

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТИ
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ТОҢАЗЫТУ АКАДЕМИЯСЫ
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



V ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ КОНФЕРЕНЦИЯ
«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2015»
V МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2015»
V INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2015»

Конференция баяндамаларының жинағы

19 ақпан, 2015 ж.

Сборник докладов конференции

19 февраля 2015 г.

Proceedings of the Conference

February 19, 2015

Алматы, 2015

УДК 621.56/59 (063)
ББК 31.397
К14

Сборник докладов подготовлен под редакцией доктора химических наук,
академика **Кулажанова К.С.**

Редакционная коллегия:

Цой А.П., Кизатова М.Ж., Бараненко А.В.,
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2015: Сборник докладов международной научно-технической конференции (19 февраля 2015 г.) – Алматы: АТУ, 2015. – 152 с.

ISBN 978-601-263-312-2

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований ученых и специалистов Казахстана, Германии, России, Японии и Украины по направлениям: теплохладоснабжения, кондиционирования и экологии.

Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также гостиничном бизнесе и спортивных комплексах.

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.397

ISBN 978-601-263-312-2

©АТУ, 2015

V МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2015»

19 февраля 2015 года состоялась V Международная научно-техническая конференция «Казахстан–Холод 2015». Конференция проводилась **Представительством Международной Академии Холода в Республике Казахстан** по адресу: Республика Казахстан, г. Алматы, пр. аль-Фараби, 128/8, ГККП «Международный комплекс лыжных трамплинов «Сункар».

Членами организационного комитета конференции выступили: Алматинский Технологический Университет, ТОО «Тениз»– Школа Холода Автоматики и Электроники, ГККП «Международный комплекс лыжных трамплинов «Сункар»», Научно-техническое общество «КАХАК».

Официальные спонсоры конференции:



В конференции приняли участие свыше 100 человек из Казахстана, России, Украины.

Работа конференции проходила по следующим научным направлениям:

1. Альтернативные и возобновляемые источники энергии – «Энергия будущего» - концепция «EXPO 2017».
2. «Зелёная» и энергоэффективная технология в инженерных системах зданий и сооружений различного назначения. (сертификаты LEED и BREEAM)
3. Экология и охрана окружающей среды при производстве и использовании искусственного холода.
4. Повышение энергоэффективности в технологиях и технике низких температур и систем кондиционирования.
5. Инновационные технологии в пищевых и нефтехимических производствах и в спортивных комплексах, использующих искусственный холод.

УЧАСТНИКИ КОНФЕРЕНЦИИ:

1. Научно-педагогические работники:

- Алматинский Технологический Университет;
- АО «Жасыл Даму»- Министерство окружающей среды и водных ресурсов Республики Казахстан;
- Алматинский университет энергетики и связи;
- Казахский национальный университет им. аль-Фараби;
- Алматы Менеджмент Университет;
- Санкт-Петербургский Национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Институт Холода и Биотехнологий);
- ТОО «Институт Сейсмологии»
- Московский государственный университет технологий и управления;
- Одесская национальная академия пищевых технологий;
- Харьковский государственный университет питания и торговли др.

2. Специалисты проектно-монтажных организаций холодильной промышленности Республики Казахстан и России:

- ТОО «Производственная фирма “Взлёт Казахстан”»;
- ТОО «КазпромХолод»;
- ТОО«HEVECO Engineering»
- ООО «Бюро Техники» и др.

3. Официальные представители международных компаний в России и Украине:

- «MAYEKAWA MYCOM CO., LTD»;
- ООО«Danfoss»;
- ООО «МицубисиЭлектрик»;
- «ГЕА Рефрижерейшн РУС»;
- «Güntner GMBH&Co.KG».

4. Представительства компаний в Казахстане:

- ТОО «TRAMAX Ltd»(TRANE);
- ТОО«HeatCool» (Güntner GMBH&Co.KG);
- ТОО «KazInterCool»(МицубисиЭлектрик)
- Сен-Гобен СПК (Saint-Gobain) и др.

5. Инжиниринговые и проектные компании Республики Казахстан:

- ТОО «SAKADAEngineering»;
- АО «Казсантехпроект»;
- ТОО «Mega Ice»
- Компания «Био-Айс Техник» и др.

6. Предприятия Казахстана, потребляющие холод:

- ТОО «EFESKazakhstan»;
- «JTI Kazakhstan»;

- АО «Рахат»;
- торговый комплекс «ARMADA»;
- ТРЦ «MEGA»;
- ТОО «Сапсан» и др.

Международная конференция «Казахстан – Холод 2015» является авторитетным казахстанским форумом специалистов в области промышленного теплохладоснабжения. Проведение конференции создаёт надёжную основу для эффективного взаимодействия образования, науки, бизнеса, государственных органов и международных организаций.

Конференция «Казахстан-Холод 2015» объединяет научные, инженерные и производственные кадры предприятий потребителей холода и компаний холодильной промышленности.

Перед компаниями холодильной промышленности стоит задача не просто обеспечить холодом или теплом, но предоставить своим потребителям энергоэффективные и экологичные технологии и современную технику.

Задача потребителей - выбрать лучшую технологию и внедрить ее в производство.

Перед потребителями и производителями холода стоит единая задача - увеличение конкурентоспособности, улучшение качества произведенных товаров и услуг. Сегодня решать эту задачу необходимо с внедрением «зеленых» и энергоэффективных технологий в соответствии с курсом выдвинутым президентом Казахстана.

Одним из приоритетных вопросов «зеленой» технологии в Казахстане, на сегодняшний день, является предстоящая замена холодильных агентов с высоким потенциалом глобального потепления (GWP) на экологически безопасные хладагенты (аммиак, диоксид углерода, углеводород и др.).

На Конференции было озвучено предложение о создании Казахстанского Союза потребителей и производителей холода в 2015 году.

Всего на конференции было представлено 37 докладов, которые публикуются ниже.

**Председатель представительства
Международной академии холода в Казахстане,
канд. тех. наук, академик МАХ ЦОЙ А.П.**

«ЗЕЛЕНАЯ» ЭНЕРГИЯ В СЕЙСМОЛОГИЧЕСКИХ НАБЛЮДЕНИЯХ

*Абаканов Т.Д. д.т.н., академик КазНАЕН, *Ли А.Н. к. ф.-м.н., член-корреспондент КазНАЕН,
Казаков Д.В., Садыров Р.К., к.т.н., ТОО «Институт Сейсмологии»
г. Алматы, Республика Казахстан
E-mail: seismology@seismology.kz*

В послании Президента Республики Казахстан – Лидера Нации Н.А. Назарбаева Стратегия «Казахстан – 2050» выделено десять основных вызовов, с которыми столкнется В XXI веке человечество. Один из этих вызовов – глобальная энергетическая безопасность. Эпоха углеводородной экономики подходит к своему концу и развитие «зеленых» энергетических технологий является одним из приоритетов. [1]

В Казахстане есть все возможности для этого. Территория Республики Казахстан расположена в зоне с продолжительностью солнечного сияния от 2000 до 3000 часов в год, имеется и значительный потенциал в использовании энергии ветра. Использование этих ресурсов является перспективным направлением.

Институт сейсмологии не остается в стороне от современных направлений в науке и технике. Нами активно внедряются в практику сейсмологических наблюдений современные приборы и оборудование, средства передачи информации, характеризующиеся низким энергопотреблением. Переснащаются существующие станции республиканской сети сейсмологических наблюдений, активно проводится геодинамический мониторинг объектов нефтегазового комплекса.

Внедрение новых технологий меняет и сложившиеся ранее подходы к организации работ. Исчезает необходимость в постоянном присутствии обслуживающего персонала на сейсмической станции, полученная информация автоматически передается по каналам спутниковой связи в центр обработки, а появление доступных источников энергии основанных на использовании ВИЭ позволяет расширить сеть наблюдений.

В процессе использования возобновляемых источников энергии сложились и наиболее оптимальные схемы обеспечения объектов энергией. Рассмотрим наиболее распространенные из них которые, используются нами в практике сейсмологических исследований на территории Республики Казахстан.

На действующих станциях сети наблюдений нашли свое применение следующие общепринятые схемы обеспечения энергией объектов:

- от солнечных батарей с накоплением энергии в аккумуляторных батареях
- гибридные автономные системы солнце-ветер

Обеспечение объекта энергией с использованием солнечных батарей с накоплением энергии в аккумуляторных батареях.



Рисунок 1 - Типовая схема автономного обеспечения объекта солнечными батареями (с аккумуляторами)

При использовании данной схемы показанной на рисунке 1 энергия, вырабатываемая солнечными батареями, через контроллер поступает в накопительные аккумуляторные батареи, после чего преобразуется в инверторе и поступает к потребителям. Данная схема имеет как положительные

моменты, так и недостатки. К положительным моментам относится надежность, длительный срок службы, возможность наращивать мощность системы. К негативным моментам можно отнести зависимость от погоды и продолжительности светлого времени суток в разные сезоны.

Такая схема автономного обеспечения наиболее подходит для полевых наблюдений, проведения различного вида исследований в районах, где отсутствуют традиционные источники питания.

В качестве примера использования в практике данной схемы на рисунке 2 показан пункт сейсмологического мониторинга, установленный на нефтяном месторождении в Актюбинской области.



Рисунок 2 - Полевой пункт сейсмологического мониторинга

Обеспечение объекта энергией с использованием гибридных автономных систем солнце-ветер.



Рисунок 3 - Типовая схема гибридной автономной системы солнце-ветер.

При использовании данной схемы подключения гибридной автономной системы показанной на рисунке 3 энергия вырабатывается одновременно солнечными батареями и ветрогенератором. Заряд накопительных аккумуляторных батарей осуществляется в автоматическом режиме гибридным контроллером. Далее энергия, накопленная аккумуляторными батареями, преобразуется инвертором. Преимуществами данной системы является то, что использование одновременно двух источников энергии повышает надежность энергообеспечения объектов. К недостаткам можно отнести фиксированную мощность данной системы и возникающие при работе ветрогенератора вибрации.

Применение такого источника энергии на действующих станциях ограничивается в основном рельефом местности.



Рисунок 4 - Телеметрическая станция, оснащенная гибридной системой солнце-ветер

В качестве примера применения данной схемы на рисунке 4 показана телеметрическая станция, расположенная на Алматинском прогностическом полигоне

Вышеприведенные примеры использования возобновляемых источников энергии в практике сейсмологических наблюдений показали себя надежными и эффективными, обеспечивающие бесперебойную работу оборудования при любых погодных условиях.

Размещение оборудования ВИЭ должно соответствовать следующим принципам:

При установке солнечных панелей необходимо ориентировать их на юг

Солнечные панели должны быть надежно закреплены на соответствующих опорах

Необходимо обеспечить угол наклона солнечной панели соответствующий широте места установки

Место установки желательно выбирать вдали от объектов, которые могут ограничивать или создавать помехи в прохождении солнечных лучей

Аккумуляторные батареи, для сведения к минимуму падения напряжения, должны располагаться по возможности ближе к контроллеру заряда

Эти принципы касаются в основном источников энергии вырабатываемой с использованием солнечных панелей.

Ветрогенераторы имеют различные виды конструкции, исполнения и модификаций.

Выбор модели ветрогенератора, который необходим нам зависит от следующих критериях:

- Выбор модели зависит от максимальной потребляемой мощности оборудования и приборов
- Рельеф местности расположения пункта наблюдений

Однако работа ветрогенератора создает дополнительные помехи, которые при сейсмологических наблюдениях являются нежелательными. Поэтому мы применяем такие источники на телеметрических станциях, служащих для ретрансляции сигнала с сейсмических пунктов в центр сбора и обработки.

