

ПОИСК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНОСТИВНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АБСОРБЦИОННОЙ ВОДОАММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Осадчук Е.А., ассистент, Титлов А.С., д-р техн. наук, профессор,
Васылив О.Б., канд. техн. наук, доцент, Мазуренко С.Ю., магистр
Одесская национальная академия пищевых технологий, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112

Показаны перспективы применения теплоиспользующих холодильных машин в системах получения воды из атмосферного воздуха. Определены энергетически эффективные (по максимальному численному значению теплового коэффициента) режимы работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с регенеративным теплообменником растворов в зависимости от температуры охлаждающей среды, температуры объекта охлаждения, температуры греющего источника. Результаты представлены в виде аналитической и графической зависимости.

The prospects for the use of heat-chiller systems obtain water from the air. Defined energy-efficient (for the maximum numerical value of the coefficient of thermal) modes absorption water-ammonia refrigeration machine to regenerative heat exchanger solutions depending on the temperature of the cooling medium, cooling the temperature of the object, the temperature of the heating source. The results are presented in graphical form and the analytic dependency.

Ключевые слова: водоаммиачная абсорбционная холодильная машина, энергетическая эффективность, тепловой коэффициент, влияние условий эксплуатации.

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».

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. Ее суммарный объем составляет не менее 1.000.000.000.000 литров. По данным работы [1] средняя абсолютная влажность близ земной поверхности составляет 11 г/м³, а в тропических регионах она доходит до 25 г/м³ и выше. Большое количество стран тропического пояса страдает от отсутствия пресной воды, хотя ее содержание в атмосфере весьма значительно. Например, в Джибути в течении всего года практически не бывает дождей, но абсолютная влажность составляет 18...24 г/м³. Количество воды, проносящейся над каждым квадратом в 10 км² Аравийской пустыни или Сахары, равно по объему озеру площадью 1 км² и глубиной 50 м [1].

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

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). Например, в Нуакшоте (Мавритания) средняя месячная температура в мае–октябре составляет 27...30 °С, относительная влажность 60...80 %. Это означает, что в каждом кубическом метре воздуха содержится 20–24 г воды. При понижении температуры на 10...15 °С из каждого кубического метра можно выделить 10–14 г воды. В Израиле, например, 190–200 ночей характеризуются выгодными условиями для получения пресной воды из атмосферного воздуха (в Ашдоте, Тель-Авиве очень часто летом бывает 100 %-ная влажность воздуха).

Для повышения эффективности процессов конденсации паров воды используют интенсифицирующие элементы — холодоаккумуляторы (щебень), тепловые трубы, обеспечивающие передачу тепла на значительные расстояния и систему сорбентов, работающих в циклическом режиме «зарядки-разрядки».

Наибольшие перспективы имеют методы, связанные с работой автономных генераторов искусственного холода — холодильных машин, которые гарантировано обеспечивают температуру ниже точки ро-

сы. Известно, что 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.

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. 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 установок.

Необходимым условием работы компрессионной холодильной машины является наличие электрической энергии. В тоже время подавляющее число стран, испытывающих дефицит воды, ограничены и в энергоресурсах. Едва ли не единственным доступным источником энергии у них является солнце.

Таким образом проблема получения воды из атмосферного воздуха — актуальная научная и практическая задача, которая до настоящего времени не нашла своего решения, а большинство технических предложений остаются на уровне патентов.

Поэтому, в качестве наиболее перспективного направления нами выбрано использование модернизированных абсорбционных холодильных машин (АХМ), работающих от источника низкопотенциального тепла — солнечной энергии. Одним из многообещающих направлений является возможность использования существующей инфраструктуры солнечных нагревателей воды. Суммарный объем площадей солнечных коллекторов (СК в мире составляет более 110 млн.м².

Анализ режимных характеристик АХМ показал, что основные проблемы, которые надо решить при использовании их в системах получения воды следующие: во-первых, разработать конструкции АХМ с воздушным охлаждением теплорассеивающих элементов, а во-вторых, предложить цикл, который можно было бы реализовать в условиях тропических температур наружного воздуха и уровне температур традиционных водяных солнечных коллекторов (80...100 °С).

В таких условиях наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачных холодильных машин (АВХМ), которые позволяют провести необходимую модификацию цикла.

В связи с выбором АВХМ необходимо отметить, что в последние годы в связи с неблагоприятным техногенным воздействием на окружающую среду систем холодильной техники все большее внимание уделяется природным холодильным агентам. Последние документы уже четко регламентируют применение конкретных природных холодильных агентов для различных типов холодильных машин: для бытовых и торговых холодильников — пропан; для средних холодильников — углекислота; для крупных систем — аммиак.

