

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



climalife®

Danfoss



МАУЕКАША
MYCOM

TRAMAX
LIMITED

VIII МЕЖДУНАРОДНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2018»

VIII INTERNATIONAL
SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2018»

Сборник докладов конференции
15-16 марта 2018 г.
Proceedings of the Conference
March 15-16, 2018

Алматы, 2018

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.392
К14

Сборник докладов подготовлен под редакцией
доктора технических наук, академика **Кулажанова Т.К.**

Редакционная коллегия:

Цой А.П., Бараненко А.В., Шалбаев К.К.,
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ.секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2018: Сб. докл.межд.науч.-техн.конф. (15-16
марта 2018 г.) = Kazakhstan-Refrigeration 2018: Proceedings of the Conference
(March 15-16, 2018). – Алматы: АТУ, 2018. – 255 с., русский, английский.

ISBN 978-601-263-425-9

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований, практических внедрений, проведенных в Казахстане, Дании, Бельгии, Германии, России, Японии, Узбекистане и Украине по следующим направлениям: холодильные машины и установки, системы кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения, экология в холодильной промышленности, холодильная и пищевая технология. Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной, пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также на специалистов по системам кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения жилых, коммерческих зданий и спортивных комплексов.

The proceedings present the results of theoretical and experimental studies, practical implementations in Kazakhstan, Denmark, Belgium, Germany, Russia, Japan, Uzbekistan and Ukraine in the following areas: refrigeration machines and installations, air conditioning and life support systems, refrigeration ecology, refrigeration and food technology. These proceedings are devoted to professionals and scientists working in the fields of refrigeration, food, chemical, oil refining industries, as well as to specialists of air conditioning systems and life-support of residential, commercial buildings and sports complexes.

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.392

ISBN 978-601-263-425-9

© АТУ, 2018

3) меньшие суммарные поверхности нагрева теплообменного оборудования (на \square 25%) в АХУ, несмотря на большее количество теплообменных аппаратов, это связано с отводом теплоты к охлаждающей воде не только в конденсаторе, как это имеет место в ПЭХУ, но и в абсорбере и дефлегматоре, осуществляющийся при больших, чем в конденсаторе, температурах напорах.

Выводы

При охлаждении технологического газа для получения из него жидкого углеводородного топлива с помощью парожекторной и абсорбционной холодильных установок технические показатели АХУ (возможность более глубокого охлаждения газа, большее количество получаемого топлива, меньшие суммарные поверхности нагрева теплообменных аппаратов) несколько выше (на 20 – 25 %), чем ПЭХУ.

Тем не менее, ввиду определенной сложности АХУ (большее число элементов оборудования, более высокий уровень давлений 6 - 20 бар, применение более агрессивного хладагента – аммиака) окончательный выбор типа холодильной установки для этих целей может быть сделан, исходя из условий и возможностей конкретного производства.

Список литературы

1. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
2. Павлович, Н. В. Справочник по теплофизическим свойствам природных газов и их компонентов / Н. В. Павлович. – М-Л: Госэнергоиздат, 1962. – 120 с.
3. Кошкин, Н. Н. Холодильные машины / Под ред. Кошкина Н. Н. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 512 с.
4. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных, 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
5. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
6. Бадылькес, И. С. Абсорбционные холодильные машины / И.С. Бадылькес, Р.Л. Данилов. – М.: 1966. – 356 с.
7. Богданов, С. Н. Холодильная техника. Свойства веществ / С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А. В. Куприянова. – М. : Агропромиздат, 1985. – 208 с.

УДК 621.575.932:621.565.92

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ПОДЪЕМНОГО УЧАСТКА ДЕФЛЕГМАТОРА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

MODELING OF THERMAL REGIMES OF LIFTING SITE DEFLAGMATOR ABSORPTION REFRIGERATING UNIT

Titlov A.S. , Doct. of Tech. Sc, Prof. Kholodkov A.O. , graduate student Titlova O.A. , PhD, associate professor	Титлов А.С. , д.т.н., профессор Холодков А.О. , аспирант Титлова О.А. , к.т.н, доцент
Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3, Dvoryanskay St., Odessa, Ukraine, 65082	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3
E-mail: titlov1959@gmail.com	

Abstract

Absorption refrigerators (AR) have an increased energy consumption in comparison with compression analogues due to the thermodynamic imperfection of the absorption refrigeration

cycle, the presence of low-intensity diffusion mass exchange processes in the evaporator and absorber, and losses associated with evaporation and subsequent transportation of ammonia from the generator assembly to condenser and then the evaporator.

To increase the energy efficiency of the AR, in terms of reducing losses during the transport of ammonia vapor to the evaporator, a simple method can be used to establish thermal insulation in the elevating part of the reflux condenser, but it is necessary to take into account the characteristics of the AHP operation in a wide range of ambient air temperatures, from 10 to 32 °C. Modeling of the thermal modes of the reflux condenser, taking into account internal heat transfer and axial diffusion mixing, showed the presence of a significant temperature difference (up to 36 °C) between the BAC flow and the reflux wall in all operating modes. This point previously developers of household absorption refrigeration equipment was not noted, but it should be taken into account when regulating the heat load in the thermosyphon generator.

