

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ  
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ



МАТЕРІАЛИ  
XVII Всеукраїнської  
науково-технічної конференції  
**АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ  
ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ**

26-29 вересня 2018 року, м. Одеса

26-29 вересня 2018 року, м. Одеса АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ

ОДЕСА  
2018

УДК 620  
ББК 31+51  
А 43

*Рекомендовано до друку Науково-технічною радою Навчально-наукового інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського, протокол № 1 від 25 вересня 2018 року.*

## ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ:

### Голова:

*Єгоров Богдан Вікторович* – ректор Одеської національної академії харчових технологій, д.т.н., професор.

### Заступники голови:

*Поварова Наталія Миколаївна* – проректор з наукової роботи Одеської національної академії харчових технологій, к.т.н., доцент;

*Косой Борис Володимирович* – директор Навчально-наукового інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського Одеської національної академії харчових технологій, д.т.н., професор.

### Члени оргкомітету:

Бошкова І.Л.	Крусір Г.В.	Тітлов О.С.
Гоголь М.І.	Лук'янов М.М.	Шпирко Т.В.
Железний В.П.	Мазур В.О.	Хлієва О.Я.
Зацеркляний М.М.	Ольшевська О.В.	Цикало А.Л.
Івченко Д.О.	Сагала Т.А.	Якуб Л.М.
Кологривов М.М.	Семенюк Ю.В.	

## ПЛЕНАРНА ДОПОВІДЬ

### Актуальні проблеми енергетики та екології /

А 43 Матеріали XVII Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Одеса, Бондаренко М. О., 2018. – 196 с.  
ISBN 978-617-7613-26-7

**УДК 620**  
**ББК 31+51**

*Відповідальний за випуск: Семенюк Ю.В., завідувач кафедри теплофізики та прикладної екології ОНАХТ*  
*За достовірність інформації відповідає автор публікації*

© Одеська національна академія харчових технологій  
© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського  
© Факультет нафти, газу та екології

ISBN 978-617-7613-26-7

УДК 621.575.932:621.565.92

## РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

Титлов А.С., д.т.н., проф.  
Одесская национальная академия пищевых технологий

В ближайшее время самым ценным ресурсом на планете станет вода и эта тенденция будет только расти в обозримом будущем [1]. Для содействия в решении этой проблемы Генеральная Ассамблея Организации Объединенных Наций объявляла 2005–2015 годы Международным десятилетием действий «Вода для жизни» [2].

Между тем, основная часть пресной воды находится в одноклометровом слое атмосферы планеты. По данным исследователей [3] средняя абсолютная влажность около земной поверхности составляет  $11 \text{ г/м}^3$ , а в тропических регионах доходит до  $25 \text{ г/м}^3$  и выше. При этом большое количество стран тропического пояса страдает от отсутствия пресной воды, хотя ее содержание в атмосфере весьма значительно.

Получение воды из атмосферного воздуха возможно и при перенасыщении воздушной массы (эффект конденсации при достижении температуры ниже температуры «точки росы») [4].

Этот метод является уникальным, так как использует в качестве источника получения воды – атмосферный воздух. Конечно, для этого нужно провести ряд термодинамических процессов с воздухом и для этого потребуется электрическая энергия.

Показано [5], что наибольшие перспективы имеют методы, связанные с работой генераторов искусственного холода – холодильных агрегатов, которые обеспечивают температуру воздуха ниже температуры точки росы.

В настоящее время основной объем рынка оборудования по выделению воды из воздуха приходится на системы, имеющие в своём составе компрессионную холодильную установку с электрическим приводом, которая гарантированно обеспечивает температуру ниже точки росы [6].

Однако в мире насчитывается много мест, где помимо проблем с водой есть проблемы с электроэнергией. Это не только страны Средиземноморья, Африки, Юго-Восточной Азии, Южной Америки, но южный регион Украины [7].

Следует отметить, что человечество с древнейших времен стремилось минимизировать затраты энергии для получения воды даже в самых неблагоприятных климатических условиях. Пресную воду получали путем сбора сконденсированных капель из атмосферного воздуха в результате естественного суточного радиационного охлаждения земной поверхности [4]. При понижении температуры на  $10\text{--}15 \text{ }^\circ\text{C}$  из каждого кубического метра можно выделить  $10\text{--}14 \text{ г}$  воды.

В современных условиях для повышения эффективности процесса получения воды используют различные интенсифицирующие технологии – холодоаккумуляторы (щебень), испарительно-конденсационные теплопередающие устройства и сорбенты влаги [5].

В то же время процессы охлаждения воздуха можно провести и с использованием альтернативных источников энергии, например, солнечной тепловой энергии – гелиоустановок на базе солнечных коллекторов и солнечных батарей [8]. Солнечная энергия в избытке имеется в засушливых регионах нашей планеты.

В этой связи разработчики современных систем получения воды из атмосферного воздуха уделяют внимание и теплоиспользующим холодильным агрегатам (ТХА), источником тепла в которых может быть солнечная энергия [9].

На современном рынке холодильного оборудования представлены ТХА двух типов – парожекторные (ПЭХА) и абсорбционные холодильные агрегаты (АХА) [10].

