

ISSN 0453-8307

ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОСТІ

ХVІ ВСЕУКРАЇНСЬКА
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ МОЛОДИХ
УЧЕНИХ ТА СТУДЕНТІВ
(14 квітня 2016 р.)

Збірник наукових праць
Секція 2: «Теплофізика, теплоенергетика, наноматеріали та
нанотехнології»



ОДЕСА 2016

УДК 547; 37.022

Еколого-енергетичні проблеми сучасності / Збірник наукових праць всеукраїнської науково - технічної конференції молодих учених та студентів. Одеса, 14 квітня 2016 р. – Одеса, Видавництво ОНАХТ, - 2016р. – 95 с.

Збірник включає наукові праці учасників, що об'єднані по темам: теплофізичні проблеми в різних галузях науки і техніки; енергетика і енергозбереження в сучасних виробництвах.

Матеріали подано українською, російською та англійською мовами.

ISSN 0453-8307 © Одеська національна академія харчових технологій

вариант традиционной АВХМ с теплообменником растворов и с бустер-компрессором на магистрали подачи пара аммиака в конденсатор.

С помощью оригинального алгоритма расчета циклов АВХМ был проведен анализ циклов АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором.

Интерес представлял своеобразный «модифицированный холодильный коэффициент» (МХК) цикла АВХМ (η), который представляет собой отношение полезного эффекта (искусственного холода) с затраченной в циркуляционном насосе и бустер-компрессоре электрической мощности.

С учетом того, что тепловая энергия греющего источника поступает от СК, ее, как бы полученную даром, мы не учитывали.

Анализ результатов расчетов показывает, что с повышением температуры греющего источника от 80 °С до 100 °С эффективность АВХМ возрастает почти в 2 раза.

Интерес представляет и сравнение цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором и цикла пароконденсационной 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 АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором показали, что имеют место энергетические преимущества у АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором даже перед идеальным холодильным циклом Карно, начиная с уровня температур греющего источника 100 °С.

Энергетическое преимущество в рассмотренном диапазоне температурных параметров составляет от 11 до 24 %.

Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.

УДК 621.575:620.91:662.997

ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ БЕЗНАСОСНЫХ АВТОНОМНЫХ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Озолин Н.Е., Янчев И.С.

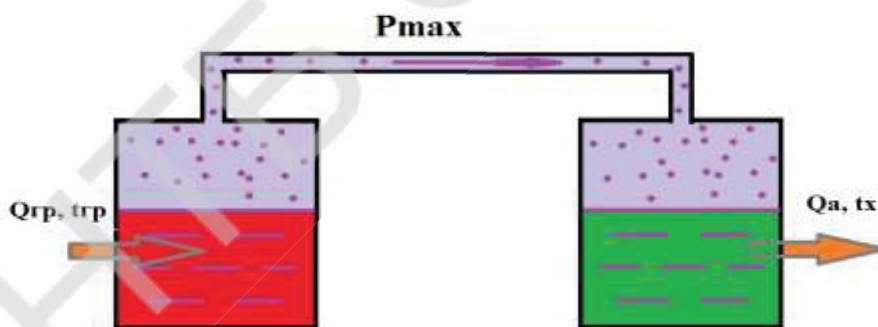
Одесская национальная академия пищевых технологий

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 [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. Поэтому одной из важнейших задач является развитие технологий позволяющих извлекать воду из воздуха, причем непосредственно на месте, где она необходима. Как показывает анализ [2], наибольшие перспективы имеют методы, связанные с работой генераторов искусственного холода – холодильных агрегатов, которые гарантировано обеспечивают температуру воздушного потока ниже температуры точки росы. Особый интерес среди различных холодильных систем представляют абсорбционные

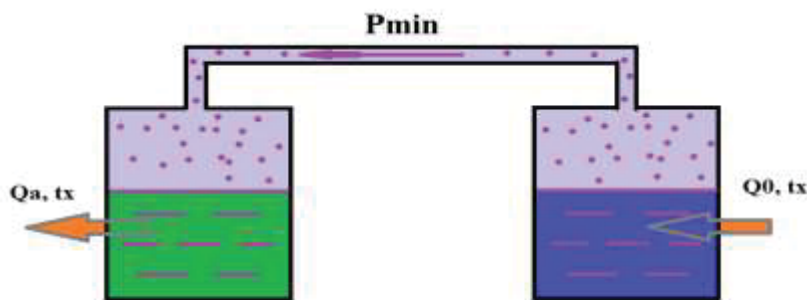
водоаммиачных холодильные агрегаты периодического действия (АВХА ПД), в которых при реализации холодильного цикла отсутствуют какие либо движущиеся элементы.

