

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

за матеріалами
XVIII Всеукраїнської науково-технічної
онлайн-конференції
**«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ
ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ»**

29-30 вересня 2020 року



Одеса
Видавець Бондаренко М. О.
2020

УДК 621.31(075.8)

ББК 31.2я73

3-41

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Одеської національної академії харчових технологій,
протокол № 3 від 6 жовтня 2020 р.*

Відповідальний редактор:

Тітлов О. С., завідувач кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики, д-р. техн. наук, професор.

*За достовірність інформації
відповідає автор публікації*

Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської 3-41 науково-технічної онлайн-конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» 29-30 вересня 2020 року / ред. О. С. Тітлов. – Одеса : ФОП Бондаренко М. О., 2020. – 280 с.

ISBN 978-617-7829-81-1

До збірника включені матеріали сучасних наукових досліджень, що представлені вченими України, Білорусії, Молдови, Росії, а також роботи студентів.

Розглянуто наступні напрямки досліджень: тепломасообмін; теплофізичні властивості робочих тіл енергетичного обладнання; нанотехнології в холодильній техніці; екологічні проблеми енергетики; теплові насоси. Системи опалення та кондиціонування; теплообмінні апарати; енергетичні та екологічні проблеми нафтогазової галузі; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки; енергетичні та екологічні проблеми харчової промисловості; екологічна безпека; екологічні проблеми сучасності; раціональне використання природних ресурсів.

УДК 621.31(075.8)

ББК 31.2я73

ISBN 978-617-7829-81-1

© Одеська національна академія
харчових технологій, 2020

Секція 1:

**«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ
ЕНЕРГЕТИКИ»**

На підставі наведеного вище аналізу різних холодильних систем абсорбційного типу та результатів аналізу енергетичних характеристик циклів АВХМ, а також з урахуванням простоти конструкції і способу реалізації для подальшої розробки був обраний варіант традиційної АВХМ з теплообмінником розчинів і з бустер-компресором на магістралі подачі пари аміаку в конденсатор ,

Був проведений аналіз енергетичної ефективності циклів АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором.

Інтерес представляв своєрідний «модифікований холодильний коефіцієнт» циклу АВХМ, який являє собою відношення корисного ефекту (штучного холоду) до витраченої в циркуляційному насосі і бустер-компресорі електричної потужності. З урахуванням того, що теплова енергія гріє джерела надходить від неелектричного джерела, вона не враховується при аналізі.

Було показано, що з підвищенням температури гріє джерела від 80 °С до 100 °С ефективність АВХМ зростає майже в 2 рази.

УДК 621.574

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ДЕФЛЕГМАТОРА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

**Холодков А.О., канд. техн. наук, Титлов А.С., д.т.н., профессор, Титлова О.А., канд.
техн. наук, доцент**

Одесская национальная академия пищевых технологий

Бытовые абсорбционные холодильные приборы (АХП) на базе абсорбционных холодильных агрегатов (АХА) пользуются популярностью у потребителей благодаря широкому диапазону рабочих температур – от минус 24...минус 18 °С до 12 °С, что позволяет осуществлять длительное хранение разнообразных пищевых продуктов [1].

Рабочее тело АХА – водоаммиачный раствор с добавкой инертного газа (водорода, гелия либо их смеси) является экологически безопасным, т.е. имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парниково-го» эффекта [2].

АХП имеют ряд уникальных качеств [2–4]:

а) бесшумность, высокая надежность и длительный ресурс работы, отсутствие вибрации, магнитных и электрических полей при эксплуатации б) возможность использования в одном аппарате нескольких различных источников энергии – как электрических, так и неэлектрических;

в) возможность работы с некачественными источниками электрической энергии при напряжении в сети до 160 В.

К их достоинствам также относят минимальную стоимость по сравнению с существующими типами бытового холодильного оборудования [5].

Вместе с тем, АХП имеют повышенное по сравнению с аналогичными компрессионными моделями энергопотребление [6–10]. На наш взгляд, такое положение связано не только с несовершенством их холодильного цикла, но и с отсутствием соответствующих научных и инженерных разработок.