АВХМ в отличии от аналогов — бромистолитиевых абсорбционных холодильных машин и парожеткорных водяных холодильных машин, холодильным агентом в которых является вода, имеют более широкую область применения, в частности, в области отрицательных температур до минус 50 °С. Для их работы можно использовать самые различные источники тепловой энергии: технологический пар, горячую воду, отходящие газы печей, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания. АВХМ кроме задач кондиционирования воздуха могут быть использованы и в холодильниках при длительном хранении замороженных продуктов и сельскохозяйственного сырья.

Особый интерес представляют АВХМ работающие на возобновляемых источниках энергии, в частности, на энергии солнечного излучения. Такой интерес связан с возможностью круглогодичного использования солнечных коллекторов, находящихся в настоящее время широкое применение в системах отопления и горячего водоснабжения. Предполагается, что при избытке солнечной энергии в теплый период года часть ее можно направлять на генератор АВХМ для производства искусственного холода. Полученный холод можно использовать как в системах кондиционирования, так и в холодильниках.

Несмотря на кажущуюся легкость применения АВХМ, нет уверенности в эффективности ее использования в системе с СК. В первую очередь это связано с уровнем температур греющего теплоносителя, т.е. с выбором типа СК. Так, традиционные водяные СК работают в диапазонах температур 80...100 °С, а вакуумные — до 250 °С. Соответственно, последние имеют и большую стоимость.

Известно [4], что энергетическая эффективность АВХМ с бинарным рабочим телом зависит от двух температур из трех возможных температур: температуры охлаждающей среды (T_{oc}); температуры объекта охлаждения ($T_{об}$); температуры греющего источника ($T_{гр}$). Имеется теоретическая зависимость для идеального цикла АВХМ [4], которая не учитывает реальных условий эксплуатации.

Цель работы — требуется найти температуру греющего источника, при которой цикл АВХМ будет иметь максимальную энергетическую эффективность при заданных температурах объекта охлаждения ($T_{об}$) и охлаждающей среды (T_{oc}), т.е. при заданных условиях эксплуатации АВХМ.

Для анализа использована традиционная схема АВХМ с регенеративным теплообменником растворов (РТО) [2] (рис. 1). Для расчета цикла АВХМ был использован известный алгоритм [4-6], в котором термодинамические параметры (температура, давление, удельный объем) и функция состояния (энтальпия) определяются по оригинальным собственным аналитическим соотношениям [4].

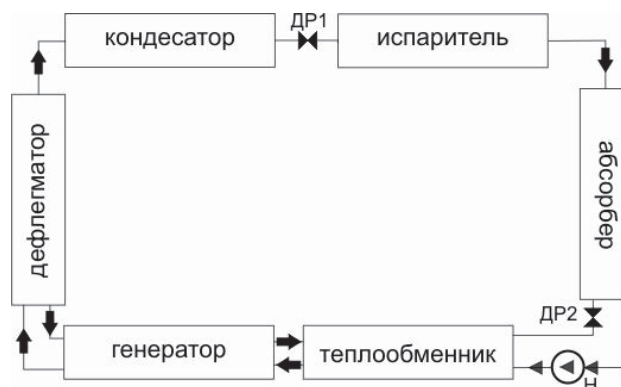


Рис. 1 – Схема АВХМ использованная для анализа (ДР1, ДР2 – дроссель 1 и 2; Н – насос)

Исходные данные для расчета формировались с учетом опыта эксплуатации АВХМ с жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов и рассольным — испарителя [6-7]. Исходные данные: температура охлаждающей среды $T_{oc} = 25...35$ °С; температура объекта охлаждения $T_{об} =$ минус 30...15 °С; температура греющего источника $T_{гр} = 80...185$ °С; перепады температур на рабочих элементах (на генераторе) — 10 °С; перепад температур по высоте генератора — 10 °С; перепад температур на теплорассеивающих элементах (конденсатор, абсорбер, дефлегматор) — 5 °С; перепад температур на испарителе — 5 °С; перепад температур на РТО — 5 °С.

С учетом известных методик [4, 5] определены температуры: конденсации и испарения аммиака; высшая и низшая ВАР; слабого ВАР на выходе из РТО.

Определено давление конденсации и испарения аммиака.

Массовая доля аммиака в: ВАР на выходе и входе генератора; паровом потоке на выходе генератора; стекающей флегме.

Определялась кратность циркуляции раствора и флегмы.

