

УДК 621.575.932:621.565.92

Повышение энергетической эффективности бытовых абсорбционных холодильных приборов

А. С. Титлов, А. О. Холодков

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

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

Показана целесообразность форсирования подводимой тепловой нагрузки на генератор абсорбционного холодильного агрегата в период пуска – снижение энергозатрат при эксплуатации может составить от 25 до 35%. Предложен новый способ управления абсорбционного холодильного агрегата с установкой теплоизоляционного кожуха на всем подъемном участке дефлегматора. Показано, что при учете особенностей эксплуатации абсорбционного холодильного агрегата в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды одним из эффективных и малобюджетных методов повышения энергетической эффективности АХП является технология снижения потерь при транспортировке аммиака в зону производства искусственного холода (испаритель).

Ключевые слова: Энергетическая эффективность; Абсорбционный холодильный агрегат; Влияние форсажа тепловой нагрузки генератора; Влияние температуры воздуха окружающей среды; Транспорт аммиака в зону испарения

Підвищення енергетичної ефективності побутових абсорбційних холодильних приладів

О. С. Титлов, А. О. Холодков

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

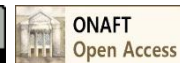
Показано доцільність форсування теплового навантаження на генератор абсорбційного холодильного агрегату в період пуску - зниження енерговитрат при експлуатації може скласти від 25 до 35%. Запропоновано та обґрунтовано новий спосіб управління абсорбційного холодильного агрегату з установкою теплоізоляційного кожуха на всій під'ємній ділянці дефлегматора. Показано, що при обліку особливостей експлуатації абсорбційного холодильного агрегату в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища, одним з ефективних та малобюджетних методів підвищення енергетичної ефективності АХП є технологія зниження витрат при транспортуванні аміаку в зону виробництва штучного холоду (випарник).

Ключові слова: Енергетична ефективність; Абсорбційний холодильний агрегат; Вплив форсажу теплового навантаження генератора; Вплив температури повітря навколишнього середовища; Транспорт аміаку в зону випаровування.

© 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/>



1. Введение

Несмотря на небольшую долю в ассортименте моделей бытовой холодильной техники бытовые абсорбционные холодильные приборы (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), пользуются спросом на мировом рынке бытовой холодильной техники благодаря широкому диапазону рабочих температур – от –24 до –18°C (длительное низкотемпературное хранение), до 12°C (хранение плодоовощной продукции и охлажденных напитков), а также комплексу присущих только им качеств, а именно [1]:

а) бесшумность в работе, что делает их практически незаменимыми в гостиницах, офисах, кабинетах, жилых комнатах, больницах и т.д.);

б) возможность работы на неэлектрических энергоносителях (природный газ, дизельное топливо, бензин, керосин, пропан-бутан, биогаз, энергия солнечного излучения, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания и т.д.);

в) возможность использования в одном аппарате различных источников энергии, например, переменный ток (220 В), постоянный ток (12 В и 24 В), горелочное устройство.

Кроме этого АХП имеют следующие преимущества перед наиболее широко распространенными компрессионными моделями [2]:

а) высокая надежность и длительный ресурс эксплуатации из-за отсутствия в конструкциях компрессора;

б) возможность работы на электрических источниках низкого качества (диапазон напряжения в сети 160...250 В);

в) более низкая себестоимость (из-за отсутствия в конструкциях цветных металлов), а, следовательно, доступность широким слоям населения.

Немаловажным положительным аспектом производства АХП является и экологическая безопасность рабочего тела (водоаммиачного раствора с инертным газом-водородом), что исключает дорогостоящие мероприятия по переходу на природные хладагенты.

Кроме этого недавние исследования [3] показали перспективы использования АХП как на автомобильном (при тряске), так и на речном и малом морском транспорте (при наклонах и дифферентах).

Вместе с тем АХП имеют повышенное, по сравнению с компрессионными аналогами, энергопотребление при эксплуатации из-за термодинамического несовершенства абсорбционного холодильного цикла, наличия малоинтенсивных диффузионных процессов массообмена в испарителе и абсорбере и потери, связанные с выпариванием и последующей транспортировкой аммиака из генераторного узла в конденсатор и далее в испаритель [4].

Как показал анализ [5], наибольший эффект в энергосбережении при эксплуатации АХП при минимальных изменениях конструкции может быть достигнут при совершенствовании режимов работы генераторных узлов.

Таким образом, актуальными становятся работы по усовершенствованию режимов работы генераторных узлов АХП.

Поэтому основное направление современных исследований АХА нацелено на качественное получение экспериментальных данных.

2. Экспериментальные исследования

Объектами экспериментальных исследований являлись модернизированные модели бытовых абсорбционных однокамерных холодильников с НТО «Киев-410» и «Кристалл-408». Модернизация заключалась в установке дополнительного теплоизоляционного кожуха на генераторном узле таким образом, что был закрыт весь подъемный участок дефлегматора. Параметры теплоизоляционного кожуха были выбраны с учетом известных рекомендаций [6], в частности, толщина теплоизоляции из стекловолокна составила 4 мм.