Кроме модернизации существующей сети сейсмических станций использование в нашей практике «зеленой» энергии позволяет охватывать сейсмологическими наблюдениями труднодоступные сейсмоопасные территории Республики Казахстан, на которых отсутствуют или не развита энергетическая сеть.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Послание Президента Республики Казахстан – Лидера Нации Н.А. Назарбаева Стратегия «Казахстан – 2050»

2. T. Abakanov, D.Kazakov "Principles for renewable energy equipment for seismic studies in the Republic of Kazakhstan" Abstracts of the Third International Symposium on Nanotechnology, Energy and Space. – Almaty, 2013. – 112 p.

УДК 6 81.11.031.12:519.673

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ И МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПРИ ТЕЧЕНИИ СТЕПЕННЫХ ЖИДКОСТЕЙ

**Э.В. Белецкий, **Е.В. Петренко*

**Харьковский торгово-экономический институт Киевского национального торгово-экономического университета, **Харьковский государственный университет питания и торговли, г. Харьков, Украина
E-mail: bileckyj@meta.ua; elena_lion_71@mail.ru*

Системы хладоснабжения с вторичным контуром и промежуточным охлаждением широко применяются в холодильной и климатической индустриях. Такие системы имеют ряд экономических и эксплуатационных преимуществ по сравнению с холодильными системами непосредственного охлаждения. Одним из преимуществ, выше названных систем, является то, что по трубопроводам и охлаждающим приборам движется большей частью безопасное однофазное вещество, при этом не происходит фазовых превращений, и процесс нагревания хладоносителя в охлаждающих приборах протекает при небольшом давлении.

Ключевым моментом при проектировании системы хладоснабжения с промежуточным охлаждением является рациональный выбор хладоносителя, который должен отвечать комплексу требований относительно его теплофизических, физико-химических, технологических и санитарно-гигиенических свойств.

Идеальный промежуточный хладоноситель должен иметь благоприятные теплофизические свойства (высокая удельная теплоемкость, низкая вязкость, высокая плотность и высокая теплопроводность), быть невоспламеняющимся, нетоксичным, экологически приемлемым, устойчивым, некорродирующим и совместим с большинством машиностроительных материалов, обладать низким давлением паров.

В качестве промежуточных хладоносителей, как правило, используют водные растворы различных веществ, снижающих температуру кристаллизации воды. Вещества эти хорошо известны: спирты и гликоли (метанол, этанол, моноэтиленгликоль, глицерин, монопропиленгликоль, этилкарбитол), неорганические соли (хлористый кальций, хлористый натрий, карбонат калия, хлористый магний), органические соли (ацетаты и формиаты калия). Выше перечисленные вещества имеют свои преимущества и недостатки, они достаточно хорошо освещены в литературе [1, 2, 3] и выбор того или иного хладоносителя зачастую зависит от температурного интервала технологических процессов холодильной и климатической индустрий. Кроме того любой хладоноситель после своей эксплуатации должен утилизироваться. Минимальное воздействие на окружающую среду – неперенное свойство современного хладоносителя. С этой точки зрения наиболее важными характеристиками являются безопасность по воздействию на водные организмы, скорость и полнота биодеструкции.

Альтернативой хладоносителям на водной основе могут быть олигоорганосилоксановые вещества, кремнийорганические жидкости: полиметилсилоксаны (ПМС), полидиметилсилоксаны (ПДМ). Эти вещества обладают хорошими теплофизическими свойствами, способны обеспечить низкотемпературные процессы до минус 100⁰С, являются экологически чистыми, нетоксичными, негорючими, химически инертными относительно конструктивных материалов.

Кроме этого, привлекательность кремнийорганических соединений обусловлена и тем, что они могут использоваться в широком интервале температур, как на плюс, так и на минус, что является важным для специфических технологических процессов, а также для косвенных систем центрального кондиционирования.

Объектом исследования являются неньютоновские степенные жидкости, а именно кремнийорганические жидкости. Для определения гидравлических потерь степенных жидкостей предлагается использовать метод аналогий, который заключается в анализе зависимости местных сопротивлений и сопротивлений трения от числа Рейнольдса ньютоновской жидкости и на основании этого анализа, заменить действительное число Рейнольдса для ньютоновской жидкости на число Рейнольдса для степенной жидкости и таким образом получение аналитических формул для определения местных

сопротивлений (сужение, расширение, поворот) при течении степенных жидкостей в системах с промежуточным охлаждением.

Большинство кремнийорганических жидкостей являются степенными, т.е. такими, вязкость которых зависит от скорости сдвига и описывается степенным законом Освальда-де-Вилля следующего вида [3]:

$$\mu = K \cdot \dot{\epsilon}^n, \quad (1)$$

где: K – реологическая константа, Па · с; $\dot{\epsilon}$ – скорость сдвига 1/с; n – индекс течения (для ньютоновской жидкости равняется единице).

Указанные свойства кремнийорганических жидкостей позволяют сделать следующие выводы: во-первых, движение этих жидкостей в трубопроводах и каналах систем хладоснабжения преимущественно будет ламинарным в отличие от движения хладоносителей на водной основе, которое будет турбулентным; во-вторых, температурные пограничные слои будут значительно меньше, чем гидродинамические; в-третьих, тонкость температурного пограничного слоя не сможет полностью компенсировать уменьшение числа Рейнольдса, связанное с ламинарным характером теплообмена и невысоким коэффициентом теплопроводности кремнийорганических жидкостей в сравнении с водой.

Известно, что интенсивность теплообмена тесно связана с движением хладоносителя, который определяется гидравлическим сопротивлением трубопроводов и теплообменных устройств. Из-за повышенной вязкости возрастает нагрузка на гидравлическое оборудование, поэтому для оптимального его выбора необходимо уметь рассчитывать гидравлические сопротивления степенных (кремнийорганических) жидкостей. Но на сегодняшний день проблема заключается в том, что о величинах местных сопротивлений течения степенных жидкостей достаточно мало информации, в сравнении с ньютоновскими жидкостями.

Выполнение аналогичного объема исследований относительно определения величин местных сопротивлений течения степенных жидкостей требует значительного времени и усилий. Для упрощения процедуры определения данных величин необходимо принять к сведению, что все многообразие местных сопротивлений может быть сведено к необходимому минимуму основных сопротивлений, из которых можно определить и другие местные сопротивления течения. К основным следует отнести местные сопротивления при внезапном расширении или сужении канала, поворот канала без изменения его поперечного сечения и другие местные сопротивления. Протекая через сужение и расширение, средняя скорость изменяется только за величиной, но не за направлением. При протекании через поворот, наоборот, величина средней скорости не изменяется, а изменяется только направление. Выше сказанное справедливо и при течении любой неньютоновской жидкости, в частности, и для жидкостей которые описуются степенным законом.

Для анализа течения в сужениях, расширениях и поворотах для степенной жидкости следует проанализировать течение ньютоновской жидкости в ламинарном режиме и в начале турбулентного, при этом необходимо учесть нелинейный характер течения степенной жидкости. Для этого необходимо проанализировать зависимости местных сопротивлений и сопротивлений трения от числа Рейнольдса для ньютоновской жидкости и затем заменить число Рейнольдса ньютоновской жидкости на число Рейнольдса степенной жидкости. Данная процедура довольно подробно описана в литературе [6] и основывается на положении о том, что для жидкости с любым реологическим уравнением состояния можно ввести число Рейнольдса, которое является числовой мерой отношения сил инерции и трения.

Таким образом, для изучения гидравлики степенной жидкости необходимо уметь вычислять длину релаксации и местные сопротивления при прохождении сужений, расширений и поворотов.

Величины местных сопротивлений для сужений и расширений при течении ньютоновской жидкости хорошо известны и имеют такой вид [7]

$$\begin{aligned} \zeta &= 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{3/4} - \text{сужение;} \\ \zeta &= \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^2 - \text{расширение,} \end{aligned} \quad (2)$$

где: ζ – коэффициент местного сопротивления; F_0, F_1 – площади поперечных сечений узкой и широкой части, соответственно, м².

Выражение (2) справедливы для течений ньютоновской жидкости, числа Рейнольдса, которых превосходят величину порядка $3 \cdot 10^3$ и имеют асимптотический характер по числу Рейнольдса.

Зависимость для величины ζ в интервале от нуля до $3 \cdot 10^3$ имеет довольно сложный характер и представляет собой семейство не однородно монотонно уменьшаемых функций, которые зависят от

отношения F_0/F_1 . Обработка данных, позволяет выявить основные тенденции зависимости от числа Re и приводит к следующим выражениям для коэффициента ζ во всем диапазоне изменения числа Re :

$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \frac{15}{\sqrt{Re}} \cdot \left[1 - \varphi \left(Re, \frac{F_0}{F_1}\right) \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^{1/2}\right] - \text{сужение};$$

$$\zeta = \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \frac{9}{\sqrt{R}} \cdot \left[1 - \psi \left(Re, \frac{F_0}{F_1}\right) \cdot \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^{1/2}\right] - \text{расширение}, \quad (3)$$

где φ и ψ – функции, которые подлежат дальнейшему определению.

Выражение (3) можно трактовать следующим образом. Коэффициент ζ показывает часть удельной кинетической энергии, которая расходуется на преодоление местного сопротивления и может быть представлена как сумма части энергии, связанной с ускорением потока (сужение) или с замедлением потока (расширение) и поворотом потока на некоторый угол. Ускорению или замедлению соответствуют первые слагаемые выражений (3), а повороту линий потока – вторые слагаемые. Для подтверждения следует принять во внимание то, что часть энергии, которая расходуется на поворот пропорциональна величине угла поворота φ , который можно выразить через размеры канала и длину отрезка линии потока при повороте (рис. 1).

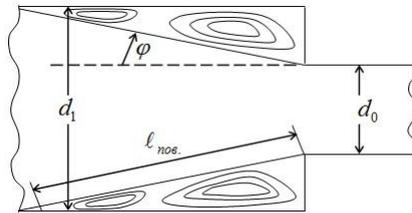


Рисунок 1 - Течение на участке расширения канала

$$\varphi \sim \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2l_{nos}}; \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2},$$

$$\varphi(Re \rightarrow \infty) \rightarrow 0; \quad \varphi(Re \rightarrow 0) \rightarrow \frac{\pi}{2}, \quad (4)$$

где: d_2, d_1 – диаметры широкой и узкой частей канала, соответственно, м; l_{nos} – длина линии потока на участке поворота.

Для ламинарного течения длина l_{nos} пропорциональна числу Рейнольдса и диаметру канала. Однако эта длина является длиной стабилизации и содержит в себе как поворот линии потока, так и ускорение (замедление) потока на прямом участке. Исходя из того, что общий характер зависимости ζ от Re имеет степенной характер, можно сделать вывод, что $l_{nos} \sim d_1 Re^\alpha$, где $\alpha < 1$ постоянная. В рассмотренном случае $\alpha \approx 1/2$. С учетом этих соображений выражения (4) можно записать так:

$$\varphi \sim \arcsin \left[1 - \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^{1/2}\right] / R_e^\alpha, \quad d_1 \sim F_1^{1/2}, \quad d_0 \sim F_0^{1/2}. \quad (5)$$

Общим свойством выражений (3) является то, что $\zeta \cdot (F_0/F_1=1)=0$. Это означает, что функции $\varphi \cdot (Re, F_0/F_1=0)=1$; $\varphi \cdot (Re, F_0/F_1=1)=1$. Также известно, что при $Re \rightarrow 1$ зависимость ζ от отношения F_0/F_1 становится меньшей [6]. При больших значениях Re функции φ и ψ перестают зависеть от Re , их конкретный вид следует выбирать на основании данных эксперимента.

Течение ньютоновской жидкости при повороте определяется действием центробежной силы, которая вызывает вторичные вихревые течения и вращение жидкости [8]. В принципе течение в повороте, можно, представить как течение с сужениями и расширениями для основного течения, отделяя от него вторичные течения, представленные на рис. 2.