Схема потоков в АВХА ПД в различные периоды его работы приведена на рис.1. В период зарядки АВХА ПД, на генератор поступает тепловой поток $Q_{гр}$, при температуре $t_{гр}$. В начальный период, когда зоны АВХА ПД находятся при одинаковых температурах, равных температуре окружающей среды, состав рабочего тела (ВАР) одинаков в обеих зонах. Абсорбер-испаритель находится при температуре атмосферного воздуха ($t_{хол}$) и отводит теплоту абсорбции Q_a . В период зарядки (рис.1.а), происходит перемещение преимущественно легкокипящего компонента (аммиака) из генератора-абсорбера (Г-А) в зону абсорбера-испарителя (А-И). Температура при этом в Г-А увеличивается от температуры окружающей среды до некоторой температуры $t_{гр}$, значение которой определяется начальным составом ВАР. В конце процесса выпаривания, температура в Г-А $t_{гр} \Rightarrow \max$, давление в системе также максимально, а температуру А-И принимаем постоянной и равной t_x . В это же время, максимальная доля аммиака в ВАР находится в А-И, а минимальная – в Г-А.

В период охлаждения (рис. 1.б), зона Г-А переходит в область температур окружающей среды, т. е. тепловой поток от источника тепла блокируется, а на внешнюю поверхность подаётся наружный воздух. За счёт смещения равновесия в ВАР, при понижении температуры в Г-А система переходит в зону пониженных давлений. Во внутреннем объёме АВХА ПД, давление падает до минимального (в первоначальный момент) значения P_{\min} . Насыщенный аммиаком ВАР в А-И в этот момент вскипает с отводом тепла от потока наружного воздуха. При охлаждении ВАР, в Г-А из окружающей среды за счёт разности температур возникает тепловой поток Q_0 , который и представляет собой холодопроизводительность АВХА ПД. Образующийся пар аммиака абсорбируется в зоне Г-А с отводом теплоты абсорбции Q_a в окружающую среду с температурой t_x . В этом процессе происходит монотонное увеличение давления с соответствующим ростом температуры в зоне А-И. Воздушный поток, который омывает наружную поверхность А-И, охлаждается до температур ниже точки росы, и из него выпадает конденсат воды. Процесс охлаждения происходит до установления температурного равновесия в зонах Г-А и А-И.



а)



б)

Рисунок 1– Схема потоков тепла и массы при работе АВХА ПД
а) – работа в период зарядки; б) – работа в период охлаждения

Для практической реализации такого устройства необходимо оценить его холодопроизводительность при работе в различных климатических условиях, с перспективой максимального использования в засушливых жарких зонах планеты. Эта холодопроизводительность будет определяться количеством тепла, отобранного от воздуха при его охлаждении ниже температуры точки росы. В связи с этим, исходные данные будут включать температуру и влагосодержание атмосферного воздуха и возможную максимальную температуру греющего источника $t_{гр}$. На начальном этапе расчёта задавались равновесным начальным составом ВАР – $x_{нач}$ (в жидкой фазе) и $y_{нач}$ (в паровой фазе). При расчёте принято количество ВАР в Г-А и А-И одинаковым.

Задачей термодинамического расчёта АВХА ПД является определение рабочего диапазона с оценкой холодопроизводительности, которая и определяет производительность установки по извлечению воды из атмосферного воздуха методом механического осушения (обеспечения в зоне контакта стенки и воздуха температуры ниже точки росы).