ПЭХА имеют ограниченное применение из-за низкого коэффициента преобразования тепловой энергии в холод и нестабильности характеристик при изменении температурных условий эксплуатации [11].

АХА представлены двумя типами – это бромистолитиевые и водоаммиачные агрегаты. В первом случае холодильный агент – вода, а поглотитель – концентрированный водный раствор бромистого лития. Во втором случае, холодильный агент – аммиак, а поглотитель – концентрированный водоаммиачный раствор (ВАР).

Несмотря на достаточно высокие энергетические характеристики бромистолитиевых схем, они не могут быть использованы в системах получения воды из атмосферного воздуха. Это связано со слабой поглотительной способностью бромистого лития водяного пара и, соответственно, необходимостью интенсивного отвода тепла в абсорбере. Интенсивный отвод тепла может быть организован только жидкостным охлаждением с последующим использованием градирни. В градирнях охлаждение циркулирующей воды производится путем ее частичного испарения в воздушную среду, что неприемлемо в местах дефицита водных ресурсов.

В крупных водоаммиачных холодильных агрегатах также используется жидкостное охлаждение, но средние и мелкие агрегаты могут эффективно работать с воздушным охлаждением, в том числе и в режиме естественной конвекции, без внешних побудителей циркуляции (вентиляторов) [12].

Немаловажно отметить и то, что рабочим телом водоаммиачных холодильных агрегатов служит природное вещество – ВАР, не оказывающий неблагоприятное техногенное воздействие на экосистему планеты [13]. При этом аммиак, в качестве холодильного агента, позволяет расширить область применения в части снижения температуры ниже  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ , например, для задач кондиционирования воздуха или хранения пищевых продуктов и сырья.

Таким образом, абсорбционные водоаммиачные холодильные агрегаты (АВХА) могут эффективно решать задачи охлаждения в системах получения воды из атмосферного воздуха в условиях отсутствия источников электрической энергии. Источником тепловой энергии АВХА могут служить солнечные коллекторы и солнечные батареи, при этом АВХА позволяют организовать работу систем получения воды непосредственно в местах ее потребления.

Вместе с тем широкое применение гелиосистем получения воды на базе АВХА ограничивается недостаточно высокой энергетической эффективностью холодильного цикла.

Как показывает анализ исследований [14], это в значительной мере связано с низкой эффективностью транспортировки холодильного агента – аммиака через дефлегматор АВХА при работе в широком диапазоне температур наружного воздуха. Имеют место нерасчетные потери аммиака при низких температурах наружного воздуха, а при повышенных температурах в испаритель АВХА попадает значительное количество воды, что приводит к снижению эффективности процесса охлаждения.

Солнечные системы работают в течение светового дня при различных температурах атмосферного воздуха – минимальных в утреннее и вечернее время и максимальных в середине дня. Проектирование АВХА на некоторый фиксированный уровень (минимальный или максимальный) температур наружного воздуха приведет к снижению энергетической эффективности и АВХА, и систем получения воды, как минимум, в течение половины светового дня.

В этой связи представляются целесообразным поиск энергосберегающих режимов транспорта пара холодильного агента через дефлегматор АВХА в широком диапазоне температур наружного воздуха. Для решения такой задачи необходимо соответствующее теоретическое обоснование, базирующееся на модельных представлениях о процессах тепломассообмена в дефлегматоре АВХА.

Это и определяет актуальность исследований тепловых режимов дефлегматоров АВХА, направленных на повышение энергетической эффективности циклов АВХА и, соответственно, на повышение производительности систем получения воды из атмосферного воздуха.

На рис. 1 приведена типичная принципиальная схема АВХА, работающего в гелиосистемах получения воды из атмосферного воздуха.

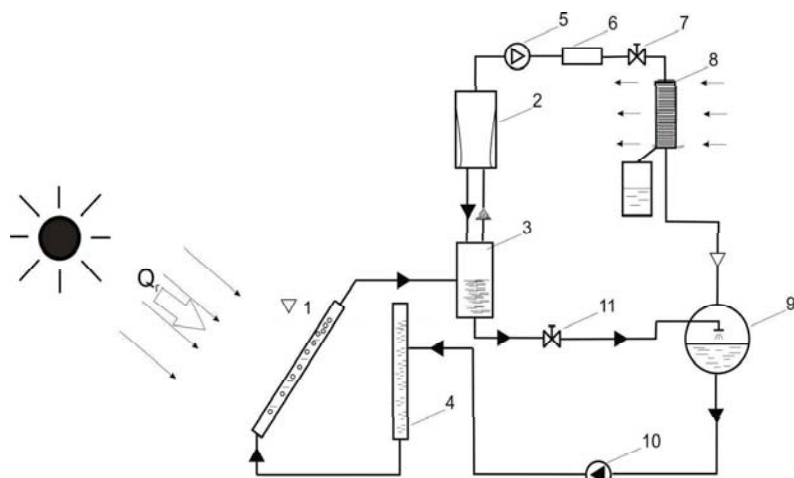


Рис. 1. Принципиальная схема гелиосистемы получения воды из атмосферного воздуха на базе АВХА: 1 – гелеогенератор; 2 – дефлегматор; 3 – ресивер слабого ВАР; 4 – ресивер крепкого ВАР; 5 – бустер-компрессор; 6 – конденсатор пара аммиака; 7 – дроссель жидкого аммиака; 8 – испаритель; 9 – абсорбер; 10 – циркуляционный насос слабого ВАР; 11 – дроссель слабого ВАР

Гелеогенератор 1 и ресивер крепкого ВАР 4 представляют собой сообщающиеся сосуды, в которых жидкий ВАР находится под уровнем VI.