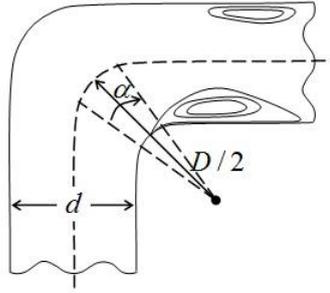


Рисунок 2 - Течение в участке поворота

Однако размеры и места возникновения вторичных течений в зависимости от величины числа Re практически не известны. Исходя из этого, необходимо использовать выражения для местного сопротивления и сопротивления трения при течении ньютоновской жидкости. Для поворотов с малым радиусом закругления сопротивлением трения можно пренебречь так, как полное сопротивление практически равняется местному. Для случая, в котором $Re \geq 2 \cdot 10^5$ выражение для местного сопротивления имеет такой вид [6]

$$\zeta \approx \frac{0,2\sqrt{2\beta}}{\pi} \left(\frac{d}{D}\right)^{0,25}, \quad (6)$$

где: d – диаметр канала; m ; D – диаметр окружности поворота; m ; β – угол поворота, рад.

Для больших диаметров окружностей поворота известны формулы [5], которые можно переписать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{\alpha D}{2d} \left[2 + 50 \left(\frac{d}{D}\right)^{4/3} \right] \frac{1}{Re_{1/2}}; & 500 \leq Re \leq 6000; \\ \zeta &= \frac{\alpha D}{2d} \left[0,64 + 9 \left(\frac{d}{D}\right)^{4/3} \right] \frac{1}{Re_{1/4}}; & 6000 \leq Re \leq 40000 \end{aligned} \quad (7)$$

где: αD – это длина участка поворота, m ; $1/Re_{1/2}$, $1/Re_{1/4}$ – величины пропорциональные коэффициентам трения.

Легко увидеть, что первые слагаемые в этих выражениях представляют собой доли потери энергии на трение, поскольку произведение αD – это длина участка поворота, а $1/Re_{1/2}$ и $1/Re_{1/4}$ – величины пропорциональные коэффициентам трения.

Вторые слагаемые в (7) следует отнести к местным сопротивлениям. Как известно, течение в трубах и каналах с поворотом, характеризуются числом Дина – $De = Re\sqrt{d/D}$ [7]. Переписывая выражение для вторых слагаемых из (7) через число De для местного сопротивления поворота ζ_m в широком диапазоне значений числа Re будут справедливые такие выражения:

$$\begin{aligned} \zeta_m &\approx \frac{25\alpha}{(Re\sqrt{d/D})^{0,5}} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,58}, & 500 \leq Re \leq 6000; & \quad d/D < 1/6; \\ \zeta_m &\approx \frac{5\alpha}{(Re\sqrt{d/D})^{0,25}} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,45}, & 6000 \leq Re \leq 40000; \\ \zeta_m &\approx \frac{\sqrt{2}}{\pi} 0,2 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,50}, & 20 \cdot 10^4 \leq Re < \infty. \end{aligned} \quad (8)$$

Используя выражения для местного сопротивления при больших диаметрах круга поворота можно записать аналогичные формулы:

$$\begin{aligned} \zeta_m &\approx \frac{35\alpha}{(Re\sqrt{d/D})^{0,50}} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,28}, & 500 \leq Re \leq 6000; & \quad d/D > 1/6; \\ \zeta_m &\approx \frac{7\alpha}{(Re\sqrt{d/D})^{0,25}} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,23}, & 6000 \leq Re \leq 40000; \\ \zeta_m &\approx \frac{\sqrt{2 \cdot 6}}{\pi} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,25}. \end{aligned} \quad (9)$$

Числовые коэффициенты в формулах (8) и (9) можно выразить через значение функций от числа Re разными способами.

Для того, чтобы использовать выражение (3), (8), (9) для степенной жидкости, необходимо вместо числа Re , определенного для ньютоновской жидкости подставить число Рейнольдса для степенной жидкости, которое определяется по следующему правилу:

$$Re_n = \frac{d^n \omega^{2-n} \rho}{8 \left(6 + \frac{2}{n}\right) \mu_0}, \quad \mu = \mu_0 \dot{\epsilon}^{n-1}, \quad (10)$$

где: Re_n – число Рейнольдса для степенной жидкости; μ – вязкость степенной жидкости, $Pa \cdot (c)^m$; μ_0 – вязкость степенной жидкости при единичной скорости сдвига, $Pa \cdot c$; $\dot{\epsilon}$ – скорость сдвига, $1/c$; ρ – плотность жидкости, kg/m^3 ; d – диаметр трубы, m ; ω – средняя скорость течения в трубе, m/c .

Подводя итоги, можно констатировать, что на основании использования метода аналогий и перенормирования числа Рейнольдса были предложены формулы по определению коэффициентов местных сопротивлений (сужение, расширение, поворот). Полученные выражения (3), (8), (9) и (10) позволяют проводить эксперименты по их идентификации и проверке, что дает возможность определить вид функций φ и ψ (3). Значения величин μ_0 , n , ρ следует брать из технических справочников для кремнийорганических жидкостей, или других веществ, вязкость которых зависит от скорости сдвига по степенному закону. Полученные уравнения можно использовать при вычислении потерь давления при течении степенной жидкости в трубопроводах и устройствах систем промежуточного хладоснабжения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гаравин В. Ю. Промежуточные водорастворимые хладоносители. Современное состояние. Перспективы [Электронный ресурс] / В. Ю. Гаравин // Холодильный бизнес. – 2007. – № 4. Режим доступа : <http://holod-delo.ru/art_rb_04_2007>.
2. Галкин М. Л. Обзор опыта эксплуатации промежуточных хладоносителей. Повышение эксплуатационной безопасности и надежности систем хладоснабжения с промежуточным хладоносителем / М. Л. Галкин // Холодильные системы и пищевые технологии – эффективное взаимодействие : 4-й техн. семинар тез. докл. – СПб., 2012. – С. 58–66.
3. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л. Л. Моделювання течій неньютонівських рідин у каналах базової геометрії : монографія / Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, Е. В. Білецький, Ю. А. Толчинський. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – 319 с.
4. Фабер Т. Е. Гидрогазодинамика / Т. Е. Фабер. – М.: Постмаркет, 2001. – 559 с.
5. Гиргидов А. Д. Механика жидкости и газа / А. Д. Гиргидов. – СПб.: Издательство Санкт-Петербургского политехнического университета, 2007. – 545 с.
6. Уилкинсон У. Л. Неньютоновские жидкости / У. Л. Уилкинсон. – М. : Мир. 1964. – 216 с.
7. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик – М.: Машиностроение, 1975. – 569 с.
8. Щукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В. К. Щукин. – М.: Машиностроение, 1970. – 331 с.

УДК 577.637

РАЗРАБОТКА КИСЛОМОЛОЧНОГО ПРОДУКТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРАНСГЛУТАМИНАЗЫ И РАСТИТЕЛЬНОГО СЫРЬЯ

*д.м.н., А.Г. Шлейкин, Н.П. Данилов, магистрантка Аргымбаева А.Е. к.т.н., Ким И.А.
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий,
механики и оптики, Санкт-Петербург, Россия
Алматы Менеджмент Университет, г.Алматы, Республика Казахстан*

Люди на сегодняшний день должны задуматься над таким вопросом, как создать новый вид продукта, чтоб он был настолько ценным, обогащённым полезными витаминами, чтоб мы могли перебороть болезни, которые непосредственно связаны с приемом пищи. Для поддержания здорового питания следует создать продукт, который будет полезен для разных возрастных категорий.

Сейчас возникает необходимость в модификации белков, используемых в производстве молочных продуктов. Структура белка может быть модифицирована несколькими способами: физическими, химическими и ферментативными. В этой связи представляют интерес ферменты, способные связывать белковые молекулы и не гидролизовать их. К таким ферментам относят трансглутаминазу [1].

Модификация белков с участием трансглутаминазы дает возможность изменять их термостабильность, растворимость, реологические свойства, свертываемость сычужным ферментом. Трансглутаминаза может применяться для повышения структурной прочности, вязкости и снижения потерь белка, некоторого капсулирования липидов и повышения стабильности жировой эмульсии, улучшения вкуса, влагоудерживающей способности, а также для повышения биологической ценности продукта за счет поперечного связывания белков, содержащих разные лимитирующие аминокислоты, защиты лизина от различных химических реакций и для снижения аллергенности белков [2].

Одним из перспективных видов растительного сырья для получения широкого ассортимента различных пищевых добавок функционального назначения является амарант [3].

Если взять содержание 8-ми незаменимых аминокислот за 100 баллов, то пшеница набирает 57, соя – 63, молоко – 72, амарант – 75. В белках сои, чечевицы, гороха, фасоли недостаточно серосодержащих аминокислот: метионина, цистеина; также в белках злаков невысокое содержание лизина, треонина, фенилаланина, тогда как белок амаранта по соотношению аминокислот входит в число лучших белков растительного происхождения. Использование в пищу белка семян амаранта делает питание человека более полноценным и сбалансированным по аминокислотному составу [4].

В молочных продуктах ТГ используют в дозах от 0,001 до 20 ед. на 1 г белка (0,003-0,07 %). Для получения молочного продукта с лучшими органолептическими и физическими показателями необходимо правильно подобрать корректную концентрацию ТГ [2].

В наших исследованиях мы провели несколько опытов, одним из которых мы с вами поделимся.

Цель настоящей работы – исследовать влияние ТГ на связывание белков молочной сыворотки для кисломолочного продукта. Для этого приготовили образцы, пастеризованное молоко 4% жирности подогрели до 37°C, разливали по ёмкостям, добавляли амарантовый экстракт и вносили трансглутаминазу ТГ, перемешивали, помещали в термостат при 37°C на 1ч. По прохождении связывания молоко пастеризовали при 95°C в течение 5 мин (для прекращения действия ТГ). Охлаждали до 37°C. Затем во все образцы вносили сухую закваску йогуртовых культур в расчёте 1г/1л. Образцы перемешивали, оставляли сквашиваться.

Далее в полученных образцах йогуртов измеряли вязкость и консистенцию.

Измерение вязкости. Образцы йогуртов в ёмкостях объёмом 300 мл охлаждали до 4°C, измеряли вязкость на вискозиметре. Вискозиметр ротационный типа Брукфильда МТ-202 (ООО "Метротекс"). Измерение структурных свойств йогуртов. Образцы йогуртов в ёмкостях объёмом 300 мл охлаждали до 4 град. С, измеряли структурные свойства на анализаторе текстуры ТА-ХТ Plus (StableMicroSystemsLtd., UK) с тензодатчиком 5 кг.

Как видно на рис.1, значения условной вязкости образца 3 йогурта с амарантовым экстрактом, приготовленный с добавлением 0,1% ТГ примерно в 23,3% превышали условную вязкость контрольного образца.