Найдены удельные энтальпии: слабого ВАР на выходе генератора; слабого ВАР на выходе РТО; крепкого ВАР на входе в генератор; крепкого ВАР на выходе абсорбера; при температуре кипения ВАР; флегмы; пара на выходе генератора; пара чистого аммиака после дефлегматора.

Определены удельные тепловые нагрузки аппаратов (дефлегматора, генератора, конденсатора, испарителя, абсорбера).

В конце алгоритма определяется тепловой коэффициент.

Проведено аналитическое исследование цикла АВХМ с регенеративным теплообменником и построены зависимости температуры греющего источника при различных температурах объекта охлаждения и охлаждающей среды, обеспечивающие максимальную энергетическую эффективность в данных условиях (рис. 2).

Построена и определена аналитическая зависимость между температурой охлаждающей среды (T_{oc}), температурой объекта охлаждения ($T_{об}$) и температурой греющего источника ($T_{гр}$) при условии максимального значения теплового коэффициента.

Зависимость имеет следующий вид:

$$T_{гр} = \frac{47,74648658 - 1,01853416T_{окр} + 0,013464939T_{окр}^2 - 1,12675283T_{об} + 0,02319431T_{об}^2 - 0,00017897T_{об}^3}{1 - 0,03803459T_{окр} + 0,00049505T_{окр}^2 - 0,00750582T_{об} + 0,000151575T_{об}^2}$$

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

Полученные выше зависимости не учитывают работу циркуляционного насоса. Для оценки такого влияния были проведены соответствующие расчеты реального теплового коэффициента цикла АВХМ.

$$\eta_{real} = \frac{Q_0}{Q_h + L_h}$$

где Q_o — холодопроизводительность;
 Q_h — тепловая мощность генератора АВХМ;
 L_i — мощность насоса.

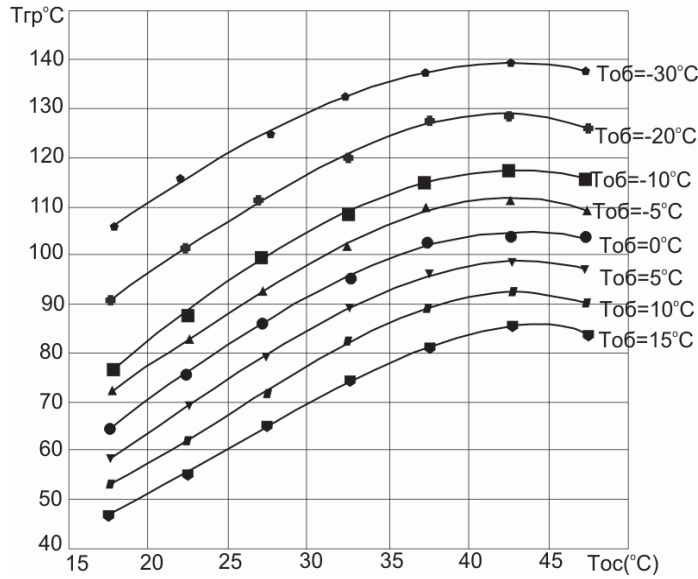


Рис. 2 – Зависимость температуры греющего источника от температуры охлаждающей среды при различных значениях температуры объекта охлаждения и при максимальном значении теплового коэффициента

Вид поверхности, которую описывает аналитическая зависимость, приведен на рис. 3.

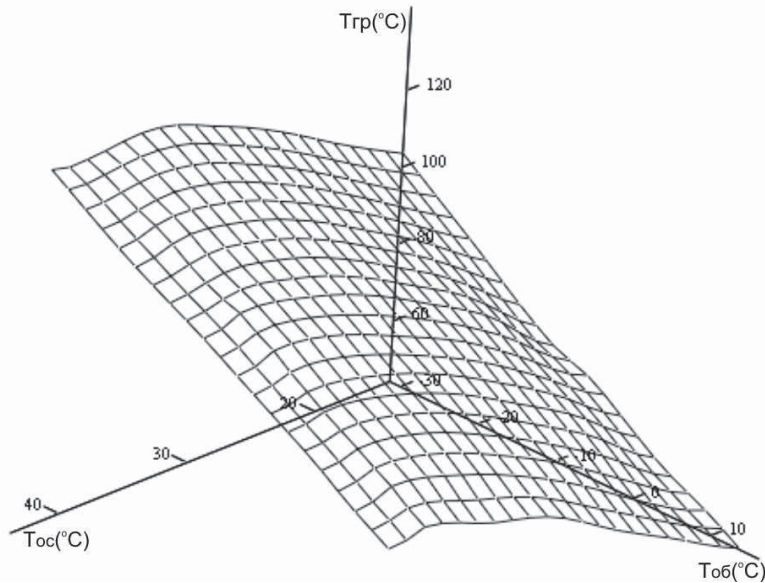


Рис. 3 – Зависимость между температурами греющего источника ($T_{об}$), объекта охлаждения ($T_{ос}$) и окружающей среды ($T_{гр}$) при максимальном численном значении теплового коэффициента цикла АВХМ с регенеративным теплообменником растворов