Сравнительно невысокая энергетическая эффективность АХА обуславливает и узкую область их применения, в основном, в качестве минихолодильников, и небольшую долю на рынке бытовой холодильной техники.

При поиске энергосберегающих режимов АХА необходимо 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 [11–13], 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 [5, 11].

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 [13] или увеличения длины трубы за счет зигзагообразного изгиба трубы в вертикальной плоскости [13].

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.

В такой ситуации актуальной становится разработка математической модели режимов работы подъемного участка дефлегматора АХА.

Математическая модель тепловых режимов дефлегматора АХА

Функциональная схема работы подъемного участка дефлегматора АХА представлена на **рис. 1**. В общем случае, исходя из общих физических представлений, можно выделить два режима работы дефлегматора:

а) режим очистки паровой смеси, когда температура стенки (t_s) превышает температуру конденсации аммиака ($\vartheta_{NH_3}^S$);

б) режим частичной конденсации чистых паров аммиака ($t_S \leq \vartheta_{NH_3}^S$).

При идеальном режиме работы дефлегматора реализуется режим "а".

Исходными данными при моделировании являются:

а) размеры подъемного участка дефлегматора (длина L_D , внутренний d_m и наружный d_{out} диаметры трубы);

б) коэффициенты теплопроводности материала стенки трубы дефлегматора (λ_S) и материала тепловой изоляции (λ_{ii});

в) массовый расход пара аммиака на выходе подъемного участка дефлегматора G_{ex}'' ;

г) параметры потока паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора (температура ϑ_{ent} , массовая концентрация ξ_{ent}'').

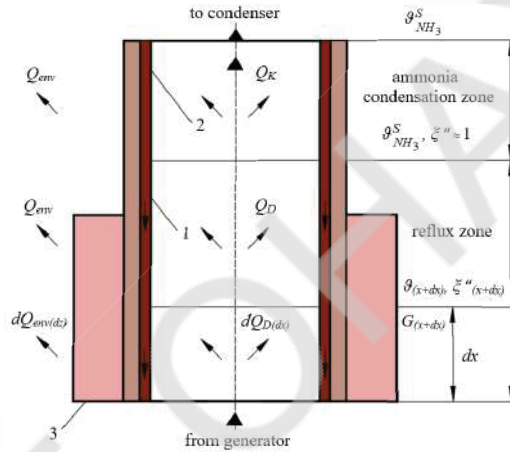


Рис. 1. Схема потоков тепла и массы в дефлегматоре

На вход подъемного участка дефлегматора поступает паровая водоаммиачная смесь с параметрами ϑ_{ent} , ξ_{ent}'' , G_{ent}'' .

При частичной дефлегмации на начальном (нижнем) участке за счет разности температур стенки и потока концентрация аммиака в нем увеличивается. Равновесная температура потока паровой смеси (ϑ) при этом снижается и на следующем, расположенном выше участке дефлегматора, температура стенки будет ниже, чем на начальном.

За счет изменения температуры стенки по высоте дефлегматора будут иметь место аксиальные перетоки тепла по сечению трубы (Q_{ax}).

Противотоком паровой смеси по внутренней стенке дефлегматора стекает охлажденная флегма. Теплота дефлегмации (Q_D) после подогрева флегмы (Q_F) отводится в окружающую среду (Q_{env}) как в зоне установки теплоизоляционного кожуха, так и со свободной поверхности трубы.

В основе математической модели лежат уравнения сохранения тепла и массы, которые для участка дефлегматора высотой Δx имеют вид

$$\Delta Q_{D(dx)} = \Delta Q_{env(dx)} + \Delta Q_F + \Delta Q_{ax}, \quad (1)$$

$$G''_{ax} = G''_{dx} + G'_{dx}, \quad (2)$$

где G''_{dx} и G'_{dx} – массовые расходы паровой смеси на выходе участка Δx и флегмы, образующейся на этом участке, соответственно, кг/с.

Для начального участка аксиальные перетоки тепла будут входить в левую часть уравнения (1) со знаком «плюс», а для конечного участка – со знаком «минус». На промежуточных участках вклад аксиальных перетоков представляет разность между притоком тепла от нижнего участка и оттоком тепла к верхнему участку.