К гелеогенератору 1 подводится теплота  $Q_s$  солнечного излучения и из крепкого ВАР выпаривается преимущественно низкокипящий компонент – аммиак. Гелеогенератор 1 расположен под углом к горизонту для максимального поглощения солнечного излучения. Угол наклона устанавливается в зависимости от широты местности.

Пузырьки пара проталкивают в верхнюю часть гелиоколлектора обедненный по аммиаку (слабый) ВАР. Раствор стекает в ресивер слабого ВАР 3, а паровая водоаммиачная смесь (ВАС) поступает в вертикальный дефлегматор 2. В дефлегматоре 2 конденсируется преимущественно пар воды с образованием флегмы.

Флегма стекает в ресивер 3. Из дефлегматора 2 очищенный пар аммиака при помощи бустер-компрессора 5 сжимается до давления  $P_k$  и направляется в конденсатор 6. Давлением  $P_k$  создается необходимый перепад температур для процесса конденсации с отводом тепла  $Q_k$  в окружающую среду.

Из конденсатора 6 жидкий аммиак поступает в дроссель 7, где его давление снижается до уровня давления  $P_0$  в испарителе 8 и абсорбере 9. В испарителе 8 аммиак кипит при давлении  $P_0$  и температуре  $T_0$  с отводом теплоты  $Q_0$  от объекта охлаждения – потока наружного воздуха.

Температура  $T_0$  в гелиосистеме получения воды из атмосферного воздуха поддерживается ниже температуры «точки росы»  $T_{d.p.}$ . Из воздуха выпадает конденсат, при этом и сам воздух охлаждается. Давление  $P_0$  в испарителе 8 поддерживается за счет постоянного процесса поглощения в абсорбере 9 пара аммиака слабым ВАР, который поступает в абсорбер 9 из ресивера слабого ВАР 3 через дроссельный вентиль 11. Образовавшийся после поглоще-

ния аммиака крепкий ВАР циркуляционным насосом 10 подается обратно в ресивер крепкого раствора 4 и цикл повторяется.

В настоящее время имеет место парадоксальная ситуация – при низких температурах наружного воздуха холодопроизводительность АВХА снижается. Такое положение определяется режимами очистки и транспортировки аммиака в дефлегматоре 2. В известных конструкциях АВХА [13,15] дефлегматор выполняет функцию окончательной очистки пара аммиака от пара воды. Нижняя часть дефлегматора 2 закрывается теплоизоляционным кожухом, а верхняя часть остается свободной (не закрытой теплоизоляцией). Таким образом, очистка пара аммиака происходит как в зоне установки теплоизоляции (частично), так и на открытых участках дефлегматора. В идеальном режиме в конце подъемного участка дефлегматора процесс очистки аммиака заканчивается, флегма стекает в ресивер 3, а чистый пар аммиака бустер-компрессором 5 нагнетается в конденсатор 6.

В реальных же режимах в конденсатор 6 поступает либо неочищенный пар аммиака, либо конденсация аммиака начинается уже в верхней части дефлегматора 2. Оба этих фактора неблагоприятно влияют на холодопроизводительность испарителя АВХА.

Для совершенствования энергетических характеристик разработчики [14,16,17] предлагают и проводят термодинамический анализ различных схем АВХА на базе солнечных коллекторов.

В работе [14] основное внимание уделено эффективности работы генераторного узла АВХА в части минимизации тепловых потерь с рабочей поверхностью. В этом обзоре приведены данные о различных рабочих телах АВХА безнасосного типа.

В работе [16] проведен анализ АВХА с солнечным коллектором на основе двухфазных термосифонов гравитационного типа (источник тепла находится в нижней части, а потребитель тепла – вверху). В качестве рабочего тела АХА рассмотрен раствор бромистого лития и метанола, который может обеспечить необходимый уровень температур охлаждения для получения воды из атмосферного воздуха, а температура греющего источника составляет 65–75 °С.

В работе [17] рассмотрены как абсорбционные, так и адсорбционные схемы для систем кондиционирования воздуха на базе солнечных коллекторов. Предлагается методика их термодинамического расчета и анализа.

Вместе с тем, исходными данными для расчета и анализа во всех случаях [14,16,17] являются постоянные температуры наружного воздуха. Разработчики [14,16,17] не дают ответ на вопрос: как изменится энергетическая эффективность той или иной схемы АВХА при изменении температуры наружного воздуха?

В работах [18, 19] представлены методики термодинамического расчета и анализа различных циклов АХМ, которые позволяют определить комплекс термодинамических и энергетических характеристик холодильных циклов в широком диапазоне рабочих параметров, в том числе и в режимах получения воды из атмосферного воздуха. В то же время в работах [18, 19] отсутствует информация о внутренних процессах теплообмена, что не позволяет использовать их для проектирования реальных конструкций АВХА и систем получения воды из атмосферного воздуха.

