

Осадчук Е. А.,  
Титлов А. С.,  
Кузаконь В. М.,  
Шлапак Г. В.

## РАЗРАБОТКА СХЕМ НАСОСНЫХ И БЕЗНАСОСНЫХ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ РАБОТЫ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

*На основе проведенного анализа показаны перспективы применения теплоиспользующих абсорбционных водоаммиачных холодильных машин в системах получения воды из атмосферного воздуха при отсутствии источников электрической энергии. Разработана методика расчета их циклов и определены и энергетически эффективные режимы работы в зависимости от температуры охлаждающей среды, температуры объекта охлаждения, температуры греющего источника.*

**Ключевые слова:** водоаммиачная абсорбционная холодильная машина, вода из воздуха, солнечные коллекторы.

### 1. Введение

Общеизвестно, что самым ценным ресурсом на планете в ближайшее время станет вода, а борьба за водные ресурсы в мире является одним из факторов в современных вооруженных конфликтах и, эта тенденция будет только расти в обозримом будущем.

Для содействия в решении этой проблемы, в декабре 2003 года Генеральная Ассамблея Организации Объединенных Наций объявила 2005–2015 годы Международным десятилетием действий «Вода для жизни». По данным ООН [1]:

— Насчитывается более 1 миллиарда человек, не имеющих устойчивого доступа к чистой воде. 2,4 миллиарда человек — более одной трети населения мира — не имеют доступа к надлежащим средствам санитарии. Эта ситуация приводит к катастрофическим последствиям.

— Ежегодно более 2,2 миллиона человек, главным образом в развивающихся странах, умирают от болезней, связанных с низким качеством воды и неудовлетворительными и санитарно-гигиеническими условиями.

— Ежедневно 6000 детей умирают от болезней, которые можно предотвратить путем повышения качества воды и улучшения санитарно-гигиенических условий.

— Более 70 процентов всех имеющихся ресурсов пресной воды используется в сельскохозяйственных целях. Однако в результате неэффективной работы оросительных систем, существующих, в частности, в развивающихся странах, 60 процентов этой воды испаряется или возвращается в реки и в подземные воды.

— С 1960 года объем воды, забираемой на цели орошения, увеличился более чем на 60 процентов.

— В настоящее время более 40 процентов населения мира живет в районах, испытывающих сред-

нюю или острую нехватку воды. Предполагается, что к 2025 году приблизительно две трети населения мира — около 5,5 миллиарда человек — будет жить в районах, сталкивающихся с нехваткой воды в таких масштабах.

— Все большее число регионов мира, особенно в Северной Африке, а также Западной и Южной Азии, сталкивается с проблемой дефицита воды.

В таких регионах, как Соединенные Штаты Америки, Китай и Индия, темпы потребления подземных вод превышают темпы их пополнения и происходит постоянное снижение уровня грунтовых вод.

Около 70 процентов поверхности земного шара покрыто водой, однако на 97,5 процента она состоит из соленой воды. Оставшиеся 2,5 процента приходятся на пресную воду, почти две трети которой находится в замороженном состоянии в ледниковых шапках. Между тем, основная часть пресной воды находится в 1 километровом слое атмосферы. По данным работы [2] средняя абсолютная влажность близ земной поверхности составляет 11 г/м<sup>3</sup>, а в тропических регионах она доходит до 25 г/м<sup>3</sup> и выше. Большое количество стран тропического пояса страдает от отсутствия пресной воды, хотя ее содержание в атмосфере весьма значительно.

Поэтому одной из важнейших задач является развитие технологий позволяющих извлекать воду из воздуха, причем непосредственно на месте, где она необходима.

### 2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

С древних времен пресную воду, в очень ограниченных количествах, получали путем сбора сконденсированных капель из воздуха в результате естественного суточного радиационного охлаждения земной поверхности (охлаждение в ночное время пористых камней с образованием росы) [3]. При понижении температуры

на 10–15 °С из каждого кубического метра можно выделить 10–14 г воды. Для повышения эффективности процесса конденсации пара воды в этих условиях используют интенсифицирующие элементы — холодоаккумуляторы (щебень), тепловые трубы, обеспечивающие передачу тепла на значительные расстояния и систему сорбентов, работающих в циклическом режиме «зарядки-разрядки» [4].

В наше время, основной объем рынка оборудования по выделению воды из воздуха приходится на системы, имеющие в своем составе компрессионную холодильную установку с электрическим приводом, которые гарантированно обеспечивают температуру ниже точки росы. Для получения 1 литра воды требуется затратить около 1 кВт·ч электроэнергии, а в среднем из потока воздуха 1 кг/с выделить ~ 10 г/с воды. При холодильном коэффициенте компрессионной холодильной машины, равном 3, на производство 1 литра воды будет затрачивается энергия порядка ~ 0,33 кВт·ч [5]. Вместе с тем применение компрессионных установок перспективно только для производительности до 3–4 литров воды в час. При более высокой производительности происходит существенное возрастание габаритов установки.

Несравненно большая, по сравнению с компрессионными аналогами, производительность систем получения воды из атмосферного воздуха может быть достигнута при адиабатном расширении в турбодетандере воздушной холодильной машины. Такие машины успешно применяются в космической технике при организации запуска летательных аппаратов [6].

Однако, в мире насчитывается немало мест, а это страны Африки, Юго-Восточной Азии, Южной Америки, где помимо проблем с водой есть проблемы и с электроэнергией, да и в свете глобальных проблем с истощением нефтяных и газовых ресурсов планеты — расходование электричества на решение этой проблемы становится проблематичным. Эти проблемы характерны и для южного региона Украины [7].

В этой связи разработчики систем получения воды из атмосферного воздуха уделяют значительное внимание теплоиспользующим холодильным установкам, источником тепла в которых является солнечная энергия. Одним из многообещающих направлений является возможность использования существующей инфраструктуры солнечных нагревателей воды, суммарный объем площадей коллекторов которых в мире более 200 млн. м<sup>2</sup> [8].