При записи составляющих уравнения (1) применялись следующие допущения:

- а) термическое сопротивление пленки флегмы незначительно и при моделировании тепловых режимов дефлегматора ими можно пренебречь [14];
- б) температуры флегмы и стенки дефлегматора равны и на участке Δx постоянны;
- в) на участке Δx температура стенки дефлегматора постоянна в аксиальном и радиальном направлениях.

С учетом этих допущений уравнения (1) приобретает вид:

- а) входной (начальный) участок 1:

$$\alpha_{D(1)}(\vartheta_{ent} - t_1) \cdot \Delta F_{in} = K_l(t_1 - t_{env}) \cdot \Delta x + G_{F(1)} \cdot C_{F(1)}(t_1 - t_2) + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_1 - t_2) \cdot F_{sec}; \quad (3)$$

- б) выходной (конечный) участок K :

$$\alpha_{D(K)}(\vartheta_K - t_K) \cdot \Delta F_{in} = K_l(t_K - t_{env}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{K-1} - t_K) \cdot F_{sec}; \quad (4)$$

- в) промежуточный участок i ($i = 2 \dots K - 1$):

$$\alpha_{D(i)}(\vartheta_i - t_i) \cdot \Delta F_{in} = K_l(t_i - t_{env}) \cdot \Delta x + G_{F(i)} \cdot C_{F(i)}(t_i - t_{i+1}) + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{i-1} - 2t_i + t_{i+1}) \cdot F_{sec}; \quad (5)$$

где $\alpha_{D(i)}$ – коэффициент теплообмена при конденсации водоаммиачного парового потока, Вт/(м²·К);

ϑ, t – температуры на участке Δx парового потока и стенки (флегмы), соответственно, °С;

K_l – линейный коэффициент теплопередачи между конденсирующимся паровым потоком и окружающей средой на участке Δx , Вт/(м·К);

ΔF_{in} и F_{sec} – площадь внутренней стенки участка Δx и аксиального сечения трубы дефлегматора, соответственно, м²;

G_F, C_F – массовый расход и массовая теплоемкость поступающей флегмы, соответственно, кг/с и Дж/(кг·К).

Для нахождения неизвестных параметров парового потока на выходе участка Δx ($\vartheta_{(x+dx)}$, $G_{(x+dx)}$ и $\xi''_{(x+dx)}$) к уравнениям (3-5) добавляются уравнения материального баланса по подъемному участку дефлегматора.

С учетом того, что дефлегматор должен покинуть поток чистого аммиака G'' , а в ректификатор возвратится флегма, содержащая как воду G_w^D , так и аммиак G_a^D , выражения для равновесной массовой концентрации можно представить в виде:

- а) для паровой смеси

$$\xi'' = \frac{G'' + G_a^D}{G'' + G_a^D + G_w^D}; \quad (6)$$

б) для жидкой смеси (флегмы)

$$\xi' = \frac{G_a^D}{G_a^D + G_w^D}. \quad (7)$$

Равновесные концентрации определяются температурой ϑ_{ex} и полным давлением в системе. Решая систему (6), (7) относительно G_a^D и G_w^D , находим

$$G_a^D = G'' \cdot \frac{1 - \xi''}{\xi' - 1 + \xi'' \left(\frac{1 - \xi'}{\xi'} \right)}, \quad (8)$$

$$G_w^D = G_a^D \cdot \frac{1 - \xi'}{\xi'}. \quad (9)$$

Из уравнений (8) и (9) можно определить полный поток флегмы, стекающей в ректификатор

$$G_F = G_a^D + G_b^D. \quad (10)$$

Таким образом, по заданной входной концентрации потока паровой смеси и расхода очищенного аммиака на выходе можно однозначно определить расход паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора

$$G_{ex}'' = G'' + G_F. \quad (11)$$

На участке Δx теплоту дефлегмации можно выразить и через теплоту фазового перехода r :

$$\Delta Q_{D(\Delta x)} = G_{F(\Delta x)} \cdot r. \quad (12)$$

Массовая концентрация флегмы определяется по температуре стенки дефлегматора, которую в первом приближении можно принять равной температуре потока ϑ .