Расчёт проведён для диапазона режимных параметров:

а) температура греющего источника (на стенке генератора) $t_{гр} = 65..95$ °С;

б) температура «холодного» источника (температура атмосферного воздуха) $t_x = 25..45$ °С;

в) максимальная рабочая температура в зоне охлаждения принималась равной 10 °С.

Анализ полученных результатов показал, что при увеличении температуры греющего источника снижается доля аммиака в зоне генерации, что позволяет в период охлаждения получить более высокий движущий потенциал поглощения в процессе абсорбции, т.е. имеется возможность увеличить холодопроизводительность АВХА ПД и, соответственно, производительность установки по извлечению воды из атмосферного воздуха.

С ростом температуры атмосферного воздуха минимальное давление в системе (при фиксированном составе в зоне генерации) возрастает, причём этот рост больший при больших значениях X_{min} . Это говорит о том, что при увеличении температуры атмосферного воздуха, и росте давления в системе повышается и температура в зоне охлаждения, т. е. холодопроизводительность АВХА ПД снижается.

Для оценки холодопроизводительности АВХА ПД в области «полезных» (температура в зоне охлаждения не выше 10 °С) параметров был проведен расчёт среднеинтегрального за рабочий период «зарядки-разрядки» значения теплоты парообразования аммиака. Показано, что холодопроизводительность возрастает с увеличением температуры греющего источника. Так, при $t_x = 25$ °С и $X_{min} = 0,3$, при росте $t_{гр}$ от 65 до 95 °С, рост q_0 составляет от 650 до 2800 кДж. При $t_x = 35$ °С, q_0 увеличивается от 50 кДж до 1200 кДж. При $t_x = 45$ °С режим работы АВХМ не реализуется при температурах греющей среды ниже 95°С. При низких температурах атмосферного воздуха можно получить достаточно высокие значения

холодопроизводительности, увеличив количество аммиака в ВАР в зоне генерации. Так, аналогичные значения $q_0 = 2650$ кДж при $t_x = 25$ °С можно получить и при $t_{гр} = 95$ °С и $X_{\min} = 0,3$, и при $t_{гр} = 65$ °С и $X_{\min} = 0,5$.

Информационные источники:

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 [Текст]: монография / Б.Х. Перельштейн ; Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.

Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАИТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.

УДК 621.5.043

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ И РАЗРАБОТОК ГЕНЕРАТОРОВ АБСОРБИЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ (АХА)

Осадчук Е.А., Богач В.В.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Генератор в схемах современных АХА предназначен для получения пара холодильного агента с одновременным подъемом жидкого ВАР на заданную высоту. Известны и конструкции АХА [141], в которых процессы генерации и подъема разделены, однако они не нашли широкого применения из-за сложности конструкции.

Метод расчета подъема жидкости под воздействием собственных паров изложен в монографии В. Нибергала [1]. Для характеристики этого процесса введен специальный критерий – объемный коэффициент подачи генератора b ,

который представляет собой отношение объема поднятой жидкости V' к объему одновременно полученного пара V''

$$b = \frac{V'}{V''}. \quad (1)$$

При проведении расчетов термодинамических параметров цикла АХА используется также и массовый коэффициент подачи, который является отношением соответствующих масс или массовых расходов [2]

$$b^* = \frac{M}{M} = \frac{G}{G}. \quad (2)$$

Каттанео [3] отметил изменения в структуре двухфазного потока в процессе подачи – при малом диаметре трубы образуются паровые поршни или паровые «пробки», которые вытесняют в верхнюю часть соответствующие жидкостные «пробки». При увеличении диаметра трубы по ней течет смесь паровых пузырей и жидкости (смешанная подача), при этом смешанный режим течения можно достичь и увеличением тепловой нагрузки генератора.

Аналогичные результаты были получены и Нессельманом [4] на трубках с внутренними диаметрами 11...15 мм на воде при атмосферном давлении.

Анализируя результаты экспериментальных исследований [2, 3], Нибергал [1] отмечает неопределенность с распространением значений b на другие вещества и бинарные смеси и диапазоны режимных параметров. Тем не менее, результаты Каттанео и Нессельмана позволяют сделать ряд следующих выводов качественного характера.