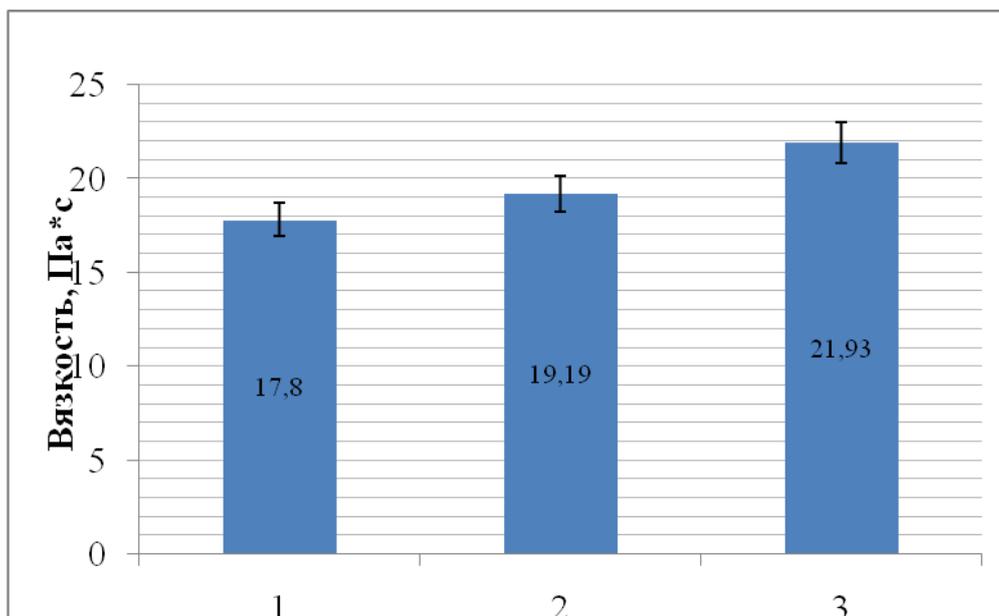


Рис. 1. Изменение вязкости образцов йогурта: 1 – контрольный образец, 2 – образец йогурта с амарантовым экстрактом, 3 – образец йогурта с амарантовым экстрактом, приготовленный с добавлением 0,1 % ТГ.

Проводили тест на компрессию для получения графиков профилей структуры. Использовали следующие зонды и параметры: 1. 5 мм цилиндрический зонд. Скорость движения зонда до испытания (пре-тест) 2 мм/с, во время испытания (тест) и после испытания (пост-тест) 1 мм/с. Дистанция погружения зонда 10 мм. Сила нагрузки 3 г. 2. Сферический зонд диаметром 1 дюйм. Скорость пре-тест 1,5 мм/с, тест 1 мм/с, пост-тест 10 мм/с. Дистанция погружения 5 мм. Сила нагрузки 2,5 г. 3. Многоигольчатый зонд (рис 3). Скорость пре-тест 1 мм/с, тест 2 мм/с, пост-тест 10 мм/с. Дистанция погружения 50 мм. Сила нагрузки 5 г.

Были получены кривые усилие-время (g-s) и проанализированы с помощью программы TextureExponentApplication (StableMicroSystemsLtd, UK). Рассчитаны структурные параметры: прочность, адгезия, работа пенетрации. Результаты рассчитывались как среднее из трёх измерений с учётом стандартного отклонения.

Из рисунка 2 следует, что прочность амарантового йогурта выше прочности контрольного на 6%, а прочность амарантового йогурта с ТГ выше на 18%, чем прочность контрольного. Работа пенетрации зонда по погружению в амарантовый йогурт на 63% выше работы пенетрации зонда по погружению в контрольный, работа пенетрации зонда по погружению в амарантовый йогурт с ТГ выше на 89% по сравнению с контрольным.

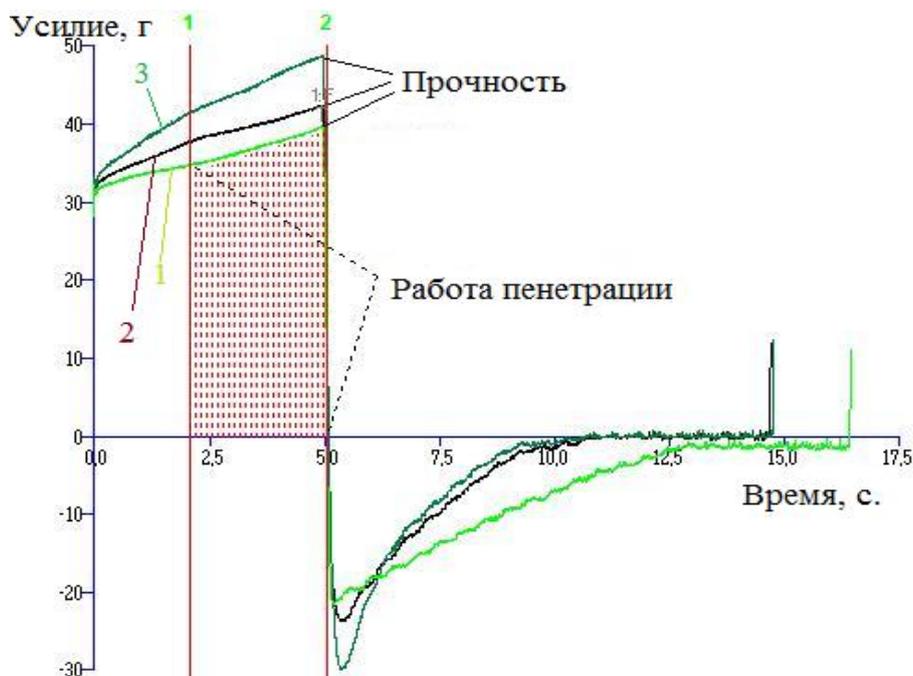


Рис.2. Определение прочности и работы пенетрации иглообразным зондом: 1 – контрольный образец, 2 – образец йогурта с амарантовым экстрактом, 3 – образец йогурта с амарантовым экстрактом, приготовленный с добавлением 0,1 % ТГ. Дистанция погружения игл – 10 мм. Работа пенетрации – площадь графика между усилиями 35 г и максимальным.

Таким образом, полученный кисломолочный продукт, а в нашем случае это йогурт, обогащенный амарантом, показал лучшие качества на вязкость и текстуру. Амарант как стабилизатор и, добавляя к амаранту ещё и ТГ. Получаем ещё большее возрастание вязкости и прочности продукта.

Йогурт помогает толстой кишке оставаться здоровой. Врачи часто говорят: "Вы здоровы настолько, насколько здорова ваша толстая кишка". Йогурт содержит лактобактерии, которые благоприятно воздействуют на работу кишечника, способствуя одновременно тому, чтобы предотвратить риск развития рака толстой кишки [5].

Полученные данные свидетельствуют о целесообразности использования ТГ и амаранта для создания кисломолочного продукта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. З.С.Зобкова, Т.П.Фурсова, Д.В.Зенина. Об изменении молекулярной структуры молочных белков под действием микробной трансглутаминазы. //Хранение и переработка сельхоз сырья.-№3,2013.-С.52-53.
2. З.С.Зобкова, Т.П.Фурсова, Д.В.Зенина, В.П.Шидловская, А.Д.Гаврилина, И.Р.Шелагинова. Использование трансглутаминазы при производстве йогурта.// Молочная промышленность.- №12,2013.-С. 52 – 53.
3. Т.Н.Евстигнеева, Ф.Б.Хомидов. Изучение влияния компонентного состава кисломолочного напитка с мукой амаранта на формирование качества продукта. //Электронный научный журнал «APRIORI. Серия: естественные и технические науки», СПб., 2014.
4. Кононков П.Ф., Гинс В.К., Гинс М.С. Амарант перспективная культура XXI века. М.: Издат. дом Евгения Федорова, 1997.- 160 с.
5. Отчет о лечебно-профилактическом действии йогурта. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://gazeta.ua/ru/articles/science-life/_cem-polezen-jogurt-dlya-zdorovya-/304100 (дата обращения 27.01.2015).

УДК 621.573

ВЛИЯНИЕ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ВИХРЕВОГО ЭФФЕКТА

*А.М. Белоусов, аспирант, И.Х. Исрафилов, д.т.н., профессор,
г.Набережные Челны, С.И. Харчук, к.ф.-м.н., доцент, г.Казань, Российская Федерация
E-mail: belousoff.alexey@yandex.ru, irmaris@yandex.ru, kharchyk@mail.ru*

Вихревая труба, или труба Ранка-Хилша, представляет собой устройство, позволяющее разделить закрученный поток газа на две фракции: горячую – на периферии, холодную – в приосевой области. К достоинствам хладогенераторов подобного рода относятся: отсутствие необходимости в хладагентах, экологичность, малая стоимость производства, простота эксплуатации и ремонта, надежность.

К настоящему времени сформулированы несколько гипотез, объясняющих природу процесса энергоразделения, происходящего в вихревой камере трубы Ранка-Хилша. Отсутствие единой теории является следствием сложности движения потока в вихревой трубе, а также наличием значительных турбулентных пульсаций. Литературный анализ теоретических исследований показывает, что наибольшее распространение получила гипотеза взаимодействия вихрей, предложенная А.П. Меркуловым [1]. В соответствии с ней процесс энергоразделения является результатом взаимодействия двух вихрей: перемещающихся навстречу друг другу: периферийного, вращающегося по закону потенциального вихря, и приосевого, вращающегося по закону квазитвердого тела. Определяющая роль в переносе энергии от осевых слоев к периферийным отводится турбулентным пульсациям.

В данной работе рассматривается изменение результатов численного моделирования в зависимости от выбора модели турбулентности. В качестве рассматриваемых вариантов были выбраны двухслойная k-ε и k-ω SST модели. Геометрия исследуемой вихревой трубы представлена на рисунке 1. Количество ячеек расчетной сетки составило 360000. В качестве граничных условий для обоих рассматриваемых вариантов были выбраны следующие: на входе – полное давление 5 ата, температура торможения 25°C; на выходах – статическое давление 1 ата.



Рисунок 1 – Геометрия исследуемой вихревой трубы

Численное моделирование проведено в программном пакете Star-CCM+ v.8.02.011. Итерационный процесс управлялся решателем Coupled flow solver. В качестве критерия сходимости использована стабилизация уровня среднеквадратичных невязок по всем уравнениям математической модели и интегральных характеристик течения на проницаемых границах расчетной области.

Таблица 1 - Сводная таблица результатов численного моделирования

	k-ε модель турбулентности	k-ω модель турбулентности	Натурный эксперимент
μ	0,23	0,22	0,23
T _{нач} , °C	25	25	25
T _{хол} , °C	17	8	4
T _{гор} , °C	27,3	29,6	20
ΔT, °C	10,3	21,6	16
ΔT _{хол} , °C	8	17	21
ΔT _{гор} , °C	2,3	4,6	-5

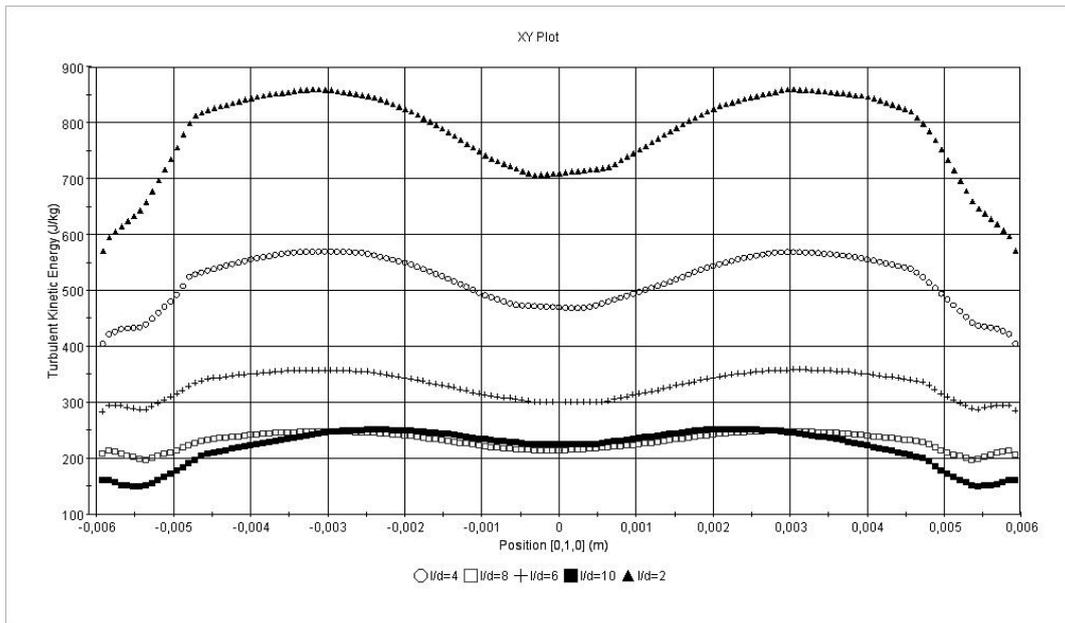


Рисунок 2 – Эпюра радиального распределения турбулентной кинетической энергии при использовании $k-\omega$ модели турбулентности на разном расстоянии от устройства закрутки в калибрах

