


УДК 621.575.932

Поиск методов повышения энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов

А. С. Титлов , И. Н. Ищенко, О. А. Титлова, А. О. Холодков, Ю. А. Очеретяний

Одесская национальная академия пищевых технологий, Канатная, 112, Одесса, 65039, Украина

 e-mail: titlov1959@gmail.com


Проведен анализ влияния уровня температур воздуха окружающей среды на уровень давления в системе абсорбционного холодильного агрегата, на эффективность процессов дефлегмации, генерации, абсорбции и испарения. В результате проведенного расчета показан положительный эффект при снижении уровня рабочего давления в системе – при увеличении давления от 12 бар до 20 бар удельные затраты тепла на выпаривание 1 кг аммиака снижаются на 7,8%. Предложен способ внешнего обдува теплорассеивающих элементов, который обеспечивает эффект давления в системе.

Ключевые слова: энергетическая эффективность; абсорбционный холодильный прибор; абсорбционный холодильный агрегат; влияние температуры окружающей среды; внешний обдув теплорассеивающих элементов.

Пошук методів підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів

О. С. Титлов , І. Н. Іщенко, О. А. Титлова, А. О. Холодков, Ю. А. Очеретяний

Одеська національна академія харчових технологій, Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна

 e-mail: titlov1959@gmail.com

Проведено аналіз впливу рівня температур повітря навколишнього середовища на рівень тиску в системі абсорбційного холодильного агрегату, на ефективність процесів дефлегмації, генерації, абсорбції та випаровування. В результаті проведеного розрахунку показаний позитивний ефект при зниженні рівня робочого тиску в системі - при збільшенні тиску від 12 бар до 20 бар питомі витрати тепла на випаровування 1 кг аміаку знижуються на 7,8%. Запропоновано спосіб зовнішнього обдування теплорозсіюючих елементів, який забезпечує ефект тиску в системі.

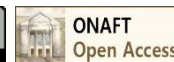
Ключові слова: енергетична ефективність; абсорбційний холодильний прилад; абсорбційний холодильний агрегат; вплив температури навколишнього середовища; зовнішній обдув теплорозсіюючих елементів.

DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i2.591>

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Введение

Для обеспечения сохранности пищевой продукции применяются множество технологий. Однако ни одна технология переработки, кроме охлаждения, не способна продлить срок хранения продуктов и одновременно сохранить их первоначальные свойства.

Важную роль при обеспечении надлежащего качества пищевых продуктов имеет непрерывная холодильная цепь (НХЦ). НХЦ представляет собой совокупность средств холодильной техники и технологий, а также организационных мероприятий, обеспечивающих необходимые режимы холодильной обработки и хранения сельхозсырья и продуктов на всем пути их следования – от производителя до потребителя. НХЦ включает в себя холодильные системы в местах заготовки сырья, холодильные мощности перерабатывающих предприятий, транспортные рефрижераторы, распределительные

охлаждаемые терминалы, торговые холодильники, бытовые холодильники [1].

Как показывает многолетний опыт наибольшее отклонение от рекомендуемых и оптимальных режимов в части хранения и энергопотребления имеют место в бытовых холодильниках [2]. В значительной мере это связано с субъективным человеческим фактором и отсутствием систем управления, которые могли бы устранить его.

В настоящее время в бытовой холодильной технике наибольшее распространение получили холодильники на базе ПКХМ – компрессионные холодильные приборы (КХП). Пользователей привлекает достаточно высокая энергетическая эффективность, надежность, простота эксплуатации. Вместе с тем в настоящее время разработчикам КХП приходится сталкиваться с рядом таких проблем, как: запрет на применение озоноразрушающих хладагентов, в частности R12 и R22, и переход

на новые синтезированные и природные рабочие тела и масла; безальтернативный источник энергии – электрическое напряжение промышленной частоты с нормированными характеристиками; низкий ресурс работы компрессора в условиях нестабильных характеристик питающего напряжения и высокая стоимость при замене (половина от стоимости нового холодильника).