Находим долю аммиака и воды в потоке флегмы на участке Δx

$$G_{a(\Delta x)}^D = G_{F(\Delta x)} \cdot \xi'_{(\Delta x)}, \quad (13)$$

$$G_{w(\Delta x)}^D = G_{F(\Delta x)} \cdot (1 - \xi'_{(\Delta x)}). \quad (14)$$

С учетом сжиженной флегмы, запишем уравнение для массовой концентрации потока на выходе участка Δx

$$\xi_{ex(\Delta x)}'' = \frac{G'' + G_a^D - G_{a(\Delta x)}^D}{G'' + G_w^D - G_{w(\Delta x)}^D + G_w^D - G_{w(\Delta x)}^D}. \quad (15)$$

По значению концентрации $\xi_{ex(\Delta x)}''$ определяется равновесная температура потока паровой смеси на выходе участка Δx .

Представленная модель позволяет проводить как конструкторский, так и поверочный расчет подъемного участка дефлегматора АХА.

Минимизацию неизбежных потерь аммиака при его транспортировке в конденсатор при работе в условиях низких и комфортных температур воздуха в помещении предлагается осуществить исходя из следующих соображений.

В умеренных широтах АХА в «жестком» режиме эксплуатируется в году 2-3 месяца. Остальное время его работы проходит при температурах воздуха в помещении от 18 до 25 °С [15].

Предполагается, что оптимальным при этом будет следующий подход – провести расчет теплоизоляционного кожуха подъемного участка дефлегматора из условия полной очистки пара аммиака при температуре воздуха в помещении 32 °С. Такой подход к проектированию позволит осуществлять работу АХА в жестких условиях и минимизировать неизбежные потери при транспортировке в условиях умеренных и низких температур воздуха в помещении.

В результате конструкторского расчета подъемного участка дефлегматора с учетом исходных данных следует определить диаметр (d_{ii}) и высоту (h_{ii}) теплоизоляционного кожуха, при которых при температуре воздуха в помещении 32 °С обеспечивается полная очистка пара аммиака ($\zeta'' = 1$).

На первом этапе конструкторского расчета определяем диаметр теплоизоляционного кожуха на основе приближенного соотношения

$$G_{ent}'' \cdot i_{ent}'' - G'' \cdot i'' = \frac{\bar{g} - t_{env}}{R_{ii}}, \quad (16)$$

где i_{ent}'' и i'' – удельная энтальпия паровой водоаммиачной смеси на входе подъемного участка дефлегматора и пара аммиака на выходе, соответственно, Дж/кг;

\bar{g} – средняя температура паровой смеси на подъемном участке дефлегматора, °С;

$$\bar{g} = \frac{g_{ent} + g_{NH_3}^S}{2};$$

t_{env} – температура воздуха в помещении (принимается равной 25 °С);

R_{ii} – суммарное термическое сопротивление тепловой изоляции, К/Вт.

В результате расчета получаем распределение температур и концентраций по высоте подъемного участка дефлегматора и проводим оценку параметров парового потока на выходе. В случае если полная очистка аммиака не достигается, уменьшаем толщину теплоизоляции, а в случае, если очистка происходит на некотором расстоянии до выхода – увеличиваем. Расчет заканчиваем тогда, когда в пределах заданной точности на выходе подъемного участка дефлегматора достигается полная очистка пара аммиака. Фиксируем толщину теплоизоляционного кожуха.

На втором этапе при комфортной температуре воздуха в помещении 22 °С, проводим поверочный расчет теплоизоляционного кожуха. Определяем неизбежные потери аммиака при транспортировке в двух случаях – при традиционном проектировании с частичной

установкой теплоизоляции на подъемном участке дефлегматора и при полной его теплоизоляции.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет не только определить оптимальные конструкторские размеры теплоизоляционного кожуха на подъемном участке дефлегматора, но также определить неизбежные потери аммиака при транспортировке при умеренных и низких температурах, в том числе и при различных тепловых нагрузках на кипятильнике – генератор.