Минимальное значение тепловой нагрузки на генераторе (Q_T^{\min}), необходимое для запуска в работу исследуемых типов АХП, составляет 30 Вт. При значениях $Q_T < 30$ Вт имеет место запаривание и перегрев в зоне подвода тепла к генератору. Это вызвано недостаточным количеством генерируемого пара и малой подъемной силой, неспособной протолкнуть порции жидкого ВАР в верхнюю часть генератора. Начиная со значений $Q_T = 30$ Вт, работа генератора стабилизирует-

ся. Пар аммиака подается в конденсатор и далее в испаритель. Включается в работу КЕЦ и начинается процесс производства холода.

Вместе с тем, количества генерируемого аммиака недостаточно для стабильного режима охлаждения не только ХК, но и НТО. Стабилизация наступает при значении $Q_T = 40$ Вт. В этом режиме на всей длине подъемного участка дефлегматора, закрытого кожухом, температура практически постоянна и соответствует температуре насыщения аммиака при рабочем давлении (48...50 °С). Режим с тепловой нагрузкой $Q_0 = 40$ Вт был выбран в качестве базового в «нерабочий» период АХА (Q_T^{\min}). Характерной особенностью такого режима является отсутствие в дефлегматоре паров воды, а, следовательно, и отсутствие непредусмотренных энергозатрат. Дефлегматор находится в «ждущем» режиме и при увеличении тепловой нагрузки до номинального значения способен с максимальной скоростью пропустить паровой поток аммиака в конденсатор.

В процессе экспериментальных исследований температура на выходе теплоизолированного кожуха дефлегматора ($t_{ДФ}''$) измерялась специальным датчиком температуры и поддерживалась на уровне температуры насыщения аммиака ($t_{ДФ}'' \approx 48...50^\circ\text{C}$) посредством изменения подводимой тепловой нагрузки. Испытания холодильников и измерение их суточного энергопотребления согласно [7] проводили при $t_{o.c} = 25^\circ\text{C}$.

При проведении экспериментальных исследований стремились обеспечить режимы работы модели «Киев-410М» по классу (***) , несмотря на то, что ее серийная аттестация соответствует классу (**). С учетом этого значение номинальной тепловой нагрузки на генераторе (Q_T^{nom}) составило 70 Вт. Этот режим можно определить, как «режим минимально необходимой тепловой нагрузки на генераторе, способной обеспечить нормативные температурные режимы в охлаждаемых камерах».

При двухпозиционном регулировании исследовались:

а) серийный режим работы $Q_T^{\min} = 0$ Вт, $Q_T^{nom} = 110$ Вт;

б) модифицированный серийный режим с подводом тепловой нагрузки в нерабочий период ($Q_T^{\min} = 40$ Вт), $Q_T^{nom} = 110$ Вт;

в) режим с «минимально необходимой» тепловой нагрузкой ($Q_T^{nom} = 70$ Вт) и с подводом тепловой нагрузки в нерабочий период ($Q_T^{\min} = 40$ Вт).

Кроме этого с позиций энергосбережения представляет интерес и форсированный режим запуска АХА из нерабочего состояния. Такой способ управления ранее не исследовался и для оценки его перспективности был проведен отдельный анализ.

Как уже было отмечено выше, выход из «ждущего» режима АХА связан с вытеснением инертного газа из зоны дефлегмации. Процесс обусловлен прогревом паром водоаммиачной смеси стенок элементов генераторного узла (генератора, опускного и подъемного участков дефлегматора, ректификатора).

Для оценки скорости вытеснения инертного газа в пусковой период необходимо определить количество генерируемого пара.

Подведенная к генератору тепловая нагрузка затрачивается не только на генерацию пара, но и на предварительный подогрев и подачу жидкого ВАР в верхнюю часть абсорбера. В настоящее время отсутствуют какие-либо данные о соотношении тепловых нагрузок, идущих на выпаривание, предварительный нагрев и подъем жидкой фазы ВАР. Для анализа используем резуль-

таты известных исследований [7] и собственный опыт [1-3]. Выберем характерный диапазон тепловых нагрузок генератора АХА [66] и рассмотрим три случая: I – 80 Вт; II – 110 Вт; III – 130 Вт. Эти значения тепловой нагрузки соответствуют значениям холодильной мощности испарителя: 25; 40; 46 Вт. Зная массовый расход пара аммиака G'' и параметры ВАР на выходе генератора [66], определим массовый расход паровой смеси $G_{см}$, слабого ВАР G_w и коэффициент подачи генератора b . Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные и результаты расчета режимных параметров работы генераторов АХА

Расчетные параметры	Значения параметров		
	I	II	III
Подводимая тепловая нагрузка, Вт	80	110	130
Холодильная мощность испарителя, Вт	25	40	46
Массовый расход пара аммиака на выходе генератора, $G'' \cdot 10^5$, кг/с	2,08	3,33	3,89
Массовый расход флегмы, $G_f \cdot 10^5$, кг/с	1,53	2,91	4,11
Массовый расход ВАР, $G_r \cdot 10^5$, кг/с	15,28	19,17	21,53
Массовый расход слабого ВАР, $G_w \cdot 10^5$, кг/с	11,67	12,93	13,53
Коэффициент подачи $b = G_w / (G'' + G_f)$	3,23	2,07	1,69
Термодинамические параметры ВАР на выходе генератора: температура, °С	165	170	175
массовая концентрация, кг/кг:			
– в жидкой фазе	0,163	0,146	0,130
– в паровой фазе	0,682	0,635	0,583