Альтернативой КХП, особенно в бытовой холодильной технике, являются абсорбционные холодильные приборы (АХП). В состав АХП входят абсорбционные холодильные агрегаты (АХА), которые реализуют безнасосный абсорбционно-диффузионный холодильный цикл [3]. Рабочее тело АХА состоит из природных компонентов – водоаммиачного раствора (ВАР) с добавкой инертного газа (водорода, гелия либо их смеси) и является абсолютно экологически безопасным, т.е. имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парникового» эффекта [4].

АХА имеют и ряд уникальных качеств [1, 5]: бесшумность, высокая надежность и длительный ресурс работы; возможность использования в одном агрегате нескольких различных источников тепла – как электрических, так и неэлектрических (теплота сгорания природного газа, биогаза, дизельного топлива, керосина, энергия солнечного излучения); возможность работы с низкокачественными источниками электрической энергии при напряжении в сети до 160 В (например, электрическая энергия, генерируемая простейшими ветро- и гидроэнергетическими установками с высокой нестабильностью напряжения и частоты, электроэнергия бортовой сети автомобилей).

Однако при многочисленных достоинствах АХП имеют существенный недостаток – большее, по сравнению с компрессионными аналогами, потребление электрической энергии при эксплуатации. Так было показано [6], что в классе одно- и двухкамерных моделей бытовых холодильников с полезным объемом от 100 до 350 дм³, преимущество по энергопотреблению компрессионных аналогов достигает 200...600 %, а морозильников – 400...900 %.

Таким образом, актуальной является задача снижения потребления электрической энергии при эксплуатации бытовых АХП. Решение задачи позволит АХП успешно конкурировать с компрессионными аналогами и занять достойное место на рынке бытовой холодильной техники.

Как было показано в работах [7], значительные успехи в снижении энергетических затрат при эксплуатации АХП могут быть достигнуты при учете изменения температуры наружного воздуха, в частности, воздушной среды помещения.

1 Анализ режимов работы АХП в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды

Уровень температуры окружающей среды $t_{o.c.}$ создает в АХП температурные напоры: в охлаждаемые камеры ($\Delta t_{ок(i)}$) и на теплообменниках элементов АХА ($\Delta t_{мэ(i)}$).

При анализе рассмотрим работу АХП при температуре $t_{o.c.} = 25^{\circ}\text{C}$, при которой определяется суточное энергопотребление согласно нормативным документам [8]. Рассмотрим детально влияние увеличения температуры $t_{o.c.}$ на режимы работы АХП в целом.

В этом случае, во-первых, возрастает температурный напор $\Delta t_{ок(i)}$ и увеличивается теплоприток в охлаждаемые камеры из окружающей среды. Для его компенсации необходимо дополнительная холодопроизводительность испарителя АХА и, следовательно, дополнительные энергозатраты в генераторе.

Во-вторых, увеличение $t_{o.c.}$ приводит к росту температур в теплообменниках элементов АХА – дэфлегматоре, конденсаторе и абсорбере. Этот рост температур связан с необходимостью отвести фиксированное количество тепла при неизменных габаритах. Рост температуры конденсации аммиака приводит к дополнительному оттеснению инертного газа из конденсатора и, соответственно, к росту давления в системе.

Как показывает анализ, рост давления в системе неблагоприятно влияет на диффузионные процессы, проходящие в испарителе и абсорбере АХА, так как коэффициент диффузии обратно пропорционален абсолютному давлению в системе [9]. В то же время одновременный рост температуры и давления в абсорбере сдвигает равновесие ВАР в сторону больших содержания аммиака в ВАР [10] и, как следствие, повышается интенсивность процесса абсорбции, несмотря на некоторое ухудшение диффузионных процессов.

Рост давления в системе вызывает соответствующее увеличение температур в генераторе и удельных затрат энергии на выпаривание ВАР [11].

К положительному моменту работы АХП в условиях повышенной температуры воздуха окружающей среды можно отнести минимальные потери с поверхности теплоизоляционного кожуха генераторного узла АХА.