The obtained results of modeling should be checked in experimental studies and conducted, at least a qualitative assessment. In this case, to study the features of starting with the positional control mode and the "afterburner" load conditions of the thermosyphon generator in a wide range of ambient air temperatures. (required/обязательно)

Аннотация

Абсорбционные холодильники (АХ) имеют повышенное энергопотребление в сравнении с компрессионными аналогами из-за термодинамического несовершенства абсорбционного холодильного цикла, наличия малоинтенсивных диффузионных процессов массообмена в испарителе и абсорбере и потерь, связанных с выпариванием и последующей транспортировкой аммиака из генераторного узла в конденсатор и далее испаритель

Чтобы повысить энергоэффективность АХ, с точки зрения уменьшения потерь при транспортировке паров аммиака в испаритель, простой способ можно использовать для обеспечения теплоизоляции в подъемной части дефлегматора, но необходимо учитывать характеристики работы абсорбционного холодильного прибора (АХП) в широком диапазоне температур окружающего воздуха, от 10 до 32°С. Моделирование тепловых режимов дефлегматора, с учетом внутреннего теплообмена и аксиального диффузионного перемешивания, показало наличие значительной разницы температур (до 36°С) между потоком ВАС и стенкой дефлегматора АХА во всех режимах эксплуатации. Этот момент ранее разработчиками бытовой абсорбционной холодильной техники не отмечался, однако его надо учитывать при регулировании тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне.

Полученные результаты моделирования следует проверить в экспериментальных исследованиях и провести, как минимум качественную оценку. При этом изучить особенности запуска при позиционном режиме регулирования и режимы «форсажной тепловой нагрузки» генератора-термосифона в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды.

Несмотря на небольшую долю в ассортименте моделей бытовой холодильной техники (в среднем 5-10 % [1], 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 минус 24... минус 18°С (длительное низкотемпературное хранение) до 12°С (хранение плодоовощной продукции и охлажденных напитков) [2], а также комплексу присущих только им качеств как: бесшумность в работе, что делает их практически незаменимыми в гостиных, офисах, кабинетах, жилых комнатах, больницах и т.д.); возможность работы на неэлектрических энергоносителях (природный газ, дизельное топливо, бензин, керосин, пропан-бутан, биогаз, энергия солнечного излучения, горячие выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания и т.д.); 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 ряд преимуществ перед широко распространенными в настоящее время компрессионными аналогами [3]: высокая надежность и длительный ресурс экс-

плуатации из-за отсутствия в конструкциях компрессора; возможность работы на электрических источниках низкого качества (диапазон напряжения в сети 160...250 В); более низкая себестоимость (из-за отсутствия в конструкциях цветных металлов), а, следовательно, доступность широким слоям населения. Немаловажным положительным аспектом является и экологическая безопасность рабочего тела АХА (водоаммиачного раствора с инертным газом-водородом) [4], что исключает дорогостоящие мероприятия по переходу на природные хладагенты.

Также недавние исследования Очеретяного Ю.А. [5] 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 испаритель [6].

Как показал анализ, 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.

При этом следует обратить особое внимание на эффективность транспортировки аммиака в испаритель, особенно в условиях работы при пониженных температурах наружного воздуха. В настоящее время имеет место парадоксальная ситуация – при низких температурах воздуха в помещении энергопотребление АХА возрастает. Такое положение определяется режимами очистки и транспортировки аммиака на подъемном участке дефлегматора. В известных конструкциях АХА [7], которые проектируются для работы в позиционном режиме управления, подъемный участок дефлегматора выполняет функцию окончательной очистки пара аммиака от пара воды. Геометрические размеры подъемного участка дефлегматора определяются не расчетным путем, а из опыта практических разработок и компоновки рабочих элементов в составе конкретного АХА. Так, например, во всех современных конструкциях АХА внутренний диаметр подъемного участка не превышает 18 мм. Это ограничение связано с проблемами полного удаления парогазовой смеси из дефлегматора и конденсатора в абсорбер и испаритель в пусковом периоде. При большем диаметре трубы фронт парогазовой смеси размывается, часть инертного газа остается в зонах дефлегмации и конденсации и существенно снижает интенсивность этих процессов.

Длина участка дефлегматора определяется расположением конденсатора и ректификатора АХА. В однокамерных абсорбционных холодильниках это примерно 0,8 м, в двухкамерных – около 1,25 м.

Нижняя часть подъемного участка дефлегматора в зоне генератора закрывается общим теплоизоляционным кожухом. Толщина теплоизоляционного кожуха на подъемном участке дефлегматора не рассчитывается, а фактически определяется компоновкой элементов генераторного узла, имеющего сложную пространственную конфигурацию. Верхняя часть подъемного участка дефлегматора остается свободной (не закрытой теплоизоляцией).

Таким образом, очистка пара аммиака после ректификатора происходит как в зоне установки теплоизоляции (частично), так и на открытых участках подъемного дефлегматора. В идеальном режиме в конце подъемного участка дефлегматора процесс очистки аммиака заканчивается, флегма стекает в ректификатор, а чистый пар аммиака поступает в конденсатор.

Вместе с тем, при существующем подходе к проектированию подъемного участка дефлегматора идеальные режимы его работы практически нереализуемы. Это связано с неоптимальным выбором размеров участков открытой и теплоизолированной зоны и толщины теплоизоляционного кожуха в нижней части дефлегматора.