Система уравнений (3)–(5) – (12)–(15) решалась при помощи итерационного метода, основанного на непосредственном определении температуры в каждом узле из разностного уравнения балансов энергии [13].

Для участка цилиндрической трубы длиной Δx с учетом принятых допущений можно записать три типа уравнений – для входного и выходного участка и для промежуточных участков (рис. 2).

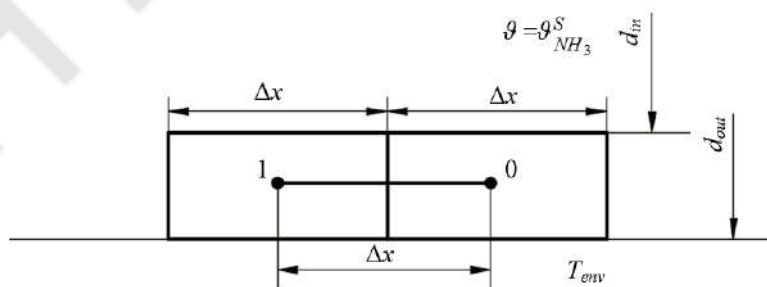
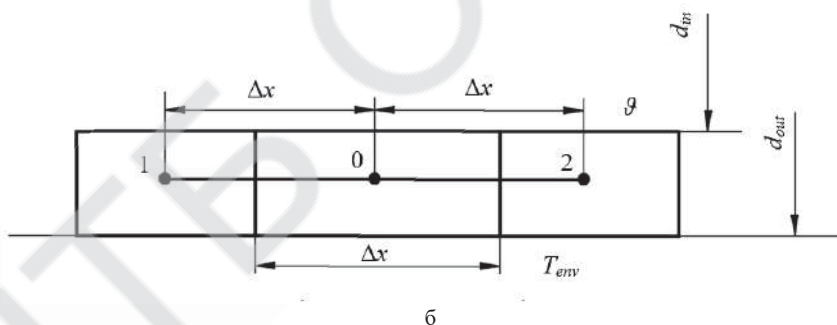
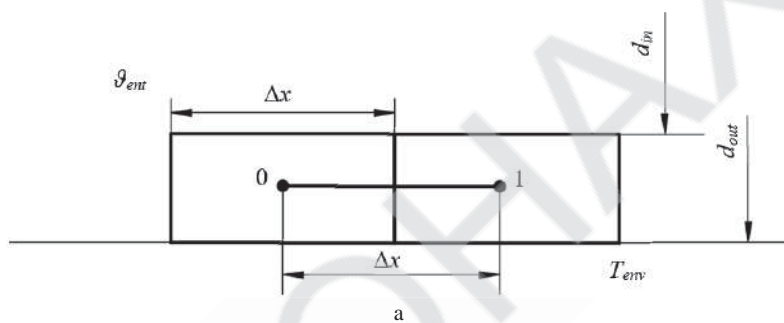


Рис. 2. Тепловые схемы типичных узлов подъемного участка дефлегматора АХА без теплоизоляционного кожуха: а – входной участок; б – промежуточный участок; в – выходной участок

Для случая «а» уравнение баланса энергии

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\vartheta_{ent} - T_0) \Delta x + G_{F(1)} \cdot C_{F(1)} \cdot (T_1 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec} (T_1 - T_0) + \alpha_k \pi d_{out} (T_{env} - T_0) \Delta x = 0. \quad (17)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{in} \cdot \Delta x; \quad B = G_{F(1)} \cdot C_{F(1)} \\ C = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec}; \quad D = \alpha_k \pi d_{out} \cdot \Delta x.$$

уравнение (17) примет вид

$$\frac{A \vartheta_{ent}}{(A + B + C + D)} + \frac{B + C}{(A + B + C + D)} \cdot T_1 + \frac{D}{(A + B + C + D)} \cdot T_{env} = T_0. \quad (18)$$