Анализ представленных в таблице 1 результатов показывает, что с ростом тепловой нагрузки на генераторе с 80 Вт до 130 Вт массовые расходы поднятой жидкости и полученного пара выравниваются. Расход флегмы, который и характеризует процесс прогрева элементов генераторного узла в пусковой период, увеличивается. Так тепловая нагрузка дефлегматора, отнесенная к тепловой мощности генератора, составляет: для I-го случая (80 Вт) – 0,56; для II-го случая (110 Вт) – 0,67; для III-го случая (130 Вт) – 0,73.

Если принять время прогрева элементов генераторного узла при подводимой тепловой нагрузке 80 Вт равным 100 с, то при 110 Вт время прогрева составит 61 с, а при 130 Вт – 47 с. Количество тепла, идущего на прогрев элементов генераторного узла АХА, в рассмотренных случаях будет равно: 9120 Дж; 6710 Дж и 6110 Дж, соответственно.

Таким образом, результаты оценочных расчетов показывают целесообразность форсирования тепловой нагрузки на генераторе – снижение энергозатрат в период пуска может составить от 25 до 35 %.

С учетом результатов расчетов были предложены оригинальные трехпозиционные способы управления АХА «110 – 70 – 0» и «130 – 70 – 0».

На рисунке 1 представлены результаты испытаний модернизированного абсорбционного однокамерного холодильника с НТО «Киев-410М» АШ-160. При реализации трехпозиционных способов управления при достижении значения температуры на выходе дефлег-

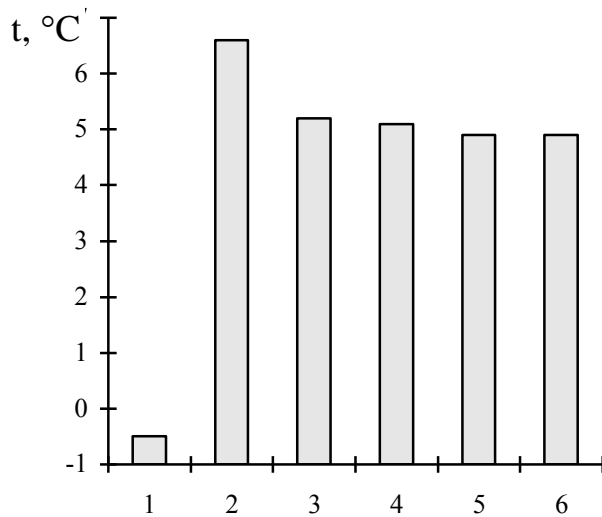
матора 50°C осуществлялся переход на «минимально необходимое» значение тепловой нагрузки ($Q_T = 70$ Вт), при этом поддерживалась нормативная температура в ХК ($0 < t_{ХК} \leq 5^\circ\text{C}$). При достижении значения $t_{ХК} = 5^\circ\text{C}$ в рабочем периоде уменьшали тепловую нагрузку до «минимально необходимой» либо отключали. При увеличении температуры до $t_{ХК} = 5^\circ\text{C}$ в «нерабочем» периоде, подачу тепловой нагрузки на генератор возобновляли.

Анализ представленных результатов позволяет отметить следующее.

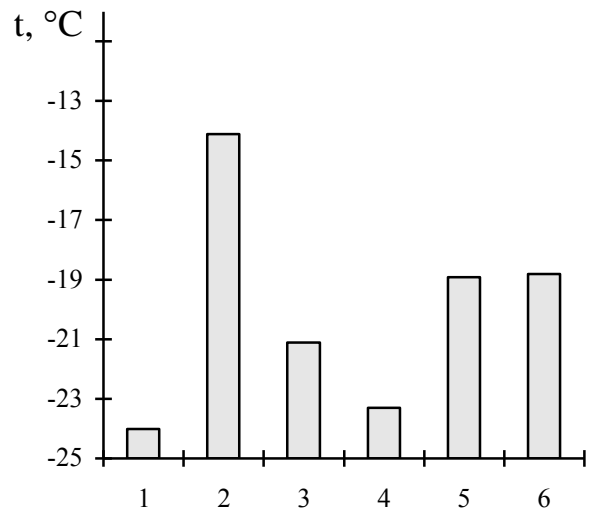
Постоянный режим подвода тепловой нагрузки «1» с $Q_T = 70$ Вт характеризуется минимальными значениями температур в ХК и НТО.

Серийный двухпозиционный режим подвода тепловой нагрузки «2» в модернизированном аппарате с ограничением температуры на выходе дефлегматора не соответствовал нормативным требованиям по значению температуры в ХК ($t_{ХК} = 6,6^\circ\text{C}$ [8]), температура в НТО соответствовала требованиям класса (**), а суточное энергопотребление составило $N = 1,75$ кВт·ч/сутки, т. е. было ниже, чем у серийной модели ($N = 1,80$ кВт·ч/сутки).

