

Low-Temperature Evaporative Air Coolers. Development and Analysis of Opportunities

Doroshenko A.V., Antonova A.R., Khalak V.F., Goncharenko A.S.

*Educational and Research Institute of Refrigeration, Criotehnology and Eco-Energetics
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine*

Abstract. The purpose of the study is to develop and conduct a cycle of theoretical and experimental studies of low-temperature evaporative air coolers. The developed circuit solutions of the coolers ensure the reduction of the evaporative cooling limit from the temperature of the wet thermometer to the dew point temperature of the incoming air flow. The analysis of the fundamental capabilities of low-temperature air coolers are made taking into account modern solutions (patents) and publications in leading foreign scientific journals. The scientific novelty of the research consists in analyzing of the state of the air flow within the nozzle of the evaporative cooler. The authors conducted studies taking into account the danger of "recondensation" of the processes of joint heat and mass transfer in an indirect type evaporative air cooler - a chiller, which provides an opportunity to analyze the state of the main and auxiliary air flows in the evaporative air cooler depending on the ratio of gas and liquid flows and initial parameters (temperature and moisture content) of the external air. A series of experimental studies of hydrodynamic processes and joint heat and mass transfer is developed. The goal of reducing the limit of evaporative cooling is achieved by using of air coolers - chillers ensures the achievement of comfort parameters of air in an air conditioning system without using traditional vapor compression technology. This goal is achieved by using a portion of chilled water to pre-cool the incoming air stream with its constant moisture content.

Keywords: low-temperature air coolers, heat and mass exchange equipment, evaporative cooling, cooling limits, process efficiency.

DOI: 10.5281/zenodo.2222367

Răcitoare de aer cu temperatura scăzută de evaporare

Doroshenko A.V., Antonova A.R., Ivanova L.V., Goncharenko V.A.

Institutul de Frig, Cryotehnologie și Ecoenergie

Academia Națională de Tehnologii Alimentare din Odesa, Ucraina

Rezumat. Scopul lucrării constă în dezvoltarea și efectuarea cercetărilor teoretice și experimentale ale răcitoarelor de aer cu temperatură scăzută de evaporare. Aceasta asigură reducerea limitei de răcire prin evaporare de la temperatura termometrului umed până la temperatura punctului de rouă a fluxului aerului intrare. Noutatea științifică constă în analizarea modificării stării debitului de aer în duza răcitorului evaporator prin simularea proceselor comune de transfer de masă și căldură în evaporatorul răcitor. Aceasta oferă oportunitatea analizei fluxurilor principal și auxiliar în răcitorul de aer în funcție de raportul fluxurilor de gaz și lichid și valorile parametrilor inițiali (temperatură și umiditate) a aerului exterior. Cercetările experimentale ale proceselor hidrodinamice și transferului comun de căldură și masă au permis studierea stabilității și determinarea "întârzierii" fluidului în stratul de duză, care permite estimarea umectabilității reale a suprafeței stratului duzei, ce este foarte important pentru promovarea structurilor multi-canaled de duze din materiale polimerice. S-au analizat caracteristicile de bază ale răcitoarelor de aer cu temperatură joasă - cillere, incluzând prifunzimea de răcire realizabilă a debitului de aer și gradul de apropiere a temperaturii fluxului principal de aer către temperatura punctului de rouă a aerului exterior, precum și pericolul de "recondensare" în fluxul auxiliar de aer din stratul de duze al răcitorului de aer la temperatură joasă. Reducerea limitei de răcire prin evaporare urmare a utilizării de noi soluții extinde zona de utilizare practică a metodelor de răcire prin evaporare. utilizarea răcitoarelor de aer - cillere asigură atingerea parametrilor de confort a aerului fără utilizarea tehnologiei tradiționale de compresie a vaporilor.

Cuvinte-cheie: răcitoare de aer cu temperatură joasă, echipamente de schimb de căldură și masă, răcire prin evaporare, limite de răcire, eficiența procesului.

Низкотемпературные испарительные воздухоохлаждители. Разработка и анализ возможностей

Дорошенко А.В., Антонова А.Р., Халак В.Ф., Гончаренко А.С.

Институт холода, криотехнологий и экоэнергетики

Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина

Аннотация. Цель исследования состоит в разработке и проведении цикла теоретических и экспериментальных исследований низкотемпературных испарительных воздухоохлаждителей.

Разработанные схемные решения обеспечивают снижение предела испарительного охлаждения от температуры мокрого термометра до температуры точки росы поступающего воздушного потока. Анализ принципиальных возможностей низкотемпературных воздухоохладителей выполнены с учетом современных решений (патентов) и публикаций в ведущих зарубежных научных изданиях. Научная новизна исследования состоит в анализе состояния основного и вспомогательного воздушных потоков в испарительном воздухоохладителе в зависимости от соотношения потоков газа и жидкости и начальных параметров (температуры и влагосодержания) наружного воздуха. Выполнен цикл экспериментальных исследований процессов гидроаэродинамики и совместного теплообмена в низкотемпературных воздухоохладителях, включая проблему устойчивости и определение величины «задержки» жидкости в насадочном слое, которая позволяет определить реальную смоченность поверхности насадочного слоя, что принципиально важно при переходе на многоканальные насадочные структуры из полимерных материалов. На основе полученных результатов выполнен анализ принципиальных возможностей низкотемпературных воздухоохладителей – чиллеров, включая достигаемую глубину охлаждения воздушных потоков и степень приближения температуры основного воздушного потока к температуре точки росы наружного воздуха, а также опасность «реконденсации» во вспомогательном воздушном потоке при его полном насыщении еще до выхода из насадочного слоя низкотемпературного воздухоохладителя. Поставленная цель снижения предела испарительного охлаждения позволяет расширить область практического использования методов испарительного охлаждения, например, использование воздухоохладителей - чиллеров обеспечивает достижение параметров комфортности воздуха в системе кондиционирования без привлечения традиционной парокомпрессионной техники. Эта цель достигается путем использования части охлажденной воды для предварительного охлаждения поступающего воздушного потока при его неизменном влагосодержании.

Ключевые слова: низкотемпературные воздухоохладители, тепло-массообменная аппаратура, испарительное охлаждение, пределы охлаждения, эффективность процесса.

СОКРАЩЕНИЯ

СКВ (SCA)	система кондиционирования воздуха
ТМА	теплообменник
ГРД (CTW)	градирня
ПИО (DECg)	испарительный воздухоохладитель прямого типа
НИОг (IECg)	испарительный воздухоохладитель непрямого типа
НИО-Рг (Chg)	низкотемпературный воздухоохладитель (воздушный чиллер)
П, О и В (F, P, S)	полный основной и вспомогательный воздушные потоки (full, primary, secondary air flow)
Т/О	теплообменник
ж (l)	жидкость (вода)
м (w)	мокрый (wet)
г (g)	газ-воздух
пл (fl)	жидкостная пленка
t, t _м , t _ж , h	температура воздуха по сухому и мокрому термометрам, (dry- and wet-bulb air temperature), температура воды, энтальпия
х, г/кг	влагосодержание
НВ (OA)	наружный воздух (outdoor air)
ВВ	выбрасываемый в среду воздух

ВВЕДЕНИЕ

Практический интерес к возможностям испарительных охладителей (ИО) газов и жидкостей непрерывно растет, о чем свидетельствуют публикации в ведущих мировых научных изданиях. Особый интерес вызывают ИО непрямого типа со сниженным пределом охлаждения [1-2, 13-22]. Разработанные решения охватывают нужды

энергетики, традиционного и альтернативного типов, химической и пищевой

промышленности и позволяют решать задачи охлаждения, не прибегая к традиционной парокомпрессионной технике. Это позволяет также существенно улучшить их эко-энергетические показатели [2].

1. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ НЕПРЯМОГО ТИПА СО СНИЖЕННЫМ ПРЕДЕЛОМ ОХЛАЖДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ (РИС. 1)

В испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИОг (рис. 1А и Б), получившем наибольшее распространение в последние годы [1-12], полный воздушный поток (П), поступающий на охлаждение, делится на две части. Вспомогательный поток воздуха (В) поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водяной пленкой, стекающей по поверхностям канала и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую стенку, основной воздушный поток (О). Этот «продуктовый» поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИО систем кондиционирования воздуха ССКВ). Вспомогательный воздушный поток «В» выносит все тепло из НИО в «связанном» виде, его температура также понижается и влагосодержание возрастает. Температура воды, рециркулирующей в цикле, сохраняет неизменное значение и оказывается на несколько градусов выше температуры мокрого термометра, поступающего в НИО воздуха. Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИО, основного и вспомогательного, и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков.

Испарительные воздухоохладители могут быть обычного (НИО, рис. 1А и Б) и регенеративного типов (рис. 1В и Г, НИО-Рг) [13-22], отличаясь местом разделения воздушного потока, поступающего в охладитель. Во втором случае обеспечивается более глубокое охлаждение воздуха, поскольку здесь процесс испарительного охлаждения воды в «мокрой» части аппарата ориентирован на температуру мокрого термометра воздуха, уже прошедшего охлаждения в «сухой» части охладителя и пределом охлаждения, в принципе, является температура точки росы наружного воздуха. Такая схема предпочтительна для глубокого охлаждения сред, но характеризуется и более высоким уровнем энергозатрат. обстоятельному изучению возможностей охладителя регенеративного типа НИО-Рг

посвящены исследования [2, 19-22]. Принцип устройства и образования моноблока НИО-Рг полностью идентичен рассмотренному выше для НИОг, с той разницей, что разделение полного воздушного потока (П) происходит не на входе в моноблок, а на выходе, так что полный воздушный поток предварительно охлаждается в «сухой» части аппарата, что повышает потенциал последующего испарительного охлаждения от ступени к ступени аппарата.

Насадка НИО составлена из «сухого» (1) и «мокрого» (2) элементов (многоканальных плит), каналы в которых имеют взаимно перпендикулярные направления. «Мокрая» часть насадки НИО комплектуется водораспределителем и водосборником. Поскольку вспомогательный воздушный поток покидает аппарат достаточно холодным (его температура практически равна температуре основного продуктового воздушного потока, а основную часть тепла он выносит из системы в «связанном» виде), целесообразно использование этого потенциала для предварительного охлаждения, например, поступающего в НИО полного воздушного потока. «Мокрые» каналы насадки, предназначенные для непосредственного взаимодействия вспомогательного воздушного потока и рециркулирующей воды, имеют сложную форму, обеспечивающую хорошее распределение жидкости (включая задержку жидкости, которая обеспечивает реальную поверхность теплообмена в аппарате), стекающей по поверхности элементов насадки. Вопрос о качестве распределения жидкости по поверхности насадочных элементов принципиально важен, особенно в случае использования полимерных материалов для конструирования насадки. Здесь может использоваться либо сложнопрофилированный тип канала, либо регулярная шероховатость поверхности насадочных элементов [1-2]. Схема контактирования по воздушным потокам поперечноточная, и, в «мокрой» части, по воде и вспомогательному воздушному потоку, противоточная. Величина эквивалентного диаметра каналов одинакова для «сухой» и «мокрой» частей насадки, и, в зависимости от решаемой задачи, в среднем составляет: $d_e = 15 - 20 \text{ мм}$; параметр регулярной шероховатости поверхности (РШ)

$k = p/e = 10-14$ (где p – шаг, а e – высота выступа регулярной шероховатости поверхности РШ) [1-2].

II. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СОВМЕСТНОГО ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ИСПАРИТЕЛЬНОМ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕ НЕПРЯМОГО ТИПА (рис. 2-3)

Процессы совместного теплообмена в испарительных охладителях

Процесс адиабатического охлаждения воздуха в испарительном охладителе прямого типа (ПИО, DEC) протекает при неизменном значении энтальпии воздушного потока, при этом температура рециркулирующей через насадку ТМА воды оказывается неизменной и равной температуре мокрого термометра входящего в аппарат воздуха. Политропический процесс испарительного охлаждения воды в градирне (ГРД, СТВ) определяется процессом диффузии водяных паров в воздух, при этом «явное» тепло может иметь различное направление переноса и составляет незначительную часть переносимого в системе теплового потока. Пределом испарительного охлаждения здесь является температура мокрого термометра поступающего в ИО воздушного потока.

Рассмотрим процессы совместного теплообмена при испарительном охлаждении сред на примере прямого испарительного охлаждения воды. Результирующее снижение ее температуры достигается совместным действием следующих процессов: 1) теплоотдачей соприкосновением (перенос теплоты путем теплопроводности и конвекции); 2) теплообмен излучением; 3) поверхностным испарением воды в поток воздуха (диффузия водяных паров в воздухе). Преобладающую роль здесь играет поверхностное испарение (70-80% теплоты, отдаваемой водой). Суммарное количество теплоты, отдаваемой водой (рис. 3):

$$dQ_{\Sigma} = dQ_{\alpha} + dQ_{\beta} \quad (1)$$

В случае, когда $t_l < t_g$ величина dQ_{α} входит в уравнение (1) с обратным знаком. Количество явной теплоты, отдаваемой водой воздуху, выразится уравнением:

$$dQ_{\alpha} = \alpha_g (t_l - t_g) dF_{\alpha} \quad (2)$$

При этом полагают, что $t_l = t_l^*$, где t_l^* – температура поверхности жидкостной пленки, т.е. отсутствует градиент температур по глубине водяной пленки и ее термическое сопротивление равно нулю: $R_l = 0$. В работах [1-2] было показано, что в общем случае, для политропического процесса $R_l \neq 0$ и $R_{\Sigma} = R_g + R_l$. Скорость перехода молекул пара из прилегающего парогазового слоя в поток воздуха пропорциональна разности $(p_n^* - p_n)$, где p_n – парциальное давление водяного пара в воздухе на значительном удалении от поверхности воды (в ядре воздушного потока). Количество испарившейся жидкости:

$$dg_{\beta} = \beta_p (p_n^* - p_n) dF_{\beta} \quad (3),$$

где β_p – коэффициент массоотдачи, отнесенный к полной разности парциальных давлений водяного пара, кг/(м²с). Количество теплоты, затраченное на испарение:

$$dQ_{\beta} = r \cdot dg_{\beta} = r \cdot \beta_p (p_n^* - p_n) dF_{\beta} \quad (4)$$

Поверхностное испарение может проходить лишь в том случае, когда $p_n^* > p_n$. Суммарно переносимое количество теплоты:

$$dQ_{\Sigma} = \alpha_g (t_l - t_g) dF_{\alpha} + r \beta_p (p_n^* - p_n) dF_{\beta} \quad (5)$$

Mickley H.S., Merkel F. [1] предложили использовать в качестве движущей силы процесса переноса массы вместо разности парциальных давлений разность влагосодержаний $\Delta x = (x_g^* - x_g)$.

$$dQ_{\Sigma} = \alpha_g (t_l - t_g) dF + r \beta_x (x_g^* - x_g) dF \quad (6)$$

Здесь полагаем, что $F_{\alpha} = F_{\beta} = F$. Это важное обстоятельство обычно игнорируется, но для насадок плотной многоканальной структуры это вовсе не так, и отличие в соотношении поверхностей тепло- и массопереноса, как это было показано в работе [1-2, 13] применительно к насадкам из

полимерных материалов, оказывается значительным.

