

УДК 536.248.2:532.529.5

А.В. Дорошенко, К.В. Людницький

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина

СОЛНЕЧНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛО-ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТЕПЛОМАСООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В статье представлены разработанные схемные решения для альтернативных холодильных систем и систем кондиционирования воздуха, основанных на использовании теплоиспользующего абсорбционного цикла и солнечной энергии для регенерации (восстановления) раствора абсорбента. Использован каскадный принцип построения всех ТМА как осушительного, так и охладительного контуров с варьированием как температурного уровня, так и возрастания концентрации абсорбента по ступеням каскада. Тепло-массообменная аппаратура, входящая в состав осушительного и охладительного блока унифицирована и выполнена на основе многоступенчатых моноблочных композиций из полимерных материалов. Выполнен предварительный анализ возможностей солнечных систем применительно к задачам охлаждения сред и кондиционирования воздуха.

Ключевые слова: Солнечные системы – осушение воздуха – охлаждение сред – кондиционирование воздуха – теплообменная аппаратура – абсорбция – десорбция – испарительное охлаждение

О.В. Дорошенко, К.В. Людницький

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна

СОЛЯЧНІ АБСОРБЦІЙНІ СИСТЕМИ ТЕПЛО-ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ НА ОСНОВІ БАГАТОСТУПІНЧАСТИХ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ АПАРАТІВ

У статті представлено розроблені схемні рішення для альтернативних холодильних систем та систем кондиціонування повітря, основаних на використанні тепловикористовуючого абсорбційного циклу та сонячної енергії для регенерації (відновлення) розчину абсорбенту. Використаний каскадний принцип побудови всіх ТМА як осушувального, так і охолоджувального контурів з варіюванням як температурного рівня, так і зростання концентрації абсорбенту по ступеням каскаду. Тепломасообмінна апаратура, що входить до складу осушувального та охолоджувального блоку уніфікована та виконана на основі багатоступінчастих моноблочних композицій з полімерних матеріалів. Виконано попередній аналіз можливостей сонячних систем стосовно завдань охолодження середовищ та кондиціонування повітря.

Ключові слова: Сонячні системи – осушення повітря – охолодження середовищ – кондиціонування повітря – тепломасообмінна апаратура – абсорбція – десорбція – випарне охолодження.

DOI: 10.15673/0453-8307.6/2014.30877



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

ВВЕДЕНИЕ

Сопряженные проблемы энергетики и экологии интенсифицируют поиск альтернативных решений в области холодильных и кондиционирующих систем. Интерес к возможностям испарительных охладителей как прямого, так и непрямого типа в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1-2]. Испарительные охладители могут использоваться в составе солнечных осушительно-испарительных систем, основанных на открытом теплоиспользующем абсорбционном цикле, где предварительное осушение воздуха

обеспечивает высокую эффективность последующего испарительного охлаждения сред в холодильных системах (СХС) и термовлажностную обработку воздуха в системах кондиционирования (ССКВ) [1-2].

I. РАЗРАБОТАННЫЕ СХЕМНЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ СОЛНЕЧНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛО-ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ

Основная концепция создания солнечных многофункциональных теплоиспользующих установок тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха включает следующие позиции: – мно-

гофункциональные солнечные системы основаны на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоят из осушительной части в составе абсорбер-осушитель – десорбер-регенератор, и охладительной части, в составе испарительных охладителей газов и жидкостей прямого (воздухоохладитель ПИО или водоохладитель-градирня ГРД), или непрямого (воздухоохладитель НИО) типов; – поддержание непрерывности цикла обеспечивает либо альтернативный возобновляемый источник энергии, либо традиционный источник, при этом источником тепла для работы десорбера-регенератора является солнечная система; – в солнечной системе используются плоские солнечные жидкостные коллекторы СКЖ, с полимерными теплоприемниками и другими элементами конструкции (прозрачное покрытие, корпусная часть) [1-2, 8].

Принципиальные схемы разработанных солнечных систем представлены на рисунках 1-3 схемы включают: – осушительный блок в составе абсорбера-осушителя и десорбера-регенератора, солнечную систему, в составе солнечных коллекторов СКЖ и бака-теплоаккумулятора БТА, а также градирню технологического назначения, обслуживающую абсорбер; – охладительный блок, в составе воздухоохладителей непрямого испарительного типа НИО (3) и водоохладителя-градирни ГРД (4). Таким образом, основная формула сборки блока охлаждения представляет собой варианты: АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 (рисунки 1-2) и АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД (рисунок 3). Первый вариант сориентирован на создание альтернативных систем кондиционирования воздуха ССКВ, второй на создание холодильных систем различного назначения СХС.

Солнечная система обеспечивает реализацию процесса восстановления слабого раствора абсорбента, покидающего абсорбер-осушитель наружного воздуха, причем на линии горячего крепкого и холодного слабого растворов абсорбента установлен теплообменник (11). Бак-теплоаккумулятор БТА может также включать дополнительный встроенный теплообменник (10) для компенсации колебаний солнечной активности и ветронагрузки в месте установки системы. Разработанная солнечная система может функционировать, получая тепло на регенерацию абсорбента от любого наличного источника низкопотенциального тепла.