Обозначая постоянные величины в уравнении (18) соответствующим образом, получим соотношение для температуры узла «0»

$$T_0 = a_0 + a_1 T_1 + a_2 T_{env}. \quad (19)$$

Для случая «б» уравнение баланса энергии

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\vartheta - T_0) \Delta x + G_{F(2)} \cdot C_{F(2)} \cdot (T_2 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec} (T_1 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec} (T_2 - T_0) + \alpha_k \pi d_{in} (T_{env} - T_0) \Delta x = 0. \quad (20)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{in} \cdot \Delta x; \quad B = G_{F(2)} \cdot C_{F(2)}; \quad C = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec}; \quad D = \alpha_k \pi d_{in} \cdot \Delta x,$$

уравнение (20) примет вид

$$\frac{A}{(A + B + 2C + D)} \cdot \vartheta + \frac{C}{(A + B + 2C + D)} \cdot T_1 + \frac{B + C}{(A + B + 2C + D)} \cdot T_2 + \frac{D}{(A + B + 2C + D)} \cdot T_{env} = T_0. \quad (21)$$

Применяя аналогичные обозначения, получаем соотношение для температуры узла «0»

$$T_0 = b_0 + b_1 \vartheta + b_2 T_1 + b_3 T_2 \quad (22)$$

Для случая “в” уравнение баланса энергии:

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\vartheta - T_0) \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec} (T_1 - T_0) + \alpha_k \pi d_{in} (T_{env} - T_0) \Delta x = 0. \quad (23)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{in} \cdot \Delta x \quad ; \quad B = \frac{\lambda}{dx} F_{sec} \quad , \quad C = \alpha_k \pi d_{in} \cdot \Delta x,$$

уравнение (23) примет вид

$$\frac{A}{(A+B+C)} \cdot \vartheta + \frac{B}{(A+B+C)} \cdot T_{env} + \frac{C}{(A+B+C)} \cdot T_1 = T_0. \quad (24)$$

Упрощая (24) получим соотношение для температуры узла “0”

$$T_0 = c_0 + c_1 \vartheta + c_2 T_1 \quad (25)$$

Расчет по уравнениям типа (19), (22) и (25) проводился методом Гаусса-Зайделя [14], который позволяет значительно уменьшить время сходимости за счет постоянного обновления текущих расчетных температур.

Расчет тепловых режимов в зоне установки теплоизоляционного кожуха проводится аналогичным образом с учетом термического сопротивления цилиндрического слоя теплоизоляции.

Результаты расчетов подъемных дефлегматоров типичных бытовых АХА приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты расчета подъемного участка дефлегматора типичных бытовых АХА

Наименование расчетных параметров	Базовые объекты		
	Холодопроизводительность испарителя АХА, Вт		
	40	50	60
	Высота подъемной части дефлегматора, м		
	0,80	1,00	1,25
Массовый расход $G \cdot 10^5$, кг/с			
– аммиака во флегме	0,198	0,248	0,297
– воды во флегме	0,388	0,486	0,583
– флегмы	0,586	0,733	0,878
– пара аммиака на выходе дефлегматора	3,330	4,171	5,002
– паровой смеси на входе дефлегматора	3,916	4,905	5,882
Тепловая нагрузка подъемного участка дефлегматора, Вт	20,9	26,2	31,5
Термическое сопротивление тепловой изоляции при температуре воздуха, К/Вт:			
– 32 °С	2,54	2,02	1,68
– 22 °С	3,01	2,40	2,00
Тепловые потери при комфортной температуре воздуха в помещении (22 °С), Вт:			

– при установке тепловой изоляции на всем дефлегматора	1,8	2,2	3,3
– в базовой конструкции	7,4	10,9	13,7
Рост холодопроизводительности испарителя АХА по сравнению с базовой конструкцией, %	17	22	22

Расчеты проведены для трубы дефлегматора диаметром $16 \times 1,5$ мм. Материал трубы – сталь ($\lambda_s = 45$ Вт/(м·К)). Материал теплоизоляции кожуха – ткань из стекловолокна ($\lambda_{ti} = 0,056$ Вт/(м·К)). На вход подъемного участка дефлегматора поступает водоаммиачная паровая смесь с температурой равной 120 °С.

Обсуждение результатов

Расчет показал, что для обеспечения полной очистки потока пара аммиака в жестких условиях эксплуатации АХП толщина теплоизоляции подъемного участка дефлегматора в виде стекловолокнистой ткани должна быть толщиной 3...4 мм.