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x \left[\frac{\alpha_g}{\beta_x} \cdot (t_l - t_g) + r \cdot (x_g^* - x_g) \right] dF, \quad (7)$$

где: $le = \alpha_g / \beta_x \cong c_h^*$

Для системы вода-воздух отношение коэффициентов тепло- и массоотдачи является величиной постоянной. Это является выражением аналогии процессов теплопереноса, протекающих в динамическом поле температур и влажностей. На самом деле, наличие аналогии, выражаемое эмпирическим соотношением Льюиса (le), зависит от реальности протекающих процессов в системе, от соотношения поверхностей тепло- и массопереноса, и не распространяется на ситуацию насыщенного влажного воздуха, когда в районе равновесной кривой могут иметь место процессы «реконденсации». Пренебрегая зависимостью r от температуры, находим:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x [c_p \cdot (t_l - t_g) + r \cdot (x_g^* - x_g)] dF \quad (8),$$

$$dQ_{\Sigma} = K_h \cdot (h_g^* - h_g) \cdot dF \quad (9),$$

где K_h – общий коэффициент теплопереноса (коэффициент переноса «суммарного тепла и массы» в системе, по принятому в англоязычной литературе определению), отнесенный к разности энтальпий. Он выражает интенсивность процесса теплообмена, обусловленного совместными механизмами конвекции и диффузии. Абсолютные величины коэффициентов равны: $|\beta_x| = |K_h|$. Уравнение (9) – это основное уравнение метода «энтальпийного потенциала». Оно позволяет существенно упростить расчет процессов теплообмена, поскольку вместо двух движущих сил используется одна – энтальпийный напор, вместо коэффициентов переноса α_g и β_x – один K_h .

Для случая, когда учитывается термическое сопротивление жидкостной пленки, то есть $R_g \neq 0$, уравнение (9) запишется:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h \cdot (h_g^* - h_g) \cdot dF,$$

где h_g, h_g^+ – значение энтальпии воздуха при $t_g = t^*$ и $\varphi_g = 100\%$.

Анализ процессов совместного тепло- и массопереноса при прямом контактировании газа и жидкости был выполнен с учетом следующих упрощающих предпосылок:

а) Допущение о постоянстве расхода жидкости ($\Delta G_g = 0$). При испарении либо конденсации в системе этот расход реально изменяется. Погрешность, обусловленная упрощением, составляет от 3 до 20% [1-2];

б) Погрешность, вносимая заменой движущей силы dp на dx_g и от пренебрежения влиянием Стефанового потока массы (конвективный поток массы, возникающий из-за непроницаемости поверхности жидкости потоку воздуха; закон односторонней диффузии Стефана);

в) Допущение, что эмпирическое соотношение Льюиса равно единице ($le=1$). Этот вопрос тесно связан с допущением о равенстве поверхностей обмена ($F_m = F$), т.е. является комплексным допущением. Литературные данные по вопросу о величине le для рассматриваемых процессов очень противоречивы и дают разброс от 0,25 до 1,0 [1-2], причем основными причинами этого является некорректность вычислений, обусловленная неучетом однородности поверхностей контакта фаз, выполнением условия $Le = a / D$ (где Le – число Льюиса, a – коэффициент температуропроводности, m^2/c ; D – коэффициент молекулярной диффузии, m^2/c) и др;

г) Пренебрежением термическим сопротивлением жидкостной пленки $R_l=0$. Для политропических процессов в системе вода-воздух по данным работ [1-2] термическое сопротивление системы равномерно рассредоточено между двумя фазами;

д) Дополнительная ошибка может иметь место при усреднении движущей силы процесса совместного теплообмена $\overline{\Delta h_g}$. Приближенные методы и погрешности усреднения рассмотрены в работах [1-2]; они основаны на замене участка равновесной кривой прямолинейной, параболической, либо экспоненциальной зависимостями. Величины r и c_p принимаются постоянными в заданных диапазонах изменения основных

параметров, что особых сомнений не вызывает.

Основной вклад в суммарную ошибку вносят допущения: $R_g = 0, \Delta G_l = 0; y = 1$. Величина ошибки может составлять от 10% до 15 % [1-2]. Следует отметить, что без принятых упрощающих предпосылок вывод уравнения (9) невозможен. Уравнение энтальпийного баланса:

$$\begin{aligned} G_{11}c_l(t_g^1 - t_0) + G_g[r_0x_g^1 + c_p^1(t_g^1 - t_0)] = \\ G_{12}c_l(t_l^1 - t_0) + G_g[r_0x_g^2 + c_p^{*2}(t_g^2 - t_0)] \\ G_l c_l dt_l = G_g dh_g \end{aligned} \quad (10),$$

это уравнение «рабочей линии» процесса испарительного охлаждения (рис. 2, линия АБ). Таким образом, t_l линейно зависит от h_g , причем угол наклона линии равен:

$$tg \alpha = dh_g / dt_l = G_l \cdot c_l / G_g.$$

Значение энтальпийного напора в любом сечении аппарата равно вертикальному отрезку между кривой насыщения и рабочей линией (при условии отсутствия термического сопротивления водяной пленки). Основное уравнение Меркеля с учетом (10), запишется:

$$K_h F / G_l = \int_{h_g^*}^{h_g} c_g dt_l / (h_g^* - h_g). \quad (11)$$

Правая часть этого уравнения содержит только термодинамические параметры потоков, левая – конструктивные и эксплуатационные характеристики испарительного охладителя (рабочую поверхность, расход воды и коэффициент теплопереноса). Это делает уравнение (11) удобным для практических расчетов. Величина $K_h F / G_g = K_v$ носит название *критерия испарения*.

На рисунке 3 представлены характерные профили изменения основных параметров воздушных и водяного потоков в НИО (А) и НИО-Рг (Б).

III. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СОВМЕСТНОГО ТЕПЛОМАССО-ОБМЕНА

Для описания процессов теплообмена в НИО при условии материальной однородности потоков выделим элемент насадки протяженностью $0 \leq x \leq H, a \leq y \leq b, 0 \leq z \leq L$ (рис. 3).

Основные уравнения совместного теплообмена в «мокрой» части ТМА (конвекция и диффузия) и конвективного теплообмена в его «сухой» части, а также соответствующие условия сопряжения в форме уравнений пограничного слоя [1-2]:

– для жидкости ($0 \leq x \leq H, a \leq y \leq h, 0 \leq z \leq L, h$ – толщина слоя жидкости); температура $t_l = t_l(x, y, z)$ определяется из уравнения:

$$G_l(y) \partial t_l / \partial x = \alpha_l \cdot \partial^2 t_l / \partial y^2 \quad (12),$$

а условие на входе, при $x = 0$, имеет вид:

$$t_l(0, y, z) = t_{l0}.$$

– для вспомогательного турбулентного потока газа ($0 \leq x \leq H, h \leq y \leq b, 0 \leq z \leq L$) температура $t_B = t_B(x, y, z)$ и парциальное давление пара $p_n = p_n(x, y, z)$ определяются уравнениями:

$$V_B(y) \frac{\partial t_B}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(a_g + a_g^T) \frac{\partial t_B}{\partial y} \right] \quad (13),$$

$$V_B(y) \frac{\partial p_n}{\partial x} = R_n T_B \frac{\partial}{\partial y} \left[(D_g + D_g^T) \frac{\partial p_n}{\partial y} \right] \quad (14),$$