Авторы [20] рассматривают работу АВХА с добавкой солей в рабочее тело для снижения парциального давления абсорбента (воды), что позволяет снизить энергопотребление за счет уменьшения доли абсорбента в паре. В качестве солей рассмотрены нитрат лития ( $LiNO_3$ ) и тиоцианат натрия ( $NaSCN$ ). В то же время в работе [20] не рассмотрены процессы коррозии, которые могут иметь место в системе с солевым наполнителем.

Аналогичное решение проблемы повышения энергетической характеристики циклов абсорбционных систем находят авторы работы [21], однако используют уже добавку TFE–TEGDME, позволяющую исключить и проблемы с коррозией внутренних рабочих поверхностей теплообменных аппаратов АВХА.

В работах с дополнительными добавками в рабочее тело АВХА [20, 21] не рассматриваются режимы транспортировки аммиака через дефлегматор, которые могут существенно отличаться от традиционных.

Теоретическое обоснование наличия оптимума (максимума энергетической эффективности) термодинамического цикла АВХА при некоторых значениях температур наружного воздуха и температур греющего источника провели авторы работы [22]. Они показали, что из трех характерных температур объекта охлаждения, окружающей среды и греющего источника, произвольно могут быть выбраны только две, а третья является производной от выбора. В то же время авторы [22] не предлагают путей выбора энергетически эффективных режимов при изменении температуры наружного воздуха, например, в течении светового дня.

Авторы [23] предлагают интенсифицировать процессы естественной циркуляции парогазовой смеси в АВХА при помощи струйного эжектора, установленного на выходе генератора. Предполагается, что в результате эжекции возникнет вынужденная конвекция во внутреннем контуре испаритель-абсорбер и, соответственно, существенно повысится интенсивность процессов тепломассообмена при абсорбции и испарении, а в целом – и холодопроизводительность холодильного агрегата. В то же время авторы [23] не рассматривают вопросы изменения температуры наружного воздуха, а это изменение достаточно критично для эффективной работы эжектора.

Учитывая вышесказанное, было выполнено моделирование процессов тепломассообмена на подъемном участке дефлегматора АВХА [24].

При исследовании принимаются следующие общепринятые допущения [25]:

- а) силы инерции, возникающие в плёнке конденсата, пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкости и силами тяжести;
- б) конвективный перенос теплоты в плёнке, а также теплопроводность вдоль неё не существенны по сравнению с теплопроводностью поперёк плёнки;
- в) трение на границе раздела паровой и жидкой фаз учитывается посредством касательного напряжения со стороны газа;
- г) температура внешне поверхности плёнки конденсата постоянна;
- д) физические параметры флегмы не зависят от температуры;
- е) силы поверхностного натяжения на свободной поверхности плёнки не влияют на характер её течения;
- ж) плотность пара ВАС мала по сравнению с плотностью флегмы;
- з) температуру стенки принимаем постоянной за счет интенсивного принудительного охлаждения.

С учетом приведенных выше модельных представлений выполнен расчет параметров течения флегмы и паровой смеси в вертикальном дефлегматоре.

Исходные данные для расчета:

- а) холодопроизводительность 1000 Вт;
- б) температура(давление) кипения в испарителе 0 °С (0,4 МПа);
- в) давление в генераторе 1МПа;
- г) температура окружающего воздуха 32 °С;
- д) температура паровой смеси на входе (выходе) в дефлегматор 100(40) °С;
- е) высота дефлегматора 1,0 м.

В результате анализа модельных представлений был предложен энергосберегающий режим работы АВХА в широком диапазоне температур наружного воздуха (10–32 °С). Такой режим может быть достигнут за счет применения специального кожуха дефлегматора с изменяемым термическим сопротивлением (рис. 2, 3).

Кожух устанавливается в верхней части дефлегматора АВХА и способен изменять условия теплообмена на наружной поверхности дефлегматора.

В основе принципа работы нового теплоизоляционного кожуха лежит эффект изменения объема сиффона 24 при изменении внутреннего давления.

Внутреннее давление в сиффоне 24 зависит от температуры насыщения жидкости, частично заполняющей сиффон 24, которая, в свою очередь, определяется температурой наружного воздуха.

Дополнительный кожух на дефлегматоре 3 выполнен в виде коаксиального цилиндра с воздушной полостью в межтрубном пространстве.

Предусмотрено два режима работы кожуха дефлегматора 3:

- а) «адиабатный», с полностью закрытым межтрубным пространством;
- б) «открытый», с доступом наружного воздуха во внутреннюю полость.

Здесь термин «адиабатный» предполагает не полное отсутствие теплообмена стенки дефлегматора 3 с окружающей средой, а лишь минимально возможное.

Межтрубный зазор выполняется с учетом рекомендаций [26] – при толщине зазора воздушной прослойки равной или менее 5 мм – конвекция полностью отсутствует и процесс передачи тепла осуществляется в режиме теплопроводности.