Анализ результатов расчета, приведенных в табл.1 показывает, что установка теплоизоляционного кожуха по всей высоте подъемного участка дефлегматора на основных базовых конструкциях АХА позволяет повысить холодильную мощность испарителя по сравнению с традиционной частичной теплоизоляцией подъемного участка дефлегматора на 17...22 %.

Особый интерес разработанная модель представляет при оптимизации режимов работы АХА с переменными тепловыми нагрузками в генераторе, в том числе и с форсажными. Имея зависимость расхода паровой смеси на входе в дефлегматор от подводимой тепловой нагрузки, можно контролировать расположение зоны очистки пара аммиака при любой температуре воздуха в помещении и реализовывать энергосберегающие режимы работы бытовых АХА с помощью электронных систем управления.

Выводы

АХП обладая рядом несомненных эксплуатационных преимуществ (надежность, длительный ресурс, бесшумность в работе, минимальная стоимость) перед компрессионными аналогами, а также универсальностью в использовании источников энергии, при наличии энергосберегающих технологий могут расширить свое присутствие на рынке бытовой холодильной техники.

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 °С.

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).

Моделирование тепловых режимов дефлегматора, выполненное в рамках настоящей работы, позволяет получить такие оптимальные параметры тепловой изоляции, причем была показана целесообразность установки тепловой изоляции по всей длине дефлегматора, что не практикуется в последних разработках ведущих производителей.

В результате было показана перспективность установки тепловой изоляции на всем участке дефлегматора, что позволяет повысить энергетическую эффективность на 17...22 %.

Особое значение данное исследование имеет для систем энергосберегающего управления АХП, которые используют индикаторы температур в характерных точках дефлегматора для выработки управляющего воздействия [16].