В серийном режиме работы «2» нормативные значения температуры в ХК не достигались в связи с ограничением по температуре выхода дефлегматора ($t_{ДФ}^n \approx 50^\circ\text{C}$).

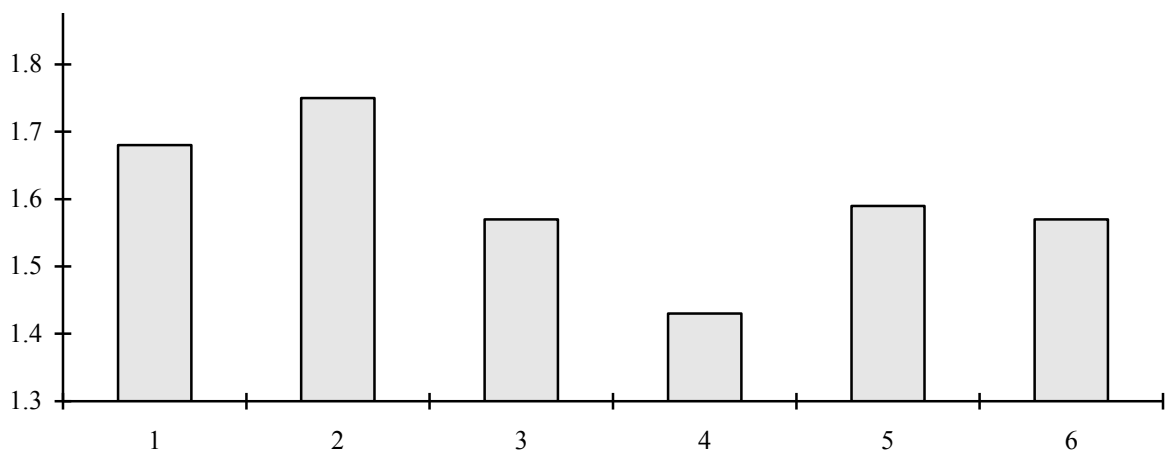


а)



б)

N,
кВт·ч/ сутки



в)

Рисунок 1 – Температурные и энергетические характеристики модернизированного абсорбционного однокамерного холодильника с НТО «Киев-410М» АШ-160 при различных способах подачи тепловой нагрузки на генератор: а) температура ХК; б) температура НТО; в) суточное энергопотребление. Способы подачи тепловой нагрузки на генератор: 1 – «70»; 2 - «110-0» (серийный); 3 – «110-40»; 4 – «70-40»; 5 – «130-70-0»; 6 – «110-70-0».

После отключения тепловой нагрузки за счет тепловой инерции продолжался рост температуры $t''_{ДФ}$. Требовалось некоторое время, чтобы температура $t''_{ДФ}$ снизилась до 48...50°C, после чего подача тепловой нагрузки к генератору возобновлялась. Наличие кожуха на подъемном участке увеличило время охлаждения дефлегматора и приводило к большему охлаждению остальных элементов генераторного узла АХА (генератора, опускного дефлегматора и ректификатора), т. е. вызывало дополнительные затраты энергии при пуске. В итоге произошло снижение холодильной мощности

испарителя, возросла температуры в ХК и суточное энергопотребление (до 3 % по сравнению с серийным образцом).

В режимах «3» и «4» проводилось переключение тепловой нагрузки на значение $Q_T^{\min} = 40$ Вт, поэтому проблемы переохлаждения элементов генераторного узла АХА в нерабочий период отсутствовали.

Более низкие значения температуры в НТО ($t_{НТО}$) в режиме «4» по сравнению с режимом «3» объясняются следующим образом. При достижении предельного значения температуры $t''_{ДФ}$ тепловая нагрузка на гене-

раторе отключается, но за счет тепловой инерции генераторного узла в конденсатор начинает поступать неочищенный от воды пар аммиака, что и приводит к некоторому росту температуры в НТО. При $Q_T = 110$ Вт количество неочищенного пара аммиака будет выше, чем при $Q_T = 70$ Вт, что и предопределяет различие соответствующих уровней температур в НТО.

Кроме этого в режиме «3» имеют место и более высокие по сравнению с режимом «4» тепловые потери от генераторного узла в окружающую среду. Это объясняется более высоким уровнем температур в зоне подвода тепловой нагрузки, а в конечном счете приводит к большим эксплуатационным энергозатратам.

В режимах «5» и «6» в период пуска подводится более высокая по сравнению с «минимально необходимой» тепловая нагрузка. Эти режимы позволяют достигать нормативных значений температур $t_{ХК}$ и $t_{НТО}$, но имеют более низкую по сравнению с «4» энергетическую эффективность. Следует отметить, что форсирование при пуске АХА неэффективно в условиях умеренных и повышенных температур наружного воздуха ($t_{o.c.} = 25...32$ °С).

В этих условиях из-за значительных теплопритоков в ХК достаточно высоки значения КРВ АХА и элементы генераторного узла в короткий нерабочий период не

остывают настолько, чтобы было целесообразно проводить форсированный запуск.