Термическое сопротивление воздушного зазора толщиной 5 мм на уровне температур 70 °С составляет 0,17 (К·м<sup>2</sup>)/Вт. Термическое сопротивление открытого участка дефлегматора 3 с учетом конвективной и лучистой составляющих суммарного коэффициента теплообмена будет лежать в диапазоне 0,067–0,110 (К·м<sup>2</sup>)/Вт. Суммарное термическое сопротивление процессу передачи тепла через дополнительный кожух дефлегматора 3 будет не менее 0,40 (К·м<sup>2</sup>)/Вт, т. е. почти в 4 раза больше, чем в случае открытого участка.

Оценочные расчеты показали, что тепловой поток на участке дефлегматора длиной 0,20 м при разности температур между потоком ВАС и наружным воздухом 60 °С составит 0,15 Вт, т. е. при типичной тепловой нагрузке дефлегматора АВХА в 12–15 Вт можно говорить о практически адиабатном режиме в зоне установки дополнительного кожуха.

Движение створок 15 и 16 кожуха обеспечивается наличием общей оси 17 и сиффона 24. На рис. 2, а показан кожух в «адиабатном» режиме работы, а на рис. 2, б – в «открытом» режиме.

«Адиабатный» режим работы сиффона реализуются при минимальной температуре наружного воздуха.

При увеличении температуры наружного воздуха увеличивается и температура насыщения легкокипящей жидкости, частично заполняющей сиффон 24 и, соответственно, давление насыщения. Рост внутреннего давления вызывает перемещение торцевых стенок сиффона 24, которые через оси 22 и 23 приводят к перемещению створок 15 и 16 дополнительного кожуха.

При проектировании сиффона 24 в части жесткости, размеров конструкции и типа легкокипящей жидкости следует предусмотреть как «адиабатный» режим полностью закрытого кожуха, так и режим максимального открытия при эксплуатации в условиях повышенных температур наружного воздуха.

При промежуточных значениях температуры наружного воздуха сиффон 24 должен обеспечивать частичный проход воздуха во внутренний объем кожуха.

Таким образом, предложенная конструкция дефлегматора АВХА с теплоизоляционным кожухом изменяемой конструкции позволит в автоматическом режиме (без участия пользователя) обеспечивать максимально эффективные режимы транспортировки аммиака в испаритель и соответствующий рост как холодопроизводительности, так и систем получения воды из атмосферного воздуха в течение всего светового дня.

Анализ также показал, что установка тепловой изоляции по всему подъемному участку дефлегматора АВХА способствует не только сокращению потерь при транспортировке аммиака, но уменьшению времени выхода холодильного агрегата на рабочий режим.

Проведенные экспериментальные исследования показали приемлемую для инженерного проектирования сходимость результатов моделирования и реальных характеристик, на примере температурных полей стенки дефлегматора – не более 5 °С.

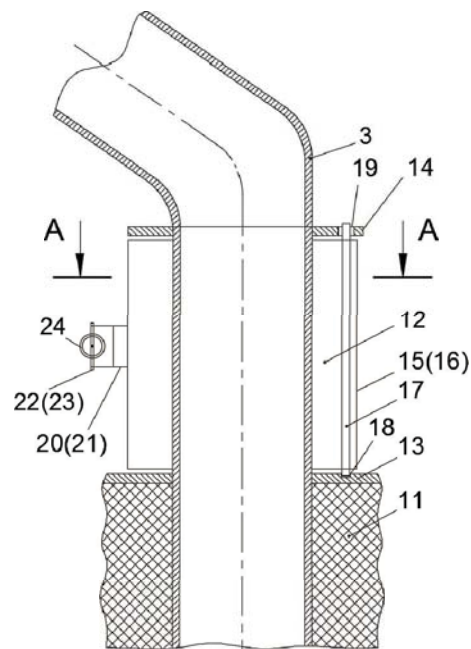


Рис. 2. Схема подъемного участка дефлегматора с дополнительным кожухом: 3 – подъемный участок дефлегматора; 11 – стационарный теплоизоляционный кожух генераторного узла; 13 и 14 – шайбы крепления дополнительного кожуха; 15 и 16 створки дополнительного кожуха; 17 – ось крепления дополнительного кожуха; 18 – паз для оси; 19 – отверстие для оси; 20 и 21 – полуовальные пластины; 22 и 23 – оси крепления; 24 – сильфон

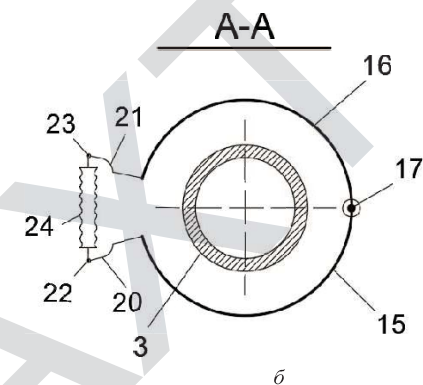
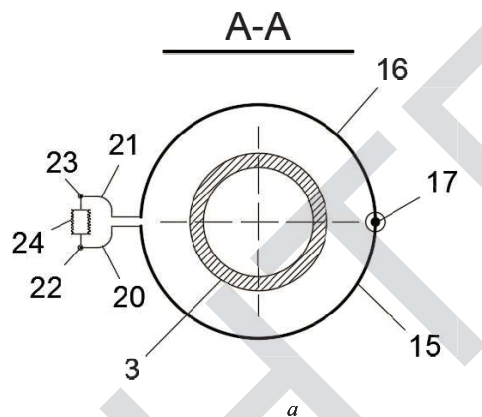


