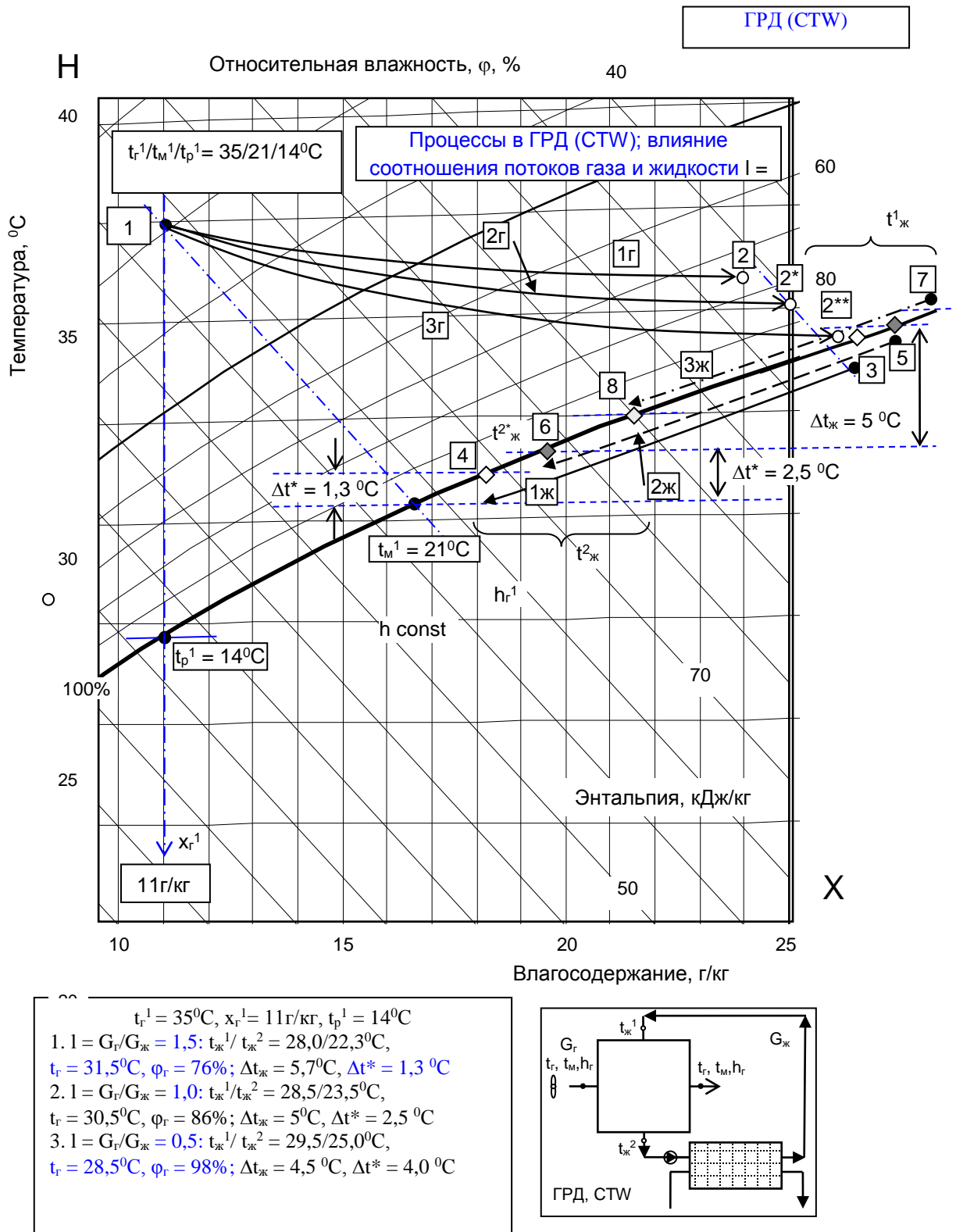


Рис. 6. Влияние соотношения расходов газа и жидкости $l = G_r / G_{ж}$ на характеристики процесса испарительного охлаждения воды в градирне ГРД. Обозначения: 1-2 (2*, 2**)- изменение состояния воздушного потока; 3-4, 5-6 и 7-8 – процессы охлаждения воды в градирне (показан условно точками на кривой насыщения)

На рис. 5 приведен сравнительный анализ возможностей испарительных водоохладителей: градирни ГРД (СТВ) и разработанного водоохладителя-чиллера Chw при условии $l = G_r/G_{ж} = 1.0$ для обеих схем охладителей (для чиллера

дополнительно принято соотношение расходов жидкости в основных контурах охлаждения, в водяном и водо-воздушном теплообменниках, $l^* = G_{ж1}^1 / G_{ж2}^1 = 1,0$). Процессы в градирне: 1-3 (по воздуху), 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 пределу t_m^1 составляет для ГРД 2,5⁰C и для чиллера 3,0, возрастаая со снижением

предела охлаждения. Видно, что степень приближения к пределу t_p^1 составляет в сравниваемых случаях 9,5 и 5,5⁰C.