Аналогичные результаты были получены и при испытании способов управления на модернизированной модели абсорбционного однокамерного холодильника с НТО «Кристалл-408М» АШ-155.

Таким образом, как показывает анализ результатов, приведенных на рисунке 1, способ управления абсорбционным однокамерным холодильником с НТО с постоянным двухступенчатым подводом тепловой нагрузки и контролем температуры потока на выходе дефлегматора, позволяет снизить энергопотребление до 20 %, по сравнению с традиционным позиционным управлением.

Несмотря на постоянный во времени подвод тепловой нагрузки на генератор, преимущество было достигнуто за счет:

а) поддержания элементов генераторного узла в «прогретом» состоянии, позволяющем сократить до минимума время перехода в режим с номинальной холодопроизводительностью испарителя;

б) сохранения минимальной холодопроизводительности испарителя в «ждущем» режиме.

Переходные процессы в однокамерных АХП с НТО приведены на рисунке 2.

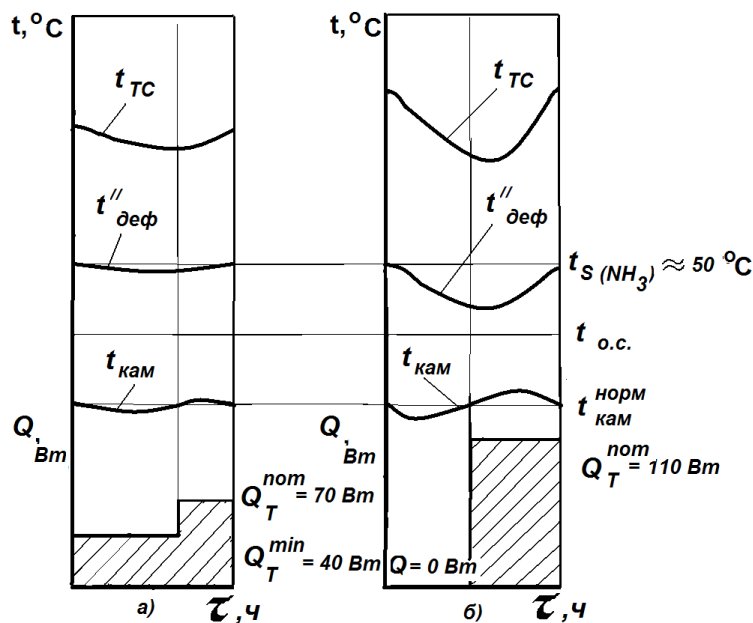


Рисунок 2 – Типичные переходные процессы в однокамерных АХП с НТО: а) энергосберегающий способ управления; б) позиционное регулирование.

Энергосберегающий эффект нового способа управления в значительной степени связан с установкой теплоизоляционного кожуха на дефлегматоре. Это позволяет не только использовать минимальную холодопроизводительность испарителя (при $Q_T = 40$ Вт), но и перейти на меньший по сравнению с серийным исполнением ($Q_T = 110$ Вт) уровень номинальной тепловой нагрузки ($Q_T = 70$ Вт).

Длительность рабочего периода у абсорбционных холодильников связана с инерционностью процессов

запуска, когда вся подводимая энергия затрачивается только на разогрев элементов генераторного узла. В этой связи мероприятия, направленные на поддержание энергосберегающих режимов работы генераторного узла, несмотря на дополнительные энергозатраты, дают выигрыш в энергопотреблении.

Особую актуальность задача энергосбережения приобретает при работе в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды, когда происходит изменение температурного напора на теплоотсеиваю-

щих элементах АХА. И если для абсорбера и конденсатора АХА снижение температуры наружного воздуха благоприятно для процессов тепломассообмена и реализации холодильного цикла, то при подаче аммиака в испаритель через транспортную зону дефлегматора этот фактор приводит к дополнительным потерям за счет нерасчетной конденсации части парового потока.

В этой связи был предложен оригинальный энергосберегающий способ управления АХА, частично устраняющий нерасчетные потери аммиака при транспортировке.

3. Энергосберегающий способ управления АХП в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды

На рисунках 3–5 представлена оригинальная конструкция АХА, обеспечивающая энергосберегающие режимы работы в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды.

На подъемном участке дефлегматора 1 кроме традиционного теплоизоляционного покрытия 2 установлен

дополнительный разъемный кожух 3. Кожух 3 располагают на прямолинейном участке дефлегматора сверху покрытия 2. Кожух 3 крепится на подъемном участке 1 при помощи двух шайб – нижней 4 и верхней 5, жестко закрепленных на корпусе. Разъемный кожух 2 состоит из двух полукруглых панелей 6 и 7, один край которых закреплен на вертикальной оси 8 (по типу дверной петли) с возможностью перемещения относительно ее. Ось 8 устанавливается в паз 9 нижней шайбы 4 и сквозное отверстие 10 верхней шайбы 5.