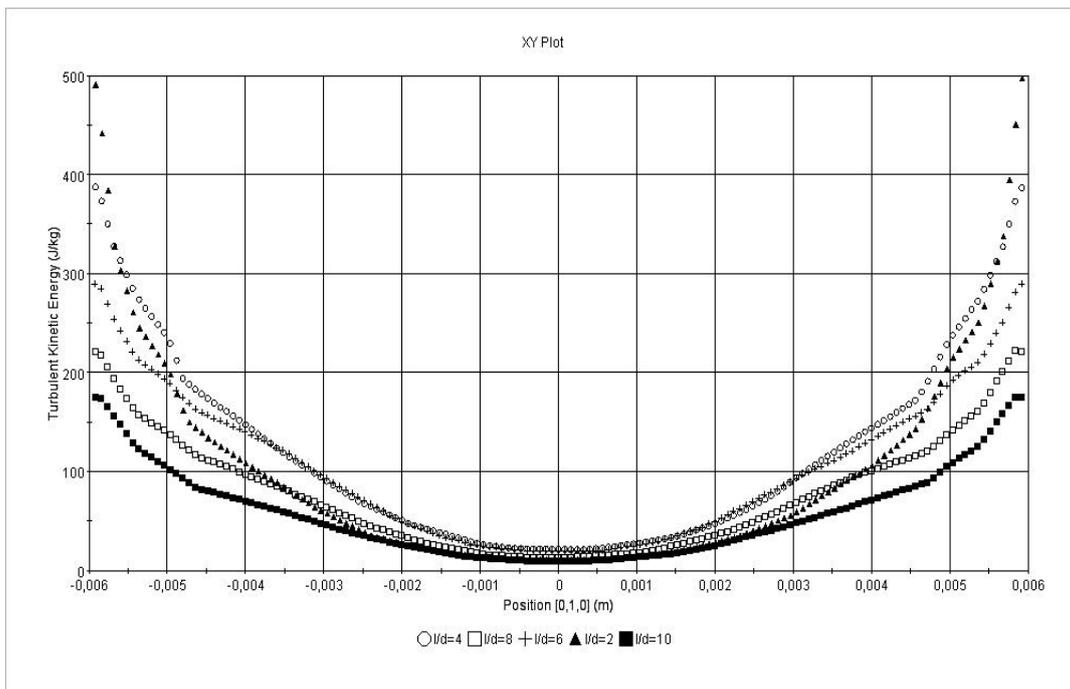


Рисунок 3 – Эпюра радиального распределения турбулентной кинетической энергии при использовании $k-\epsilon$ модели турбулентности на разном расстоянии от устройства закрутки в калибрах

Сравнение результатов численных экспериментов для выбранных моделей турбулентности с результатами натурального эксперимента (табл.1) позволяет сделать следующие выводы:

- 1) при использовании $k-\omega$ модели турбулентности замечена большая интенсивность эффекта энергоразделения;
- 2) температура холодного потока, полученная для $k-\omega$ модели, ближе к экспериментальному значению;
- 3) положение области максимальных пульсаций скорости в поперечном сечении вихревой трубы, обнаруженное в ходе расчетов по $k-\omega$ модели (рис.2), соответствует условной зоне смешения между вынужденным и свободным вихрями, что согласуется с гипотезой А.П. Меркулова. В то же

время применение модели $k-\epsilon$ приводит к формированию другой структуры течения (экстремум находится вблизи стенки) (рис.3).

4) таким образом, использование $k-\omega$ модели турбулентности для описания процессов турбулентного течения и теплообмена в вихревой трубе является более предпочтительным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с.

УДК 532.526.5:519.63

ВЛИЯНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НА РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ОТРЫВНОГО ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ

*С.В. Болдырев, ассистент, А.В. Болдырев, к.т.н.,
И.Х. Ибрафиллов, д.т.н., профессор, г. Набережные Челны,
С.И. Харчук, к.ф.-м.н., доцент, г. Казань, Российская Федерация,
E-mail: underminder@mail.ru, alexeyboldyrev@mail.ru, irmaris@yandex.ru, kharchyk@mail.ru*

Функционирование гидро- и пневмоаппаратов часто сопровождается одновременным возникновением пульсаций и отрывов потока. Причем колебания течения генерируются как при периодическом движении узлов агрегата в его проточной полости, так и при выходе аппарата на неустойчивые режимы работы вследствие внешнего возмущающего воздействия (автоколебания запорных элементов клапанов и т.п. [1-2]). Наложённые пульсации вызывают изменение характеристик и структуры течения, приводят к резонансным и другим явлениям. С одной стороны их можно создавать для управления отрывом потока [3], а с другой – они могут приводить к быстрому износу устройств и др. Этим объясняется большой интерес исследователей к данному классу течений.

В настоящей работе исследовано влияние граничных условий и величины временного шага на результаты численного моделирования осесимметричного пульсирующего отрывного турбулентного течения вязкого сжимаемого газа (воздуха) за диафрагмой, расположенной на входе в цилиндрический канал.

Математическая модель, составленная в программном пакете STAR-CCM+ [4], включала в себя осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, неразрывности и энергии, уравнение Клапейрона, уравнения высокорейнольдсовой квадратичной $k-\epsilon$ модели турбулентности с пристеночными функциями.

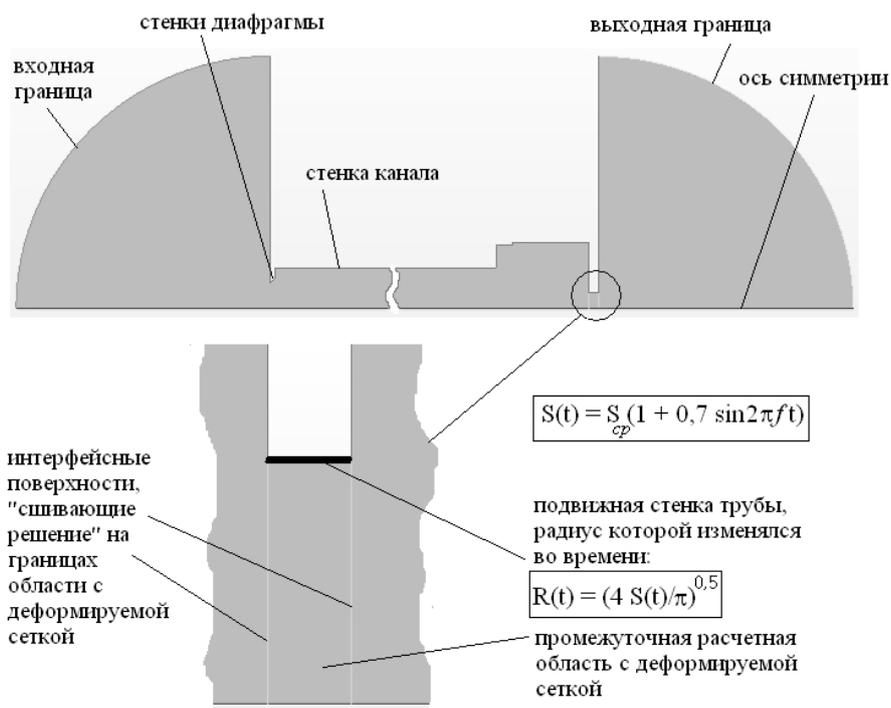


Рисунок 1 – Граничные условия

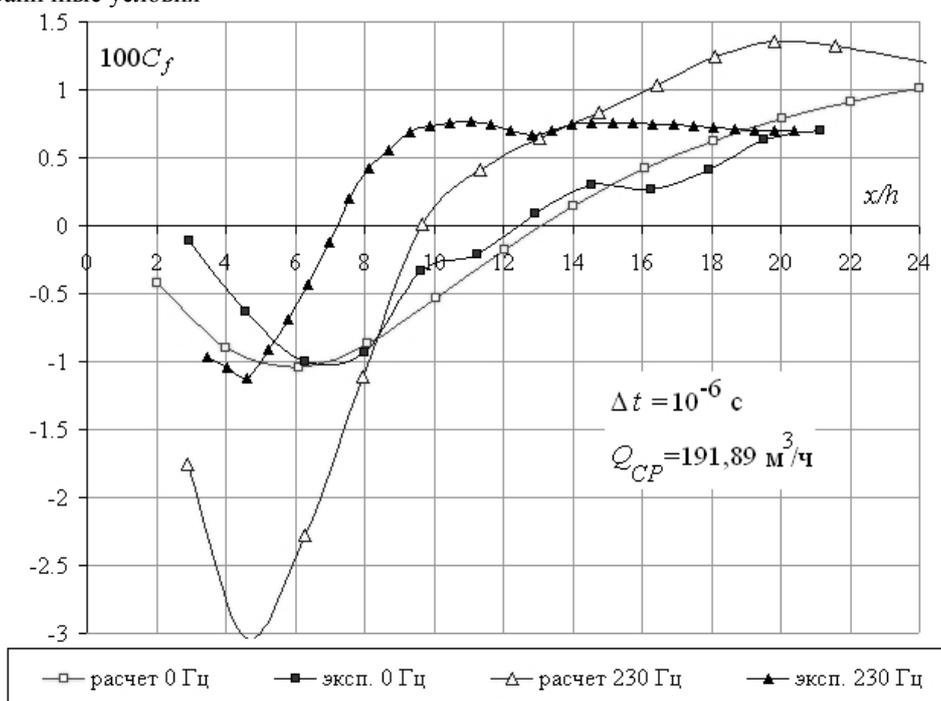


Рисунок 2 – Распределение коэффициента поверхностного трения вдоль стенки канала для квазистационарного и пульсирующего с частотой 230 Гц отрывных турбулентных течений

Для тестирования математической модели использованы экспериментальные данные [3] для течения воздуха (средний расход $0,053 \text{ м}^3/\text{с}$), в котором за счет вращения заслонки, периодически перекрывающей выходное отверстие канала, создавались пульсации расхода с частотой $f = 0-377 \text{ Гц}$.

Форма и размеры расчетной области (рис.1) максимально приближены к параметрам экспериментальной установки [3]. Всасывание воздуха из атмосферы и попадание из канала в ресивер смоделировано с помощью полусферических областей. На первом этапе исследований колебания генерировались с помощью гармонической функции изменения массового расхода на выходе (на входе в канал задавалось постоянное статическое давление). Однако в этом случае не было выявлено наблюдаемого в экспериментах [3] изменения средней длины отрывной зоны. Поэтому на втором этапе исследований на выходной границе задавался постоянный средний

массовый расход, а пульсации создавались путем периодического изменения во времени площади выходного сечения канала $S(t)$ с использованием деформирующихся расчетных сеток.

Дискретизация расчетной области осуществлена с помощью сетки из 1,6 млн. ячеек квадратной формы со сгущением вблизи стенок ($y^+ \geq 30$) и в зоне рециркуляции. При моделировании нестационарных течений шаг по времени составил 10^{-6} с. Число итераций внутри каждого временного шага выбиралось из условия снижения уровня невязок минимум до 10^{-4} .