Резюмируя вышесказанное и учитывая результаты экспериментальных исследований АХП [7] можно утверждать, что рост температуры $t_{o.c.}$ приводит к необходимости дополнительных затрат энергии.

Снижение температуры $t_{o.c.}$ приводит к уменьшению давления в системе, при этом возрастает интенсивность диффузионных процессов и процессов массообмена [9] и увеличиваются перепады температур на теплообменниках элементов. Все элементы АХА начинают работать с запасом по поверхности теплообмена. Уровень температур в генераторе снижается и, соответственно, снижаются дополнительные энергозатраты на выпаривание ВАР. Все эти факторы способствуют повышению энергетической эффективности цикла АХА.

Тем не менее, как показывает анализ работы современных АХП [7], их энергетическая эффективность при снижении температуры $t_{o.c.}$ неадекватна возможностям, связанным с улучшением условий теплообмена теплообменников элементов и меньшими теплопритоками в охлаждаемые камеры. Такая ситуация определяется двумя факторами.

Первый и основной – подъемный участок дефлегматора работает как конденсатор аммиака, а конденсат стекает в генератор. Второй фактор – большая часть подведенного тепла рассеивается в окружающую среду.

В итоге – в конденсатор и далее в испаритель поступает незначительное количество аммиака, которое даже и при благоприятных условиях работы не может обеспечить требуемых условий охлаждения в охлаждаемых камерах. Анализ существующих моделей АХП показал, что не все они могут работать в классе *SN*, т.е. в диапазоне температур $t_{o.c.} = 10...32^{\circ}\text{C}$.

Усилия разработчиков в последние годы были направлены на достижение работоспособности АХП в данном диапазоне температур. Задача достижения работоспособности была решена, но при этом энергетическая эффективность в расчет не принималась.

В настоящее время сложилась парадоксальная ситуация, когда стандартные АХП при крайне благоприятных условиях эксплуатации с температурой $t_{o.c.} = 10...12^{\circ}\text{C}$ потребляют лишь немногим меньше энергии, чем в условиях больших температур $t_{o.c.} = 24...25^{\circ}\text{C}$.

С учетом полученных выше результатов, рассмотрим возможность повышения энергетической эффективности АХА путем изменения давления в системе и для этого проведем соответствующий термодинамический анализ самого неблагоприятного, с точки зрения энергетических потерь [7], элемента АХА – генератора.

2 Анализ режимов работы генератора АХА в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды

Для оценки энергетической эффективности режимов работы генератора АХА при различных уровнях давления в системе был проведен соответствующий анализ, при котором были учтены результаты экспериментальных исследований серийных АХА производства Васильковского завода холодильников (ВЗХ) с U-образным барботажным горизонтальным ректификатором [7] и других авторов [2].

Исходные данные были заданы следующим образом. На вход генератора, выполненного в виде термосифона (трубки с малым внутренним диаметром – 4 мм) поступает крепкий ВАР со стандартной массовой долей аммиака $y' = 0,35$ [12] и температурой t'_{TC} . Раствор содержит 1 кг аммиака. Из генератора при температуре конца кипения t''_{TC} выходит слабый ВАР с постоянной массовой долей аммиака $y'' = 0,15$ и паровая смесь с переменной в зависимости от давления в системе массовой долей аммиака $y_{см}$. Давление в системе изменяется от 12 до 20 бар.

Практическое постоянство состава ВАР в рабочем режиме АХА на входе-выходе генератора обеспечивается за счет установки специального канала жидкого аммиака между конденсатором и входом испарителя, выполняющего роль ресивера жидкого аммиака. В реальных конструкциях АХА температура потока парожидкостной смеси на выходе генератора не соответствует температуре конца кипения, так как имеют ме-

сто тепловые потери в окружающую среду с подъемного участка [13], однако в связи с отсутствием необходимых данных при расчете было сделано допущение об их равенстве.

С учетом зависимости термодинамических и теплофизических свойств ВАР от температуры и состава смеси необходимо определить количество пара аммиака в паровой смеси на выходе генератора (m''_X). По величине m''_X можно судить и о холодопроизводительности, и об энергетической эффективности режимов работы.