Рис. 3. Сечения подъемного участка дефлегматора с дополнительным кожухом: а – закрытое положение дополнительного кожуха при минимальных температурах наружного воздуха (адиабатное приближение); б – открытое положение дополнительного кожуха при повышенных температурах наружного воздуха; 3 – подъемный участок дефлегматора; 15 и 16 створки дополнительного кожуха; 17 – ось крепления дополнительного кожуха; 20 и 21 – полуовальные пластины; 22 и 23 – оси крепления; 24 – сильфон

С учетом полученных результатов моделирования предложена оригинальная конструкция дефлегматора АВХА, способная изменять условия теплообмена при изменении температуры воздуха окружающей среды в автоматическом режиме без участия пользователя.

Полученные результаты позволяют существенно (до 36 %) повысить энергетическую эффективность АВХА и, соответственно, пропорционально повысить и производительность геосистемы получения воды из атмосферного воздуха при изменяемых в течение светового дня температурных условиях эксплуатации.

Найденные закономерности могут найти применение и при проектировании бытовых и торговых абсорбционных холодильных приборов, работающих по классу  $SN^*$  в диапазоне температур воздуха в помещении 10–32 °С [15]. Предварительная оценка способа изменения условий теплообмена в зоне дефлегматора бытового украинского АШ-160 типа «Киев» показала рост энергетической эффективности от 18 до 36 %.

Следует отметить, что проведенные исследования не учитывают ориентацию элементов АВХА в пространстве, а при создании высокопроизводительных геосистем получения воды ключевым моментом является максимальная ориентация на солнце [27]. При суточном движении солнца по небосклону следует проводить и перемещение в пространстве и дефлегматора АВХА. В этом случае требуется соответствующее моделирование не только процессов теплообмена, но и режимов течения флегмы по наклонным поверхностям.

При суточном движении солнца по небосклону следует проводить и перемещение в пространстве и дефлегматора АВХА. В этом случае требуется соответствующее моделирование не только процессов теплообмена, но и режимов течения флегмы по наклонным поверхностям.

#### Информационные источники

1. A new global partnership: eradicate poverty and transform economies through sustainable development. The Report of the High-Level Panel of Eminent Persons on the Post-2015 Development Agenda.
2. Международное десятилетие действий «Вода для жизни», 2005–2015 годы. Механизм «ООН – водные ресурсы».

3. Аль Майтами Валид Абдулвахид Мохаммед, Фрумин Г. Т. Экологически безопасные технологии водоснабжения в странах аравийского полуострова // Современные проблемы науки и образования. 2008. № 3. С. 111–115.
4. Алексеев В. В., Чекарев К. В. Получение пресной воды из влажного воздуха // Аридные экосистемы. 1996. Т. 2, № 2-3.
5. Перельштейн Б. Х. Новые энергетические системы. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. 244 с.
6. The European Solar Thermal Industry Federation (ESTIF). URL: <http://www.estif.org>
7. Василів О. Б., Коваленко О. О. Структура та шляхи раціонального використання води на харчових підприємствах // Наукові праці ОНАХТ. 2009. № 35. С. 54–58.
8. Разработка схем насосных и безнасосных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин для работы в системах получения воды из атмосферного воздуха / Осадчук Е. А., Титлов А. С., Кузаконь В. М., Шлапак Г. В. // Технологический аудит и резервы производства. 2015. Т. 3, № 3 (23). С. 30–37. DOI: [10.15587/2312-8372.2015.44139](https://doi.org/10.15587/2312-8372.2015.44139)
9. Doroshenko A. V., Kholpanov L. P., Kvurt Y. P. Alternative Refrigerating, Heat-Pumping and Air-Conditioning Systems on the Basis of the Open Absorption Cycle and Solar Energy. Nova Science Publishers, 2009. 210 p.
10. Absorption Cooling Basics. URL: <https://www.energy.gov/>
11. Морозюк Л. И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования // Холодильна техніка та технологія. 2014. № 5. С. 23–29. DOI: [10.15673/0453-8307.5/2014.28695](https://doi.org/10.15673/0453-8307.5/2014.28695)
12. Norcold Inc. Refrigerators. URL: <http://www.norcold.com>
13. Титлов А. С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2006. № 29. С. 194–200.
14. Rodríguez-Muñoz J. L., Belman-Flores J. M. Review of diffusion-absorption refrigeration technologies // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014. Vol. 30. P. 145–153. DOI: [10.1016/j.rser.2013.09.019](https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.09.019)
15. Бабакин Б. С., Выгодин В. А. Бытовые холодильники и морозильники. Рязань: Узоречье, 2005. 860 с.
16. Мирмов И. Н. Использование солнечной энергии и вторичных источников теплоты для получения холода // Холодильная техника. 2011. № 9. С. 44–49.
17. El-Shaarawi M. A. I., Said S. A. M., Siddiqui M. U. Comparative analysis between constant pressure and constant temperature absorption processes for an intermittent solar refrigerator // International Journal of Refrigeration. 2014. Vol. 41. P. 103–112. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2013.12.019](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.019)
18. Yildiz A., Ersöz M. A., Gözmen B. Effect of insulation on the energy and exergy performances in Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) systems // International Journal of Refrigeration. 2014. Vol. 44. P. 161–167. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2014.04.021](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.021)
19. A numerical investigation of a diffusion absorption refrigerator operating with the binary refrigerant for low temperature applications / Wang Q., Gong L., Wang J. P., Sun T. F., Cui K., Chen G. M. // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31, Issue 10. P. 1763–1769. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2011.02.021](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.02.021)
20. Acuña A., Velázquez N., Cerezo J. Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 51, Issue 1-2. P. 1273–1281. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2012.10.046](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.046)
21. Performance analysis of a diffusion absorption refrigeration cycle working with TFE-TEGDME mixture / Long Z., Luo Y., Li H., Bu X., Ma W. // Energy and Buildings. 2013. Vol. 58. P. 86–92. DOI: [10.1016/j.enbuild.2012.12.003](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.003)