Значения осредненного по времени коэффициента поверхностного трения C_f определены вдоль стенки канала через каждые 10^{-4} с и нормированы с использованием средней по времени и по сечению скорости потока в канале. При частоте пульсаций $f = 230$ Гц (рис.2), получено сокращение средней длины отрывной зоны почти в 1,4 раза по сравнению с вариантом $f = 0$ Гц. Однако данный эффект сильно занижен по сравнению с экспериментом. Дальнейший анализ результатов моделирования показал, что при низких частотах достигается как качественное, так и количественное соответствие экспериментальным данным. В то же время при высокочастотных колебаниях протяженность отрывной зоны изменяется слабее, чем в натурном эксперименте, а погрешность расчета коэффициента C_f достаточно высока.

Расчетами подтверждено наличие экстремума для зависимости относительной длины отрывной зоны от числа Струхала (рис.3), однако по сравнению с экспериментальными данными [3] положение экстремума соответствует области больших значений частоты пульсаций.

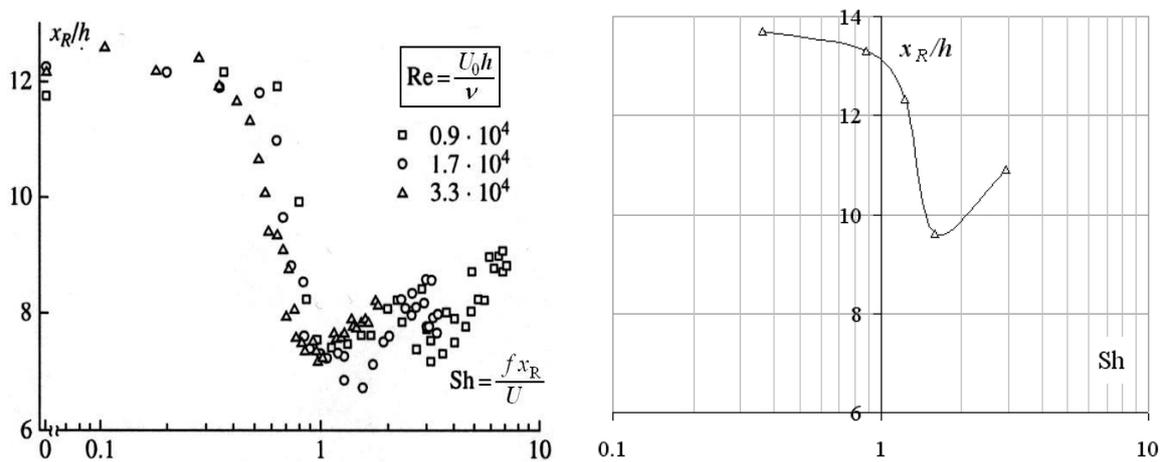


Рисунок 3 – Изменение относительной длины отрывной зоны в зависимости от числа Струхала: слева – эксперимент, справа – расчет для $Re = 33000$

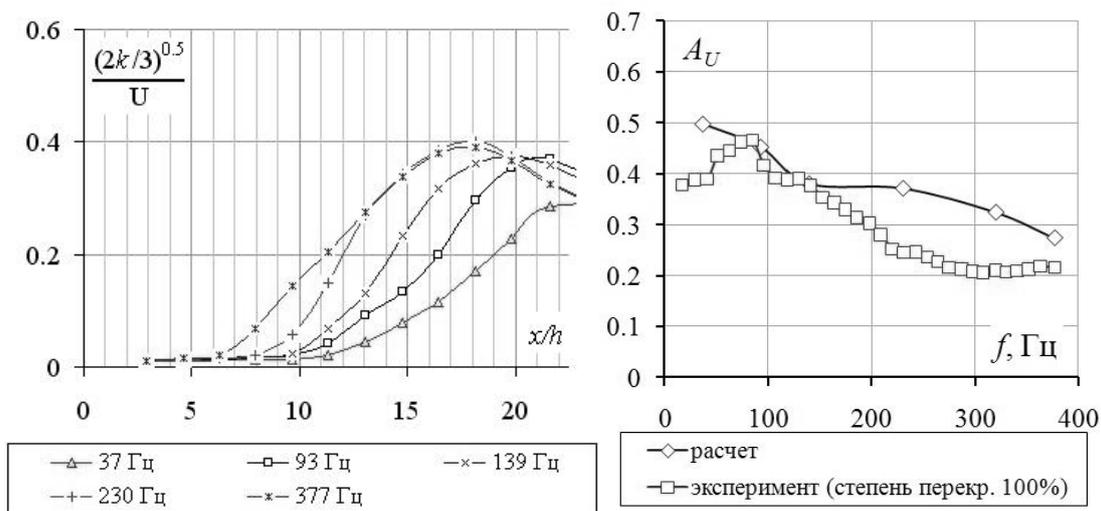


Рисунок 4 – Распределение безразмерной энергии турбулентных пульсаций вдоль оси канала (слева) и относительная амплитуда пульсаций осевой скорости вблизи диафрагмы (справа) при различных частотах наложенных пульсаций

В ходе расчетов замечено увеличение кинетической турбулентной энергии (рис.4, слева) на пульсирующих режимах по сравнению с квазистационарным, а также некоторое смещение зоны максимальных пульсаций к диафрагме при увеличении частоты f , тем не менее, положение данной зоны каждый раз оказывалось несколько ниже по течению, чем в экспериментах [3].

Зависимость относительной амплитуды пульсаций осевой скорости вблизи диафрагмы от частоты пульсаций f (рис.4, справа) также свидетельствует о снижении точности расчета пульсационных характеристик течения на высокочастотных режимах.

Для исследования влияния величины временного шага на результаты моделирования применены значения из диапазона $\Delta t = 10^{-7} \dots 10^{-4}$ с. Выявлено, что при данных условиях величина временного шага не оказывает существенного влияния на протяженность отрывной зоны. Погрешность расчета коэффициента C_w отрывной зоне при уменьшении временного шага сначала растет, а со значения 10^{-7} с – начинает уменьшаться.

Таким образом, полученные результаты говорят о необходимости модификации квадратичной $k-\epsilon$ модели турбулентности для более адекватного учета влияния наложенных пульсаций на параметры течения. При этом в расчетах целесообразно генерировать пульсации путем периодического изменения площади выходного сечения канала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учебник для вузов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 320 с.
2. Салман М.И. Совершенствование электрогидравлических следящих приводов с пропорциональным управлением золотниковым распределителем. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук, – Москва. – МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2013.
3. Давлетшин И.А. Гидродинамические и тепловые процессы в пульсирующих турбулентных потоках: дис. докт. техн. наук. – Казань, 2009. – 298 с.
4. User Guide STAR-CCM+ Version 8.02.011. – CD-adapco, 2013.

УДК 621.575

ПРИНЦИПЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ

А.А. Дзино к.т.н., с.н.с., О.С. Малинина к.т.н.

Университет ИТМО Институт холода и биотехнологий, Санкт-Петербург, Россия

E-mail: dzinoaa@mail.ru, holmash_malinina@mail.ru

Трансформация теплоты с одного температурного уровня на другой без потери ее работоспособности (эксергии) осуществляется с помощью системы, состоящей из прямого и обратного циклов. В такой системе работы прямого и обратного циклов приравниваются.

Система для трансформации теплоты может работать в режиме получения холода (холодильная машина), в режиме понижения температуры (понижающий термотрансформатор) и в режиме повышения температуры (повышающий термотрансформатор) [1].

Для анализа энергетической эффективности использованы обратимые циклы Карно. На рис. 1. выделены три группы систем.

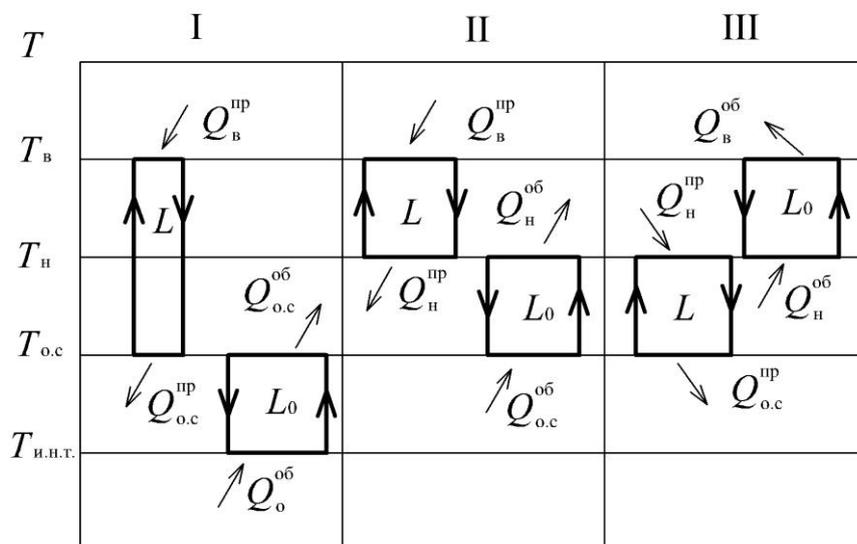


Рисунок 1 – Системы прямых и обратных термодинамических циклов:

Системы: I – для получения холода, II – для понижающего термотрансформатора, III – для повышающего термотрансформатора

Система I предназначена для получения холода. К обратному циклу подводится теплота $Q_0^{об}$ на температурном уровне $T_{и.н.т.}$. Для осуществления цикла затрачивается работа L_0 . Временная характеристика работы здесь и далее не рассматривается. Теплота, отведенная от обратного цикла, на изотерме окружающей среды $T_{о.с}$ составляет $Q_{о.с}^{об}$. Для осуществления этого цикла потребуется работа L в прямом цикле, который работает между изотермой $T_в$ (температура высокопотенциальной

теплоты) и $T_{0,c}$. К прямому циклу подводится высокопотенциальная теплота $Q_B^{пр}$ и отводится теплота на изотерме $T_{0,c}$ в окружающую среду $Q_{0,c}^{пр}$. Таким образом, получили систему, состоящую из компрессорной холодильной машины и теплового двигателя, работающего в режиме конденсационной электростанции (КЭС).

Энергетическая эффективность компрессионной холодильной машины (КХМ) оценивается холодильным коэффициентом:

$$\varepsilon = \frac{Q_0^{об}}{L_0}$$

Энергетическая эффективность теплового двигателя оценивается термическим КПД прямого цикла:

$$\eta = \frac{L}{Q_B^{пр}}$$

Энергетическая эффективность системы КЭС + КХМ оценивается тепловым коэффициентом:

$$\zeta = \frac{Q_0^{об}}{Q_B^{пр}} = \frac{\varepsilon L_0 \eta}{L} = \varepsilon \eta$$

Холодильный коэффициент изменяется в интервале от 0 до $+\infty$, термический КПД изменяется в интервале от 0 до 1. Отсюда и тепловой коэффициент изменяется от 0 до $+\infty$. На величину теплового коэффициента влияет в основном значение термического КПД.

На практике системе, состоящей из КЭС + КХМ, альтернативой являются теплоиспользующие холодильные машины, в которых для привода используется высокотемпературная теплота. Это, в основном, парожеткорные машины и абсорбционные машины. Традиционные схемы и циклы описаны в многочисленных учебниках и монографиях. К перспективным схемам и циклам можно привести следующие работы: абсорбционная холодильная машина с детандером и компрессором [2], абсорбционные холодильные машины с отдельными процессами теплопереноса [3].

Система II предназначена для транспортировки высокотемпературной теплоты на более низкую изотерму, необходимую для конкретной технологии, например, для теплоснабжения и горячего водоснабжения. В эту систему входит компрессорный тепловой насос (КТН), работающий в интервале температуры $T_{0,c}$ и температуры низкопотенциальной теплоты T_n . Необходимая работа для осуществления этого цикла получается в тепловом двигателе, работающем в режиме теплоэлектростанции (ТЭЦ). В этом цикле вырабатывается необходимая работа L и теплота $Q_H^{пр}$ на изотерме T_n . Выбор такого цикла теплового двигателя обусловлен тем, что процессы расширения и сжатия рабочего вещества в действительных машинах осуществлялись бы при более щадящих условиях. Итак, энергетическая эффективность полученной системы, состоящей из компрессорного теплового насоса и теплового двигателя, работающего в режиме ТЭЦ, будет оцениваться понижающим коэффициентом трансформации λ (лямбда). Принятая в обозначении буква греческого алфавита является первой буквой слова «уменьшать» ($\lambda\iota\gamma\omicron\sigma\tau\epsilon\upsilon\omega$).