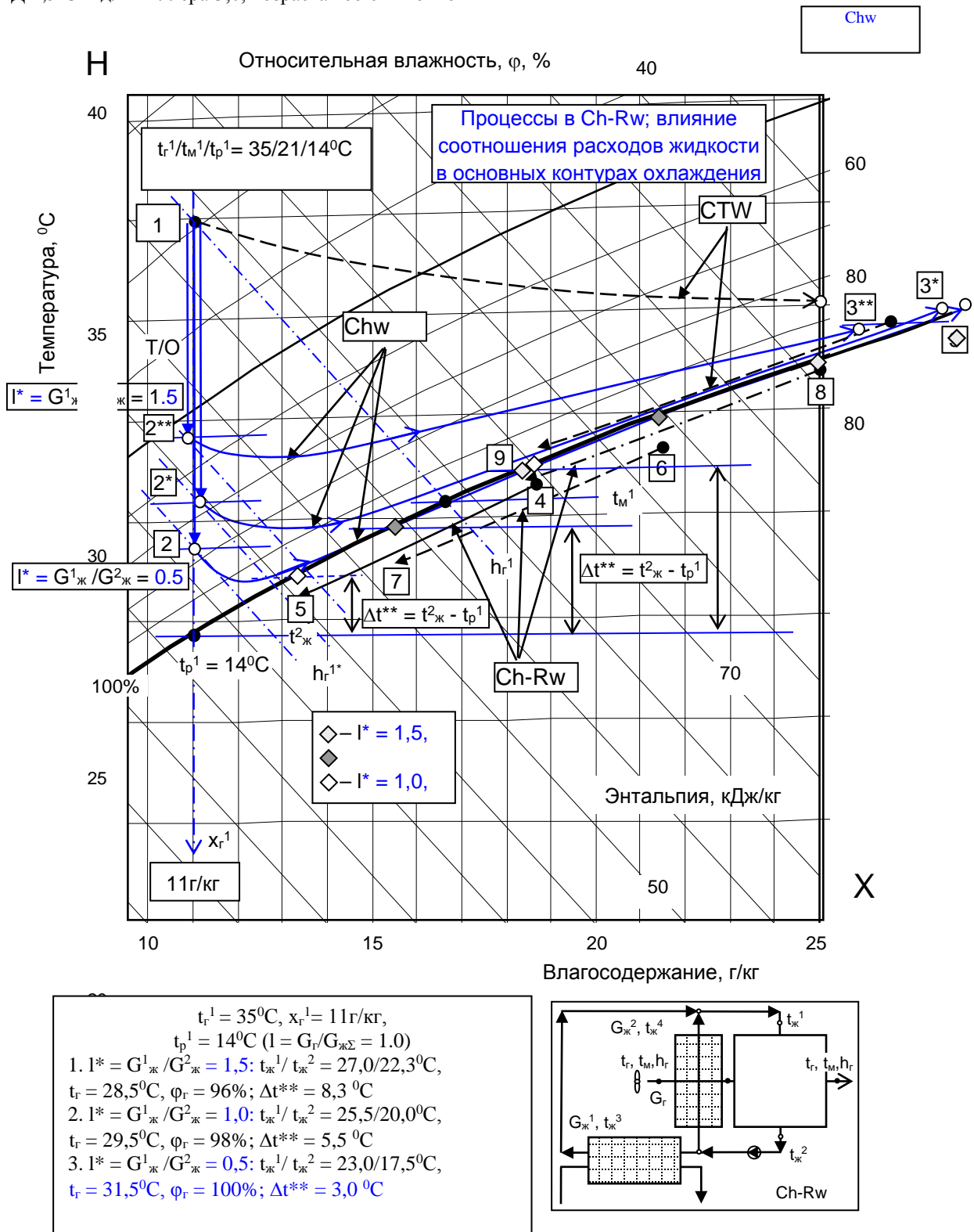


Рис. 7. Анализ возможностей водоохлаждителя-чиллера Chw в зависимости от соотношения расходов воды в основных контурах охлаждения $I^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2$. Условия сравнения: $I = G_r/G_{ж\Sigma} = 1.0$ для всех анализируемых вариантов работы Chw ($G_{ж\Sigma} = G_{ж}^1 + G_{ж}^2$). Обозначения: 1-3,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