22. Sathyabhama A., Ashok B. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system // Thermal Science. 2008. Vol. 12, Issue 3. P. 45–53. DOI: [10.2298/tsci0803045s](https://doi.org/10.2298/tsci0803045s)
23. Sözen A., Menlik T., Özbaş E. The effect of ejector on the performance of diffusion absorption refrigeration systems: An experimental study // Applied Thermal Engineering. 2012. Vol. 33-34. P. 44–53. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2011.09.009](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.009)
24. Kholodkov A. Improving the energy efficiency of solar systems for obtaining water from atmospheric air / A. Kholodkov, E. Osadchuk, A. Titlov, I. Boshkova, N. Zhykhareva // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – 3/8 (93). – P. 41-51. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.13364.
25. Осадчук Е. А., Кириллов В. Х. Математическое моделирование рабочих режимов дефлегматора абсорбционного водоаммиачного холодильного агрегата в системах получения воды из атмосферного воздуха с использованием солнечной энергии // Холодильная техника та технологія. 2017. Т. 53, № 1. DOI: [10.15673/ret.v53i1.534](https://doi.org/10.15673/ret.v53i1.534)
26. Дульнев Г. Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. М., 1984. 247 с.
27. Дорошенко А. В., Горин А. Н., Глауберман М. А. Солнечная энергетика (Теория, разработка, практика). Донецк: Норд-Пресс, 2008. 374 с.

These characteristics are related to the specific of realization of without pumping of chilling cycle, above all things, with the characteristics of gravity circulation of currents of working body, and consist in the following.

In an off-period due to thermal drop in an environment and steam no-flow conditions the temperature of components of direct circuit of ARI (generator-thermosiphon, rectifier, dephlegmator) declines. It is accompanied cooling hard and weak and by partial condensation of steams in a condenser and dephlegmator of ARI. VGB drives in a condenser and lifting highway of dephlegmator, which to this moment was blocked in the circuit of gravity circulation (CGC) of ammonia steam current. What anymore time of off-period, the below a temperature will go down and the greater feature of dephlegmator will be occupied by VGB.

At the inclusion of thermal duty on the generator component of ARI VGB entrance through a equality highway in CGC by the current of steam. The dynamic discharge head of steam current depends on density of generation of steam in PTS and thermal behaviors of a transport highway. In the period of start the several of steam of ammonia is utilized for heating of frappe components of a transport highway (rectifier, dephlegmator, condenser). Duration of infilling of condenser steam of ammonia in the period of start will be delineated the degree of cooling of components of generator component of ARI in an off-period, i.e. by duration of off-period and level of ambient temperatures. It talks that the well-known thesis – «than anymore time of off-period, the anymore economy», straight inapplicable to the refrigerators of absorption class.

Detectable in this case there is a consequence about non-admission of the considerable supercooling of components of construction of generator component of ARI in an off-period.

This condition comports and with the consequences of bank of researchers and developers of the domestic absorption refrigeration engineering.

Decreasing the degree of supercooling of components of generator component is possible either due to the buildup of thermal resistance head heat-insulation or due to their heating in an off-period.

The first way is related to the buildup of weight size attributes, second - perspective, but presently it is not enough studied.

Questions, related to hunting of energy-savings duties absorption condensers, were examined from middle of 50th of the last century. Likhareva N.V. offered the method of work of ARI with a two sectional heater one section of which is included constantly, and the second is periodically connected by thermouser. A decrease of energy consumption is 10-15 %. Such method of bureau was afterwards realized in the doublecamera refrigerators of "Sibir" company, including in the licensed designs of "Crystal-9" and "Crystal-9M".

A few other situations in refrigeration apparatuses with the high thermal resistance head of non-load-bearing constructions of condenser boxes, for example, in low temperature barrels (LTB) with «superinsulation». Unlike singlecamera or doublecamera designs in which correlation of temperatures is regulated in barrels, LTB potentially have large functional capabilities, because can, at presence of the fit collections of control, used in all of band of temperatures of storage, in-use in the way of life – from minus 18°C to plus 12°C, i.e. to become a multifunction refrigeration device.