В результате такого подхода в конденсатор поступает либо неочищенный пар аммиака, либо конденсация аммиака начинается уже в верхней части подъемного участка дефлегматора. Оба этих фактора неблагоприятно влияют на холодопроизводительность испарителя и энергетическую эффективность АХА.

Первый фактор достаточно легко устраняется за счет увеличения поверхности теплообменника, например, за счет установки ребер или увеличения длины трубы за счет зигзагообразного изгиба трубы в вертикальной плоскости.

Второй фактор может быть устранен посредством увеличения толщины теплоизоляционного покрытия нижнего участка дефлегматора, однако он будет оказывать неблагоприятное влияние при работе АХА в широком диапазоне температур окружающей среды – вызывать конденсацию паров аммиака.

Объект исследования – подъемный участок дефлегматора АХА.

Предмет исследования – рабочие режимы (поля температур и концентраций потока рабочего тела).

Методы исследования – теоретические, путем моделирования рабочих режимов.

Моделирование режимов тепломассообмена в дефлегматоре АХА

Как отмечалось выше моделирование тепловых режимов дефлегматоров АХА позволит изучить особенности их работы в широком диапазоне температур окружающей среды и определиться с оптимальным, с точки зрения энергосбережения, способом его управления.

Требуют проверки и результаты моделирования подъемного участка дефлегматора, полученные ранее с допущением об идеальном перемешивании потока ВАС в радиальном направлении. [8-10].

В основе модельных подходов и представлений лежит «поверочный» расчет некоторой конструкции теплоизолированного, в общем случае – частично, дефлегматора АХА с известными габаритными и теплотехническими характеристиками: размеры дефлегматора (тепловой изоляции): длина $L_D(L_{IS})$, внутренний d_{in} (d_{in}^{is}) и наружный d_{out} (d_{out}^{is}) диаметры; коэффициенты теплопроводности материала стенки трубы дефлегматора (λ_D) и материала тепловой изоляции (λ_{TI}).

Известными считаются условия отвода тепла к воздуху окружающей среды: температура воздуха – t_{ENV} , коэффициент конвективного теплообмена – α_K , степень черноты поверхности стенки дефлегматора – ε . Для большинства отечественных и зарубежных моделей $\varepsilon = 0,876$ (эмаль черная блестящая). Рабочий уровень давления в АХА умеренного климатического исполнения составляет $P_o = 2,0$ МПа [11].

На вход (в нижнюю часть) дефлегматора поступает насыщенная паровая водоаммиачная смесь (ВАС) с массовым расходом – G_{ent}'' , температурой – \mathcal{G}_{ent} , массовой концентрацией – ξ_{ent}'' .

Наружные поверхности дефлегматора находится в тепловом взаимодействии с воздухом окружающей среды и имеют температуру ниже, чем температура потока ВАС. При наличии разности температур стенки дефлегматора и потока насыщенной ВАС происходит частичная конденсация преимущественно высококипящего компонента смеси – пара воды.

При конденсации пара воды возникает разность концентраций по пару воды в ВАС между пристенным слоем и основным потоком. Разность концентраций приводит к возникновению диффузионного потока массы пара воды из основного ядра потока ВАС к стенке. При выпадении конденсата, преимущественно воды, из ВАС интегральная равновесная температура потока – \mathcal{G} снижается и на других участках дефлегматора температура потока и стенки будет снижаться.

Снижение температуры потока будет иметь место до полной очистки пара аммиака от пара воды. В дальнейшем будет идти конденсация чистого пара аммиака при постоянной температуре и потока, и стенки дефлегматора ($\mathcal{G}_{NH_3}^S$).

Противотоком ВАС по внутренней стенке дефлегматора стекает флегма, содержащая преимущественно воду. Оценка тепловых и гидродинамических параметров стекающего потока флегмы в диапазоне рабочих характеристик бытовых абсорбционных холодильников типа АШ-150 и АШ-160 [8-10] показала их незначительное воздействие на режимы работы дефлегматора и при дальнейшем модельном представлении наличие флегмы не учитывалось.

При тепловом взаимодействии парового потока ВАС и стенки дефлегматора происходит частичное охлаждение потока (Q_V) и выделяется теплота (Q_{Ph}) фазового перехода (теплота дефлегмации):

$$Q_D = Q_{Ph} - Q_V. \quad (1)$$

Часть тепла отводится в окружающую среду (Q_{ENV}), а часть – в виде аксиальных перетечек перераспределяется по стенке дефлегматора (Q_K), причем суммарный тепловой поток всегда направлен вверх,

Основной математической модели дефлегматора АХА являются уравнения сохранения тепла и массы [12], которые для элементарного i -того участка дефлегматора dx :

$$\Delta Q_{Di}(\tau) = Q_{Di} + Q_{ENVi} + Q_{Ki}, \quad (2)$$

$$G''_{ent} = G''_{\Delta x} + G'_{\Delta x}, \quad (3)$$

где $G''_{\Delta x}$ и $G'_{\Delta x}$ – массовые расходы паровой ВАС на выходе участка Δx и флегмы, соответственно, кг/с.