при условии, когда $x = 0: t_B = t_B^0, p_n = p_n^0$, (15)

$$\text{и при } y = b: \frac{\partial t_B}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial p_n}{\partial y} = 0. \quad (16)$$

– для основного газового потока ($0 \leq x \leq H, -a \leq y \leq 0, 0 \leq z \leq L$) температура $t_o = t_o(x, y, z)$ определяется из уравнения:

$$V_o(y) \frac{\partial t_o}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(a_g + a_g^T) \frac{\partial t_o}{\partial y} \right] \quad (17),$$

$$\text{при } z = 0: t_o = t_o^0; \text{ при } y = -a: \frac{\partial t_o}{\partial y} = 0 \quad (18)$$

– условия сопряжения:

$$\text{на стенке, при } y = 0 \quad q_0 = k_a (t_B - t) \quad (19),$$

где q_0 – тепловой поток при $y = 0$, а k_a – коэффициент теплопередачи через разделяющую каналы стенку толщиной δ_{cw} и теплопроводности λ_{cw} :

$$k_{\alpha} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_{cw}}{\lambda_{cw}} + \frac{1}{\alpha}}$$

на поверхности раздела, когда

$$y = h : p_n = p'', q = q_{\alpha} + q_{\beta} \quad (20)$$

В результате осреднения, используя законы Ньютона и Дальтона, получим систему уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial t_0}{\partial x} &= a_1(t_B - t) + b_1(p - p'') + c_1(t_0 - t) \\ \frac{\partial t_B}{\partial x} &= a_2(t_B - t), \quad \frac{\partial p}{\partial x} = b_2(p'' - p) \\ \frac{\partial t_g}{\partial z} &= c_2(t - t_g) \end{aligned} \right. \quad (21)$$

Граничные условия имеют вид:

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0 : t &= t^0, t_B = t_B^0, p = p^0 \\ \text{при } z = 0 : t &= t_0. \end{aligned} \quad (22)$$

Коэффициенты $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ определяются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} a_1 &= \alpha / (c_1 \cdot g_1), b_1 = r_D \cdot \beta_p / (c_1 \cdot g_1), \\ c_1 &= k_{\alpha} / (c_1 \cdot g_1), a_2 = \alpha / (c_g \cdot g_B), \\ b_2 &= 1,61 \cdot p_B \beta_p / g_1, c_2 = k_{\alpha} / (c_g \cdot g_O) \end{aligned}$$

В дальнейшем рассматривается только нелинейная теория испарительных воздухоохладителей непрямого типа, т.е. коэффициенты $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ являются постоянными величинами, а для парциального давления насыщенного пара p'' предполагается нелинейная зависимость:

$$p''(t) = 690,5 \cdot \exp(0,0608 \cdot t) \quad (23)$$

Для получения численного решения задачи (22) - (24) применена явная разностная схема (метод Эйлера). На рис. 3 представлены характерные профили изменения основных параметров воздушных и водяного потоков в НИО (А) и НИО-Rг (Б).

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial t_0}{\partial x} + c_0 t &= a_1 t_0 + b_1(p - p'') + c_1 t_0, \\ c_0 &= a_1 + c_1 \\ \frac{\partial t_B}{\partial x} + a_2 t &= a_2 t_B, \quad \frac{\partial p}{\partial x} + b_2 p = b_2 p'' \\ \frac{\partial t_g}{\partial z} + c_2 t &= c_2 t_g \end{aligned} \right. \quad (24)$$

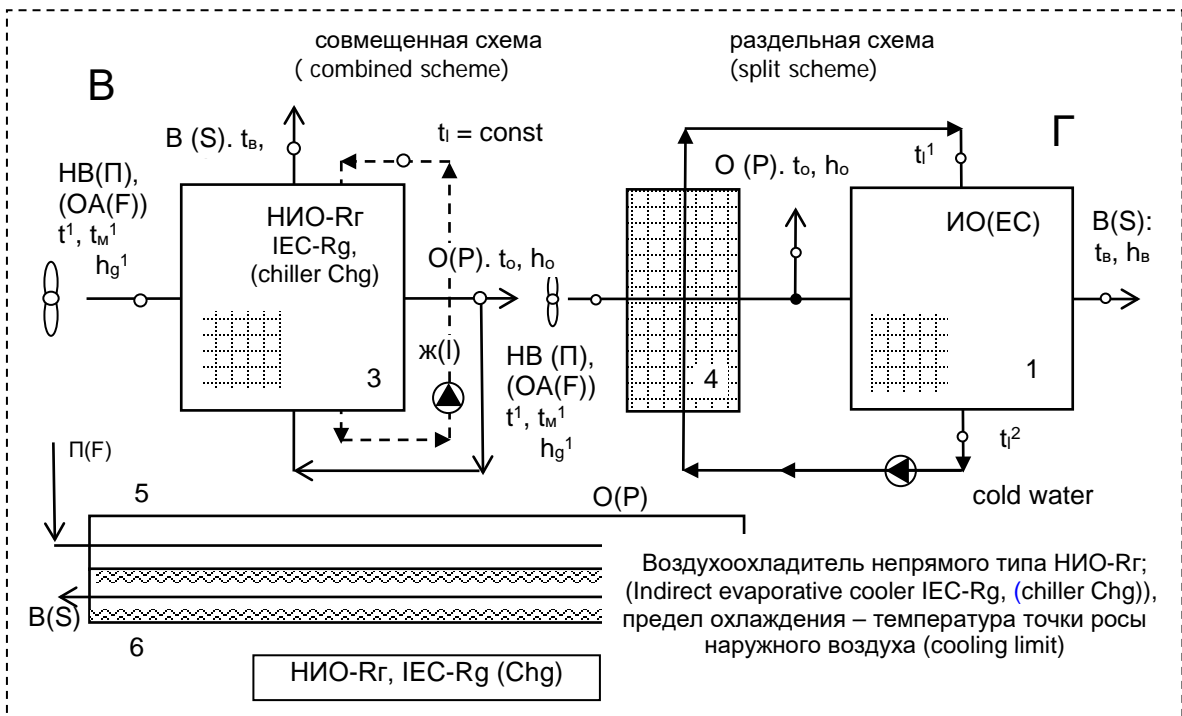
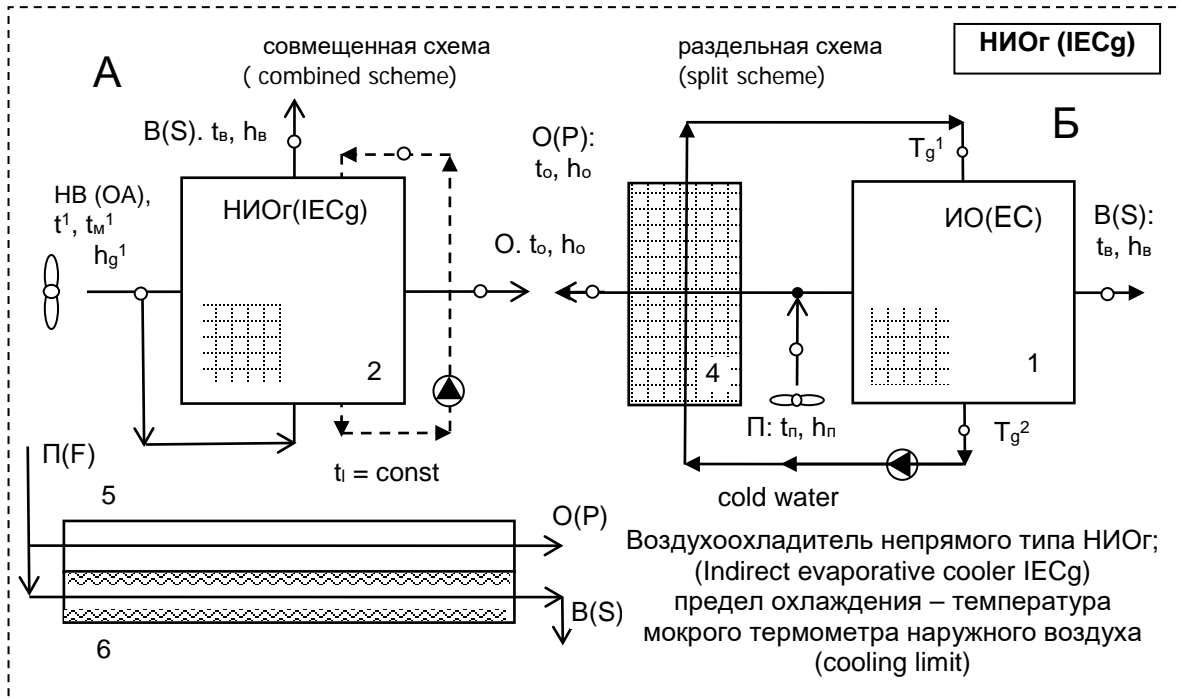
III. АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ НЕПРЯМОГО ТИПА