Из всех возможных типов теплоиспользующих машин разработчики останавливают свой выбор на сорбционных холодильных машинах — с твердым поглотителем (адсорбционный тип) [9, 10] и жидким поглотителем (абсорбционный тип) [11–16].

К недостаткам современных адсорбционных схем [9, 10] и абсорбционных схем [11–15] можно отнести их привязку к жидкостным системам охлаждения теплоотводящих элементов (конденсатора и абсорбера), которые предполагают наличие градирни и затраты воды на испарительное охлаждение. Очевидно, что это делает их применение в засушливых регионах, где наблюдается дефицит воды, нецелесообразным.

В тоже время среди абсорбционных схем можно выделить схемы с водоаммиачным раствором в качестве рабочего тела [14, 15], которые достаточно просто реализуются и при воздушном отводе тепла холодильного цикла от теплоотводящих элементов, в частности,

в безнасосных схемах с выравнивающим инертным газом [17, 18].

Тем не менее, абсорбционные водоаммиачные схемы с воздушным охлаждением теплоотводящих элементов в большинстве случаев не могут быть напрямую использованы в системах получения воды из атмосферного воздуха при работе с солнечными коллекторами. Это связано с тем, что в настоящее время основной парк солнечных коллекторов составляют конструкции с водой в качестве теплоносителя [8]. Максимальная температура нагрева в таких системах не превышает 100 °С, а этого недостаточно для полноценной реализации абсорбционного водоаммиачного холодильного цикла даже в зоне умеренного климата, как для насосной схемы (оптимальный рабочий диапазон 120–140 °С), так и для безнасосной (оптимальный рабочий диапазон 150–170 °С) [19]. Повышенный уровень температур в безнасосной схеме связан с наличием инертного выравнивающего газа (традиционно — водорода), позволяющего избавиться от перекачивающих элементов конструкции [20].

Необходимо отметить и тот факт, что рабочим телом водоаммиачных холодильных агрегатов, как насосного и безнасосного типа, служит природное рабочее тело — водоаммиачный раствор (ВАР), не оказывающий неблагоприятное техногенное воздействие на экосистему планеты [21]. К тому же аммиак позволяет расширить область применения абсорбционных холодильных систем в части снижения температуры холодного источника ниже 0 °С, например, для решения кондиционирования воздуха или холодильного хранения пищевых продуктов и сырья.

Таким образом, исследования и разработки теплоиспользующих абсорбционных водоаммиачных холодильных агрегатов с солнечными водяными коллекторами для систем получения воды из атмосферного воздуха в части расширения их области применения можно считать *актуальными*.

### 3. Объект, цель и задачи исследования

*Объект исследования* — абсорбционные водоаммиачные холодильные агрегаты насосного (АВХА) и безнасосного типа — абсорбционно-диффузионные холодильные агрегаты (АДХА).

*Цель исследования* — определить перспективы применения теплоиспользующих абсорбционных водоаммиачных холодильных агрегатов с солнечными водяными коллекторами в системах получения воды из атмосферного воздуха.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи:

1. Разработать методику термодинамического расчета циклов АВХА и АДХА в расширенном, по сравнению с традиционным, диапазоне температур эксплуатации, как в части греющего источника, так и окружающей среды и объекта охлаждения.
2. Провести анализ расчета термодинамических параметров в АВХА и АДХА в расширенном диапазоне параметров эксплуатации.
3. Разработать перспективные схемы АВХА и АДХА в расширенном диапазоне параметров эксплуатации при работе в системах получения воды из атмосферного воздуха.

**4. Результаты и анализ исследования циклов насосных и безнасосных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин для работы в системах получения воды из атмосферного воздуха**

Одной из особенностей абсорбционных холодильных машин всех типов является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла — температуры греющей среды  $t_h$ , температуры охлаждающей среды  $t_w$ , температуры объекта охлаждения  $t_{об}$ . Из трех температур произвольно могут быть заданы только две [22].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения ( $t_{об}$ ), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной температуре охлаждающей среды. Поэтому, реальным параметром, который может изменяться, является только температура греющего источника.

Современные методики расчета [23] не учитывают такую взаимозависимость температур в абсорбционном холодильном цикле, так как допускают наличие источника тепловой энергии только с необходимым температурным потенциалом.

На первом этапе исследований был разработан алгоритм расчета циклов АВХА насосного типа для работы с низкопотенциальными источниками тепловой энергии.

На рис. 1. представлена наиболее простая схема АВХА с двумя регенеративными теплообменниками — растворов (РТР) и аммиака (РТА). К генератору 1, который заполненный жидким ВАР, подводится низкопотенциальное тепло, в результате чего с раствора будет преимущественно выкипать низкокипящий компонент (аммиак) с незначительными частицами водяного пара. Пар попадает в ректификатор 2, в котором охлажденный насыщенный ВАР с РТР 5 и абсорбера 4 стекает навстречу потоку пара, который идет с генератора 1. При этом менее летучие пары воды конденсируются первыми, повышая при этом концентрацию аммиака в потоке. Дальше пары ВАР попадают в дефлегматор 3. На его холодных трубках первыми конденсируются пары воды, которые остались после ректификатора 2. Наличие в схеме АВХА ректификатора 2 и дефлегматора 3 позволяет практически полностью избавиться от водяного пара в потоке пара аммиака, который идет в конденсатор 7. Далее пар аммиака поступает в конденсатор 7, сжижается с отводом тепла фазового перехода, попадает в РТА 8, в котором холодный пар аммиака, что идет из испарителя 9 в абсорбер 4 предварительно подогревается, за счет чего увеличивается тепловой коэффициент цикла АВХА.