II. БАЗОВАЯ КОНЦЕПЦИЯ СОЗДАНИЯ СОЛНЕЧНЫХ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СИСТЕМ И ТЕПЛОМАСООБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ ОСУШИТЕЛЬНОГО И ОХЛАДИТЕЛЬНОГО КОНТУРОВ

Разработана принципиально новая концепция создания тепломассообменной аппаратуры осушительного и охладительного контуров я многофункциональных солнечных систем:

1. Используется модульная схема создания тепломассообменных аппаратов ТМА как в осу-

шительной, так и охладительной частях схем на основе идентичных элементов (моноблоков), каждый из которых представляет собой автономную ступень для реализации заданного процесса;

2. Все ТМА (абсорберы-осушители, десорберы-регенераторы, испарительные охладители сред), унифицированы, и выполнены как поперечноточные, или противоточные аппараты пленочного типа с многоканальной насадкой регулярной структуры; выполненной из полимерных материалов; насадка ТМА включает систему чередующихся «основных» и «вспомогательных» каналов, в каналах первого типа реализуется основной процесс (осушение воздушного потока в абсорбере или восстановление концентрации абсорбента в десорбере), а в соседних каналах подводится охлаждающий поток от технологической градирни (в абсорбере), или нагревающий поток теплоносителя от гелиосистемы (в десорбере);

3. Абсорбер-осушитель представляет автономную ступень осушения воздушного потока, при этом его насадка состоит из системы чередующихся каналов, в которых одновременно реализуются процессы осушения воздуха раствором абсорбента и охлаждение каналов абсорбера холодной водой, поступающей из градирни технологического назначения (рисунки 1-3);

4. Абсорбер-осушитель может быть выполнен многоступенчатым, на основе идентичных моноблоков (рисунки 1-3), каждый из которых представляет автономную ступень осушения воздушного потока; между ступенями абсорбера имеются распределительные камеры и каждая ступень (моноблок) имеет автономные распределитель и емкость для раствора абсорбента; при этом схема может быть построена по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 (рисунки 1-3), либо АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД (рисунок 3) и состоять из двух ступеней осушения и охлаждения потока, установленных последовательно, что обеспечивает значительную глубину охлаждения «продуктового» потока;

5. Десорбер-регенератор выполнен также двухступенчатым на основе идентичных моноблоков, каждый из которых представляет автономную ступень восстановления концентрации абсорбента, при этом каждый моноблок десорбера состоит из системы чередующихся каналов, в которых реализуются одновременно процессы восстановления абсорбента и нагрев каналов десорбции горячей водой от солнечной системы; между ступенями десорбера имеются распределительные камеры и каждая ступень (моноблок) имеет автономные распределитель и емкость для раствора абсорбента; в двухступенчатом варианте оформления десорбера раствор абсорбента последовательно проходит каждую ступень регенерации, в которую поступает «свежий» наружный воздух;

6. Схема осушительной части может быть построена так, чтобы каждая ступень регенерации была замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха, при этом на вторую

ступень десорбера ДБР2 поступает только часть абсорбента после первой ступени ДБР1, и направляется на вторую ступень охлаждения, в абсорбер АБР2 (рисунки 1-3);

7. Схема солнечной системы может быть построена с использованием двухступенчатой технологической градирни (рисунок 3), каждая ступень которой обслуживает соответствующую ступень абсорбции, при этом градирня первой ступени «работает» на наружном воздухе, а градирня второй ступени на части воздушного потока, прошедшего первую ступень охлаждения (АБР1-НИО1);

8. В охлаждающей части схем, в варианте ССКВ, используется модуль НИО (в двухступенчатом варианте НИО1 и НИО2, включенные в схему после соответствующих ступеней абсорбции), при этом насадка охладителя НИО включает систему чередующихся «сухих» и «мокрых» каналов; между ступенями охлаждения (моноблоками) имеется распределительная камера, где происходит разделение на основной и вспомогательный воздушные потоки; каждая ступень охлаждения (моноблок) имеет автономную емкость для рециркулирующей жидкости (воды); размеры каналов в моноблоке НИО, в «сухой» и «мокрой» частях, идентичны (форма каналов и величина эквивалентного диаметра каналов) и могут уменьшаться в направлении движения основного воздушного потока от ступени к ступени; соотношение основного и вспомогательного воздушных потоков для каждой ступени охлаждения (моноблока) также может варьироваться от ступени к ступени; в охлаждающей части схем в варианте СХС используется модуль градирни ГРД (рисунок 3);

9. Число ступеней охлаждения (моноблоков) в сборке охладителя определяется требуемым эффектом охлаждения и расчетным долевым расходом получаемого продукта.

В испарительном охладителе непрямого типа НИО, получившем наибольшее распространение в последние годы [1-2, 4-7], воздушный поток, 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», соответственно после каждой ступени охлаждения O_1 и O_2). Этот «продуктовый» поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИО систем кондиционирования воздуха СКВ.

Вспомогательный воздушный поток «В» выносит все тепло из аппарата в «связанном» виде, его температура также понижается и влагосодержание возрастает (соответственно после каждой ступени охлаждения это потоки В1 и В2 на рисунках 1-3). Температура рециркулирующей воды в

цикле сохраняет неизменное значение и оказывается на несколько градусов выше температуры мокрого термометра поступающего в НИО воздуха, осушенного в соответствующей ступени абсорбера АБР1 и АБР2). Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИО, основного и вспомогательного, и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков «О» и «В». Поскольку потоки «В» после каждой ступени НИО являются охлажденными (но увлажненными), их можно использовать для предварительного охлаждения наружного воздуха, или охлаждения крепкого раствора абсорбента на входе в абсорбер. Варианты такого схемного оформления представлены на рисунках 1-3.