На рисунках 3 и 4 представлены экспериментально полученные характерные профили изменения основных параметров основного «О» (температура охлаждаемого при неизменном влагосодержании потока) и вспомогательного «В» (температура и влагосодержание) воздушных потоков в НИОг (рис. 5А для потока «О», Б и В для потока «В», соответственно) по длине и высоте расчетного модуля (результаты приведены для начальных параметров воздуха, поступающего в модуль НИОг: П (НВ): $t_g^1/t_m^1/t_p^1 = 35/21/14^{\circ}\text{C}$; $x_g^1 = 11\text{г/кг}$ и соотношений контактирующих воздушных потоков в НИО $l = G_O / G_B = 0,5; 1,0; 1,5$).

На рисунке 5А показано влияние влагосодержания наружного воздуха на эффективность охлаждения воздушных потоков и температуру рециркулирующей воды в НИОг (А). Температура рециркулирующей в НИОг воды («мокрые» каналы НИОг) $t_g^p = t_m^1 + 1 - 3^{\circ}\text{C}$, t является неизменной в цикле. Отметим, что для НИО-R_g она составляет, по данным настоящего исследования, $t_g^p = t_m^o + 2,5 - 4,5^{\circ}\text{C}$, при существенно более низкой температуре t_m^o .

На рисунке 5Б показано влияние соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков $l = G_O/G_B$: (1 - 0,5; 2 - 1,0; 3 - 1,5).

Анализ работы СКВ на основе воздухоохладителя Chg. На рисунке 5 на Н-Х диаграмме влажного воздуха, на основе полученных в работе экспериментальных данных, приведен анализ работы воздухоохладителя Chg (схема по рис. 1А и В) при различных начальных влагосодержаниях воздуха x_g^1 (при одинаковом во всех случаях соотношении воздушных потоков $l^* = G_O / G_B = 1,0$). Полный воздушный поток охлаждается при неизменном влагосодержании в теплообменнике 7 и здесь делится на «основной» поток (О), поступающий в помещение и «вспомогательный» поток (В), поступающий в испарительный воздухоохла-



1 – ИО; 2 – НПОг; 3 – НПОг-Rг (Chg); 4 – теплообменники; 5 и 6 – «сухой» и «мокрый» каналы испарительного воздухоохладителя

Рис. 1. Принципиальные схемные решения испарительных воздухоохладителей непрямого типа, построенные по совмещенной и раздельной схемам: НПОг (А и Б) и НПОг-Rг (В и Г), соответственно¹

Переход к раздельным схемам воздухоохладителей

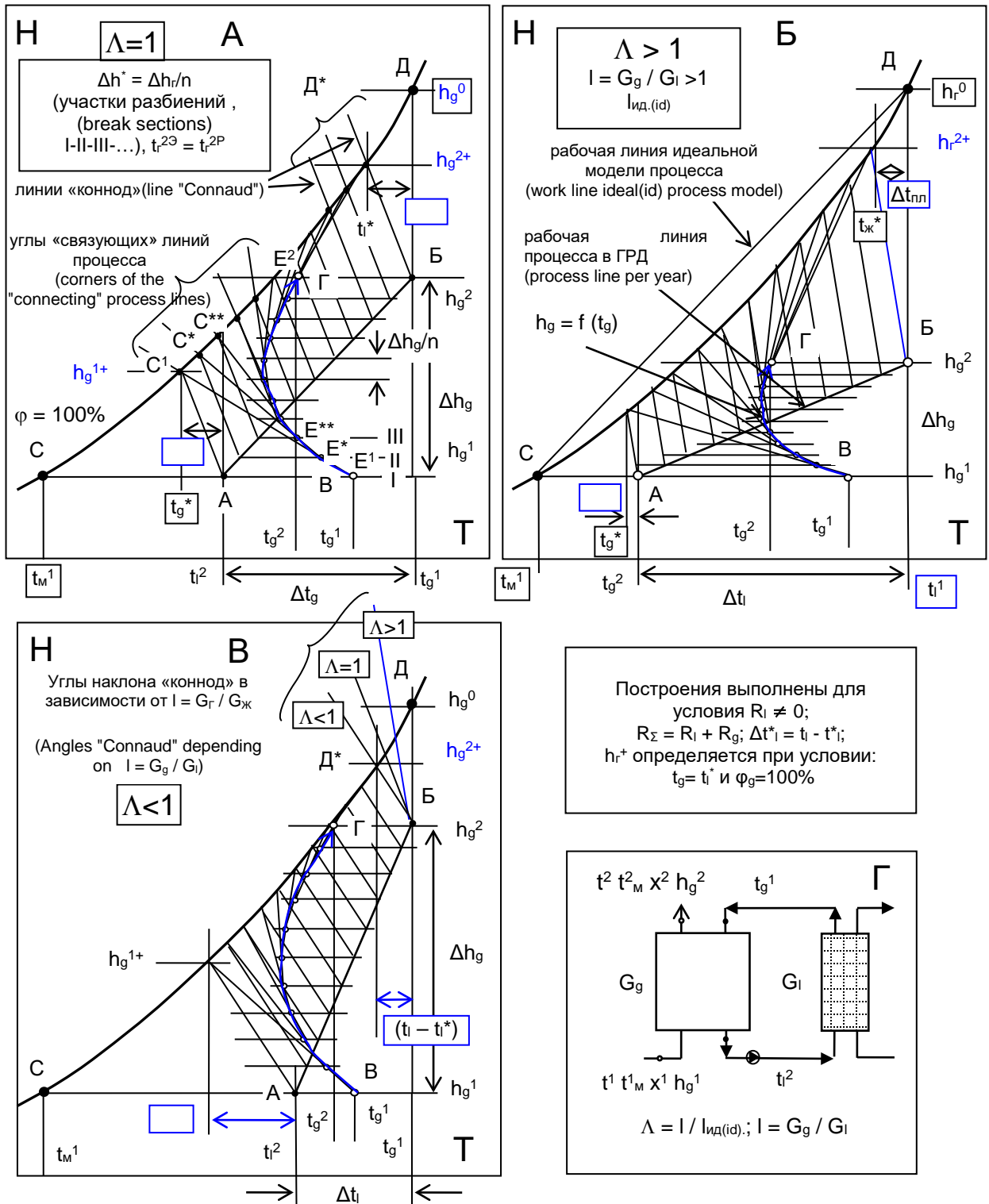
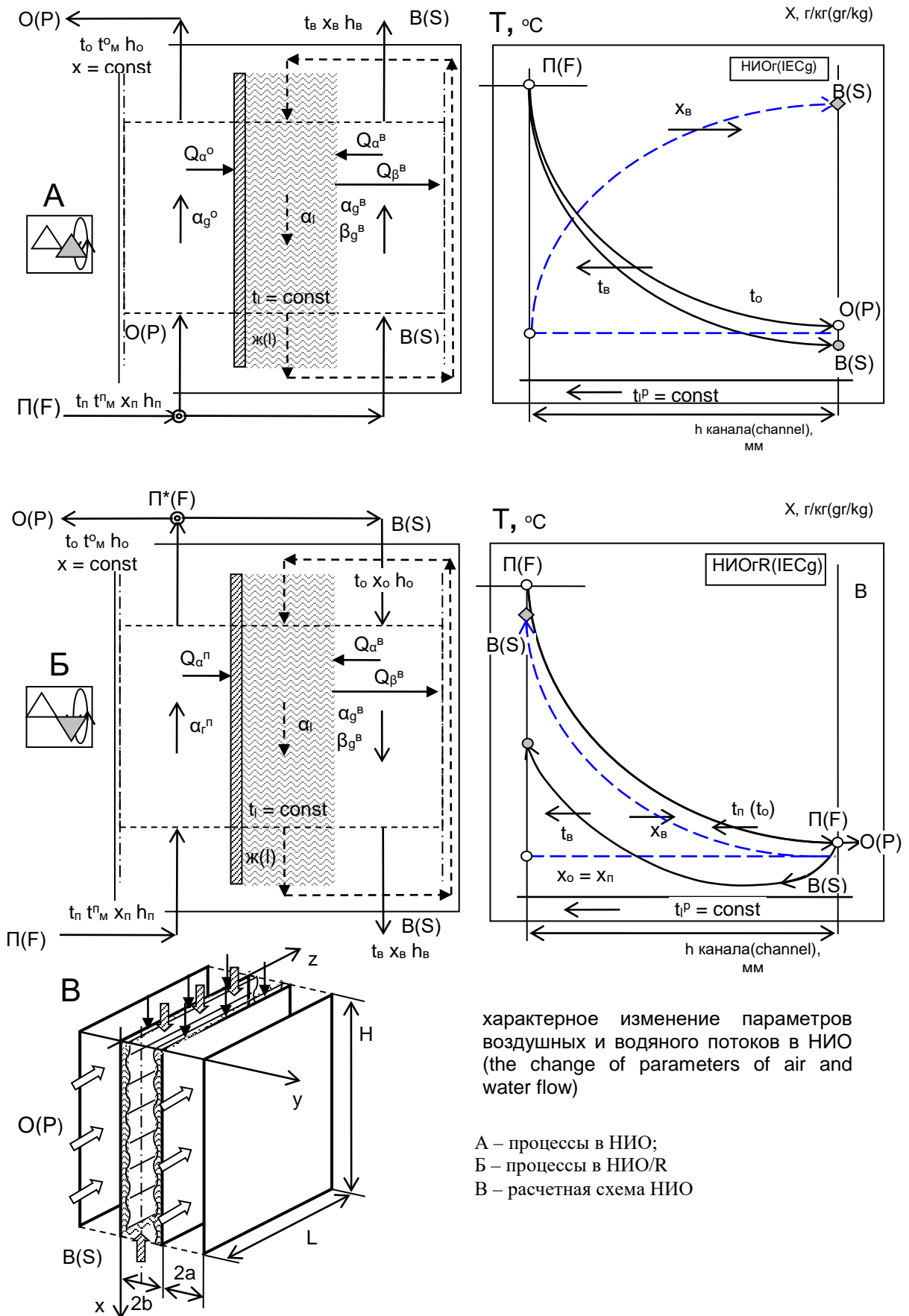