Для увеличения значения b необходимо чтобы:

ГЛОСАРІЙ

<i>Алексеева В.А.</i>	3
<i>Агарков В.В.</i>	94
<i>Андерсон О.Ю.</i>	4
<i>Архипова Л.М.</i>	59
<i>Банде Т.М.</i>	31
<i>Білоус І.Ю.</i>	72
<i>Богач В.В.</i>	83
<i>Боднар І. О.</i>	5
<i>Бочкова О. Ю.</i>	41
<i>Будниченко А. А.</i>	9
<i>Вороненко Ю. Є.</i>	7
<i>Гарягоєв Б.</i>	10
<i>Гижко А. В.</i>	41
<i>Годунов П.А.</i>	12
<i>Горобченко Ю.С.</i>	30
<i>Григор'єв О. А.</i>	14, 16
<i>Гринюк В.І.</i>	38
<i>Гурбангельдієв Іляс</i>	19
<i>Двирный В.В.</i>	75
<i>Двирный Г.В.</i>	75
<i>Дідук К.А.</i>	77
<i>Евсюкова Д.Ю.</i>	50
<i>Єлгасєва М.О.</i>	74
<i>Жеплінська М.М.</i>	20
<i>Зайцев Д.В.</i>	52
<i>Іванов В.В.</i>	54
<i>Йоллыєв К.</i>	22
<i>Карташова М.В.</i>	31
<i>Коваленко В.И.</i>	50
<i>Козаченко И. С</i>	23
<i>Крушенко Г.Г.</i>	75
<i>Кульгейко А. Н.</i>	39

<i>Лазарів І.Р.</i>	24
<i>Лещенко В. В.</i>	43
<i>Лук'янова О.С.</i>	56
<i>Мазуренко С.Ю.</i>	79
<i>Макеева Е.Н.</i>	57
<i>Манюк О.Р.</i>	59
<i>Морозов А.А.</i>	93
<i>Мельник Е.И.</i>	47
<i>Нгуєн Ван Фук</i>	61
<i>Нижников А.А.</i>	26
<i>Никитенко Д.А.</i>	27
<i>Озолин Н.Е.</i>	81
<i>Осадчук Е.А.</i>	83, 86
<i>Осипенко Н.С.</i>	63
<i>Павлів Л.В.</i>	65
<i>Петрикєєв М.М.</i>	4
<i>Полторацький М.И.</i>	29
<i>Помазкина А.Ю.</i>	63
<i>Привалова А.А.</i>	30
<i>Продан Я.М.</i>	33
<i>Радош С.А.</i>	57
<i>Решетникова С.Н.</i>	75
<i>Савинков П.В.</i>	79
<i>Сенчук В.О.</i>	34
<i>Сирбул А. О.</i>	77
<i>Снятков М.В.</i>	71
<i>Соколюк А.В.</i>	69
<i>Солодка А.В.</i>	67
<i>Спильная Е.А.</i>	69
<i>Стоянов С.В.</i>	71
<i>Суходуб І.О.</i>	61
<i>Тіхоненко Р. О.</i>	43

<i>Тумбуркат К.</i>	90, 92
<i>Тодосенко А.В.</i>	33
<i>Триль А.</i>	95
<i>Федичина А.В.</i>	36
<i>Феськова В.П.</i>	27
<i>Хмура А.А</i>	88

<i>Шарана В.И.</i>	91
<i>Шевченко О.М.</i>	72
<i>Шеламов А.А.</i>	29
<i>Юфанова Т.С.</i>	45
<i>Юшкевич А.В.</i>	30
<i>Янчев И.С.</i>	81

НТБ ОНАХТ

**ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ
ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОСТІ**

**ХVІ ВСЕУКРАЇНСЬКА
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ МОЛОДИХ УЧЕНИХ ТА
СТУДЕНТІВ
(14 квітня 2016 р.)**

**Збірник наукових праць
Секція 2: «Теплофізика, теплоенергетика, наноматеріали та
нанотехнології»**

НТБ ОНАХТ

Підписано до друку 12.04.2016 р. Формат 60x84 1/16.
Гарн. Таймс. Умов.- друк. арк5,1. Тираж 25 прим.
Замовл. №.791
ВЦ «Технолог»