В качестве испарительного водоохладителя в схеме может использоваться «продуктовая» градирня ГРД (рисунок 3), что обеспечивает получение «захоленной» воды и может служить основой для создания как альтернативных холодильных систем СХС, так и систем кондиционирования воздуха ССКВ, с подачей холодной воды в помещение на вентилируемые водо-воздушные теплообменники. Воздух, покидающий градирню, работающую на низком температурном уровне, может также использоваться для охлаждения крепкого раствора, поступающего из десорбегенератора.

III. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

В качестве естественного предела охлаждения воды в испарительном охладителе (ИО) прямого типа (градирне ГРД, рисунок 3) принято рассматривать температуру воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат t_m^1 . На выходе из аппарата, в качестве предельного рассматривают состояние насыщенного воздуха, имеющего температуру поступающей на охлаждение воды $t_{ж}^1$ (воздух с энтальпией $h_{г}^{2*}$). Эффективность охлаждения воды в градирне $E_{ж}$ (степень охлаждения воды) и эффективность изменения состояния воздуха $E_{г}$ (степень использования воздуха) характеризуется величинами:

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

$$E_{ж} = f(l = G_{г}/G_{ж}, t_{ж}^1, t_m^1)$$

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

По данным работ [1-3], при испытаниях пленочных градирен с насадкой регулярной упорядоченной структуры, подтверждено существование рассматриваемых зависимостей; при этом показано, что: рост относительного расхода воздуха $l = G_{г}/G_{ж}$ приводит к увеличению $E_{ж}$ и уменьшению $E_{г}$; величины $E_{ж}$ и $E_{г}$ оказываются независимыми от характера изменения величины $l = G_{г}/G_{ж}$ (путем изменения расход воздуха, или путем изменения расхода воды).

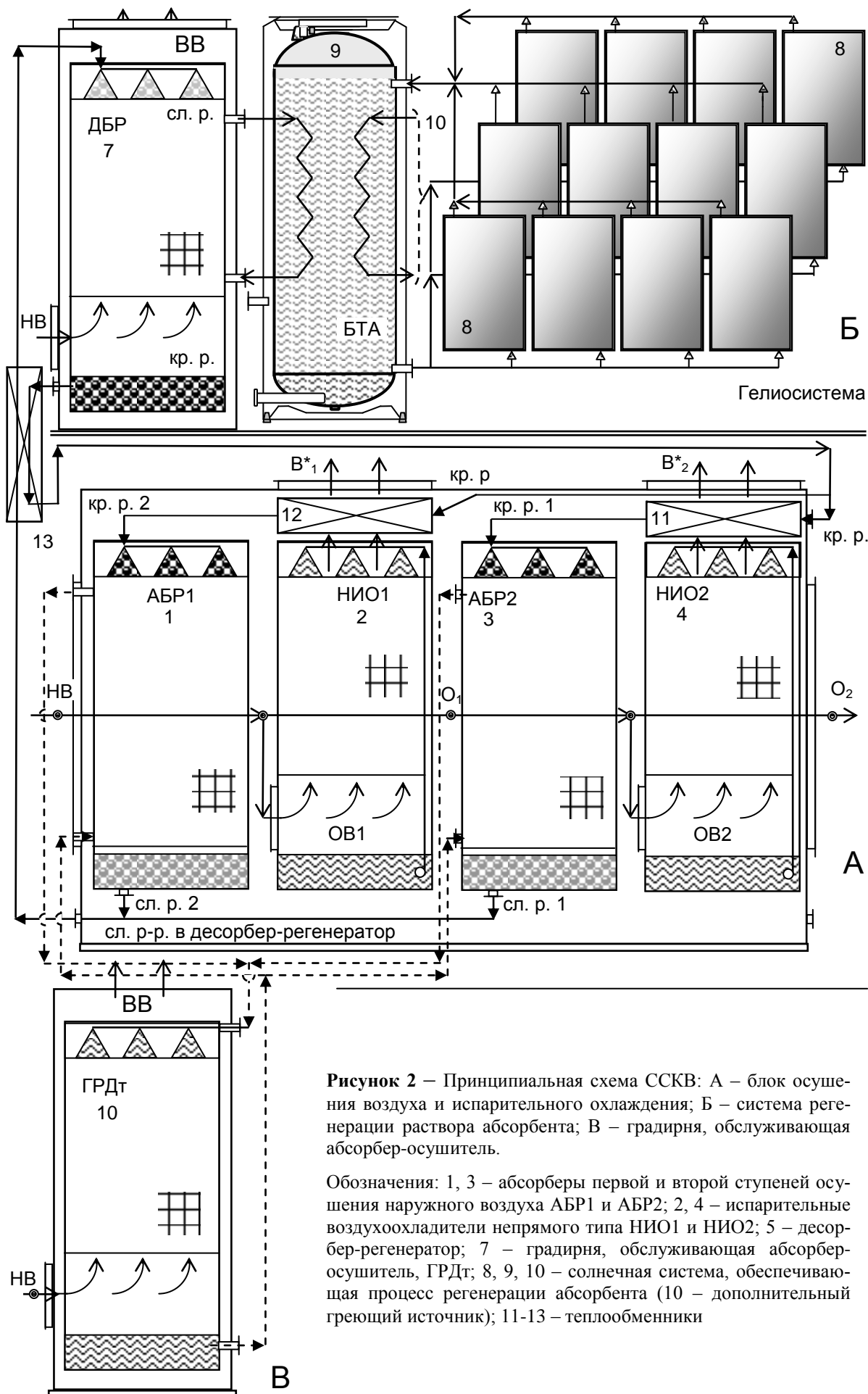
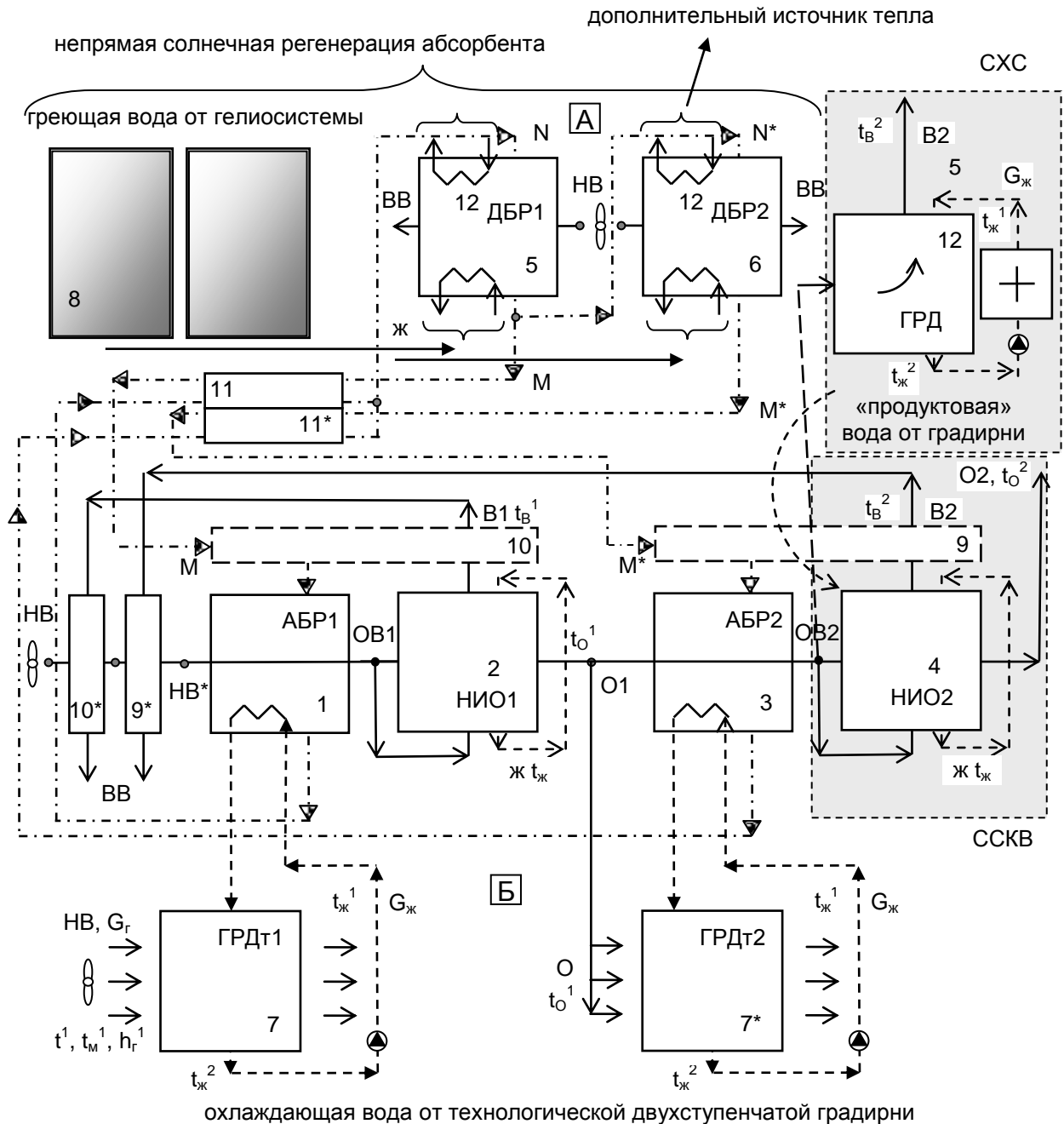