Математическую модель дефлегматора АХА, как объекта с распределенными параметрами, в общем виде можно представить уравнением теплового баланса элементарных ячеек корпуса в частных производных [8, 10, 13]:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho_D c_D \theta_D) = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda_D \frac{\partial \theta_D}{\partial x}) + Q(x), \quad (4)$$

где θ_D – температура стенки дефлегматора АХА, °С;

ρ_D, c_D, λ_D – плотность, теплоемкость, коэффициент теплопроводности стенки дефлегматора, соответственно, кг/м³; Дж/(кг·К); Вт/(м·К);

$Q(x)$ – интегральный тепловой поток от внутренних источников тепла по высоте дефлегматора, Вт;

τ – время, с.

Левая часть уравнения (4) представляет собой изменение внутренней энергии элементарной ячейки стенки дефлегматора во времени, а правая – сумму конвективных тепловых потоков при охлаждении и дефлегмации паровой ВАС Q_D , при теплорассеивании в окружающую среду Q_{ENV} и кондуктивных перетоков тепла от соседних ячеек (в общем случае с двух сторон $Q_{K(i+1)}$ и $Q_{K(i-1)}$).

В результате в общем случае температура $\theta_{Di}(\tau)$ каждой i -ой элементарной ячейки дефлегматора определяется начальными значениями температуры на этом участке $\theta_{Di}(\tau = 0)$ и суммарным тепловым потоком к ней

$$\theta_{Di}(\tau) = \theta_{Di}(\tau = 0) + \frac{1}{m_{Di} c_{Di}} \int_0^{\tau} \Delta Q_i(\tau) d\tau, \quad (5)$$

где $\Delta Q_i(\tau) = \Delta Q_D + \Delta Q_{ENV} + \Delta Q_{K(i+1)} + \Delta Q_{K(i-1)}$ – алгебраическая сумма тепловых потоков в элементарные ячейки дефлегматора, Вт.

На первых этапах моделирования дефлегматоров АХА [8-10, 11] процесс внутреннего массообмена при дефлегмации (конденсации преимущественно пара высококипящего компонента – воды) представляли идеальным, т.е. считали, что имеет место идеальное переме-

шивание потока в радиальном направлении от ядра потока к стенке дефлегматора. Как и в ранних работах [11], рассматривается выпускаемый отечественный АХП «Киев-410» типа АШ-160 с трубчатым дефлегматором наружным диаметром 0,016 м, а внутренним – 0,0146 м.

Дальнейшие оценки параметров потока ВАС паровой смеси в диапазоне работы типичных дефлегматоров бытовых АХП отечественного и зарубежного исполнения, показали наличие ламинарного режима движения с числами Рейнольдса 350...600 при линейной скорости 0,0075...0,0130 м/с [14].

Наличие ламинарного слоистого течения потока ВАС не предполагает идеальное перемешивание потока в радиальном направлении. В этом случае возникает своеобразное сопротивление поперечному потоку вещества, и для создания максимально адекватной модели дефлегматора представляется целесообразным провести учет такого фактора.

Так, для цилиндрических координат (высота элементарной ячейки dx) поток массы (кг/с) будет определяться следующей зависимостью [13]:

$$dm_w = \frac{\mu_w}{8314 \cdot T} \cdot \frac{P_{W(r=r_0)} - P_{W(r=r_D)}}{\ln \frac{d = d_{in}}{d = d_D}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot D_{AB} \cdot dx, \quad (6)$$

где $\mu_w = 18$ кг/кмоль – молярная масса диффундирующего компонента-пара воды; $P_{W(r=r_0)}, P_{W(r=r_D)}$ – парциальные давления пара воды в потоке паровой ВАС, соответственно, в ядре потока и в пристенной зоне дефлегматора, Па; D_{AB} – коэффициент диффузии пара воды в паровой ВАС, м²/с; T – абсолютная температура диффундирующего компонента, К; d_D – текущее численное значение диаметра дефлегматора, м.

Парциальные давления пара воды в потоке паровой ВАС определяется по зависимостям, построенным по табличным данным [15].

Коэффициент диффузии бинарных систем может быть рассчитан по соотношению Фуллера, Шлеттера и Гиддингса [16]:

$$D_{AB} = \frac{10^{-7} \cdot T_s^{1,75} \cdot \left(\frac{M_x + M_{H_2}}{M_x \cdot M_{H_2}} \right)^{\frac{1}{2}}}{P_0 \cdot \left((\sum \nu)_x^{\frac{1}{3}} + (\sum \nu)_{H_2}^{\frac{1}{3}} \right)^2} \quad (7)$$

где $(\sum \nu)_x^{\frac{1}{3}} = 14,9$; $(\sum \nu)_{H_2}^{\frac{1}{3}} = 7,07$ – атомные диффузионные объемы, соответственно, аммиака и водорода, $[P_0] = \text{бар}$, $[T_s] = K$.

При моделировании тепловых режимов дефлегматора АХА были приняты допущения: по длине элементарного участка дефлегматора dx температуры стенки и парового потока ВАС постоянны в аксиальном направлении, соответственно, $\theta = const$ и $\mathcal{G} = const$; массовая концентрация парового потока ВАС по длине элементарного участка дефлегматора dx изменяется по логарифмическому закону в соответствии с соотношением (6).