Исходными данными для расчета были приняты:

а) температура охлаждающей среды  $t_{ос}$ ;

б) температура объекта охлаждения  $t_{об}$ ;

в) перепады температур на элементах, которые явно учитывают условия теплообмена и недорекуперацию тепла;

$\Delta t_h$  — перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератора;

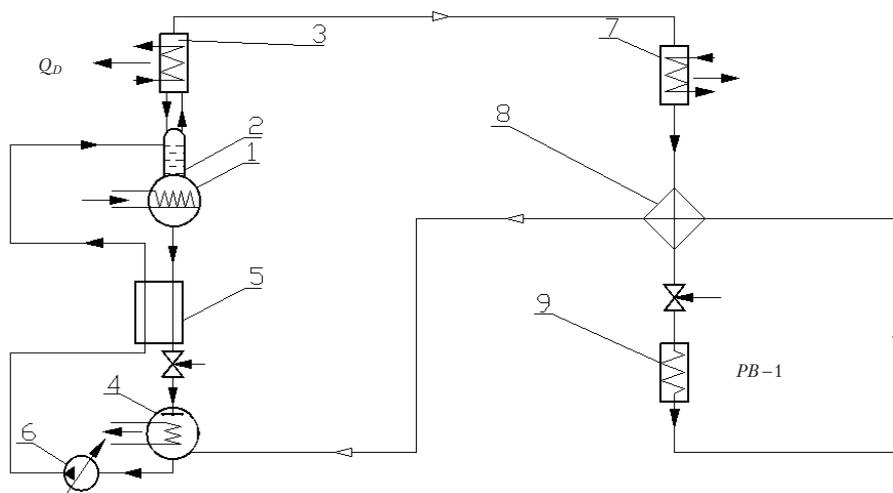
$\Delta t_{WK}$ ,  $\Delta t_{WA}$ ,  $\Delta t_{деф}$  — температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой;

$\Delta t_{ТО}$  — температурный напор между потоками слабого и крепкого ВАР на холодном конце РТР;

г) холодопроизводительность испарителя  $Q_o$ .

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла  $t_{гр}$ .

На первом этапе исследований по приведенному выше алгоритму был выполнен поиск диапазонов температур греющего источника ( $t_{гр}$ ), который бы удовлетворял условиям работы АВХА ( $t_{ос}$ ) и требования к объекту охлаждения ( $t_{об}$ ).



**Рис. 1.** Схема АВХА с двумя регенеративными теплообменниками:

1 — генератор; 2 — ректификатор; 3 — дефлегматор; 4 — абсорбер; 5 — РТР; 6 — насос; 7 — конденсатор; 8 — РТА; 9 — испаритель

Актуальность такого исследования была связана с тем, что некоторые режимы работы АВХА не могут быть организованы из-за недостаточно высокой температуры греющего источника. Так, например, уровень температур охлаждения в испарителе требует соответствующего уровня давления  $P_o$  и в испарителе и в абсорбере. Равновесная температура крепкого ВАР в абсорбере  $t''_{кр.А}$  должна быть выше температуры охлаждающей среды, чтобы обеспечить отвод теплоты абсорбции. Массовая доля аммиака в крепком ВАР  $\xi'_{кр}$  определяется значениями  $P_o$  и  $t''_{кр.А}$ , а для организации процесса абсорбции необходима некоторая зона дегазации — разность массовых долей аммиака в крепком  $\xi'_{кр}$  и слабом  $\xi_{сл}$  ВАР. В свою очередь массовая доля аммиака в слабом ВАР  $\xi_{сл}$  определяется значениями давления конденсации-генерации  $P_k$  и температурой греющего источника  $t_h$ .

Алгоритм поиска рабочих режимов АВХА состоял в следующем.

На первом этапе задавались температуры объекта охлаждения:  $t_{об} = -30\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $-15\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $-5\text{ }^\circ\text{C}$ .

Для каждого значения  $t_{об}$  проводился расчет с фиксированным значением  $t_{ос}$  с диапазоном  $25..43\text{ }^\circ\text{C}$  с шагом в  $1\text{ }^\circ\text{C}$ .

Для заданных значений  $t_{ob}$  и  $t_{oc}$  проводился расчет кратности циркуляции с переменной  $t_{гр}$  с шагом в  $1^\circ\text{C}$ .

В случае, если кратность циркуляции является величиной положительной, делали вывод, что режим работы АВХА может быть реализован, а в противном случае, когда кратность циркуляции была величиной отрицательной — делался вывод, что режима работы не существует.

Получена аналитическая зависимость между температурой охлаждающей среды ( $t_{oc}$ ), температурой объекта охлаждения ( $t_{ob}$ ) и температурой греющего источника ( $t_{гр}$ ) при условии максимального значения теплового коэффициента.

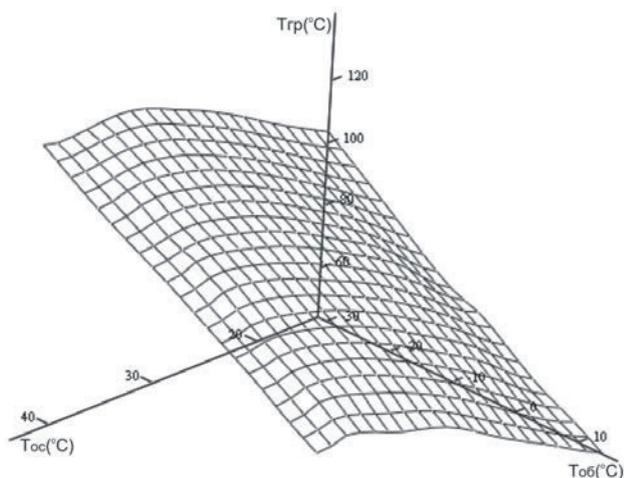
Зависимость имеет следующий вид [24]:

$$T_{гр} = \frac{a + bT_{oc} + cT_{oc}^2 + dT_{ob} + eT_{ob}^2 + fT_{ob}^3}{1 + kT_{oc} + lT_{oc}^2 + mT_{ob} + nT_{ob}^2}, \quad (1)$$

где  $a = 47,74648658$ ;  $b = -1,01853416$ ;  $c = 0,013464939$ ;  $d = -1,12675283$ ;  $e = 0,02319431$ ;  $f = -0,00017897$ ;  $k = -0,03803459$ ;  $l = 0,00049505$ ;  $m = -0,00750582$ ;  $n = 0,000151575$ ; размерность температур —  $^\circ\text{C}$ .