Рисунок 2 – Принципиальная схема ССКВ: А – блок осушения воздуха и испарительного охлаждения; Б – система регенерации раствора абсорбента; В – градирня, обслуживающая абсорбер-осушитель.

Обозначения: 1, 3 – абсорберы первой и второй ступени осушения наружного воздуха АБР1 и АБР2; 2, 4 – испарительные воздухоохладители непрямого типа НИО1 и НИО2; 5 – десорбер-регенератор; 7 – градирня, обслуживающая абсорбер-осушитель, ГРДт; 8, 9, 10 – солнечная система, обеспечивающая процесс регенерации абсорбента (10 – дополнительный греющий источник); 11-13 – теплообменники



Варианты схемных решений ССКВ:

А - использование двухступенчатого десорбера-регенератора, в котором каждая ступень регенерации абсорбента замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха, с последовательным ростом концентрации крепкого раствора от АБР1 к АБР2;

Б - использование двухступенчатой технологической градирни, обслуживающей соответствующие ступени абсорбции АБР1 и АБР2, при этом ГРДт1 работает на наружном воздухе, а ГРДт2 на части охлажденного в НИО1 основного воздушного потока

Рисунок 3 – Принципиальная схема солнечной теплоиспользующей многофункциональной установки в варианте, когда каждая ступень регенерации абсорбента замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха (А), и в варианте использования двухступенчатой технологической градирни, обслуживающей соответствующие ступени абсорбции АБР1 и АБР2 (Б); В – испарительные воздухо- и водоохладители