С учетом исходных данных несложно определить расход крепкого ВАР на входе генератора – 2,86 кг и количество абсорбента в крепком ВАР – 1,86 кг. При расчете и анализе использовались термодинамические свойства ВАР в различных режимах работы (таблица 1).

Для определения неизвестных величин потоков масс на выходе генератора использовалась система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{m'_X}{m'_X + m'_A} \\ \frac{m'_X}{m''_X + m''_A} \\ m'_X + m'_X = 1 \\ m'_A + m''_A = 1,86 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где: m'_X (m'_A) и m''_X (m''_A) количество аммиака (воды) в жидкой и паровой фазе, соответственно, кг.

Таблица 1 – Термодинамические свойства ВАР в различных режимах работы генератора АХА (по уровню давления в системе)

Наименование		Давление, бар				
		20	18	16	14	12
Температура генератора, °C:	выход	110	104	99	90	85
	вход	168	162	157	150	143
Температура начала кипения ВАР в генераторе, °C		117	112	108	99	95
Температура конденсации, °C		50	46	41	36	31
Удельный объем ВАР на выходе генератора, м ³ /кг	паровая фаза	1,21	1,20	1,19	1,18	1,16
	жидкая фаза	97,1	107,3	120,2	136,1	187,4
Массовая доля аммиака в ВАР в паровой фазе на выходе генератора, y''		0,64	0,66	0,67	0,7	0,71
Удельная энтальпия ВАР на выходе генератора, кДж/кг:						
- в жидкой фазе i'		1068	1043	1015	982	940
- в паровой фазе i''		2429	2407	2384	2354	2300

На основе характеристик потоков проведен расчет:

а) массового коэффициента подачи генератора

$$b^* = \frac{\sum m'}{\sum m''}, \quad (2)$$

где: $\sum m' = m'_X + m'_A$, $\sum m'' = m''_X + m''_A$;

б) объемного коэффициента подачи генератора

$$b = \frac{\sum V'}{\sum V''}, \quad (3)$$

где: $\sum V' = \sum m' \cdot v'$, $\sum V'' = \sum m'' \cdot v''$.

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.

Таблица 2 – Расчетные характеристики потоков ВАР на выходе генератора в различных режимах работы (по уровню давления в системе)

Расчетные характеристики потоков	Давление, бар				
	20	18	16	14	12
m''_X , кг	0,75	0,74	0,74	0,73	0,72
m'_X , кг	0,25	0,26	0,26	0,27	0,28
m''_A , кг	0,42	0,38	0,36	0,31	0,28
m'_A , кг	1,44	1,48	1,50	1,55	1,58
$\sum m''$, кг	1,17	1,12	1,10	1,04	1,00
$\sum m'$, кг	1,69	1,74	1,76	1,82	1,86
$\sum V'' \cdot 10^3$, кг	113,6	119,8	132,0	141,4	187,0
$\sum V' \cdot 10^3$, кг	2,045	2,088	2,094	2,148	2,158
b^*	1,44	1,55	1,60	1,75	1,86
$b \cdot 10^3$	18,0	17,4	15,9	15,2	11,5

Результаты, представленные в таблицах 1 и 2, использованы при расчете энергетических характеристик режимов работы генератора (таблица 3):

а) количества подведенного тепла, Дж:

$$q_{TC} = i' - i'' \quad (4)$$

где: $i'' = i''_S \cdot \sum m'' + i''_S \cdot \sum m'$ – энтальпия потока ВАР на выходе генератора;

$i' = [i'_S - C_{ВАР} \cdot (t'_S - t'_{TC})] \cdot 2,86$ – энтальпия недогретого до температуры насыщения (кипения) потока ВАР на входе генератора;

где i'_S и t'_S – удельная энтальпия и температура насыщения потока;

$C_{ВАР}$ – массовая теплоемкость крепкого ВАР, Дж/(кг·К);

б) удельного количества подведенного тепла, приходящегося на 1 кг пара аммиака на выходе генератора, Дж/кг;

в) количества подведенного тепла, Дж:

$$\bar{q}_{TC} = \frac{q_{TC}}{m''_X} \quad (5)$$

Анализ полученных результатов (таблица 3) позволяет сделать вывод о благоприятном влиянии снижения уровня давления на энергетическую эффективность генератора АХА. Так, при снижении давления от 20 бар до 12 бар удельные затраты тепла на выпаривание 1 кг аммиака снижаются на 7,8%.