Максимальная погрешность аналитической зависимости 5,3 %. Средняя погрешность 1,1 %.

Вид поверхности, построенной по зависимостям, приведен на рис. 2.



**Рис. 2.** Зависимость между температурой охлаждающей среды ( $t_{oc}$ ), температурой объекта охлаждения ( $t_{ob}$ ) и температурой греющего источника ( $t_{гр}$ ) при условии максимального значения теплового коэффициента

Анализ полученных результатов расчета позволяет сделать следующие выводы.

Во-первых, в диапазоне расчетных параметров с ростом температуры наружного воздуха (охлаждающей среды  $t_{oc}$ ) увеличивается и необходимая температура греющего источника  $t_{гр}$ . Так, например, при росте  $t_{oc}$  от  $20^\circ\text{C}$  до  $45^\circ\text{C}$  при фиксированной температуре  $t_{ob} = 5^\circ\text{C}$  температура  $t_{гр}$  увеличится от  $65^\circ\text{C}$  до  $110^\circ\text{C}$ .

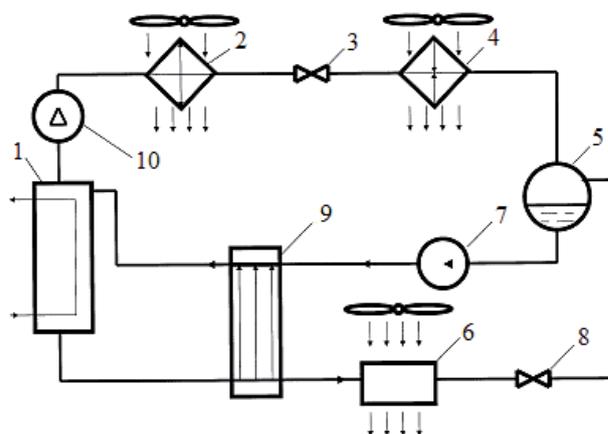
Во-вторых, в диапазоне расчетных параметров рост температуры объекта охлаждения, например, от  $-30^\circ\text{C}$  до  $15^\circ\text{C}$  при фиксированной температуре наружного воздуха  $45^\circ\text{C}$  приведет к росту необходимой температуры греющего источника от  $85^\circ\text{C}$  до  $138^\circ\text{C}$ .

В-третьих, для работе в условиях тропического климата ( $t_{oc} = 35\text{--}45^\circ\text{C}$ ) и температуре объекта охлаждения  $5^\circ\text{C}$  (гарантированная температура «точки росы») температура греющего источника должна быть выше  $110^\circ\text{C}$ .

С учетом приведенного выше анализа, а также с учетом простоты конструкции и способа реализации для дальнейшей разработки был выбран вариант традиционной АВХА с теплообменником растворов и с бустер-компрессором на магистрали подачи пара аммиака в конденсатор (рис. 3) [24, 25].

Работа АВХА с бустер-компрессором осуществляется следующим образом.

В генератор пара 1 (рис. 3) подается тепловая нагрузка, например, нагретый в системе СК теплоноситель.



**Рис. 3.** Схема АВХА с поджимающим бустер-компрессором: 1 — генератор-кипятыльник; 2 — воздушный конденсатор; 3 — дроссель жидкого аммиака; 4 — воздухоохладитель; 5 — абсорбер; 6 — воздушный охладитель слабого раствора; 7 — насос крепкого раствора; 8 — дроссель слабого раствора; 9 — теплообменник растворов; 10 — бустер-компрессор

Нагретая вода, циркулируя по теплообменным внутренним трубкам генератора 2, передает тепло крепкому ВАР. Из жидкого ВАР при давлении  $P_r$  выпаривается преимущественно легкокипящий компонент-аммиак с некоторыми частями абсорбента-воды. Обедненный по аммиаку ВАР — «слабый» ВАР, имеющий большую плотность, перемещается в нижнюю часть генератора 1, а паровая водоаммиачная смесь поднимается в верхнюю часть генератора 1. В верхней части генератора происходит очистка паровой смеси за счет разности нормальных температур кипения воды и аммиака путем ректификации и дефлегмации.

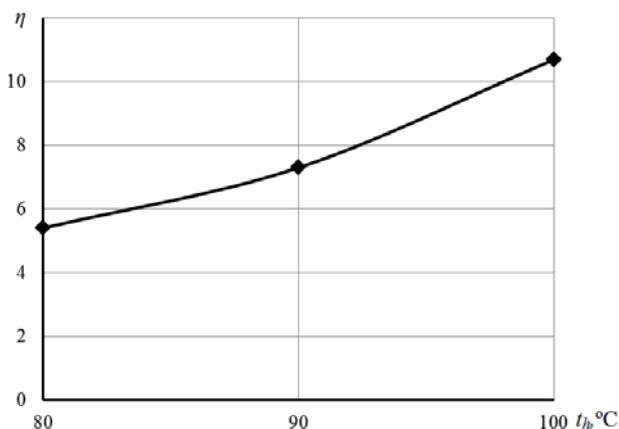
Очищенный пар аммиака подается на вход бустер-компрессора 10, сжимается и с повышенным, по сравнению с давлением в генераторе ( $P_r$ ), давлением  $P_k$  поступает в воздушный конденсатор 2. В конденсаторе 2 пар сжимается с отводом теплоты парообразования к окружающему воздуху. Жидкий аммиак после конденсатора 2 проходит через дроссель 3, теряет давление с  $P_k$  до  $P_o$  и в виде влажного пара (смеси пара и жидкости) поступает в воздухоохладитель 4. В воздухоохладителе жидкий аммиак кипит при низком давлении  $P_o$  и температуре  $T_o$  с отводом тепла от наружного воздуха.