Обозначения по рисунку 1, дополнительно: 12 – «продуктовая» градирня для СХС

Реальные значения пределов охлаждения воды и использования воздуха в градирне определяются, помимо значений t_m^1 и $t_{жс}^1$, величиной соотношением потоков $l = G_r/G_{ж}$ [1, 3]. Уравнение рабочей линии процесса определяется как равенство:

$$G_r \Delta h_r = G_{ж} c_{ж} \Delta t_{ж} \quad (3)$$

В предположении линейности равновесной линии можно получить следующие выражения для определения рассматриваемых величин, достаточно удобные для инженерной практики:

$$E_{жс} = \frac{\left[\Lambda - \Lambda e^{N(\Lambda-1)} \right]}{\left[1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)} \right]} \quad (4)$$

$$E_r = \frac{\left[1 - e^{N(\Lambda-1)} \right]}{\left[1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)} \right]} \quad (5)$$

$$N_{\Sigma} = \frac{\beta_h F}{G_c} = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh_2}{(h_2'' - h_2)} \quad (6)$$

где N – число единиц переноса суммарного тепла в системе, а β_h – коэффициент переноса суммарного тепла (в представлениях «метода энтальпийного потенциала»).

Полученные выражения все же затруднительны в практическом использовании. Можно получить эмпирические выражения для расчета требуемых величин эффективности процесса в ИО:

$$E_{ж} = c (1 - e^{-1.1 \Lambda}), E_r = c (1 - e^{-1.1 \Lambda}) \Lambda^{-1} \quad (7)$$

Эта форма удобна при представлении опытных данных для нужд расчетной практики при изучении процессов в испарительных охладителях как прямого (ПИО, ГРД), так и непрямого (НИО) типов.

IV. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА НЕПРЯМОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА.

Применительно к процессу в НИО в качестве естественных пределов охлаждения основного и вспомогательного воздушных потоков можно рассматривать температуру полного воздушного потока (либо вспомогательного воздушного потока на входе в НИО, в зависимости от схемы охладителя) по мокрому термометру t_m^1 , увеличенную на несколько градусов, в зависимости от соотношения расходов воздушных потоков в аппарате $l = G_O/G_B$: $t^0 = t_m^1 + \Delta t^*$, что связано с процессом переноса тепла в «явном» виде от основного к вспомогательному потоку через разделительную стенку и стекающую по поверхности «мокрого» канала жидкостную пленку, и соответствующим повышением температуры рециркулирующей через «мокрую» часть аппарата жидкости (воды), которая остается в цикле постоянной. Термическая эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам:

$$E_O = (t_o^1 - t_o^2)/(t_o^1 - t^0);$$

$$E_B = (t_b^1 - t_b^2)/(t_b^1 - t^0) \quad (8)$$

$$E_O = f(1 = G_O/G_B, t_{п}, t^0);$$

$$E_B (E_B^*) = f(1 = G_O/G_B, t_{п}, t^0) \quad (9)$$

Рабочая линия процесса в НИО связывает основные параметры основного «О» (температуру, поскольку он охлаждается при неизменном влагосодержании) и вспомогательного воздушного потока «В» (энтальпию, поскольку процесс в «мокрой» части аппарата связан с переносом тепла и массы) воздуха.

V. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СОЛНЕЧНЫХ СИСТЕМ

Анализ выполнен на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных по эффективности процессов в теплообменниках аппаратах осушительного и охладительного контуров [1-3]. Начальное влагосодержание наружного воздуха выбрано значительно выше критической величины $x^* \approx 12,5$ г/кг, что требует обязательного осушения воздуха перед испарительным охлаждением среды (газа либо жидкости) для обеспечения комфортных параметров воздуха в ССКВ или СХС.

На рисунке 4 в поле Н-Х диаграммы влажно-го воздуха показано протекание процессов в основных элементах солнечной системы применительно к схеме блока охлаждения с двухступенчатым осушителем воздуха и испарительными охладителями непрямого типа НИО, оформленной по формуле: АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2. Анализ возможностей ИО нами выполнен на основе результатов, ранее полученных в ОГАХ для ИО прямого и непрямого типов [2]. Экспериментальные данные приведены по работе [1, 3] на насадке из алюминиевой гофрированной фольги с параметрами слоя: $d_3 = 12$ мм; $H_{рн} = 400$ мм. [3], и на насадке из многоканальных многослойных поликарбонатных плит с параметрами слоя: $d_3 = 15$ мм, $H_{рн} = 400$ мм. [1]. Характер протекания зависимостей соответствует установленным пределам для величин эффективности по газу и жидкости. Использование полимерных многоканальных насадочных структур в случае ИО непрямого типа не приводит к сколь либо существенному снижению эффективности процесса, поскольку термическое сопротивление разделяющей каналы «сухой» и «мокрой» частей аппарата стенки соизмеримо с термическим сопротивлением жидкостной пленки, стекающей по внутренним поверхностям «мокрых» каналов [1, 5]. Для НИО, на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных [1-3], принята величина эффективности процесса охлаждения по основному и вспомогательному потокам, равная $E_O = E_B = (t^1 - t^2)/(t^1 - t_M) = 0.65$, при эффективности теплообменников (5, 6 и 11) $E_{T/O} = 0.8$.