На втором крае полукруглых панелей 6 и 7 в средней их части жестко закреплены полуовальные пластины 11 и 12, на другом конце которых установлены вертикальные оси 13 и 14. К осям 13 и 14 крепятся торцевые поверхности горизонтально установленного сильфона 15. Сильфон 15 герметически запаян и заполнен легкокипящей жидкостью, которая изменяет давление внутри сильфона 15 при изменении температуры окружающего воздуха. При изменении внутреннего давления имеется возможность вертикального перемещения торцевых поверхностей сильфона 15.

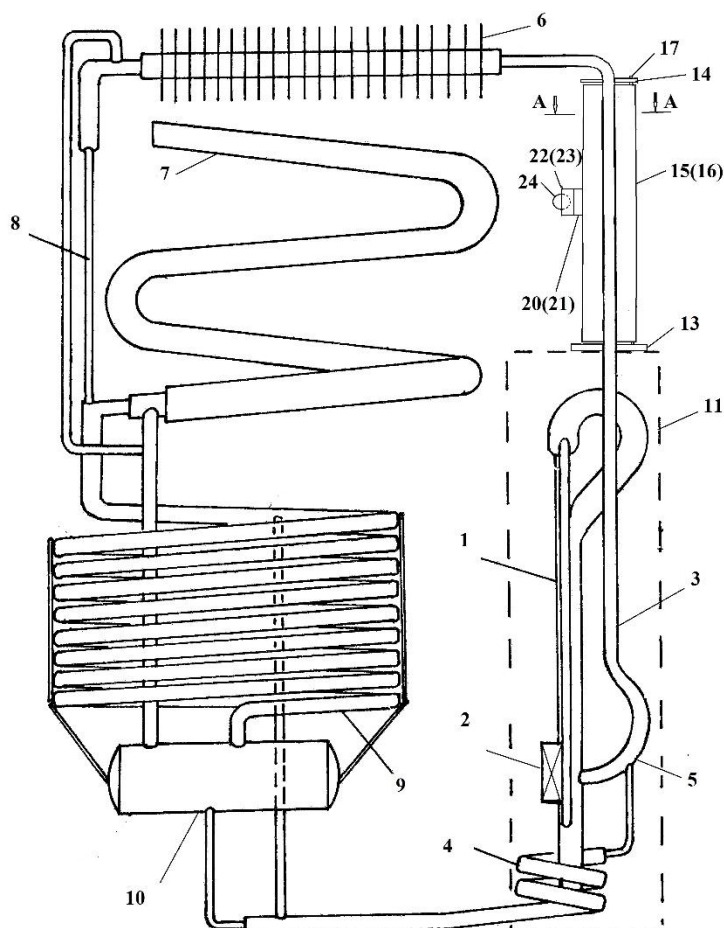


Рисунок 3 – Схема АХА: 1 – генератор-термосифон; 2 – электронагреватель; 3 – подъемный участок дефлегматора; 4 – ЖТО; 5 – ректификатор; 6 – конденсатор; 7 – испаритель; 8 – уравнивательная магистраль; 9 – абсорбер; 10 – ресивер ВАР; 11 – теплоизоляционный кожух генераторного узла; 13 и 14 – шайбы крепления дополнительного кожуха; 15 и 16 створки дополнительного кожуха; 17 – ось крепления дополнительного кожуха; 20 и 21 – полуовальные пластины; 22 и 23 – оси крепления; 24 – сильфон

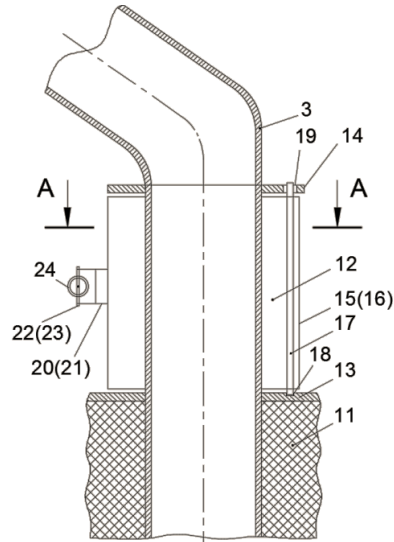
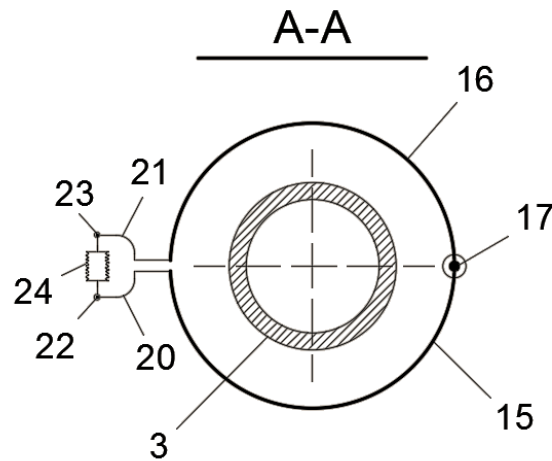
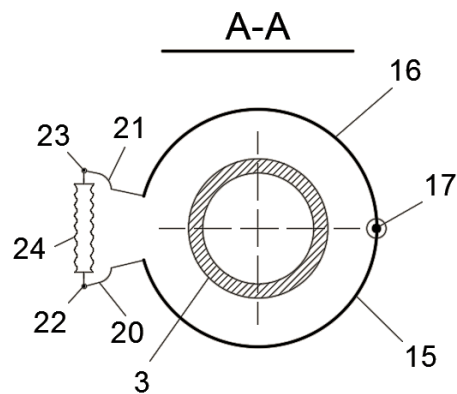