Постоянное давление в испарителе  $P_o$  поддерживается за счет отвода пара аммиака в абсорбер 5, где он поглощается слабым ВАР, поступающим из генератора 1 через дроссель 8.

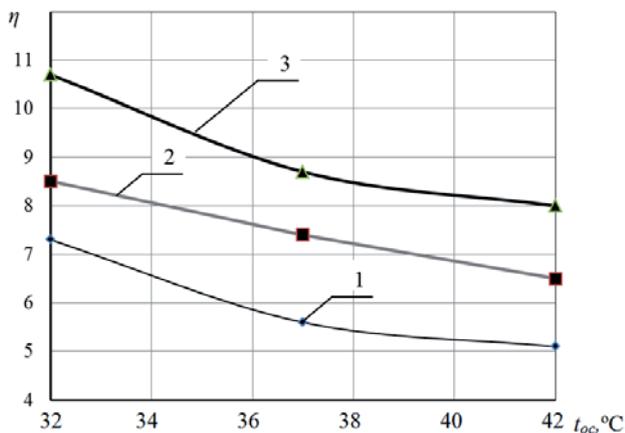
Из абсорбера 5 насыщенный аммиаком крепкий ВАР при помощи циркуляционного насоса 7 преодолевает перепад давлений  $\Delta P = P_r - P_o$  и поступает в генератор 1 и цикл АВХА повторяется.

В схеме предусмотрено воздушное охлаждение тепло-рассеивающих элементов, так как работа АВХА планируется в условиях дефицита водных ресурсов

С помощью оригинального алгоритма расчета циклов АВХА был проведен анализ циклов АВХА с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором. Результаты расчетов приведены на рис. 4 и рис. 5.



**Рис. 4.** Влияние температуры греющего источника на МХК цикла АВХА с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором при температуре объекта охлаждения 0 °С и температуре наружного воздуха 32 °С



**Рис. 5.** Влияние температуры наружного воздуха на МХК цикла АВХА с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором и на холодильный коэффициент идеального цикла Карно ПКХМ: 1, 3 — цикл АВХА; 2 — цикл ПКХМ; температура греющего источника АВХА: 1 — 90 °С; 2 — 100 °С

Интерес представлял своеобразный «модифицированный холодильный коэффициент» (МХК) цикла АВХА ( $\eta$ ), который представляет собой отношение полезного эффекта (искусственного холода) с затраченной в циркуляционном насосе 7 и бустер-компрессоре электрической мощности. С учетом того, что тепловая энергия греющего источника поступает от СК, ее, как бы полученную даром, авторы статьи не учитывали.

Анализ рис. 5 показывает, что с повышением температуры греющего источника от 80 °С до 100 °С эффективность АВХА возрастает почти в 2 раза.

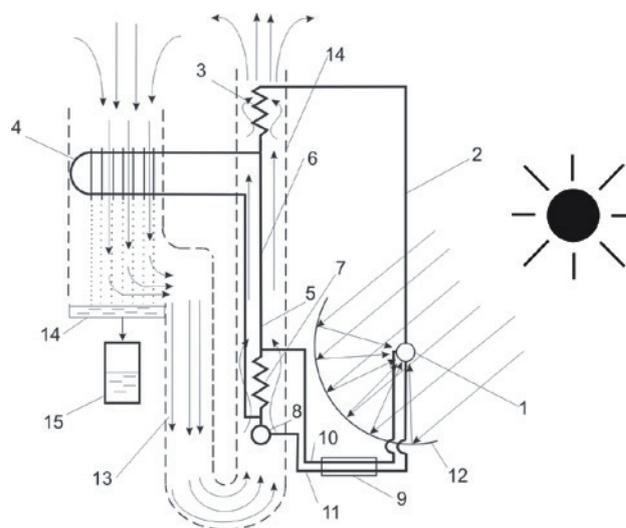
Интерес представляет и сравнение цикла АВХА с бустер-компрессором и цикла парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ), работающей в том же диапазоне параметров температур объекта охлаждения и наружного воздуха.

Результаты сравнения цикла ПКХМ, работающего по идеальному циклу Карно, и цикла АВХА с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором приведены на рис. 3.

Анализ приведенных графических зависимостей показывает, что имеют место энергетические преимущества у АВХА с бустер-компрессором даже перед идеальным холодильным циклом Карно, начиная с уровня температур греющего источника 100 °С — в рассмотренном диапазоне температурных параметров оно составляет от 11 до 24 %.

Проведенный расчет АДХА по известной методике [26] также показал невозможность их прямого использования в системах получения воды из атмосферного воздуха из-за повышенных требований к температуре греющего источника.

С учетом требований к температуре греющего источника была предложена следующая система получения воды из атмосферного воздуха на базе АДХА (рис. 6).



**Рис. 6.** Схема установки получения воды из атмосферного воздуха с АДХА

Установка содержит АДХА, в состав которого входят: генератор 1, дефлегматор 2, конденсатор 3, испаритель 4, опускной 5 и подъемный 6 каналы парогазового контура, абсорбер 7, ресивер раствора рабочего тела 8, теплообменник типа «труба в трубе» 9 растворов рабочего тела, каналы слабого 10 и крепкого 11 растворов рабочего тела.

Генератор 1 АДХА установлен в фокусе параболического зеркального концентратора солнечного теплового излучения 12. АДХА заправлен ВАР и водородом в качестве выравнивающего инертного газа. ВАР частично заполняет генератор 1 и ресивер 8, а теплообменник 8 и каналы 10 и 11 — полностью.