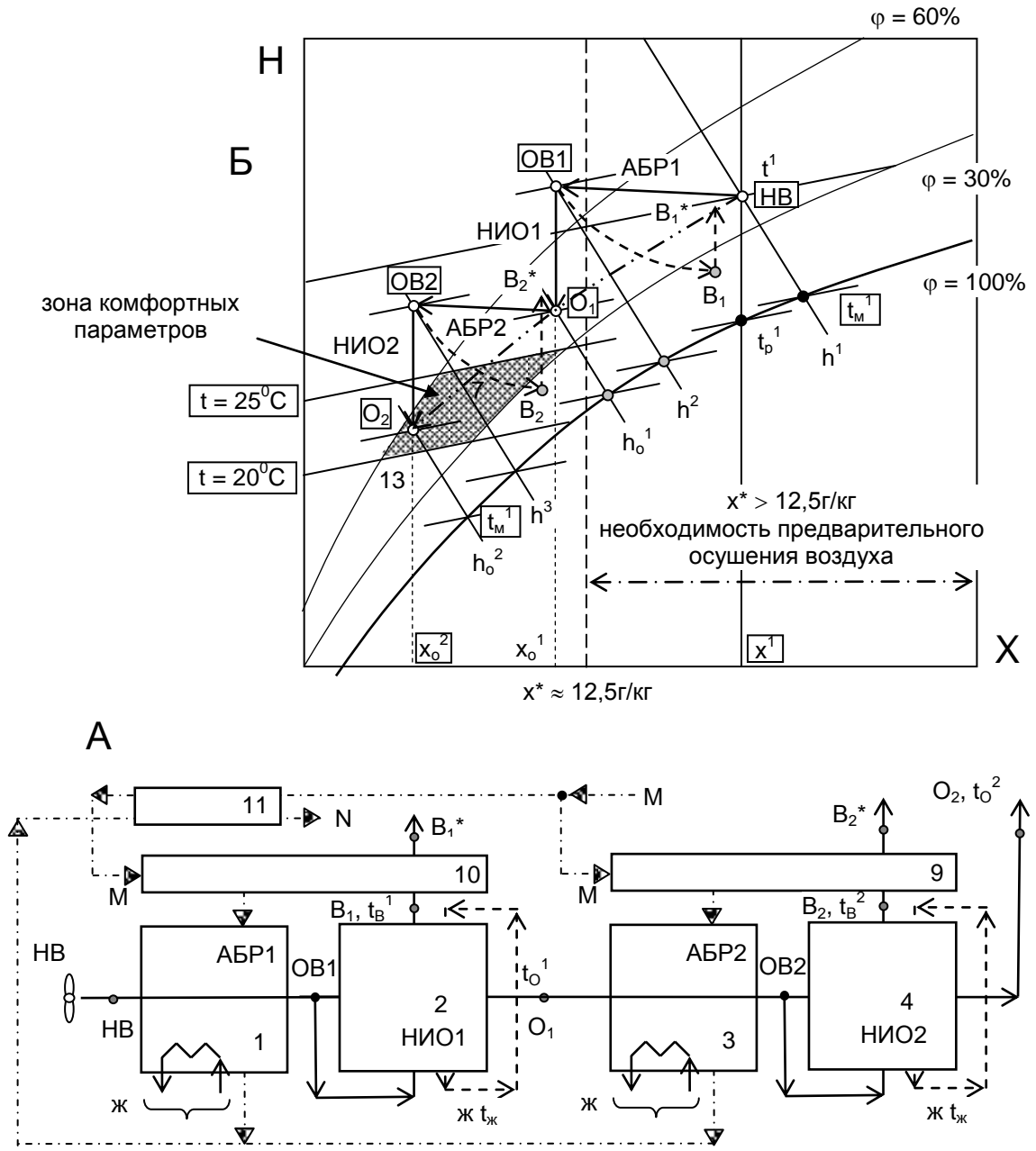


Рисунок 4 – Принципиальная схема блока охлаждения ССКВ (А) с двухступенчатым осушителем воздуха по рис. 1-3 и характер протекания процессов на Н-Х диаграмме влажного воздуха (Б).

Обозначения по рисунку 1, дополнительно: 13 – зона «комфортных параметров» воздуха