Детальное изучение физической природы данного эффекта выходит за пределы настоящей работы и должно проводиться на основе совместного моделирования тепловых и гидравлических характеристик перекачивающих генераторов-термосифонов АХА.

Таблица 3 – Расчетные характеристики потоков ВАР на выходе генератора в различных режимах работы (по уровню давления в системе)

Расчетные параметры	Давление, бар				
	20	18	16	14	12
Энтальпия парожидкостной смеси ВАР на выходе генератора, кДж	4647	4511	4409	4235	4048
Энтальпия жидкого ВАР на входе в генератор, кДж	2969	2883	2791	2697	2536
Количество подведенного тепла в генераторе, кДж	1678	1628	1618	1538	1485
Удельное количество затраченного тепла в генераторе, кДж/кг	2237	2200	2186	2107	2063

Известны предложения по снижению рабочего давления в системе АХА [14], связанные с изменением состава рабочего тела, в частности, количества инертного газа (водорода) при изменении температуры окружающего воздуха. Недостатком их является слож-

из испарителя 8 по каналу 9 в ресивер 11 и далее в абсорбер 8. Из верхней части испарителя 6 аммиак стекает в нижнюю его часть. В процессе такого течения жидкий аммиак контактирует с все более насыщенной ПГС и, соответственно, уровень температур испарения повышается.

Одновременно с этим в верхнюю часть абсорбера 8 за счет разностей уровней ($\nabla 2 - \nabla 1$) по каналу 10 поступает слабый ВАР. В процессе его транспортировки происходит его охлаждение при взаимодействии с крепким ВАР, поступающим противотоком из ресивера 11 в нижнюю часть генератора 1 и с воздухом окружающей среды. При снижении температуры слабого ВАР, он становится ненасыщенным и способен восстановить равновесие путем поглощения паров аммиака. Из верхней части абсорбера слабый ВАР стекает в нижнюю часть по слабонаклоненным каналам. В процессе течения происходит поглощение пара аммиака из ПГС. Очищенная ПГС с минимальным количеством пара аммиака поднимается в испаритель, а насыщенный аммиаком крепкий ВАР стекает в ресивер 11 на уровень $\nabla 1$. В процессе поглощения (абсорбции) пара аммиака выделяется теплота фазового перехода и теплота смещения, которая отводится воздухом окружающей среды.

Подача ВАР на уровень $\nabla 2$ осуществляется за счет работы перекачивающего термосифона, входящего в состав генераторного узла 1.

Работа вентилятора 14 создает вынужденное течение воздуха окружающей среды в зоне расположения теплообменников АХА – конденсатора 5 и абсорбера 8.

При прочих равных условиях вынужденная конвекция способствует росту коэффициента теплопередачи в процессе фазового перехода – конденсации и абсорбции, тем более, что интенсификация осуществляется со стороны большего термического сопротивления. В свою очередь интенсификация суммарного процесса теплопередачи приводит к снижению разности температур и, соответственно, к снижению уровня рабочих температур в зонах теплообмена.

Снижение температур в конденсаторе и абсорбере АХА приводит и к снижению полного давления в системе, а это благоприятно сказывается на характеристиках массообмена в испарителе и абсорбере.

При неизменности конструкции АХА это позволяет улучшить энергетические характеристики цикла – повысить холодопроизводительность испарителя и тепловой коэффициент.

Необходимо отметить, что полезный эффект предлагаемой конструкции АХА не связан с дополнительными затратами энергоносителей.

Выводы

1. Можно добиться достаточно значимого повышения эффективности работы АХП при учете особенностей их эксплуатации в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды.