Таким образом, эффективность системы будет определена выражением

$$\lambda = \frac{Q_H^{пр} + Q_H^{об}}{Q_B^{пр}}$$

с учетом, что $L_0 = L$

$$\lambda = 1 - \eta + \mu \eta$$

или

$$\lambda = 1 - \eta(1 - \mu)$$

Отопительный коэффициент μ изменяется в интервале от 1 до $+\infty$, поэтому понижающий коэффициент трансформации также изменяется в интервале от 1 до $+\infty$.

Данная система может служить аналогом абсорбционного понижающего термотрансформатора (ПНТ).

Система III предназначена для транспортировки низкопотенциальной (бросовой) теплоты на более высокую изотерму T_B , необходимую опять же для конкретной технологии. В эту систему входят компрессорный тепловой насос, работающий в интервале температур T_H и T_B , и тепловой двигатель, работающий в интервале температур T_H и $T_{0.c}$. Тепловой двигатель в этой системе работает в режиме КЭС.

Энергетическая эффективность данной системы оценивается повышающим коэффициентом трансформации α (альфа). Принятая в обозначении буква греческого алфавита является первой буквой слова «увеличивать» ($\alpha\nu\epsilon\alpha\nu\omega$).

Таким образом, эффективность системы будет определяться выражением

$$\alpha = \frac{Q_B^{об}}{Q_H^{пр} + Q_H^{об}}$$

Итак,

$$Q_B^{об} = \mu L_0;$$

$$Q_H^{пр} = L/\eta;$$

$$Q_H^{об} = Q_B^{об} - L_0 = \mu L_0 - L_0 = L_0(\mu - 1).$$

Таким образом,

$$\alpha = \frac{\mu L_0}{L/\eta + L_0(\mu - 1)}$$

или

$$\alpha = \frac{\mu\eta}{1 - \eta + \mu\eta}.$$

Зная, в каких пределах изменяются величины, входящие в это выражение, можно утверждать, что повышающий коэффициент трансформации меньше 1.

Аналогом системы III может быть абсорбционный повышающий термотрансформатор (ПВТ).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
2. А.С. 1290041 (СССР). Способ получения холода/ Дзино А.А., Тимофеевский Л.С., Цимбалист А.О. – Оpubл. в Б.И., 1987, №6.
3. Дзино А.А., Тимофеевский Л.С., Ковалевич Д.А. Синтез термодинамических циклов одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. // Холодильная техника, 1992, №6.

УДК 621.515

К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ КОЛЕС ВО ФРЕОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРАХ

В.А. Коротков, к.т.н., доцент, Ю.В. Татаренко, к.т.н., доцент

*Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий,
механики и оптики, Институт холода и биотехнологий, Российская федерация*

E-mail: lavrtat@mail.ru

На базе кафедры холодильных машин и низкопотенциальной энергетики НИУ ИТМО было проведено экспериментальное исследование на реальном рабочем веществе концевой ступени фреоновой ХЦКМ с осерадиальным колесом [1].

Рабочее колесо имеет следующие геометрические параметры: наружный диаметр колеса $D = 0,305$ м, относительная ширина меридианного сечения при выходе $\bar{b}_2 = 0,044$, относительные диаметры втулки и периферии вращающегося направляющего аппарата (ВНА) $\bar{d}_0 = 0,262$,

$\bar{D}_0 = 0,557$, число лопаток колеса $z_2 = 18$, из них при входе в ВНА половина лопаток укорочена. Профиль лопаток ВНА параболический [2].

Лопаточный диффузор с числом лопаток $z_3 = 22$ имеет параллельные стенки, развитой безлопаточный участок с относительным диаметром при входе $\bar{D}_3 = 1,15$ [3]. Лопатки симметричного аэродинамического профиля относительной толщиной 7% и средней линией, изогнутой по дуге окружности, установлены под углом $\alpha_{3л} = 14^\circ$. Относительный диаметр при выходе диффузора $\bar{D}_4 = 1,385$. Отношение ширины диффузора к ширине колеса при выходе $b_3/b_2 = 1,0$. За лопаточным диффузором установлена кольцевая камера [4]. Полученные характеристики исследованной ступени представлены на рис.1.

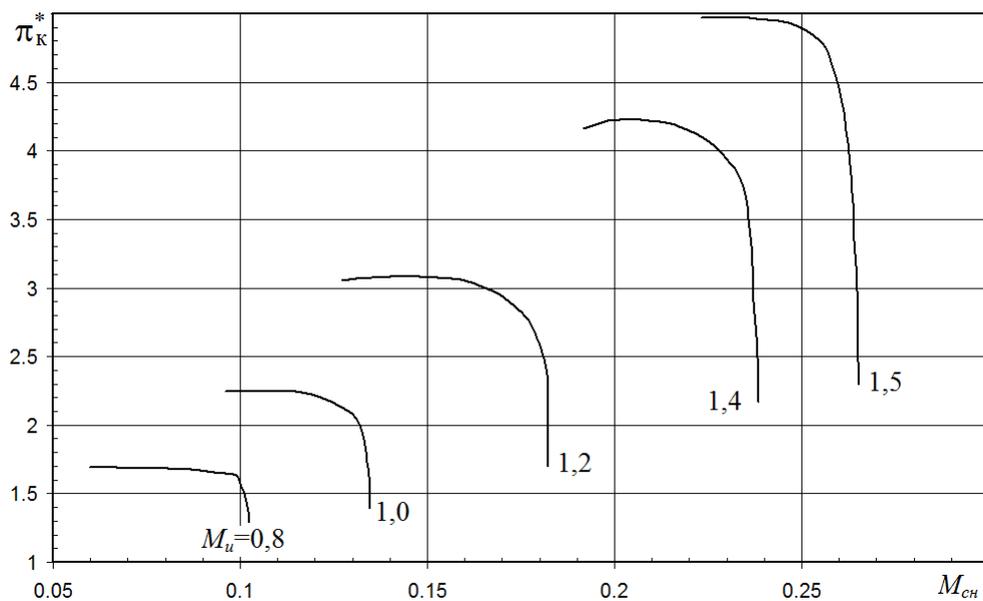


Рисунок 1 – Газодинамические характеристики ступени ХЦКМ с осерадиальным колесом

На режиме $M_u = 1,0$ при $\pi_k^* = 2,2$ получен наибольший к.п.д. ступени $\eta_{пол} = 0,8$. Увеличение M_u до 1,5 сопровождается повышением π_k^* до 5. С ростом M_u к.п.д. снижается и составляет при $M_u = 1,3$ $\eta_{пол} = 0,78$, при $M_u = 1,4$ $\eta_{пол} = 0,76$ и при $M_u = 1,5$ $\eta_{пол} = 0,75$.

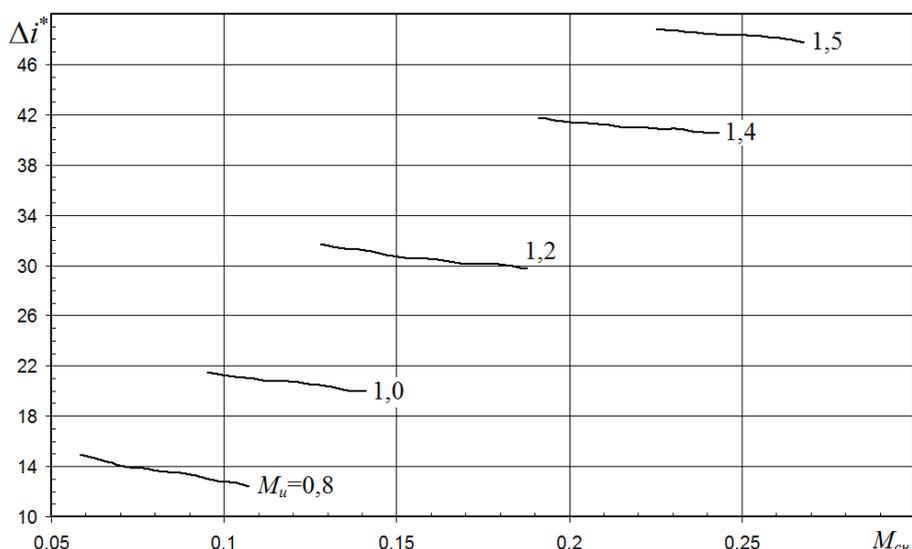


Рисунок 2 – Зависимость полной удельной работы ступени ХЦКМ от $M_{сн}$ при различных значениях M_u

Из зависимостей полной удельной работы ступени представленной на рис. 2 видно, что во всем исследованном диапазоне производительностей и чисел M_u нет признаков запираания рабочего колеса, которое обычно проявляется в том, что при предельных производительностях полная удельная работа ступени уменьшается.

В связи с тем, что в последнее время возрос интерес к высокорасходным колесам, которые можно применять в первых ступенях многоступенчатых ХЦКМ, следует отметить, что при $M_u = 1,2 \div 1,5$ получен довольно высокий условный коэффициент расхода, который при оптимальных производительностях находится в пределах $\Phi_{opt} = 0,6 \div 0,74$.

Диапазон изменения Φ на всех режимах работы представлен в табл.2. При данном сравнении Φ_{min} – соответствует началу помпажа, Φ_{max} эф – наибольшей производительности, при которой к.п.д. не ниже 0,7 и Φ_{max} – предельной производительности ступени.

Значение условного коэффициента расхода рассчитывалось как:

$$\Phi = 4 \frac{M_{сн}}{M_u} \frac{F_H}{\pi D_2^2}, \text{ где}$$

F_H – площадь входного сечения ступени, для которого определялась приведенная производительность $M_{сн}$.

Таблица 2 – Значения условных коэффициентов расхода в зависимости от числа Маха по окружной скорости M_u

M_u	Φ_{min}	Φ_{opt}	Φ_{max} эф	Φ_{max}
0,8	0,0333	0,037 – 0,0427	0,0534	0,0557
1,0	0,0422	0,0454 – 0,0499	0,059	0,0597
1,2	0,0504	0,0569 – 0,0607	0,0663	0,0681
1,4	0,0628	0,068 – 0,07	0,0754	0,077
1,5	0,0686	0,0712 – 0,0742	0,0782	0,0802

Для оценки возможной области применения исследовательской модельной ступени с осерадиальным колесом для трех значений температуры конденсации $t_K = 30^\circ, 40^\circ$ и 50°C были рассчитаны температуры кипения, которые можно получить при π_K^* , соответствующих оптимальным к.п.д. и холодопроизводительности, в диапазоне изменения $M_u = 1,0 \div 1,5$.

По полученным данным можно сделать вывод, что одноступенчатая ХЦКМ при $D_2 = 0,25$ м обеспечивает холодопроизводительность $Q_0 = 800 \div 1200$ кВт, при $D_2 = 0,35$ м – холодопроизводительность $Q_0 = 1600 \div 2300$ кВт и при $D_2 = 0,48$ м – холодопроизводительность $Q_0 = 3000 \div 4400$ кВт.

Таким образом, открывается возможность создания на основе типоразмерного ряда семейства фреоновых холодильных машин с одноступенчатыми ХЦКМ, способных работать как в режимах кондиционирования воздуха, так и при более низких температурах кипения до -15°C в диапазоне холодопроизводительностей от 800 до 4400 кВт. Применение одноступенчатых компрессоров позволит значительно упростить конструкцию [5], улучшить технологию изготовления, сборки и сократить металлоемкость ХЦКМ.