Список литературы

1. Tassou, S., De-Lille, G., & Ge, Y. (2009). Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport. *Applied Thermal Engineering*, 29(8-9), 1467-1477. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.06.027.
2. Rodríguez-Muñoz, J., & Belman-Flores, J. (2014). Review of diffusion–absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30, 145-153. doi:10.1016/j.rser.2013.09.019.
3. Paiguy Armand Ngouateu Wouagfack & Rene Tchinda (2014). Optimal performance of an absorption refrigerator based on maximum ECOP. *International Journal of Refrigeration*, 40, 404-415. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.11.025.
4. Abdullah Yildiz (2016). Thermoeconomic analysis of diffusion absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 99, 23-32. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.01.041.
5. Mustafa Ali Erzöz (2015). Investigation the effects of different heat inputs supplied to the generator on the energy performance in diffusion absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 54, 10-21. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.02.013.
6. Dincer, I., & Ratlamwala, T. A. (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. *Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology*, 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9_8
7. Acuna, A., Velazquez, N., Cerezo, J. (2013). Energy analysis of an absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substance and ammonia as the refrigerant, 51, 1273-1281.
8. Abdullah Yildiz, Mustafa Ali Erzöz, Bengi Gözmen (2014). Effect of insulation on the exergy performance in Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) systems. *International Journal of Refrigeration*, 54, 161-167. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.04.021.
9. Zhang, N., & Lior, N. (2007). Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration. *Journal of Energy Resources Technology J. Energy Resour. Technol.*, 129(3), 254. doi:10.1115/1.2751506.
10. Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., & Borde, I. (2007). The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. *Applied Thermal Engineering*, 27(13), 2213-2219. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.025
11. Mazouz, S., Mansouri, R., & Bellagi, A. (2014). Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. *International Journal of Refrigeration*, 45, 83-91. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.06.002.
12. Dincer, I., & Ratlamwala, T. A. (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. *Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology*, 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9_8.
13. Titlov, A. S. (2007). Sovremennyiy uroven razrabotok i proizvodstva byitovyih absorbtionnyih holodilnyih priborov. *Holodilnyiy Biznes*, 8, 12-17.
14. Kirillov, V.KH., Zub, V.V., Titlov, A.S., Shirshkov A.K. *Komp'yuternoye modelirovaniye fizicheskikh i tekhnologicheskikh protses-sov. Teoriya, algoritmy, programmy*. Odessa: Izdatel'stvo BMB, 2016. – 565 s.
15. Selivanov, A. P. (2013). Absorbtsionnyie holodilnyie apparaty sezonnogo tipa. *Sovremennoe sostoyaniye i tendentsii razvitiya. Zbirnik Naukovih Prats NUK*, (5-6), 82-88.
16. Titlova, O. O. (2011). Avtomatizirovannoe rabochee mesto issledovatelya teplovyih protsessov v absorbtionnyih holodilnyih priborah. *Avtomatizatsiya Tehnologicheskikh I Biznes-protsessov*, 60-64.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ТРЕХПОТОЧНОМ ИСПАРИТЕЛЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА	
<i>Титлов А.С., Васылив О.Б., Адамбаев Д.Б.</i>	165
ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ БРОСОВОЙ ТЕПЛОТЫ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ	
<i>Титлов А.С., Дорошенко В.М., Закушняк М.Ю.</i>	175
РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ АППАРАТАМИ	
<i>Титлов А.С., Титлова О.А., Березовская Л.В.</i>	178
ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ НА СУДАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ	
<i>Титлов О.С., Адамбаев Д.Б., Редунов Г.М.</i>	180
РОЗРОБКА СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ	
<i>Титлов О.С., Осадчук Є.О., Васи́лів О.Б., Адамбаев Д.Б.</i>	182
МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ДЕФЛЕГМАТОРА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА	
<i>Холодков А.О., Титлов А.С., Титлова О.А.</i>	184
РАЗРАБОТКА ПЕРВИЧНЫХ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ МОЛОКА НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ И БРОСОВЫХ ИСТОЧНИКАХ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ	
<i>Цой А.П., Титлов А.С., Алимкешиова А.Х., Джамашева Р.А.</i>	195
РАЗРАБОТКА БЫТОВЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ПРИБОРОВ С ТЕПЛОВЫМИ КАМЕРАМИ	
<i>Титлов А.С., Гратий Т.И., Козонова Ю.А., Приймак В.Г.</i>	211
ПРЯМЕ ПІДКЛЮЧЕННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО НАСОСУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ВІД ФОТОЕЛЕКТРИЧНОГО МОДУЛЯ	
<i>Баганов Є.О., Соловійов М.В.</i>	213
Секція 2: «ЕКОЛОГІЯ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА РАЦІОНАЛЬНЕ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ»	217
МОРСЬКІ НАФТОВІ ТЕРМІНАЛИ – ДЖЕРЕЛА ВПЛИВУ НА АТМОСФЕРНЕ ПОВІТРЯ І ПРИРОДООХОРОННІ ЗАХОДИ	
<i>Купріяшкіна О.В., Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б.</i>	218
МОРСЬКІ НАФТОВІ ТЕРМІНАЛИ – ДЖЕРЕЛА ВПЛИВУ НА ВОДНІ РЕСУРСИ І ШЛЯХИ ЙОГО ЗМЕНШЕННЯ	
<i>Купріяшкіна О.В., Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б.</i>	221
ПРИРОДООХОРОННІ ЗАХОДИ ЩОДО БЕЗПЕЧНОГО ПОВОДЖЕННЯ З ВІДХОДАМИ НАФТОВИХ ТЕРМІНАЛІВ	
<i>Купріяшкіна О.В., Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б.</i>	223

Наукове видання

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

за матеріалами
XVIII Всеукраїнської науково-технічної
онлайн-конференції

«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ»

29-30 вересня 2020 року

(українською, російською, англійською мовами)

Підписано до друку 6.10.2020
Формат 60×84/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Друк офсетний. Ум. др. арк. 16,27. Наклад 100 прим.
Зам № 231120/2

Надруковано з готового оригінал-макету у друкарні «Апрель»
ФОП Бондаренко М.О.
65045, м. Одеса, вул. В.Арнаутська, 60
тел.: +38 048 700 11 55
www.aprel.od.ua

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до державного реєстру видавців ДК № 4684 від 13.02.2014 р.