2. Одним из способов снижения воздействия изменения температур воздуха окружающей среды на работоспособность и энергетическую эффективность АХП

может быть изменение рабочего давления в системе АХА. Показано, что при увеличении давления в системе имеет место рост удельных затрат в генераторе, а при снижении давления от 20 бар до 12 бар удельные затраты тепла на выпаривание 1 кг аммиака снижаются на 7,8%.

3. Перспективным представляется возможность вынужденного обдува теплообменников элементов (абсорбера, конденсатора, дефлегматора) как за счет использования вентиляторов с электроприводом (при движении транспортного средства), так и с приводом от потока горячих газов (на стоянке).

4. Для изучения особенностей работы холодильников с АХА как целостной системы при различных уровнях изменения давления и температуры окружающей среды, а также для оценки достоверности результатов моделирования и соответствующих выводов необходимо выполнить экспериментальные исследования реальных моделей.

Литература

1. **Чумак, І.Г.** Концепція створення сучасної системи зберігання сільськогосподарської продукції в Україні [Текст] / І.Г. Чумак, І.П. Старчевський, В.П. Кочетов // Холодильная техника и технология. – 2000. – № 65. – С.10–15.
2. **Бараненко, А.В.** Непрерывная холодильная цепь – основа стратегии ресурсосбережения и обеспечения качества продукции [Электронный ресурс] / А.В. Бараненко, Г.А. Белозеров // Интернет-газета «Холодильщик – RU». – 2010. – № 4 (64). Режим доступа: http://www.holodilshchik.ru/issue_4_2010.htm.
3. **Бабакин, Б. С.** Бытовые холодильники и морозильники [Текст] / Б. С. Бабакин, В. А. Выгодин. – Рязань : Узоречье, 2005. – 860 с.
4. **Fisher, S. K.** Global Warming Implications of Replacing CFC [Текст] / S. K. Fisher, P. P. Fairchild, P. S. Hugbes // ASHRAE Journal. – 1992. – P. 14–19.
5. **Титлов, А.С.** Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов [Текст] / А.С. Титлов // Холодильный бизнес. – 2007. – № 8. – С. 12-17; № 9. – С. 28-30; № 10. – С. 47-49 ; № 11. – С. 46-47.
6. **Титлов, А.С.** Современный уровень производства бытовых абсорбционных холодильных приборов [Текст] / А.С. Титлов, Н.Д. Захаров // Наукові праці ОНАХТ. – 2007. – № 31. – Т.2. – С. 62-67.
7. **Титлов, А.С.** Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2008 – № 34 – Т.1. – С. 295-303.
8. Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань : ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) – [Чинний від 1995-7-20] – К. : Держстандарт України, 1996. – 22 с. – (Національний стандарт України).
9. **Рид, Р.** Свойства газов и жидкостей [Текст] / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л. : Химия, 1982. – 592 с.
10. **Богданов С.Н.** Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. [Текст] /

С.Н. Богданов, С.И. Бурцев, О.П. Иванов, А.В. Купрянова. – 4-е изд., перераб. и доп. –СПб.: СПбГАХИПТ, 1999. – 320 с.

11. **Янченко, В.М.** Математическое моделирование теплотерь в горячих узлах АДХМ [Текст] / В.М. Янченко, А.В. Котельников // Машины и аппараты холод., криогенной техники и кондиционирования воздуха – Л., 1976. – № 1. – С. 79-83.

12. **Титлов, А.С.** Сравнительный анализ энергопотребления бытовых абсорбционных холодильников различного назначения [Текст] / А.С. Титлов, Ю.А. Очеретяный, Н.Д. Захаров // Холодильная техника и технология. – 2007. – № 1. – С. 29-32.

13. **Титлов, А. С.** Энергосберегающие режимы работы перекачивающих термосифонов АДХМ [Текст] / А. С. Титлов, Д. С. Тюхай // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25. – № 4. – С.76–79.

14. Патент на винахід № 111387 Україна, МПК F25B 15/10 (2006/01). Спосіб управління абсорбційним холодильним приладом / О.С. Тітлов, І.М. Іщенко (Україна). – № а 2014 06025; заявл. 02.06.2014.