Контур естественной циркуляции воздушного потока представляет собой U-образный канал с опускными 13 и подъемными 14 частями.

В опускном канале 13 установлена емкость 15 для сбора конденсата, стекающего с испарителя 4. Из емкос-

ти 15 конденсат отводится для дальнейшего хранения в сосуд 16.

В верхней части опускного канала 13 размещен испаритель 4 АДХА, а в нижней и верхней части подъемного канала 14, соответственно, абсорбер 7 и конденсатор 3.

Работа установки для получения воды из атмосферного воздуха осуществляется следующим образом.

При восходе солнца его тепловое излучение падает на концентратор 12, который фокусирует его и подает на генератор 1. Генератор 1 разогревается и из ВАР начинает преимущественно выпариваться, низкокипящий компонент — аммиак. Из-за недостаточно высокой разности нормальных температур кипения воды и аммиака в образующемся паре частично находится и водяной пар.

Очистка пара аммиака от воды происходит в дефлегматоре 2 с отводом теплоты фазового перехода в окружающую среду. Очищенный пар аммиака поступает в конденсатор 3, где сжижается также с отводом теплоты фазового перехода в окружающую среду.

Для обеспечения необходимого температурного напора между поверхностью конденсатора 3 и наружным воздухом давление во внутренней полости АДХА поддерживают на уровне 20...22 бар, что соответствует уровню температур конденсатора порядка 50 °С.

Жидкий аммиак из конденсатора 3 стекает в испаритель 4, куда поступает из подъемного канала 5 и частично очищенный от пара аммиака водород.

В испарителе 4 происходит испарение жидкого аммиака в среду инертного газа-водорода при низком парциальном давлении и, соответственно, при низкой температуре.

Состав рабочего тела АДХА подбирается таким образом, чтобы можно было бы обеспечить температуру на наружной поверхности испарителя ниже температуры точки росы.

Из испарителя 4 насыщенный паром аммиака инертный газ (водород) за счет большей плотности опускается по каналу 6 вниз — в нижнюю часть абсорбера 7.

В верхнюю часть абсорбера 7 поступает из генератора 1 слабый (с меньшей долей аммиака) ВАР, который стекает в нижнюю часть абсорбера 7 и накапливается в ресивере 8.

При контактном взаимодействии слабого ВАР и насыщенной смеси аммиака и водорода происходит абсорбция (поглощение) пара аммиака жидкостью. Слабый ВАР при этом насыщается и становится насыщенным по аммиаку (крепким), а водород частично очищается от пара аммиака.

Крепкий ВАР по каналу 11 поступает через теплообменник 9 в генератор 1. В теплообменнике слабый ВАР отдает тепло крепкому ВАР и цикл работы АВХА повторяется.

При контакте атмосферного воздуха с поверхностью испарителя 4, имеющую температуру ниже температуры точки росы, происходит конденсация растворенного водяного пара, при этом атмосферный воздух осушается и охлаждается.

Охлажденный и осушенный воздух имеют большую плотность и опускаются в нижнюю часть канала 13.

Конденсат воды стекает с испарителя 4 и накапливается в емкости 14, откуда затем подается в емкость 15.

В нижней части подъемного канала осушенный и охлажденный воздух контактирует с нагретой до 42...45 °С поверхностью абсорбера 7.

В процессе теплообмена воздух нагревается, а абсорбер 7 охлаждается. Нагретый теплый воздух, имеющий меньшую, по сравнению с холодным плотность выталкивается в зону конденсатора, где дополнительно нагревается при отводе теплоты конденсации.

Восходящий поток осушенного холодного воздуха снижает температуру теплообменивающих элементов АДХА (абсорбера и конденсатора), а это приводит к повышению холодопроизводительности испарителя АДХА при прочих равных условиях.

## **5. Обсуждение результатов разработки насосных и безнасосных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин для работы в системах получения воды из атмосферного воздуха**

К достоинствам проведенного исследования можно отнести:

а) во-первых, анализ существующих систем и оценку их перспектив в специфических условиях — при отсутствии стабильных источников электрической энергии и дефицита воды;

б) во-вторых, получение численных значений термодинамических параметров циклов АВХА и АДХА в тропических условиях эксплуатации систем получения воды из атмосферного воздуха;

в) в-третьих, это новые предложения оригинальных способов работы АВХА и системы получения воды на базе АДХВА.

К недостаткам работы можно отнести:

а) отсутствие конкретных предложений по установке новых элементов — бустер-компрессора и параболического зеркала;

б) отсутствие анализа применимости в системах получения воды специальных циклов АВХА — с материальной регенерацией и двухкаскадных схем, которые принципиально также могут работать в условиях пониженных температур греющего источника.

Проведенные исследования полезны для разработчиков систем получения воды из атмосферного воздуха, особенно в зонах тропического климата и при отсутствии источников электрической энергии.

Результаты проведенного исследования могут быть полезны и для разработчиков систем кондиционирования жилых помещений.

Разработанные водоаммиачные системы при невысоких температурах наружного воздуха (в весенне-осенний период) могут использоваться и в качестве холодильника пищевых продуктов и сырья.

Представленная работа является новой и в дальнейшем в рамках госбюджетных и аспирантских исследований планируется ее продолжение.

## **6. Выводы**

1. В результате проведенных исследований показано, что при реализации традиционных циклов АВХА имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охлаждающей среды (от 20 °С до 45 °С) и объектов охлаждения (от –30 °С до 15 °С), а для достижения таких оптимальных режимов необходимо соответствующая

комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

2. Предложена схема АВХА с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором для работы в составе системы получения воды из атмосферного воздуха с источником тепла от солнечных коллекторов с водой в качестве теплоносителя, которая несмотря на дополнительные затраты энергии на привод компрессора, может обеспечить работу АВХА с источниками тепла от 80 °С, причем с повышением температуры греющего источника от 80 °С до 100 °С энергетическая эффективность АВХА возрастает в 2 раза.