С учетом этих допущений алгебраическая сумма тепловых потоков в элементарные ячейки дефлегматора приобретает следующий вид:

а) входной (начальный) участок:

$$\tilde{\alpha}_D (\mathcal{G}_{ent} - \theta_1) = \alpha_{D(1)} (\mathcal{G}_{ent} - \theta_1) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_1 - t_{env}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_1 - \theta_2) \cdot F_{sec}; \quad (7)$$

б) выходной (конечный) участок (K):

$$\tilde{\alpha}_D (\mathcal{G}_{ent} - \theta_K) = \alpha_{D(K)} (\mathcal{G}_{ent} - \theta_K) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_K - t_{env}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_{K-1} - \theta_K) \cdot F_{sec}; \quad (8)$$

в) промежуточный участок i :

$$\begin{aligned} \tilde{\alpha}_D (\vartheta_{ent} - \theta_i) = \alpha_{D(i)} (\vartheta_i - \theta_i) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_i - t_{env}) \cdot \Delta x + \\ + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_{i-1} - 2\theta_i + \theta_{i+1}) \cdot F_{sec}; \end{aligned} \quad (9)$$

где $\tilde{\alpha}_D$ – условный коэффициент теплообмена при дефлегмации парового потока ВАС, учитывающий процесс фазового перехода, согласно соотношению [17]), Вт/(м²·К); ϑ, θ – температуры на участке Δx парового потока ВАС и стенки дефлегматора, соответственно, °С; $\alpha_{D(i)}$ – коэффициент конвективного теплообмена между стенкой дефлегматора и потоком ВАС, Вт/(м²·К); K_l – линейный коэффициент теплопередачи между конденсирующейся флегмой и воздухом окружающей среды на участке Δx , Вт (м·К); ΔF_{in} и F_{sec} – площадь внутренней стенки участка Δx и аксиального сечения трубы дефлегматора, соответственно, м².

Для расчета наружного конвективного теплообмена вертикальной трубы в режиме Естественной конвекции ($\alpha_{конв}$) использовалась эмпирическая формула 18 а для расчета лучистого теплообмена ($\alpha_{луч}$) формула Стефана-Больцмана [18].

Суммарный коэффициент сложного лучисто-конвективного теплообмена рассчитывается как аддитивная сумма составляющих [13]:

$$\begin{aligned} \alpha_{\Sigma} = \alpha_{конв} + \alpha_{луч} = [1,67 + 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\theta_D + \theta_{ENV}}{2}\right) \cdot (\theta_D - \theta_{ENV})^{\frac{1}{3}}] + \\ + 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,876 \cdot \left(\frac{(273 + \theta_D)^4 - (273 + \theta_{ENV})^4}{\theta_D - \theta_{ENV}}\right). \end{aligned} \quad (10)$$

Условный коэффициент теплообмена при дефлегмации парового потока ВАС рассчитывается на основе уравнения [13]:

$$\tilde{\alpha}_D = 28,5 \cdot \frac{\lambda_{cm}}{d_{in}^{0,2}} \left(\frac{Q_{ph}}{\Delta F_{in} \cdot r \cdot \eta_{cm}''}\right)^{0,8} \cdot Pr_{cm}^{0,33}, \quad (11)$$

где λ_{cm} – коэффициент теплопроводности паровой ВАС [16]:

$$\lambda_{cm} = \lambda_A \cdot (1 - \xi'') + \lambda_X \cdot \xi'' \quad (12)$$

λ_A, λ_X – коэффициенты теплопроводности пара воды и пара аммиака при параметрах ВАС, соответственно, Вт/(м·К); ξ'' – массовая концентрация пара аммиака в насыщенной паровой ВАС; Q_{ph} – тепловой поток при фазовом переходе в процессе дефлегмации, Вт:

$$Q_{ph} = dm_w \cdot r, \quad (13)$$

r – удельная теплота фазового перехода при дефлегмации ВАС при давлении в системе P_o и массовой концентрации аммиака в паровой смеси ξ'' ; Pr_{cm} – число Прандтля для паровой ВАС при давлении в системе P_o и массовой концентрации аммиака в паровой смеси ξ'' ; η_{cm}'' – коэффициент динамической вязкости паровой ВАС [19]:

$$\begin{aligned} \eta_{cm}'' = (0,866 + 0,0000753 \cdot T_s + 0,00001 \cdot T_s^2 + 0,09163 \cdot \xi'' + \\ + 0,00952 \cdot T_s \cdot \xi'' - 0,000106 \cdot T_s^2 \cdot \xi'' + \\ + 0,172 \cdot (\xi'')^2 - 0,0079 \cdot T_s \cdot (\xi'')^2 + 0,000104 \cdot T_s^2 \cdot (\xi'')^2) \cdot 10^{-5}, \text{ Па} \cdot \text{с}; \end{aligned} \quad (14)$$

T_s – абсолютная температура насыщения паровой ВАС, К;

Для изучения представленной выше гипотезы о перспективности регулирования условий теплорассеивания с наружной поверхности дефлегматора при изменении температуры

воздуха в помещении был рассмотрен случай конвективного теплообмена в замкнутом пространстве. Особенности теплообмена в ограниченном пространстве подробно изученный в [18] и для воздушных цилиндрических прослоек толщиной $\delta \geq 10$ мм рекомендовано соотношение для коэффициента конвективного теплообмена

$$\alpha = 0,91 \cdot \frac{\delta}{d_m \cdot \ln\left(\frac{d_\sigma}{d_m}\right)} \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{\delta}}, \quad (15)$$

где d_m, d_σ – диаметры цилиндрической воздушной прослойки – меньший и больший, соответственно, м; Δt – разность температур на стенках воздушной прослойки, °С.