Отримана в редакції 21.02.2017, прийнята до друку 25.04.2017

Search of Methods for Increasing Absorption Refrigeration Devices Power Efficiency

A. S. Titlov, I. N. Ishchenko, O. A. Titlova, A. O. Kholodkov, Yu. A. Ocheretyany

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya st., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

To ensure the safety of food products, many technologies are used. However, no processing technology, except for cooling, is able to extend the shelf life of products and at the same time preserve their original properties. An important role in ensuring the proper quality of food products has a continuous refrigeration chain (CRC). The CRC is a collection of refrigeration equipment and technologies, as well as organizational arrangements that provide the necessary regimes for refrigeration and storage of agricultural raw materials and products along the entire path from producer to consumer. As the long experience shows, the greatest deviation from the recommended and optimal regimes in terms of storage and energy consumption takes place in domestic refrigerators. At present, the most popular refrigerators in the household refrigeration industry are refrigerators based on compression refrigerators. Absorption refrigerators are an alternative to compression refrigerators in domestic refrigeration technology. The composition of the absorption refrigerators includes absorption refrigerating apparatus (ARA), which realize a pump-free absorption-diffusion refrigeration cycle. The working substance of ARA consists of natural components and does not adversely affect the atmosphere of the planet. However, ARA have a significant drawback - more, in comparison with compression analogues, the consumption of electrical energy during operation. Thus, the current task is to reduce the consumption of electricity during the operation of household ARA. The solution of the problem will allow ARA to compete successfully with compression analogues and take a worthy place in the market of household refrigeration equipment. It is shown that significant progress in reducing energy costs during the operation of ARA can be achieved by taking into account changes in the temperature of the outside air, in particular, the air environment of the room. As the analysis shows, the increase in pressure in the system adversely affects the diffusion processes that take place in the evaporator and absorber ARA, since the diffusion coefficient is inversely proportional to the absolute pressure in the system. At the same time, the simultaneous increase in temperature and pressure in the absorber shifts the equilibrium of the water-ammonia solution (WAS) toward large amounts of ammonia in the WAS and, as a result, the intensity of the absorption process increases, despite a certain deterioration in the diffusion processes. The increase in pressure in the system causes a corresponding increase in the temperatures in the generator and the specific energy consumption for evaporation of the WAS. By the positive moment of ARA operation in conditions of high ambient air temperature, it is possible to include minimal losses from the surface of the thermal insulation casing of the ARA generator assembly. The first and the main - the lift section of the reflux condenser works as an ammonia condenser, and the condensate flows into the generator. The second factor is that most of the heat supplied is dissipated into the environment. As a result, a small amount of ammonia enters the condenser and further into the evaporator, which even under favorable operating conditions cannot provide the required cooling conditions in the cooled chambers. To assess the energy efficiency of the operating modes of the ARA generator at various pressure levels in the system, an appropriate analysis was conducted, taking into account the results of experimental studies of serial ARA produced by the Vasilkovsky Refrigeration Plant. The pressure in the system varied from 12 to 20 bar. The analysis of the obtained results allows to draw a conclusion about the favorable effect of the reduction of the pressure level on the energy efficiency of the ARA generator. Thus, with a pressure drop of 20 bar to 12 bar, the specific heat consumption for evaporation of 1 kg of ammonia is reduced by 7.8%. There are proposals to reduce the working pressure in the ARA system associated with changes in the composition of the working fluid, in particular, the amount of inert gas (hydrogen) when the temperature of the surrounding air changes. Their disadvantage is the complexity of the design of the control system and the need for sources of electrical energy. To

increase the autonomy of ARA, the external impact on the system is promising. Promising is the possibility of forced blowing of heat dissipating elements (absorber, condenser, dephlegmator) both by using fans with electric drive (when driving a vehicle) and driven by a flow of hot gases (in the parking lot). In view of the cooling effects found, the original design of a transport absorption refrigerator with forced external air cooling the heat dissipating elements of the ARA (absorber and condenser) was proposed, while the temperature potential of the combustion products (220 ... 260 °C) flowing through the ventilation duct was suggested as a circulation stimulator.