3. Сравнительный анализ энергетических характеристик цикла АВХА с поджимающим бустер-компрессором и цикла ПКХМ, работающей по идеальному циклу Карно, показал преимущество АВХА, начиная с уровня температур греющего источника 100 °С.

4. Применение безнасосного АВХА позволяет реализовать абсолютно автономный способ получения воды из атмосферного воздуха, повышенная производительность которого зависит только от интенсивности солнечного теплового излучения и постоянна в течение светового дня.

#### Литература

1. Международное десятилетие действий «Вода для жизни», 2005–2015 годы [Электронный ресурс] / Механизм «ООН – водные ресурсы». – Режим доступа: \www/URL: <http://www.un.org/ru/waterforlifedecade/unwater.shtml>
2. Аль Майтами Валид Абдулвахид Мохаммед. Направления совершенствования водообеспечения в странах Аравийского полуострова [Текст] / Аль Майтами Валид Абдулвахид Мохаммед, Г. Т. Фрумин // Современные проблемы науки и образования. – 2007. – № 6(2). – С. 13–17. doi:10.17513/srno.2007.6.2
3. Аль Майтами Валид Абдулвахид Мохаммед. Экологически безопасные технологии водообеспечения в странах аравийского полуострова [Текст] / Аль Майтами Валид Абдулвахид Мохаммед, Г. Т. Фрумин // Современные проблемы науки и образования. – 2008. – № 3. – С. 111–115. doi:10.17513/srno.2008.3
4. Титлов, А. С. Анализ схем получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / А. С. Титлов, А. Н. Краснопольский // Мясное дело. – 2011. – № 6. – С. 28.
5. Ищенко, И. Н. Перспективы применения абсорбционных водоаммиачных холодильных машин в системах получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / И. Н. Ищенко, А. С. Титлов, А. Н. Краснопольский // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – 2011. – Вип. 7. – С. 92–97.
6. Шелепов, В. А. Получение воды из атмосферного воздуха при помощи различных холодильных машин [Текст] / В. А. Шелепов, М. Г. Мелкозеров // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. – Красноярск: Сибирский государственный аэрокосмический университет им. акад. М. Ф. Решетнева. – 2012. – № 8. – С. 74–75.
7. Василів, О. Б. Структура та шляхи раціонального використання води на харчових підприємствах [Текст] / О. Б. Василів, О. О. Коваленко // Наукові праці ОНАХТ. – 2009. – Вип. 35, Т. 1. – С. 54–58.
8. The European Solar Thermal Industry Federation (ESTIF) [Electronic resource]. – Available at: \www/URL: <http://www.estif.org>
9. Thermal solar line. Rotartica, air conditioning appliances: – Solar Line, single effect 4,5 kW [Electronic resource]. – Available at: \www/URL: [http://andyschroder.com/static/pdf/Rotartica/Rotartica\\_Product\\_Description.pdf](http://andyschroder.com/static/pdf/Rotartica/Rotartica_Product_Description.pdf)
10. Innovative Cooling! [Electronic resource] / SorTech. – Available at: \www/URL: <http://www.sortech.de/en/trade/solare-kuehlung>
11. Henning, H.-M. Solare Kuehlung und Klimatisierung-Belueftung und Warmerueckgewinnung [Electronic resource] / Henning Hans-Martin, Rainer Braun, Almet Lokurlu, Peter Noeres // Solare Kuehlung und Klimatisierung. – Themen, 2005. – P. 45–54. – Available at: \www/URL: [http://www.fvee.de/fileadmin/publikationen/Themenhefte/th2005/th2005\\_02\\_04.pdf](http://www.fvee.de/fileadmin/publikationen/Themenhefte/th2005/th2005_02_04.pdf)
12. Solar Cooling [Electronic resource] / SOLID. – Available at: \www/URL: <http://www.solid.at/en/references/solar-cooling>
13. Дорошенко, А. В. Разработка многофункциональных солнечных систем на основе теплоиспользующего абсорбционного цикла и теплоемкообменных аппаратов с подвижной насадкой [Текст] / А. В. Дорошенко, В. А. Гончаренко // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – Т. 51, № 1. – С. 35–46. doi:10.15673/0453-8307.1/2015.36783
14. Icebook [Electronic resource] / SolarFrost. – Available at: \www/URL: <http://www.solarfrost.com/en/icebook.html>
15. Jakob, U. Raumklimatisierung mittels solar betriebener Diffusion-Absorptionskaltmaschine [Text] / Uli Jakob, Dietrich Schneider, Ursula Eicker // Horizont. – 2005. – № 26. – P. 10–14.
16. Татауров, О. Холод – Солнце. Для изобретателей и инженеров холодильная техника на альтернативных источниках энергии – богатейшее поле для творчества [Текст] / О. Татауров // Холодильный бизнес. – 2009. – № 7. – С. 18–20.
17. Zohar, A. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance [Text] / A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy, I. Borde // Applied Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 27, № 13. – P. 2213–2219. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.025
18. Sözen, A. The effect of ejector on the performance of diffusion absorption refrigeration systems: An experimental study [Text] / A. Sözen, T. Menlik, E. Özbaş // Applied Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 33–34. – P. 44–53. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.09.009
19. Осадчук, Е. А. Поиск энергетически эффективных тепловых режимов водоаммиачной абсорбционной холодильной машины в широком диапазоне эксплуатационных параметров [Текст] / Е. А. Осадчук, А. С. Титлов // Харчова наука і технологія. – 2012. – № 4. – С. 79–82.
20. Титлов, А. С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами [Текст] / А. С. Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – № 29, Т. 1. – С. 194–200.
21. Бараненко, А. В. Состояние и перспективы развития холодильной отрасли в России [Текст] / А. В. Бараненко, Г. А. Белозеров, О. М. Таганцев, В. И. Смыслов, В. Н. Бондарев // Холодильная техника. – 2009. – № 3. – С. 20–24.
22. Морозюк, Л. И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования [Текст] / Л. И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 5. – С. 23–29. doi:10.15673/0453-8307.5/2014.28695
23. Sathyabhama, A. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system [Text] / A. Sathyabhama, Babu Ashok // Thermal Science. – 2008. – Vol. 12, № 3. – P. 45–53. doi:10.2298/tsci0803045s
24. Осадчук, Е. А. Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / Е. А. Осадчук, А. С. Титлов, С. Ю. Мазуренко // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 4. – С. 54–57. doi:10.15673/0453-8307.4/2014.28054
25. Радченко, Н. И. Холодильные теплоиспользующие циклы с применением эффекта тепловой компрессии [Текст] / Н. И. Радченко, Д. В. Коновалов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8(55). – С. 111–115.
26. Ищенко, И. Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов [Текст] / И. Н. Ищенко // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – № 38, Т. 2. – С. 393–405.