In any case the heat-insulation coating of LTB must be designed considering work of ARI in «hard» operation conditions, therefore a multifunction design will possess the considerable supply of cool making at the positive temperatures of storage in the conditions of moderate and low temperatures of environment.

In multifunction LTB, executed on the class, behaviors of refrigeration storage can be realized with a minimum or with complete deficiency of warm, for example, temperature in a barrel plus 5...12°C, and ambient temperature plus 10°C. The time there is in this case a far fewer on-period non-working, therefore to carry out the permanent heating of components of generator component becomes inadvisable, i.e. in such terms more economical there will be position behavior of bureau.

Thus, it is possible to draw a conclusion about perspective (from positions of energy-savings) of investigations in area of follow-on of starting and transitional processes practical escape of which will be become by automated control the system universal seasonal condensers of absorption class.

## ЗМІСТ

## ПЛЕНАРНА ДОПОВІДЬ

РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ Титлов А.С. ....	4
---	---

**СЕКЦІЯ 1  
ЕКОЛОГІЯ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА  
ТА ЗБАЛАНСОВАНЕ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**

ОЦІНКА КАНЦЕРОГЕННОГО РИЗИКУ ДЛЯ ЗДОРОВ'Я НАСЕЛЕННЯ ВІД ЗАБРУДНЕННЯ АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ МІСТА ЗАПОРІЖЖА ВИКИДАМИ АВТОТРАНСПОРТУ Белоконь К.В., Ігнатченко К.О. ....	15
ОЦІНКА КАНЦЕРОГЕННОГО РИЗИКУ ДЛЯ ЗДОРОВ'Я НАСЕЛЕННЯ ВІД ЗАБРУДНЕННЯ АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ ВОЗНЕСЕНІВСЬКОГО РАЙОНУ МІСТА ЗАПОРІЖЖА ВИКИДАМИ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ Белоконь К.В., Янович Д.М. ....	19
МЕМБРАННА ОБРОБКА СТІЧНИХ ВОД ПІДПРИЄМСТВ ОЛІЙНО-ЖИРОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ Бондар С.М. ....	23
ЕКОЛОГІЧНІСТЬ СПОСІБІВ УТИЛІЗАЦІЇ ЗНОШЕНИХ ШИН Буличов В.В., Коломієць О.В., Лапіка А.А. ....	24
АНАЛІЗ ПОТЕНЦІАЛУ РОЗВИТКУ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ НА ШЛЯХУ ДО «ЗЕЛЕНОЇ ЕКОНОМІКИ» Женжеруха В.А., Голенкова О.І. ....	28
ПРОБЛЕМА ПИЛОВИДНИХ ВІДХОДІВ ПІДПРИЄМСТВ ГАЛУЗІ ХЛІБОПРОДУКТІВ І ШЛЯХИ ЇЇ ВИРІШЕННЯ Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б., Майлунець Н.В. ....	30
ПОДАВЛЕНИЕ ВЫБРОСОВ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б., Запорожец Д.Н. ....	34
ПРЕДПРИЯТИЯ ОТРАСЛИ ХЛЕБОПРОДУКТОВ – ИСТОЧНИКИ ВЫБРОСОВ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ И ВЗРЫВООПАСНЫХ ВЕЩЕСТВ Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б., Руссу Д. ....	35
ЕКОЛОГІЧНІ ХАРЧОВІ ПРОДУКТИ З ВИКОРИСТАННЯМ БЕЗВІДХОДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ УПАКОВКИ Коваль В.Г. ....	36
ОЦЕНКА ЭКОЛОГИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИДОРΟЖНЫХ ВОДНЫХ ОБЪЕКТОВ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ Кофанова Е. В., Борисов А. А. ....	37
РАДИОАКТИВНОЕ ЗАГРЯЗНЕНИЕ ТЕРРИТОРИЙ НЕФТЕДОБЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ И БИОАККУМУЛЯЦИЯ Кофанова Е. В., Тарикулиев А. Ф. ....	39
ПРОБЛЕМЫ ТВЕРДЫХ БЫТОВЫХ ОТХОДОВ В ГОРОДАХ Крусир Г. В., Ярмолович Ю.С. ....	41
КОМПОСТУВАННЯ ЯК МЕТОД УТИЛІЗАЦІЇ ХАРЧОВИХ ВІДХОДІВ Крусир Г. В., Зайцева Е. Ю. ....	42
ПОБІЧНІ ПРОДУКТИ ТА ВІДХОДИ ОЛІЙНО-ЖИРОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ. НАПРЯМИ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ Крусир Г. В., Скляр В.Ю. ....	43

Наукове видання

## **АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ**

**Матеріали XVII Всеукраїнської науково-  
технічної конференції**

*Мови видання: українська, російська, англійська*

Підписано до друку 17.10.2018 р.  
Формат 60×84/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.  
Друк офсетний. Ум. друк. арк. 11,39. Наклад 300 прим.  
Зам. № 1710/1.

Надруковано з готового оригінал-макету у друкарні «Апрель»  
ФОП Бондаренко М.О.  
65045, м. Одеса, вул. В.Арнаутська, 60  
тел.: +38 0482 35 79 76  
[www.aprel.od.ua](http://www.aprel.od.ua)

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до державного реєстру видавців ДК № 4684 від 13.02.2014 р.