Keywords: Energy efficiency; Absorption cooling device; Influence of ambient temperature; External air cooling the heat dissipating elements

REFERENCES

1. **Chumak, I. G., Starchevskiy, I. P., Kochetov, V. P.** (2000) The concept for creation modern system storage the agricultural products in Ukraine. *Refrigeration Engineering and Technology*, No. 65, 10–15 (in Ukrainian).
2. Baranenko, A.V. Belozerov G.A. (2010) Nepreryvnaia kholodil'naya tsep – osnova strategii resursosberezheniia i obespechenia kachestva produktsii. *Internet-gazeta «Kholodilshchik – RU»*, No. 4 (64). URL: http://www.holodilshchik.ru/issue_4_2010.htm (in Russian)
3. **Babakin, B. S., Vygodin, V. A.** (2005) *Bytovyie kholodilniki i morozilniki*. Ryazan, Uzorechie, 860 p. (in Russian)
4. **Fisher, S. K., Fairchild, P. P., Hugbes, P. S.** (1992) Global Warming Implications of Replacing CFC. *ASHRAE Journal*, 14–19.
5. **Titlov, A. S.** (2007) Sovremennyy uroven razrabotok i proizvodstva bytovykh absorbtionnykh kholodilnykh priborov. *Kholodilnyi biznes*, No. 8, 12-17; No. 9, 28-30; No. 10, 47-49; No. 11, 46-47 (in Russian)
6. **Titlov, A. S., Zakharov, N. D.** (2007) Sovremennyy uroven proizvodstva bytovykh absorbtionnykh kholodilnykh priborov. *Naukovii pratsi ONAFT*, No. 31, Vol. 2, 62-67 (in Russian).
7. **Titlov, A. S.** (2008) Povysheniye energeticheskoy effektivnosti absorbtionnykh kholodilnykh priborov *Naukovii pratsi ONAFT*, No. 34, Vol. 1, 295-303.
8. Prylady kholodylni pobutovi. Eksploatatsiyni kharakterystyky ta metody vyprobuvan: DSTU 3023-95 (GOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) – [Chinniy vid 1995-7-20]. K.: Derzhstandart Ukraïni, 1996, 22 p.
9. **Rid, R. Prausnits Dzh., Shervud T.** (1982) *Svoystva gazov i zhidkostey*. L.: Khimiia, 592 p. (in Russian).
10. **Bogdanov, S. N., Burtsev, S. I., Ivanov, O. P., Kupriyanova, A. V.** (1999) *Kholodil'naya tekhnika. Konditsionirovaniye vozdukha. Svoystva veshchestv: Sprav.* SPb.: SPbGAKHPT, 320 p.
11. **Yanchenko, V. M., Kotel'nikov, A. V.** (1976) Matematicheskoye modelirovaniye teplopoter v goryachikh uzlakh ADKHM. *Mashiny i apparaty kholod., kriogennoy tekhniki i konditsionirovaniya vozdukha*, No. 1, 79-83 (in Russian).
12. **Titlov, A. S., Ocheretyanyi, Yu. A., Zakharov, N. D.** (2007) Sravnitelnyi analiz energopotrebleniia bytovykh absorbtionnykh kholodilnikov razlichnogo naznacheniiia *Refrigeration Engineering and Technology*, No. 1, 29-32 (in Russian).
13. **Titlov, A. S., Tyukhay, D. S.** (2003) Energoberegayushchiye rezhimy raboty perekachivayushchikh termosifonov ADKHM. *Promyshlennaya teplotekhnika*, 25(4), 76-79 (in Russian).
14. Patent na vinakhid No. 111387 Ukraina, MPK F25B 15/10 (2006/01). Sposib upravlinnia absorbtionnym kholodylnym pryladom. O. S. Titlov, I.M. Ishchenko (Ukraine). No. a 2014 06025; 02.06.2014.

Received 21 February 2017

Approved 25 April 2017

Available in Internet 29 May 2017