Рис. 2. Построение линии изменения состояния воздушного потока на Н-Т диаграмме влажного воздуха по высоте испарительного водоохладителя ГРД¹ при различных значениях характеристического числа Λ (соотношения потоков газа и жидкости I = G_г / G_ж) и противоточной схеме контактирования потоков, при условии: R_ж ≠ 0 [12]



характерное изменение параметров воздушных и водяного потоков в НИО (the change of parameters of air and water flow)

- А – процессы в НИО;
- Б – процессы в НИО/Р
- В – расчетная схема НИО

Рис. 3. К моделированию процессов совместного теплообмена при испарительном охлаждении воздуха в аппаратах непрямого типа¹

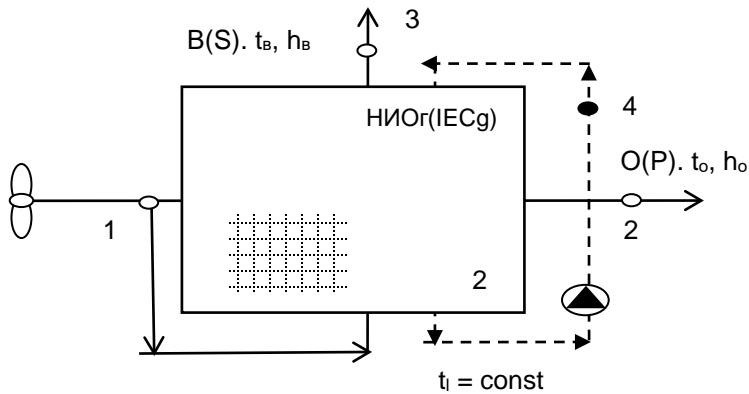
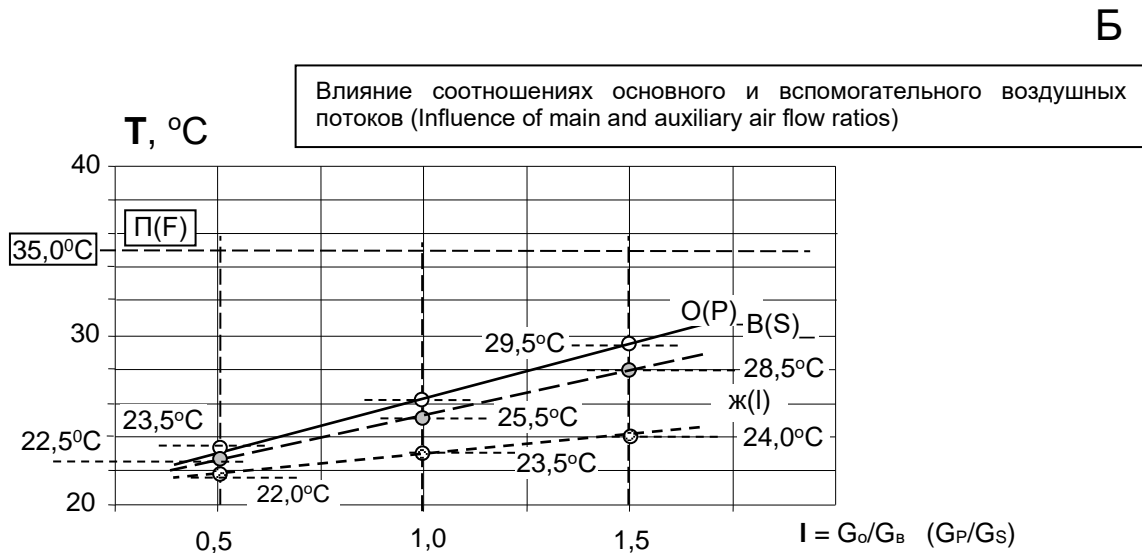
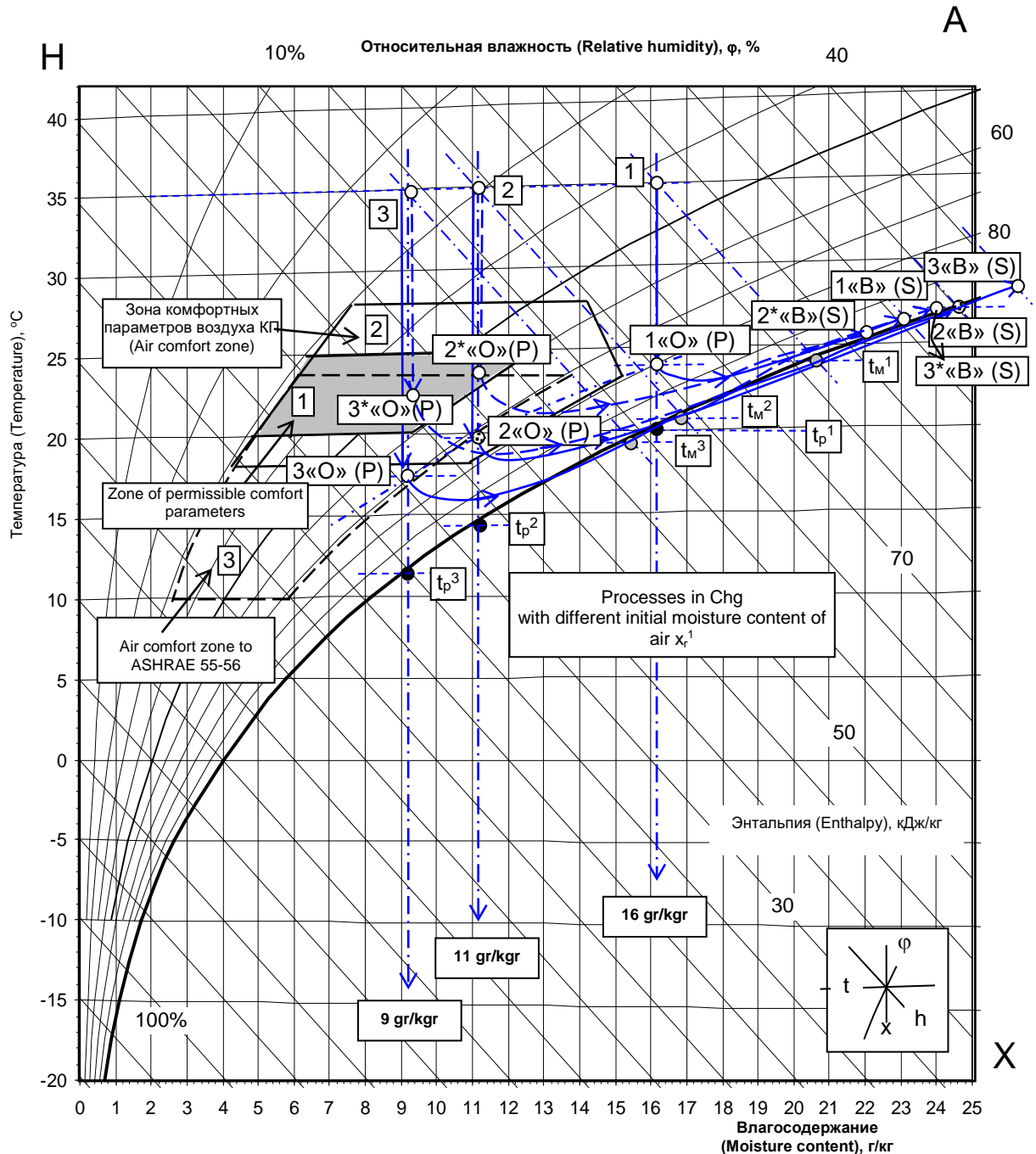


Рис. 4. Экспериментальные результаты, полученные для испарительного воздухоохладителя НИОг (IEC) ¹ при различных:
 А – влагосодержаниях наружного воздуха; Б – соотношениях основного и вспомогательного воздушных потоков в НИО (I : 1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 1,5)



Процессы 2-2*(O)-2*(B) и 3-3*(O)-3*(B) приведены для соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков $l = G_0/G_B = 0,8$.

На рисунке выделена зона комфортных параметров воздуха (1 – зачернена), зона допустимых комфортных параметров воздуха (2) и зона комфортных параметров воздуха по ASHRAE 55-56 (3 – выделена пунктирными линиями) в помещении.

(Processes 2-2 * (O) -2 * (B) and 3-3 * (O) -3 * (B) are given for the ratio of the main and additional air streams $l = G_0 / G_B = 0.8$.)

The figure shows the zone of comfort parameters of air (1 - blackened), permissible comfort parameters of air (2) and zone of comfort parameters of air according to ASHRAE 55-56 (3 - marked with dashed lines) in the room)