Согласно тем же рекомендациям [18] для создания практически адиабатных условий использовались воздушные прослойки менее 5 мм, в которых естественная конвекция отсутствует, а процесс переноса тепла проходит кондукторным путем.

Коэффициент конвективного теплообмена между стенкой дефлегматора и ламинарным потоком ВАС, удовлетворяющим соотношению

$$\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d}{l} > 10 \quad (16)$$

рассчитывался на основе зависимости [13]:

$$\text{Nu} = 1,86 \cdot (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,33} \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}, \quad (17)$$

где $\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ – эмпирический поправочный коэффициент, учитывающий влияние

температуры на вязкость жидкостей. Для газов и паров он практически равен единице.

Предварительный численный анализ показал возможность использования соотношения (17) в диапазоне параметров потока, состава и температур ВАС в типичных АХА бытового исполнения.

При движении парового потока ВАС по длине дефлегматора происходит не только убыль высококипящего компонента, но и снижение температуры потока за счет конвективного теплообмена со стенкой трубы.

Из уравнений баланса тепла и массы на некотором участке дефлегматора Δx можно получить зависимость для температуры парового потока на его выходе \mathcal{G}'' , зная температуру \mathcal{G}' на входе участка, условия теплообмена и параметры потока:

$$\mathcal{G}'' = \left[\frac{G''_{\Delta x} \cdot c_p \cdot \mathcal{G}' - \alpha \cdot \Delta F_{in} \cdot (\mathcal{G}'/2 - \theta)}{\alpha \cdot \Delta F_{in} / 2 + c_p \cdot (G''_{\Delta x} - dm_w)} \right], \quad (18)$$

где c_p – массовая изобарная теплоемкость паровой ВАС на участке Δx , Дж/(кг·К);

α – коэффициент конвективного теплообмена между паровым потоком ВАС и стенкой дефлегматора, рассчитанный по формуле (17), Вт/(м²·К).

Модельные представления о тепловых и гидравлических режимах дефлегматора АХА реализованы в среде имитационного моделирования Simulink программы MATLAB [20]. Учет изменения теплофизических свойств паровой ВАС в зависимости от состава проводился при помощи встроенного блока Look-Up-Table.

По приведенному выше алгоритму выполнен расчет температурных полей для дефлегматора диаметром $16 \times 1,4$ мм. Материал трубы – конструкционная сталь ($d_{in} = 45$ Вт/(м·К)). Материал теплоизоляции кожуха – ткань из стекловолокна ($\lambda_{ti} = 0,056$ Вт/(м·К)).

На вход дефлегматора АХА поступает поток ВАС с температурой, варьируемой в зависимости от температуры воздуха окружающей среды в соответствии с экспериментальными данными ряда исследователей [8, 21, 22]. С учетом этих же результатов задаются массовые

расходы на входе дефлегматора при тепловых нагрузках: 70; 100 и 150 Вт. Эти значения тепловых нагрузок лежат в диапазоне с минимальными температурами в холодильной камере АХП. В дальнейшем было проведено моделирование тепловых режимов дефлегматора размером 0,20 м, с 20 элементарными участками размером по 0,01 м.

Рассмотрены два варианта работы дефлегматора – без тепловой изоляции подъемного участка и работа в идеальных адиабатных условиях.

В первом случае моделирование проводилось при температурах: 10; 17; 25 и 32°C, а во втором, при 10 и 25°C. Нижний предел диапазона моделирования (10°C) соответствует международному классу исполнения бытового прибора SN^{\square} , а верхний умеренному климату [23]. При температуре воздуха в помещении 25°C проводится тестирование на энергопотребление бытового холодильного прибора [23].

Анализ результатов моделирования (табл.1) позволил выявить значительную расчетную разность температур между потоком ВАС и стенкой дефлегматора АХА.

Таблица 1 – Расчетная разность температур между потоком ВАС и стенкой дефлегматора АХА при различных температурах наружного воздуха и тепловой нагрузке в генераторе-термосифоне

Дефлегматор без теплоизоляции				
Тепловая нагрузка генератора-термосифона АХА, Вт	Температура воздуха окружающей среды, °С			
	10	17	25	32
70	19	18	15	16
100	29	28	28	24
150	36	34	32	29
Дефлегматор с теплоизоляционным покрытием				
Тепловая нагрузка генератора-термосифона АХА, Вт	Температура воздуха окружающей среды, °С			
	10	-	25	-
70	13	-	16	-
100	23	-	23	-
150	28	-	28	-

Анализ таблицы 1 показал, что минимальная разность температур между потоком ВАС и стенкой дефлегматора АХА имеет место в адиабатных условиях работы дефлегматора, когда влияние окружающей среды отсутствует.