Аналогичный анализ на рис. 7 выполнен применительно к охладителю Chw, в зависимости от соотношения расходов воды в основных контурах охлаждения $l^* = G_{\text{ж}}^1 / G_{\text{ж}}^2$ (условия сравнения: $l = G_{\text{г}} / G_{\text{ж}\Sigma} = 1.0$ для всех анализируемых вариантов работы Chw ($G_{\text{ж}\Sigma} = G_{\text{ж}}^1 + G_{\text{ж}}^2$)). Хорошо видно, как рост доли холодной воды, поступающей в теплообменник предварительного охлаждения воздуха ($G_{\text{ж}}^1$) приводит к снижению температуры охлажденной воды $t_{\text{ж}}^2$, так что величина $\Delta t^{**} = (t_{\text{ж}}^2 - t_{\text{р}}^1)$, составляет 3°C для $l^* = 0,5$.

Здесь отметим два важных момента:

– предел охлаждения зависит от соотношения расходов в ИО (ГРД) и при больших значениях $l = G_{\text{г}} / G_{\text{ж}}$ практически совпадает с естественным пределом, в данном случае с величиной $t_{\text{р}}^1$;

– для Chw с минимальным значением $l^* = G_{\text{ж}}^1 / G_{\text{ж}}^2$ (0,5) линия изменения состояния воздушного потока в ИО практически совпадает с $\varphi = 100\%$; варьирование соотношений потоков $l^* = G_{\text{ж}}^1 / G_{\text{ж}}^2$ может быть использовано для Chw как путь к решению задачи «реконденсации».

Выводы:

1. Сравнительно с прямым испарительным охлаждением воды в градирне ГРД, охлаждение в охладителе-чиллере Chw обеспечивает возможность значительно понижения температуры; пределом охлаждения здесь является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет границы практического использования таких водоохладителей.

2. Дальнейшее приближение к пределу охлаждения в Chw обеспечивает варьирование соотношения расходов жидкости в основных контурах охлаждения $l^* = G_{\text{ж}}^1 / G_{\text{ж}}^2$, и может быть снижена при росте величины $l = G_{\text{г}} / G_{\text{ж}\Sigma}$.

3. Для чиллера-водоохладителя Chw линия изменения состояния воздушного потока вплотную приближается и в дальнейшем следует линии полного насыщения $\varphi = 100\%$, 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.

4. Переход на «глубокое охлаждение» воды в Chw, сравнительно с градирней, неизбежно приводит 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 $l = G_{\text{г}} / G_{\text{ж}}$ на эффективность процесса, а также влияния величины $l^* = G_{\text{ж}}^1 / G_{\text{ж}}^2$, расходов жидкости в основных контурах охлаждения чиллера Chw.

Список литературы:

1. Doroshenko A.V., Glauberman M.A. Alternative energy [Alternative energy]. Refrigerating and Heating Systems, [Odessa I.I. Mechnicow National University Press], 2012.
2. Guangming Chen, Kostyantyn Shestopalov, Alexander Doroshenko, Paul Koltun, Polymeric materials for solar energy utilization: a comparative experimental study and environmental aspects, Polymer-Plastics Technology and Engineering, 2015, vol. 54, pp. 796–805.
3. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. [Proc. Int. Conf. “Applications for Natural Refrigerants”, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996, pp. 101–109 (In English).
4. John L., McNab, Paul McGregor. Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. [Proc. 21 International Congress of Refrigeration IIR/IIF], 2003, Washington, D.C, ICR0646.
5. Stoitchkov N. J., Dimirov G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6, 1998, pp. 463–471.
6. Zhao, X., Liu, S., Riffat, S.B. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. [Proc 43th Int Conf. “Building and Environment”], 2008, pp. 1902–1911.
7. Gomes E.V., Martinez F.J., Diez, F.V., Leyva, M.J., Martin, R.H., Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. Int. Journal of Refrigeration, 2005, vol. 28, pp. 654–662.
8. Martínez F.J., Gómez E.V., García C.M., Requena J.F., Gracia L.M., Navarro S.H, Guimaraes A.C., Gil J.M. Life cycle assessment of a semi-indirect ceramic evaporative cooler vs a heat pump in two climate areas of Spain. Applied Energy. 2011, vol. 88, pp. 914–921.
9. Metod and Apparatus of Indirect-Evaporative Cooling, Patent RF, no. US 6,497,107 B2, 2002.
10. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling. [Proc. 21st Int. Cong of Refrigeration IIR/IIF], 2003, Washington, D.C, ICR0646.
11. Denis Pandelidis, Sergey Anisimov, William M. Worec. Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications. Intern. Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, vol.81, pp. 207–221.
12. Pascal Stabat, Dominique Marchio. Simplified model for undirect-contact evaporative cooling tower behaviour. France. Applied Energy. 78. 9 2004, 433–451.