#### РОЗРОБКА СХЕМ НАСОСНИХ І БЕЗНАСОСНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ВОДОАМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ РОБОТИ В СИСТЕМІ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

На основі проведеного аналізу показані перспективи застосування тепловикористовуючих абсорбційних водоаміачних холодильних машин в системах отримання води з атмосферного

повітря за відсутності джерел електричної енергії. Розроблено методику розрахунку їх циклів і визначені і енергетично ефективні режими роботи залежно від температури охолоджуючого середовища, температури об'єкта охолодження, температури грійоного джерела.

**Ключові слова:** водоаміачна абсорбційна холодильна машина, вода з повітря, сонячні колектори.

*Osadchuk Evgeniy Aleksandrovich, старший преподаватель, кафедра высшей математики, Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, e-mail: osadchuk\_e@mail.ru.*

*Titlov Aleksandr Sergeevich, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей, Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, e-mail: titlov@mail.ru.*

*Kuzakon Viktor Михайлович, кандидат физико-математических наук, доцент, заведующий кафедрой высшей математики, Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, e-mail: kuzakon\_v@ukr.net.*

*Shlapak Galina Всеволодовна, кандидат технических наук, доцент, кафедра технологий мяса, рыбы и морепродуктов, Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, e-mail: shlapak.galya@mail.ru.*

*Osadchuk Evgeniy Aleksandrovich, старший викладач, кафедра вищої математики, Одеська національна академія харчових технологій, Україна.*

*Titlov Aleksandr Sergeevich, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв, Одеська національна академія харчових технологій, Україна.*

*Kuzakon Viktor Михайлович, кандидат фізико-математичних наук, доцент, завідувач кафедри вищої математики, Одеська національна академія харчових технологій, Україна.*

*Shlapak Galina Всеволодовна, кандидат технічних наук, доцент, кафедра технологій м'яса, риби і морепродуктів, Одеська національна академія харчових технологій, Україна.*

*Osadchuk Evgeniy, Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, e-mail: osadchuk\_e@mail.ru.*

*Titlov Alexandr, Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, e-mail: titlov@mail.ru.*

*Kuzakon Victor, Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, e-mail: kuzakon\_v@ukr.net.*

*Shlapak Galina, Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, e-mail: shlapak.galya@mail.ru.*

УДК 664.68:637.142.2

DOI: 10.15587/2312-8372.2015.44154

Никифоров Р. П.,  
Сабіров О. В.

## РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ ПРІСНОГО ЛИСТКОВОГО НАПІВФАБРИКАТУ НА ОСНОВІ МОЛОЧНОЇ СИРОВАТКИ

*Запропоновано використання замість води та лимонної кислоти в технологіях прісного листкового напівфабрикату молочної сироватки, що є цінним джерелом незамінних амінокислот. Визначено еластичність та пружність, розтягуваність тіста прісного листкового напівфабрикату. На основі отриманих результатів розроблено технологію прісного листкового напівфабрикату на основі молочної сироватки, яка характеризується низьким рівнем промислової переробки.*

**Ключові слова:** прісний листковий напівфабрикат, молочна сироватка, еластичність, пружність, розтягуваність, вихід, вологість.

### 1. Вступ

Розроблені науково-обґрунтовані і практично багаторазово підтвержені положення про те, що рівень здоров'я населення безпосередньо залежить від особливостей його харчування. Зокрема, згідно з оцінками експертів ВООЗ, здоров'я населення на 50 % залежить від способу життя, найважливішим складником якого є харчування.

На жаль, сучасний рівень харчування людства нездовільний як в кількісному, так і в якісному відношенні. Відомо, що якісний аспект харчування пов'язаний з дефіцитом у раціоні повноцінного білка, поліненасичених жирних кислот, вітамінів, мікро- і макронутрієнтів, харчових волокон. Наукові дослідження і дані статистики останніх років свідчать про стійкі порушення в структурі харчування населення України внаслідок різкого зниження споживання біологічно цінних продуктів, зокрема білка. Тому, найважливішим народногосподарським завданням є поліпшення структури харчування населення.

Доброю засвоюваністю, приємним ароматом і смаком відрізняються кондитерські вироби. Найбільшу питому вагу (близько 42 %) серед них займають борошняні кондитерські вироби [1]. Традиційно значним попитом у населення України користуються вироби з прісного листкового тіста [2].

Слід відзначити, що досягнутий рівень приготування і реалізації виробів з прісного листкового тіста у закладах ресторанного господарства не відповідає сучасним вимогам, а останнім часом спостерігається тенденція до його зниження. Це зумовлено насамперед обмеженим асортиментом та недостатньою увагою до розробки нових технологій їх виробництва.

### 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Проблемами удосконалення технології листкового тіста у різні часи займалися науковці Андреев А. Н., Смелик В. А., Беляева Л. М., Паньковський Г. А., Полякова А. В. та інші [3–9]. Однак, здебільшого в його