Полученные результаты подтвердили известный факт о неработоспособности АХА штатной конструкции (без тепловой изоляции всего подъемного участка дефлегматора) в условиях низкой температуры окружающей среды (10°C) и минимальных тепловых нагрузках на генераторе-термосифоне (70 Вт).

При моделировании было показано, что при увеличении тепловой нагрузки начинается запуск АХА (при 100 и 150 Вт). При 100 Вт температура на выходе дефлегматора 64 °С. При давлении в системе 2,0 МПа массовая концентрация паровой ВАС 0,997, т.е. движется практически чистый аммиак. При 150 Вт температура на выходе дефлегматора 73°C, а массовая концентрация – 0,994.

Начиная с 17 °С воздуха окружающей среды даже и при минимальной нагрузке в конденсатор проходит практически чистый пар аммиака. При этом на половине длины дефлегматора (в верхней части) находится поток ВАС с массовой концентрацией 0,990.

При 25°C и тепловой нагрузке 150 Вт паровой фронт продвигается до конца дефлегматора и реализуется штатный режим очистки ВАС.

Такой же эффект имеет место и при 70 Вт, но уже при температуре воздуха окружающей среды 32 °С.

В адиабатных условиях проход потока ВАС при 10°C имеет место уже при минимальной тепловой нагрузке 70 Вт. Этот момент можно определить по температуре стенки дефлегматора, по ряду испытаний [8, 22] равной 65°C. Эта температура соответствует минимальной температуре в холодильной камере и температуре в конце кипения ВАР, не выше 170°C. Ограничение по температурам кипения связано с экспоненциальным увеличением интенсивности коррозионных процессов в зоне теплоподвода генератора-термосифона [24].

При 100 Вт в конце дефлегматора температура 88°C, что соответствует массовой концентрацией аммиака в потоке ВАС 0,985 (рис.2.35), а при 150 Вт, соответственно, параметры потока 93 °C и 0,970.

При 25°C при 70 Вт температура потока на выходе 81°C (рис.2.39), а массовая концентрация аммиака в потоке ВАС 0,996, при 100 Вт и 150 Вт, это соответственно, 88°C, 0,985 и 93°C, 0,977.

Выводы

1. Повысить энергетическую эффективность АХП, в части снижения потерь при транспортировке пара аммиака в испаритель можно достаточно простым способом – установить тепловую изоляцию на подъемном участке дефлегматора, однако необходимо учитывать особенности работы АХП в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды – от 10 до 32°C. Так, расчеты показали целесообразность установки тепловой изоляции только при низкой температуре окружающей среды в диапазоне тепловых нагрузок генератора-термосифона 70...150 Вт.

2. Моделирование тепловых режимов дефлегматора, учитывающее внутренний теплообмен и аксиальное диффузионное перемешивание, показали наличие значительной разности температур между потоком ВАС и стенкой дефлегматора во всех режимах эксплуатации. Этот момент ранее разработчиками бытовой абсорбционной холодильной техники не отмечался, однако его надо учитывать при регулировании тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне, когда датчик температуры крепится в характерной точке дефлегматора.

3. Полученные результаты моделирования следует проверить в экспериментальных исследованиях и провести, как минимум качественную оценку. При этом изучить особенности запуска при позиционном режиме регулирования и режимы «форсажной тепловой нагрузки» генератора-термосифона в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды.

Список литературы

1. Титлов, А. С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов / 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. Разработка универсального энергосберегающего и экологически безопасного холодильного оборудования для фермерских и крестьянских хозяйств Украины / А. С. Титлов, О. Б. Васылив, С. Н. Кудашев // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства "Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних та харчових виробництв". – Харків : ХДТУСП. – 2001. – № 5. – С. 252–260.
3. Бабакин, Б. С., Выгодин, В. А. Бытовые холодильники и морозильники / 2-е изд., испр. и доп. – М.: Колос, 2000. – 656 с.
4. Титлов, А. С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники / А.С.Титлов // Холодильная техника и технология. –1997. –№ 57. – С. 39–41.
5. Очеретяный, Ю. А. Результаты испытаний транспортного абсорбционного холодильника с горелочным устройством // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 2. – С. 34–37.
6. Титлов, А. С. Сравнительный анализ энергопотребления бытовых абсорбционных холодильников различного назначения / А. С. Титлов, Ю. А. Очеретяный, Н. Д. Захаров // Холодильная техника и технология. – 2007. – № 1. – С. 29–32.
7. Титлов, А. С. Поиск методов повышения энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов / А. С. Титлов, И. Н. Ищенко, О. А. Титлова, А. О. Холодков, Ю. А. Очеретяный // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №55(2). – С. 21–28.