Выводы

1. С использованием известных методик расчета получены результаты, позволяющие проводить расчет температуры источника греющей среды АВХМ, обеспечивающей максимальную энергетическую эффективность при работе в широком диапазоне параметров ($T_{ос} = 25..35$ °C; $T_{об} =$ минус 30..15 °C; $T_{гр} = 80..185$ °C).

2. Работа циркуляционного насоса не превышает 0,5 % от тепловой мощности генератора, и практически не влияет на энергетические характеристики АВХМ.

Литература

1. Алексеев В.В., Чекарев К.В. Получение пресной воды из влажного воздуха // Аридные экосистемы. – 1996. – Т. 2. – № 2-3.
2. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы: Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.
3. Ваш Солнечный Дом. Все для автономного и резервного энергоснабжения // <http://solarhome.ru>.
4. Бадилькес И.С. Абсорбционные холодильные машины. / И. С. Бадилькес, Р. Л. Данилов. – М.: Пищевая промышленность, 1996. – 356 с.
5. Галимова Л.И. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: Курс лекций // Л.И. Галимова. – Астрахань, изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
6. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – Вип. 38. – Т. 2. – С. 393-405.
7. Осадчук Е.А. Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водород-аммиачного раствора / Осадчук Е.А., Титлов А.С. // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – Вип. 39. – Т. 1. – С. 178-182.

УДК [621.565:664.045.5]:66.012-52

РАЗРАБОТКА СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БЫТОВЫМИ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ

Титлова О.А., канд. техн. наук, ассистент, Холодков А.О., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Приведены новые системы автоматического управления (САУ) абсорбционными холодильными приборами (АХП). Обоснована концепция управления, предполагающая переход от позиционных к непрерывным (квазинепрерывным) алгоритмам и реализацию новых функций, обеспечивающих во всех режимах работы АХП необходимую степень очистки пара аммиака от воды и минимизацию потерь тепла. Исследованы изменения статических и динамических свойств АХП при изменениях интенсивности отвода тепла от внешней поверхности дефлегматора в окружающую среду и подводимой к генераторному узлу тепловой мощности. Показано, что существует как минимум три основных диапазона тепловой мощности — не запуск генератора, неоптимальной и квазиоптимальной эффективности работы.

The new automatic control systems (ACS) of absorption refrigerators (AR) are presented. The control concept, which presumes the transition from position to continuous (quasi-continuous) algorithms and realization of the new functions providing for all operating modes of AR the necessary degree of purification of the ammonia vapor from water and minimization of the heat losses, is substantiated. The changes of the static and dynamic properties of the AR The changes of the static and dynamic characteristics with changes in the intensity of heat rejection from the dephlegmator outer surface into the environment and supplied to the generator output, are explored. It is shown that there are at least three basic heat output ranges — not launching the generator, quasi-optimal and sub-optimal efficiency of work.

Ключевые слова: АХП, САУ, энергетическая эффективность, дефлегматор, метод косвенного контроля качества очистки аммиака, концепция построения эффективной САУ.

Использование искусственного холода является приоритетным способом длительного хранения пищевых продуктов. При стабильных температурных режимах он позволяет сохранить их первоначальные свойства без существенных изменений. Основными источниками искусственного холода являются компрессионные и абсорбционные холодильные приборы (КХП и АХП). Основным преимуществом КХП, которое обусловило их широкое распространение, является более высокая энергетическая эффективность. Системы автоматического управления (САУ), как КХП, так и АХП, обеспечивают только стабилизацию температур в охлаждаемых камерах. При этом они традиционно реализуют простейшие позиционные алгоритмы. Для КХП это сводится к периодическим включениям и отключениям компрессора, а для АХП — периодическому подводу тепловой мощности к генераторному узлу. Такие алгоритмы управления обуславливают значительные амплитуды колебаний температур в охлаждаемых камерах и смещение среднего значения этих колебаний относительно заданных значений. В конечном итоге это приводит к снижению качества хранящихся продуктов.