Рисунок 4 – Схема подъемного участка дефлегматора: 3 – подъемный участок дефлегматора; 11 – теплоизоляционный кожух генераторного узла; 13 и 14 – шайбы крепления дополнительного кожуха; 15 и 16 – створки дополнительного кожуха; 17 – ось крепления дополнительного кожуха; 18 – паз для оси; 19 – отверстие для оси; 20 и 21 – полуовальные пластины; 22 и 23 – оси крепления; 24 – сиффон



а)



б)

Рисунок 5 – Схема подъемного участка дефлегматора: 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 – сиффон

При повышении температуры воздуха окружающей среды происходит нагрев легкокипящей жидкости внутри сильфона 24. Давление в сильфоне 24 повышается и происходит перемещение его торцевых стенок 22 и 23, которые приводят в движение полуовальные пластины 20 и 21 и стенки 15 и 16 кожуха. Во внутренней полости начинает свободно проникать наружный воздух, который, нагреваясь от стенок дефлегматора, поднимается вверх. Внутренний объем создает направленный поток нагретого воздуха, который с максимальной интенсивностью отводит тепло дефлегмации в окружающую среду.

При снижении температуры воздуха окружающей среды давление в сильфоне 24 снижается и створки 22, 23 закрывают воздушную полость кожуха дефлегматора. В этом случае возникает неподвижная воздушная полость, которая создает эффект тепловой изоляции стенки дефлегматора от наружного воздуха.

При промежуточных значениях температуры воздуха окружающей среды створки 22, 23 частично полуоткрыты.

Выводы

1. Показана целесообразность форсирования подводимой тепловой нагрузки на генератор АХА в период пуска – снижение энергозатрат при эксплуатации может составить от 25 до 35%.

2. Показано, что способ управления однокамерным абсорбционным холодильником с постоянным ступенчатым подводом тепловой нагрузки и контролем температуры потока на выходе подъемного участка дефлегматора позволяет снизить энергопотребление до 20% по сравнению с традиционным двухпозиционным управлением. Энергосберегающий эффект нового способа управления в значительной степени связан с установкой теплоизоляционного кожуха на всем подъемном участке дефлегматора. Это позволяет не только использовать минимальную холодопроизводительность испарителя, но и перейти на меньший по сравнению с серийным исполнением уровень тепловой нагрузки.

3. Можно добиться достаточно значимого повышения эффективности работы АХП при учете особенностей их эксплуатации в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды. Одним из эффективных и малобюджетных методов повышения энергетической эффективности АХП является технология снижения потерь при транспортировке аммиака в зону производства искусственного холода (испаритель). Ключевую роль в этом процессе выполняет дефлегматор АХА, которые очищает пар аммиака за счет отвода тепла фазового перехода в окружающую среду в диапазоне температур от 10 до 32°C. Для снижения потерь при

транспортировке аммиака по дефлегматору АХА необходимо устанавливать такую тепловую изоляцию, которая бы в рабочем диапазоне температур и проводила эффективную очистку пара аммиака (при высоких температурах окружающего воздуха) и способствовала его минимальной конденсации аммиака (при пониженных температурах окружающего воздуха).

Литература

1. **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.
2. **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.
3. **Титлов А.С.** Разработка транспортных абсорбционных холодильных приборов [Текст] / А.С. Титлов, Ю.А. Очеретяный // Холодильная техника та технологія. – 2016. – №52(5). – С. 9-14.
4. **Titlova O.** Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units [Text] / O. Titlova, O. Titlov, O. Olshevska // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – 5/2(83). – P. 45-53. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.79353.
5. **Титлов, А.С.** Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов [Текст] / А.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2008 – № 34 – Т.1. – С. 295-303.
6. **Титлов А.С.** Энергосберегающее управление режимами бытовых абсорбционных холодильных приборов (АХП). [Текст] / А.С. Титлов // Автоматизація технологічних і бізнес процесів. – 2011. – № 5, 6. – С.38-43, 45-53.
7. **Smirnov G. F.** Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels [Text] / G. F. Smirnov, M. A. Bukraba, T. Fattuh T., B. Nab-ulsi // Int. J. Refrig. – 1996. – Vol. 19. – № 8. – P. 517–521.
8. Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань [Текст]: 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).