8. Хобин, В. А., Титлова, О. А. Энергоэффективное управление абсорбционными холодильниками. – Херсон: Гринь Д.С., 2014. – 216 с.
9. Васылив, О. Б., Титлов, А. С., Холодков, А. О. Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. Холодильна техніка та технологія. – 2017. – № 54(1). – С. 7–18.
10. Kholodkov, A., Titlov, A. Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. EUREKA: Physics and Engineering. – 2017. – № 3. – P.31–40.
11. Титлов, А. С. Научно–технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис. ... д–ра техн. наук: 05.05.14 / Одеська нац. акад. харчових технологій. – Одеса, 2008. – 447 с.
12. Маньковський, О.Н., Толчинський, А.Р., Александров, В.М. Теплообменная аппаратура химических производств. – Л.: Химия, 1976. – 336 с.
13. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи. М.: Мир, 1983. 512 с. Абсорбционный холодильник: пат. 19328 Україна: МПК5 F 25 В 15/10. № 95321331; заявл. 03.04.91; опубл. 25.12.97, Бюл. №6.
14. Холодков А.О., Титлов А.С., Очеретяный Ю.А., Холодков А.О., Остапенко А.В. Разработка и исследование генераторов транспортных абсорбционных холодильных. Холодильна техніка та технологія. – 2016. – № 53(6). – С. 27–36.
15. Справочник. Свойства веществ. Холодильная техника / Богданов С. Н. и др.; – СПб.: СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.
16. Шервуд, Т., Пигфорд, Р., Уилки, Ч. Массопередача. – М.: Химия, 1982. – 696 с.
17. Стефановский, В. М. Исследование теплоотдачи при дефлегмации паров аммиака и воды // Холодильная техника. – 1966. – № 4. – С.32–36.
18. Дульнев, Г. Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. – М.: Высш. шк., 1984. – 247 с.
19. Ищенко И. Н., Титлов А. С., Осадчук Е. А. Инженерные методы расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств рабочего тела абсорбционного холодильного агрегата // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 4. – С. 80–83.
20. Кириллов, В. Х., Зуб, В. В., Титлов, А. С., Ширшков А. К. Компьютерное моделирование физических и технологических процессов. Теория, алгоритмы, программы. – Одесса: Издательство ВМВ, 2016. – 565 с.
21. Холодков, А. О., Титлов, А. С., Очеретяный, Ю.А., Холодков, А. О., Остапенко, А. В. Разработка и исследование генераторов транспортных абсорбционных холодильных // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – № 53(6). – С. 27–36.
22. Васылив, О. Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно–диффузионными холодильными машинами: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03 / Одеська держ. акад. харчових технологій. – Одесса, 1998.
23. ДСТУ 3023–95 (ГОСТ 30204–95, ISO 5155–83, ISO 7371–85, ISO 8187–91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань [Чинний від 1995–07–20]. Вид. офіц. – К.: Держстандарт України, 1996. – 22 с.
24. Ксенофонтова, Т. С., Маркив, Э. Я., Поляков, Д. А., Ходаковская, Т. А. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника // Холодильная техника. – 1986. – № 11. – С. 31–33.

Крусир Г.В., Соколова В.И. Исследование биотехнологической переработки полимерной тары Krusir G.V., Sokolova V.I. Research of biotechnological processing of polymeric container	145
Круглов А.А., Тазитдинов Р.Р. Обзор моделей расчета процессов испарения капель в вакууме Kruglov A.A., Tazitdinov R.R. Review of models for calculation of evaporation processes drops in vacuum	147
Крусир Г.В., Скляр В.Ю. Анализ вторичных ресурсов плодоовощной промышленности Krusir G.V., Sklyar V.Y. Analysis of secondary resources of the fruit and vegetable industry	152
Татаренко Ю.В., Коровин А.В., Ивановский М.И., Сагайдак Н.С. Пути развития холодильной промышленности в Российской Федерации Tatarenko Yu.V., Korovin A.V., Ivanovsky M.I., Sagaidak N.S. Ways of development of refrigerating industry in Russian federation	159
Титлов А.С., Холодков А.О., Приймак В.Г. Моделирование тепловых режимов дефлегматора абсорбционного холодильного агрегата в составе комбинированного бытового прибора Titlov A.S., Kholodkov A.O., Priymak V.G. Simulation of the thermal regime of the reflux condenser absorption refrigeration units in a combination of household appliances	162
Титлов А.С., Сагала Т.А., Дьяченко Т.В., Артюх В.Н., Магурян Н.С. Анализ перспектив использования парожеткторной и абсорбционной холодильных установок для охлаждения технологического газа и получения жидкого углеводородного топлива Titlov A.S., Sagala T.A., Dyachenko T.V., Artyukh V.N., Maguryan N.S. Analysis of prospects of the use steam jet and absorption chillers for cooling the process gas and extraction of liquid hydrocarbon fuels	170
Титлов А.С., Холодков А.О., Титлова О.А. Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора абсорбционного холодильного агрегата Titlov A.S., Kholodkov A.O., Titlova O.A. Modeling of thermal regimes of lifting site deflagmator absorption refrigerating unit	179
Филькин Н.Ю., Боле Е.С., Коляда Е.А., Гусаков В.А. Анализ газодинамической эффективности газовых фильтров с коротким диффузором при работе в условиях завихренного потока Filkin N.Yu., Bole E.S., Kolyada E.A., Gusakov V.A. The analysis of gas dynamic efficiency of gas filters with short diffusor when operating in the conditions of the swirled flow	190
Фот А.Н., Максименко В.А. Методика экономически обоснованного расчета холодильной машины с узлом конденсации комбинированного охлаждения Fot A.N., Maksimenko W.A. Method of calculation of reasonable cost chiller node condensation combined cooling	195