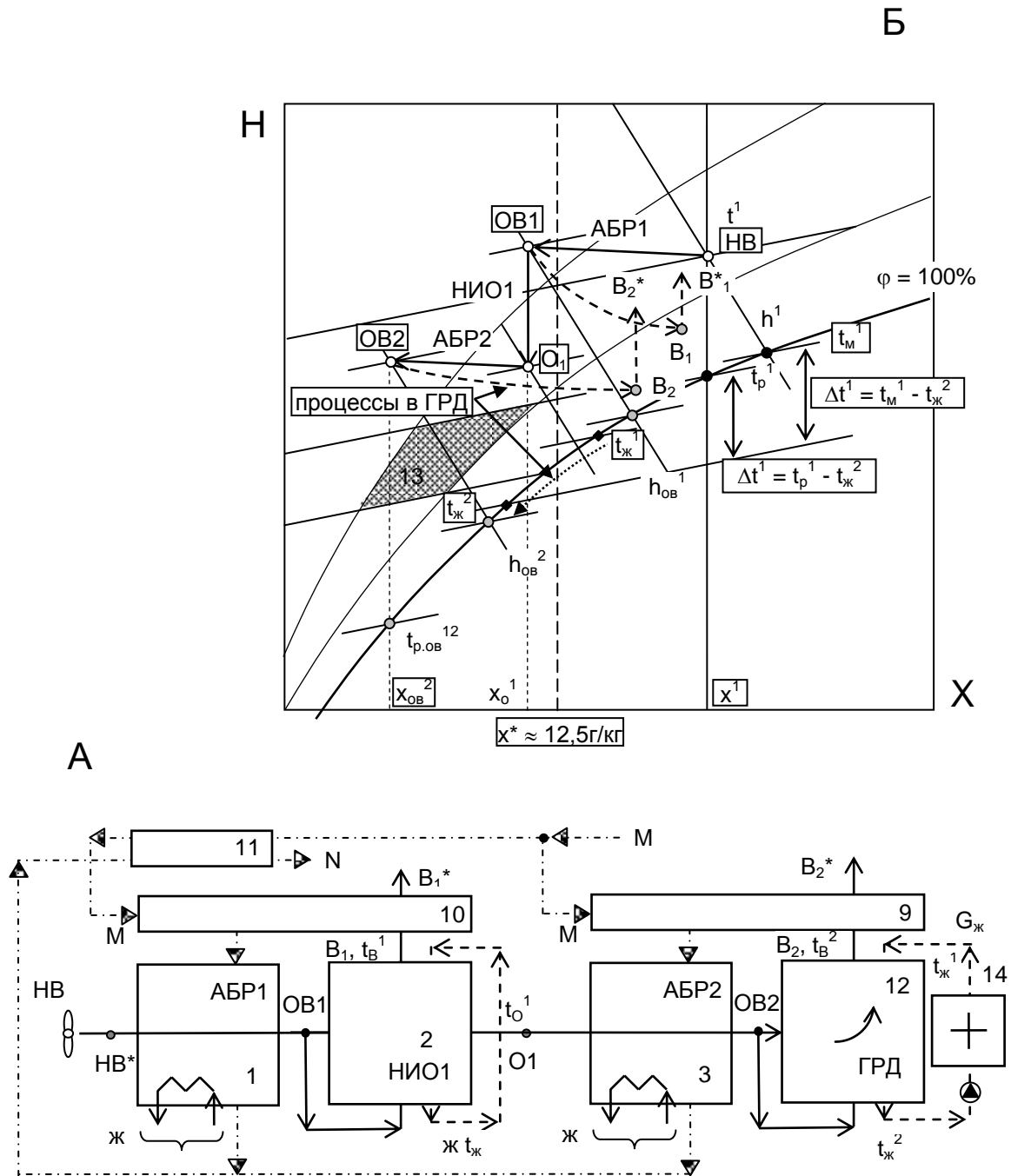


Рисунок 5 – Принципиальная схема блока охлаждения СХС (А) с двухступенчатым осушителем воздуха и двухступенчатым десорбер-регенератором по рис. 3В; характер протекания процессов на Н-Х диаграмме влажного воздуха (Б).

Обозначения по рисункам 1-4, дополнительно: 14 – обслуживаемый объект

Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО, принята $t_{ж}^* = t_M' + 1,5 - 2,5^{\circ}\text{C}$. На самом деле эффективность охлаждения вспомогательного воздушного потока несколько выше, чем основного, величина E_B несколько выше чем E_O , а реальное значение величины $t_{ж}^*$ зависит от соотношения расхода воздушных потоков в «сухой» и «мокрой» частях НИО, $l = G_O / G_B$, так что результаты выполненного анализа носят предварительный характер и несколько занижены.

На диаграмме Н/Х показана область комфортных параметров воздуха, обусловленная сочетанием температуры и относительной влажности воздуха в кондиционируемом помещении (КЗ) [1]. В соответствии со стандартом [Строительные нормы и правила СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование», Государственный строительный комитет СССР, Москва, 1997] зона оптимальных термовлажностных параметров для теплого (летнего) периода года ограничена изотермами 20 и 25°C и линиями $\phi = 30\%$ и 60% (на рисунках 4 и 5 зона комфортных параметров выделена серым цветом). Стандартом оговорена и расширенная комфортная зона с допустимыми параметрами: изотермами 18 и 28 °C, слева кривой $\phi = 30\%$, справа ломанной линией с характерными точками ($t = 27^{\circ}\text{C}$, $\phi = 60\%$; $t = 26^{\circ}\text{C}$, $\phi = 65\%$; $t = 25^{\circ}\text{C}$, $\phi = 70\%$; $t = 24^{\circ}\text{C}$, $\phi = 75\%$). По данным американской ассоциации инженеров по отоплению и вентиляции ASHRAE 55-56 [ASHRAE 1989 Fundamentals Handbook (SI)] для летнего периода комфортная зона ограничена изотермами $t = 10$ и 24 °C и линиями $\phi = 30\%$ и 70%, то есть она еще шире, чем указанные выше.

На рисунке 5 показаны процессы: НВ-ОВ1 и О1-ОВ2 – осушения воздушного потока в абсорберах первой и второй ступени АБР1 и АБР2; ОВ1-О1 и ОВ2-О2 – охлаждения основного воздушного потока при неизменном влагосодержании в ступенях испарительного охлаждения НИО1 и НИО2; ОВ1-В1 и ОВ2-В2 – изменения состояния вспомогательного воздушного потока в каждой из ступеней охлаждения НИО; В1-В*1 и В1-В*1 – нагрев выбрасываемого из НИО вспомогательного воздушного потока в теплообменниках 9 и 10, предназначенных для охлаждения крепкого раствора абсорбента перед соответствующей ступенью абсорбера.

Видно, что процесс абсорбции водяных паров из воздуха реализуется при последовательном снижении температуры в каждой ступени, что повышает эффективность процесса абсорбции и обеспечивает значительное возрастание потенциала испарительного охлаждения в каждой из ступеней испарительного охлаждения «продуктового» воздушного потока. Выбрасываемый из НИО вспомогательный воздушный поток выносит все тепло в «связанном» виде и является холодным, что позволяет его использование для последовательного охлаждения раствора абсорбента перед каждой ступенью абсорбции. В конечном итоге

разработанная двухступенчатая (каскадная) схема обеспечивает возможность охлаждения «продуктового» воздушного потока значительно ниже температуры мокрого термометра наружного (поступающего в блок охлаждения) воздушного потока.