Поступила (received) 23.10.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Низькотемпературні випарні охолоджувачі середовищ. Розробка і аналіз можливостей / А. Е. Денисова, Л. В. Иванова, А. В. Дорошенко, А. С. Гончаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 41(1263). – С. 34–46. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2220-4784.

Низкотемпературные испарительные водоохладители. Разработка и анализ возможностей / А. Е. Денисова, Л. В. Иванова, А. В. Дорошенко, А. С. Гончаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 41(1263). – С. 34–46. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2220-4784.

Low temperature evaporated coolers of water. Development and analysis of possibilities of coolers / A. E. Denysova, L. V. Ivanova, O. V. Doroshenko, O. S. Goncharenko // Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Innovation researches in students' scientific work. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2017. – № 41(1263). – p. 34–46. Bibliogr.:12 titles. – ISSN 2220-4784.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Денисова Алла Євсївна – доктор технічних наук, професор кафедри ТЕСтаЕ, Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса; тел.: (048) 705-85-91;
e-mail: alladenysova@gmail.com.

Денисова Алла Евсеевна – доктор технических наук, профессор кафедры ТЭСиЭТ, Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса, тел.: (048) 705-85-91;
e-mail: alladenysova@gmail.com.

Alla Evseevna Denysova – doctor of science, professor of Department HPPandEST, Odessa National Polytechnic University, Odessa, tel.: (048)705-403;
e-mail: alladenysova@gmail.com

Иванова Лідія Володимирівна – магістр, асистент кафедри ТЕСтаЕ, Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса; тел.: (048) 705-84-03;
e-mail: leesoul18@gmail.com

Иванова Лидия Владимировна – магистр, ассистент кафедры ТЭСиЭТ, Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса, тел.: (048) 705-84-03;
e-mail:leesoul18@gmail.com

Lidiia Volodymyrivna Ivanova – magistr, assistant of Department HPPandEST, Odessa National Polytechnic University, Odessa, tel.: (048) 705-84-03;
e-mail: leesoul18@gmail.com

Дорошенко Олександр Вікторович – доктор технічних наук, професор кафедри TiBE (термодинаміки і відновлювальної енергетики), Одеська національна академія харчових технологій, тел.: (048) 720-91-82;
e-mail: dor_av@i.ua

Дорошенко Александр Викторович – доктор технических наук, профессор кафедры ТиВс (термодинамики и возобновляемой энергетики), Одесская национальная академия пищевых технологий, тел.: (048) 720-91-82;
e-mail: dor_av@i.ua

Oleksandr Viktorovych Doroshenko, doctor of science, professor of Department TandRE (Thermodynamics and Renewable Energy), Odessa National Academy of Food Technologies, tel.: (048) 720-91-82;
e-mail: dor_av@i.ua

Гончаренко Олександр Сергійович – магістр, аспірант кафедри TiBE (термодинаміки і відновлювальної енергетики), Одеська національна академія харчових технологій, тел.: (048) 720-91-82;
e-mail: dor_av@i.ua

Гончаренко Александр Сергеевич – магистр, аспирант кафедры ТиВс (термодинамики и возобновляемой энергетики), Одесская национальная академия пищевых технологий, тел.: (048) 720-91-82;
email: tre.irce@gmail.com

Oleksandr Sergiyovych Goncharenko, magistr, postgraduate of Department TandRE (Thermodynamics and Renewable Energy), Odessa National Academy of Food Technologies, tel.: (048) 720-91-82;
e-mail: tre.irce@gmail.com