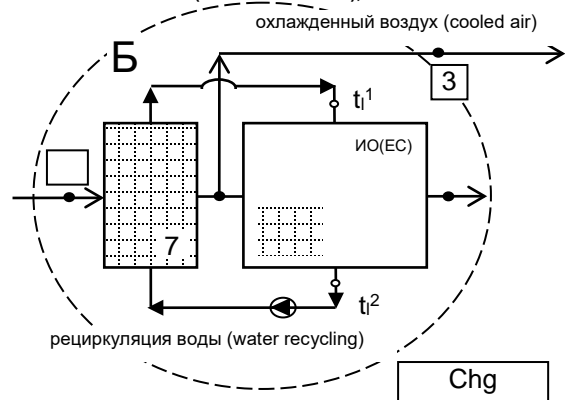


Рис. 5. Анализ работы СКВ (по рис. 1) на основе воздухоохладителя Chg при различных начальных влагосодержаниях воздуха x_r^1 (при $l = 1,0$)¹

¹ Appendix 1

дитель ИО. Линия изменения состояния «основного» потока (1 – 1«О», 2 – 2«О», 3 – 3«О») протекает при постоянном значении влагосодержания воздуха. Для степени приближения к пределу охлаждения, сориентированного на температуру точки росы $\Delta t^{**} = (t_0 - t_p)$, получены результаты:

$$x_g^1 = 16 \text{ г/кг}; t_0 = 24,3^\circ \text{C}, \Delta t^{**} = 4,0^\circ \text{C};$$

$$x_g^1 = 11 \text{ г/кг}; t_0 = 19,5^\circ \text{C}, \Delta t^{**} = 5,5^\circ \text{C};$$

$$x_g^1 = 9 \text{ г/кг}; t_0 = 17,5^\circ \text{C}, \Delta t^{**} = 6,0^\circ \text{C};$$

то есть:

– со снижением начального влагосодержания воздуха уровень охлаждения основного воздушного потока значительно снижается, но при этом несколько уменьшается степень приближения к пределу охлаждения;

– кривая изменения состояния вспомогательного воздушного потока G_B последовательно выгибается в сторону острого «угла» Н-Х диаграммы влажного воздуха, как бы «упираясь» в предел охлаждения (линии изменения состояния вспомогательного воздушного потока в чиллере «1О» – «1В» ... «3О» – «3В») и изменение состояния потока «В» в дальнейшем протекает непосредственно вдоль равновесной кривой $\phi = 100\%$, то есть этот поток полностью насыщается еще до выхода из аппарата;

– возможно, будет целесообразно при переходе к реализации испарительного охлаждения в Chg на малых величинах начальных влагосодержаний, снижать соотношение потоков $l = G_O / G_B$.