Эффективность охлаждения в каждой последующей ступени многоступенчатого охладителя снижается. Поскольку энергозатраты на движение теплоносителей через очередную ступень охладителя практически не изменяются, количество ступеней многоступенчатого охладителя должно выбираться с точки зрения инженерной оптимизации.

На рисунке 5 показано протекание процессов в основных элементах солнечной системы применительно к схеме СХС, оформленной по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД. Здесь ОВ2-В2 – процесс изменения состояния воздушного потока в градирне ГРД и $t_{ж}^1 - t_{ж}^2$ – соответствующий процесс испарительного охлаждения воды. Хорошо видно снижение естественного предела охлаждения для градирни от $t_{м}^1$ до $t_{м}^{об2}$. По такой схеме могут строиться солнечные холодильные системы СХС. Выбрасываемый из низкотемпературной градирни воздушный поток является достаточно холодным, что позволяет его использование для охлаждения раствора абсорбента перед соответствующим абсорбером (процесс В2-В2*).

Использование многоступенчатых испарительных охладителей в целях охлаждения сред и термовлажностной обработки воздуха позволяет снизить энергозатраты, в сравнении с традиционной парокомпрессионной техникой охлаждения, в среднем на 25-35% и существенно повысить экологическую чистоту новых решений [1-3, 8].

ВЫВОДЫ

1. Многофункциональные солнечные системы основаны на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоят из осушительной части (в составе абсорбер-осушитель – десорбер-регенератор) и охладительной части, в составе испарительных охладителей газов и жидкостей прямого (водоохладитель-градирня ГРД), или непрямого (НИО) типов; поддержание непрерывности цикла обеспечивает солнечная система;

2. Использование многоступенчатого абсорбера для осушения воздушного потока, как и использование многоступенчатого десорбера для восстановления концентрации абсорбента обеспечивают существенный рост эффективности процесса абсорбции и существенное снижение пределов испарительного охлаждения сред (газов или жидкостей);

3. Блок охлаждения с двухступенчатым осушителем воздуха и испарительными охладителями непрямого типа НИО, оформленной по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 оптимален для создания альтернативных систем кондиционирования воздуха ССКВ; формула АБР1 – НИО1 – АБР2

– ГРД позволяет создать солнечные холодильные системы СХС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография / **А. В. Дорошенко, М. А. Глауберман**. – Одесса: ОНУ, 2012. – 446 с.
2. **А.Н. Горин, А.В. Дорошенко**. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика), – Донецк: Норд-Пресс, 2008. 374 с.
3. **Дорошенко А.** Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетике. Одесса. – 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.
4. **Foster R.E., Dijkstra E.** Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September

ber 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. – P. 101-109.

5. **John L., McNab, Paul McGregor.**, 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646.
6. **Stoitchkov N. J., Dimirov G.J.** Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6. – 1998. – P. 463-471.
7. **Zhao, X., Liu, S., Riffat, S.B.**, 2008. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. Building and Environment 43 – P. 1902–1911. DOI: 10.1016/j.buildenv.2007.11.009
8. **Koltun, P.** Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive Air-Conditioning Systems. P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140. – 2003. – P. 45-57.

A.V. Doroshenko, K.V. Lyudnitskij

Odessa national academy of food technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65039, Ukraine

SOLAR ABSORBING SYSTEMS OF HEATING AND COOLING OF ENVIRONMENTS ON BASIS OF MULTI-STAGE HEAT-MASS-TRANSFER APPARATUS

The worked out schematics for the alternative refrigeration systems and air-conditioning systems, based on the utilization of absorption cycle and solar energy for the regeneration (renewals) of absorbent solution were presented in the paper. Factorable principle of construction of all heat-mass-transfer apparatuses is used with varying of both temperature level and growth of absorbent concentration on the cascade stages. Heat-mass-transfer apparatuses are compatible and executed on the basis of multi-stage monoblock compositions from polymeric materials. The preliminary analysis of possibilities of the solar systems was executed as it applied to the tasks of environments cooling and air-conditioning.

Keywords: solar systems – air drainage – environments cooling v air-conditioning v heat-mass-transfer apparatuses – absorption – desorption – evaporated cooling

REFERENCES

1. Alternativnaya energetika. Solnechnye sistemy teplo-khladosnabzheniya: monografiya / **A.V. Doroshenko, M.A. Glauberman**. – Odessa: ONU. – 2012. – 446 p.
2. **A.N. Gorin, A.V. Doroshenko**. Solnechnaya energetika. (teoriya, razrabotka, praktika). – Donetsk: Nord-Press. – 2008. – 374 p.
3. **Doroshenko A.** Kompaktnaya teplomassoobmennaya apparatura dlya holodilnoy tehnik (teoriya, raschet, inzhenernaya praktika). Doktorskaya dissertatsiya, Odesskiy institut nizkotemperaturnoy tehnik i energetiki. Odessa. – 1992. – t. 1. – 350 p., t. 2. – 260 p.
4. **Foster R.E., Dijkstra E.** Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September

3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR. – 1996. – P. 101-109.

5. **John L., McNab, Paul McGregor**, 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646.
6. **Stoitchkov N. J., Dimirov G.J.** Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6. – 1998. – P. 463-471. DOI:10.1016/S0140-7007(98)00004-8
7. **Zhao, X., Liu, S., Riffat, S.B.**, 2008. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. Building and Environment 43 – P. 1902–1911. DOI: 10.1016/j.buildenv.2007.11.009
8. **Koltun, P.** Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive Air-Conditioning Systems. P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140. – 2003. – P. 45-57.

Отримана в редакції 09.10.2014, прийнята до друку 17.11.2014