Отримана в редакції 18.04.2017, прийнята до друку 06.06.2017

Increase of Energy Efficiency of Household Absorption Refrigerating Devices

A. S. Titlov[✉], A. O. Kholodkov

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

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

Absorption refrigerators (AR) with absorption cooling units (ACU) have an increased energy consumption during operation due to the thermodynamic imperfection of the absorption refrigeration cycle, the presence of low-intensity diffusion

processes of mass transfer in the evaporator and absorber and the losses associated with evaporation and Subsequent transportation of ammonia from the generator unit to the condenser and then the evaporator. The greatest effect in energy saving during the operation of ACU with minimal changes in design can be achieved by improving the operation modes of generating units. The main direction of modern research of AR is aimed at qualitative obtaining of experimental data. The objects of experimental research were modernized models of household absorption single-chamber refrigerators "Kyiv-410" and "Kristall-408". The modernization consisted in the installation of an additional heat-insulating casing on the generating set in such a way that the entire lifting section of the reflux condenser was closed. The parameters of the heat-insulating casing were chosen taking into account the known recommendations, in particular, the thickness of the thermal insulation made of glass fiber was 4 mm. To estimate the rate of displacement of the inert gas during the starting period, the amount of generated steam was calculated by calculation. For the analysis, the results of known studies and own experience were used. It was shown the expediency of forcing the heat load on the generator - the reduction of energy costs during the start-up period can be from 25 to 35%. Taking into account the calculation results, the original three-position control methods of AXA with the thermal load input to the generator "110 - 70 - 0" and "130 - 70 - 0" were proposed. It is shown that the method of controlling the AR with a constant two-stage supply of heat load and controlling the flow temperature at the outlet of the reflux condenser allows to reduce energy consumption by up to 20 %, in comparison with traditional position control. Despite the constant in time supply of heat load to the generator, the advantage was achieved due to: A) maintaining the elements of the generating set in the "warmed up" state, which makes it possible to minimize the transition time to the mode with the rated refrigerating capacity of the evaporator; B) maintaining the minimum refrigerating capacity of the evaporator in the "waiting" mode. The energy-saving effect of the new control method is largely related to the installation of the heat-insulating casing on the dephlegmator. This allows not only to use the minimum refrigerating capacity of the evaporator (at $Q = 40$ W), but also to switch to a lower level of rated thermal load ($Q = 70$ W) compared to the serial version ($Q = 110$ W). The duration of the working period for absorption refrigerators is related to the inertia of the startup processes, when all the energy input is spent only on the heating of the elements of the generator assembly. In this regard, measures aimed at maintaining energy-efficient operation modes of the generating set, despite the additional energy costs, provide advantages in energy saving. It is possible to achieve a sufficiently significant increase in the efficiency of the ACU operation, taking into account the peculiarities of their operation over a wide range of ambient air temperatures. One of the effective and low-budget methods for increasing the energy efficiency of ACU is the technology to reduce losses when transporting ammonia to the artificial cold zone (evaporator). A key role in this process is performed by the AR reflux condenser, which purifies ammonia vapor by removing the heat of a phase transition into the environment in the temperature range from 10 to 32°C. To reduce losses during the transportation of ammonia through the AR dephlegmator, it is necessary to install a thermal insulation that would efficiently purify ammonia vapor (at high ambient temperatures) within the working temperature range and promote its minimum condensation of ammonia (at low ambient temperatures). An original design of the mobile heat insulation of the dephlegmator transport zone is proposed, which regulates the air supply to the dephlegmator by moving the bellows walls filled with a low-boiling liquid.

Keywords: energy efficiency; absorption cooling unit; influence of the afterburning of the thermal load of the generator, effect of ambient air temperature, transport of ammonia to the evaporation zone

References

1. **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)
2. **Ocheretianyi, Yu. A., Titlov, A. S., Zakharov, N. D.** (2007) The comparative analysis of energy consumption of household absorption refrigerators for various purpose. *Refrigeration Engineering and Technology*, No.1, 29-32 (in Russian)
3. **Titlov, A. S., Ocheretyanyy, Yu. A.** (2016) The development of transport absorption refrigeration devices. *Refrigeration Engineering and Technology*, 52(5), 9-14 (in Russian) DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i5.283>
4. **Titlova, O., Titlov, O., Olshevska, O.** (2016) Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 5, No. 2(83), 45-53. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.79353>.
5. **Titlov, A. S.** (2008) Povyshenie energeticheskoi effektivnosti absorbtionnykh kholodilnykh priborov. *Naukovi pratsi ONAKHT*, 34(1), 295-303. (in Russian)
6. **Titlov, A. S.** (2011) Energy saving mode control domestic absorption refrigerating devices. Part 1. *Automation of Technological and Business Processes*, No. 5-6, 38-43, DOI: <https://doi.org/10.15673/2312-3125.5-6/2011.35022>
7. **Smirnov, G. F., Bukraba, M. A., Fattuh, T., Nabulsi, B.** (1996) Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. *Int. J. Refrig.* 19(8), 517-521. DOI: [https://doi.org/10.1016/s0140-7007\(96\)00039-4](https://doi.org/10.1016/s0140-7007(96)00039-4)
8. Prylady kholodylni pobutovi. Eksploatatsiyni kharakterystyky ta metody vyprobuvan: DSTU 3023-95 (HOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) [Chynnyy vid 1995-7-20] K.: Derzhstandart Ukrayiny, 1996, 22 p. (Natsionalnyi standart Ukrainy).

Received 18 April 2017
Approved 06 June 2017
Available in Internet 03 July 2017