На рисунке 5 выполнен такой анализ и видно, что для получения комфортных параметров основного воздушного потока, поступающего в помещение можно увеличить расход основного воздушного потока (процессы 2-2*(О) -2*(В) и 3-3*(О) - 3*(В) приведены для соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков $l^* = G_O / G_B = 0,8$), что снижает реальные энергозатраты термометра до температуры точки росы наружного воздуха, при этом были рассмотрены возможности охладителей прямого и непрямого типа, позволяющее в СКВ. При этом видно, что линии изменения

состояния вспомогательного воздушного потока в чиллере «2*О» – «2*В» и «3*О» – «3*В» протекают уже не по равновесной кривой $\phi = 100\%$, то есть вспомогательный воздушный поток до выхода из насадки ТМА не насыщен и опасность «реконденсации» в нем, а, следовательно, и снижения эффективности процесса существенно снижается.

ВЫВОДЫ

1. Разработана концепция создания низкотемпературных испарительных охладителей со сниженным пределом охлаждения от температуры мокрого СКВ снизить удельные энергозатраты при достижении параметров комфортности воздушной среды;

2. Показано, что сравнительно с прямым испарительным охлаждением воздухоохладитель непрямого типа НИО обеспечивает возможность «сухого» охлаждения воздуха, без его увлажнения; охлаждение воздушного потока в воздухоохладителе-чиллере Chg реально снижает предел охлаждения основного воздушного потока ниже температуры наружного воздуха по мокрому термометру, что существенно расширяет возможности испарительных методов охлаждения, «отвоевывая» часть практического приложения при построении СКВ у парокомпрессионной техники;

3. Показано, что переход к охладителям со сниженным пределом охлаждения сред требует решения проблемы «реконденсации», связанной с опасностью полного насыщения вспомогательного воздушного потока в пределах насадочной части аппарата; выполнен анализ условий возникновения такой опасности и выработаны рекомендации по ее предотвращению;

4. Экспериментальное исследование позволило конкретизировать рабочие нагрузки на ТМА пленочного типа с учетом величины реальной смоченной поверхности многоканальных полимерных насадочных структур; определена эффективность процессов испарительного охлаждения сред в зависимости от начальных параметров наружного воздуха и соотношения контактирующих потоков газа и жидкости и выработаны рекомендации для расчета и

проектирования низкотемпературных охладителей сред;

5. На основе экспериментальных данных выполнен анализ принципиальных возможностей разработанных низкотемпературных испарительных воздухоохладителей Chg, показавший, что со снижением начального влагосодержания воздуха уровень охлаждения значительно снижается, при этом уменьшается и степень приближения к пределу охлаждения; кривая изменения состояния воздушного потока в дальнейшем протекает непосредственно по равновесной кривой $\phi = 100\%$, для предотвращения чего целесообразно снижать соотношение контактирующих потоков газа и жидкости;

6. Использование новых решений позволяет расширить область практического использования методов испарительного охлаждения, например, использование воздухоохладителей-чилеров обеспечивает достижение параметров комфортности воздуха в СКВ без привлечения традиционной парокompрессионной техники.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

Fig. 1. Basic circuit solutions of indirect type evaporative air coolers, built according to combined and separate schemes: IEC_g (A and B) and Chg (C and D), respectively. Transition to divided air cooler scheme.

1 - EC; 2 - IEC_g; 3 - Chg; 4 - heat exchangers; 5 and 6 - “dry” and “wet” channels of evaporative air cooler.

Fig. 2. Building a line of change in the state of the air flow on the H-T diagram of humid air along the height of the evaporative cooler for CTW for different values of the characteristic number Λ (the ratio of gas and liquid flows $l = G_g / G_l$) and countercurrent flow contacting scheme, provided: $R_l \neq 0$ [12]. The constructions are fulfilled for the condition $R_l \neq 0$; $R_\Sigma = R_l + R_g$; $\Delta t_l = t_l^* - t_l$; h_g is determined under the condition: $t_g = t_l^*$ and $\phi_g = 100\%$.

Fig. 3. Schemes for modeling the processes of joint heat and mass transfer with evaporative cooling of air in devices of indirect type.

A - processes in IEC_g;

B - processes in Chg

In - the design scheme of IEC.

Fig. 4. Experimental results obtained for the evaporative air cooler (IEC) 6 for various: A - moisture content of outdoor air; B - ratios of the main and auxiliary air streams in the IEC ($l = G_o / G_b$: 1 - 0.5; 2 - 1.0; 3 - 1.5).

Fig. 5. Analysis of the operation of SCA (in Fig. 1) on the basis of the Chg air cooler at various initial moisture contents of air x_{g1} (with $l = G_o / G_b = 1.0$).

Литература (References)

- [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] Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modifiede-NTU method. *Applied Energy* 89 (2012) 237–245.
- [10] Kabeel A., Abdelgaied M. Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. *Energy Conversion and Management* 126 (2016) 526–536.
- [11] Chen Y., Yang H., Luo Y. Indirect evaporative cooler considering condensation from primary air: Model development and parameter analysis. *Building and Environment* 95 (2016) 330e345.
- [12] Chen Y., Yang H., Luo Y. Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation. *Applied Energy* 2016.

- [13] Metod and Apparatus of Indirect-Evaporative Cooling, Patent RF, no. US 6,497,107 B2, 2002.
- [14] Patent USA (Pub. No.: US 2009/0007583 A1, Pub. Date: Jan. 8, 2009). Indirect Evaporative Cooling Device.
- [15] Patent USA (Pub. No.: US 2004/0061245 A1, Pub. Date: Apr. 1, 2004). Maisotsenko et al. Indirect Evaporative Cooling Mechanism
- [16] Patent USA (Pub. No.: US 7,765,827 B2, Pub. Date: Aug. 3, 2010). Multi-Stage Evaporative Cooling System
- [17] Patent USA (Pub. No.: US 2010/0281896, A1. Pub. Date: Nov. 11, 2010). Evaporative Air Cooler with multi Stages Cooling and or Heating with or without Cooling Coil
- [18] Patent USA (Pub. No.: US 2010/0281896, A1. Pub. Date: Nov. 11, 2010). Evaporative Air Cooler with multi Stages Cooling and or Heating with or without Cooling Coil
- [18] Patent USA (Pub. No.: US 6,494,107 B2, Date of patent: Dec. 24, 2002). Maisotsenko et al. Method and Apparatus of Indirect Evaporative Cooling
- [19] 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.
- [20] 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
- [21] Pascal Stabat, Dominique Marchio. Simplified model for undirect-contact evaporative cooling tower behaviour. France. Applied Energy. 78. 9 2004, 433-451
- [22] Muhammad H., Muhammad S., Miyazaki T., Koyama S., Maisotsenko S. Overview of the Maisotsenko cycle—A way towards dew point evaporative cooling. Renewable and Sustainable Energy Reviews 66 (2016) 537–555.

Сведения об авторах.



Дорошенко Александр Викторович – доктор технических наук, профессор кафедры ТДВЭ ОНАПТ, сфера научных интересов – теплофизика, тепломасообмен, альтернативная энергетика.
e-mail: dor_av43@i.ua



Халак Вячеслав Федорович – аспирант кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ, сфера научных интересов: теплофизика, тепло-масообмен, альтернативная энергетика..
e-mail: khalak_v@mail.ru



Антонова Альфия Раисовна – кандидат технических наук, доцент кафедры информационных технологий и кибербезопасности ОНАПТ, сфера научных интересов – математическое моделирование, теплофизика, альтернативная энергетика.
e-mail: allaantonova62@gmail.com



Гончаренко Александр Сергеевич – аспирант кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ, сфера научных интересов: теплофизика, холодильная техника, альтернативная энергетика.
e-mail: jaffal@ukr.net