Это указывает на перспективность ступеней с осерадиальными колесами и делает необходимым расширение научно – исследовательских и опытно – конструкторских работ по их применению в холодильном машиностроении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухарин Н.Н., Коротков В.А., Татаренко Ю.В. Новые пространственные колеса для холодильных центробежных компрессоров, работающих при высоких числах M_u . // Холодильная техника и кондиционирование. - 2008.-№ 1.- С. 26 – 27.
2. Коротков В.А., Татаренко Ю.В. Безразмерные характеристики осерадиального колеса центробежной компрессорной ступени.// Вестник Международной академии холода.- 2014.- № 4.- С. 44 – 47.
3. Коротков В.А., Григорьев К.А. Применение сверхзвуковых лопаточных диффузоров как способ уменьшения количества ступеней сжатия.// Известия Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий. -2009.- № 2.- С. 5–6.
4. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. – Л.: Машиностроение, 1983 – С. 214.
5. Симонов А.М., Смагоринский А.М. Выбор оптимальных параметров ступени с осерадиальным центробежным рабочим колесом холодильного компрессора. //Компрессорная техника и пневматика. -2008.- №1.- С.28–30.

УДК 676.026.1; 621.595

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ НАПОРНО-РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРЛИФТНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ НА УРОВНЕ ТЕМПЕРАТУР 77...80 К

¹⁾В. Л. Бондаренко, д.т.н., ²⁾Е. Г. Корж, аспирантка, ²⁾Т. В. Дьяченко, к.т.н., докторант,
³⁾О. В. Дьяченко, к.т.н.

¹⁾ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Лефортовская наб., д. 1, факультет «Энергомашиностроение», г. Москва, Россия

²⁾ Одесская национальная академия пищевых технологий, учебно-научный институт холода, криотехнологий и экоэнергетики им. В.С. Мартыновского, Одесса, Украина

³⁾ ООО «Айсблик», г. Одесса, Украина

¹⁾ E-mail: nadia@iceblick.com, ²⁾ liza1315@mail.ru, victory04@yandex.ru ³⁾ diachenko-ov@yandex.ru

1. Введение. Получение инертных газов (гелия, неона, криптона и ксенона), как правило, осуществляется в несколько этапов в зависимости от типа источника сырья (фракции безопасности ВРУ, отдувочные газовые потоки химических производств и т.п.) и содержания в нем примесей. Этими этапами, согласно [1–3], являются:

- первичное концентрирование ценных компонентов;
- вторичное обогащение концентратов;
- разделение полученных смесей, например, Ne-He или Kr-Xe, для извлечения из них чистых продуктов.

Реализация процессов сепарации обеспечивается установками тепло- и хладоснабжения, которые нуждаются в энергии.

В технологии первичного обогащения тяжелых инертных газов часть расходов на извлечение криптоноксеноновой смеси ложится на производство основного продукта разделения воздуха, например, кислорода. В результате удается содержание Kr и Xe в получаемой смеси довести до 0,2...0,5 %. Наиболее затратным является этап вторичного обогащения. Основные проблемы при его реализации – это возможность взрывоопасности [4], связанной с наличием углеводородов в смеси с таким сильным окислителем как кислород, и низкое давление потока, недостаточное для обеспечения технологического перепада давлений, который требуется в последующих операциях очистки.

Получение криптоноксеноновой смеси до настоящего времени осуществлялось на устаревших установках типа УСК (установки сырого криптона), которые характеризуются относительно низкой эффективностью. Большинство подобных установок выработали свой ресурс. Для замены морально устаревших систем обогащения первичной криптоноксеноновой смеси группой российских ученых (А.М. Архаров, М.Ю. Савинов; В.Е. Позняк; А.С. Бронштейн; Б.И. Волынский; В.Л. Бондаренко; Н.П. Лосяков) были разработаны установки нового поколения типа «Хром» [3, 5]. Одним из способов снижения эксплуатационных расходов указанных систем является отказ от использования компрессоров и переход к безмашинным способам повышения давления потока [3].

Объектом настоящего исследования является криогенный безмашинный нагнетатель, предназначенный для подъема жидкости за счёт энергии смешиваемого с ней пара. Цель исследований – определение напорно-расходных характеристик парлифтного нагнетателя, оценка его энергетической эффективности.

2. Экспериментальный стенд для исследования напорно-расходных характеристик парлифтного нагнетателя

Изучение литературных источников, посвященных работе парлифта [6–9], показало, что исследования подразделяются на две категории:

- интенсификация тепломассообменных процессов, увеличение скорости циркуляции в аппаратах с кольцевым движением потока (системы отопления, конденсаторы-испарители, петлевой поток ВРУ и т.п.);
- улучшение расходных характеристик (расхода и перепада давлений) при извлечении жидких полезных ископаемых из недр Земли.

2.1. Конструкция экспериментального стенда. Анализ информации, изложенной в литературе [7–9] показал, что самым близким аналогом безмашинного устройства для повышения потенциальной энергии потока является установка для исследования газлифта, созданная профессором В.Г. Багдасаровым [7]. Несмотря на огромный объем экспериментальных данных, все они были получены на модельной жидкости (воде) при температуре окружающей среды.

Исследования циркуляционных контуров на базе парлифта были проведены в 70-80-ых гг. в НПО «Криогенмаш» (г. Москва) [8, 9]. В качестве рабочих тел использованы вода при температуре окружающей среды (источник газа – воздух) и жидкий азот при температуре кипения (источник газовой фракции – испаритель). Эксперименты позволили определить резервы интенсификации теплообменных процессов в циркуляционных контурах конденсаторов-испарителей, петлевых потоков ВРУ и т.п. Наличие парлифтного участка значительно повышало скорость циркуляции жидкости, что, в свою очередь, вызывало увеличение коэффициента теплопередачи и позволяло уменьшить массогабаритные характеристики теплообменной аппаратуры.

В 2011-2013 гг. на кафедре криогенной техники Одесской национальной академии пищевых технологий был разработан стенд для исследования работы парлифтного нагнетателя в области низких температур (77,4...80 К, рис. 1) [8, 9]. Изготовление деталей, сборка и испытания были проведены на технической базе предприятия ООО «Айсблик» (г. Одесса). В качестве рабочего тела был выбран жидкий азот вследствие его безопасности для окружающей среды, безвредности для человека и относительно низкой стоимости.

Безмашинный нагнетатель, функционирующий на криогенном уровне температур, устроен следующим образом (рис. 1): левый сосуд 1 диаметром 80 мм и высотой 4 м соединен с правым (напорным участком) вентилем 3. Зона подвода тепла представляет собой емкость диаметром 80 мм и высотой 350 мм со встроенными ТЭНами 4. На крышке емкости размещен узел для подключения труб различного диаметра (8-16 мм). Особенности стенда являются:

- установка работает при атмосферном давлении;
- конструкция предусматривает возможность замены подъемного участка, полная длина которого составляет 6 м;
- тип пористой изоляции – Армафлекс, ее толщина $\delta = 80$ мм;

– жидкий азот подается из криоцилиндра 11, размещенного рядом с нагнетателем.

Выделим следующие характерные режимы работы описанного выше парожидкостного нагнетателя:

1. При недостаточном количестве паровой фракции либо массы заправленной жидкости ее уровень в подъемной трубе не достигает верхней точки. Из-за этого система не является проточной, описанный режим практикуется в некоторых измерительных приборах.

2. Уровень поднятия парожидкостной смеси превышает длину подъемной трубы 2 (рис. 1). В сепараторе, расположенном выше подъемного участка, жидкость отделяется от пара и может быть подана в приемный сосуд 5, расположенный выше уровня H в питающем сосуде 1. При этом в сосуде 5 и ниже его (в сосуде Дьюара 6) будет сплошная среда. Таким образом, достигнутый перепад давлений будет равен

$$\Delta p = \rho_{\text{ж}} g h_{\text{НН}},$$

где: $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости, кг/м^3 ; $h_{\text{НН}}$ – разница уровней в сосудах (см. рис. 1), м; $g = 9,81 \text{ м}^2/\text{с}^2$ – ускорение свободного падения.

2.2. Методика экспериментальных исследований. Поскольку эксперименты проводились в области низких температур, перед их началом была произведена оценка величины теплопритоков к установке для учета их влияния на расходные характеристики устройства. Результаты показали удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных данных.

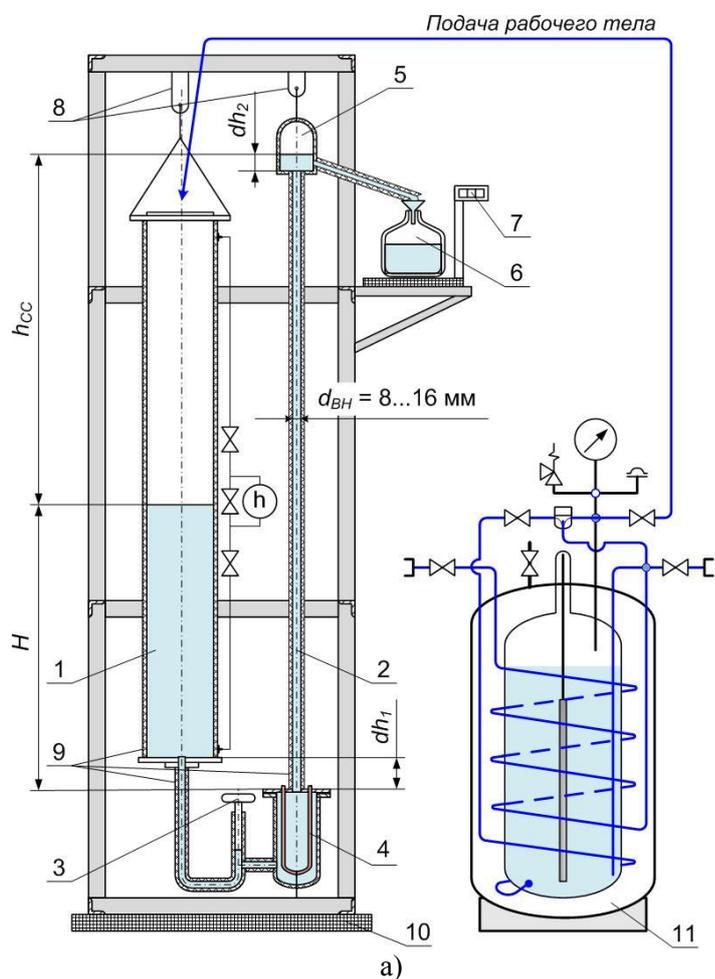


Рисунок 1 – Схема (а) и внешний вид (б) установки для исследования расходных характеристик парлифтного нагнетателя: 1 – питающий сосуд диаметром 80 мм; 2 – подъемный участок трубы; 3 – вентиль, соединяющий сосуды; 4 – источник внешнего тепла (ТЭНы); 5 – сепаратор; 6 – сосуд Дьюара; 7 – электронные весы (малые); 8 – подвески; 9 – низкотемпературная теплоизоляция; 10 – электронные весы (большие); 11 – источник рабочего тела (криоцилиндр)

На втором этапе были определены расходные характеристики устройства при переменном (убывающем) уровне жидкости в питающем сосуде 1. Для этого подачу жидкого азота из криоцилиндра 11 закрывали и фиксировали изменение массы сосуда Дьюара 6 в равные промежутки времени. Таким

образом, был вычислен массовый расход вещества $G_{\text{ж}} = (dm/dt)$. При этом h_{CC} определялось как разность длины подъемного участка 2 и уровня сплошной жидкости в питающем сосуде 1. Расходные характеристики $G_{\text{ж}} = f(h_{\text{CC}})$ при переменном уровне представлены на рис. 2 (линия 1). Характеристика получена при нулевой мощности электронагревателей $Q_{\text{ВН}} = 0$, когда испарение азота достигалось исключительно за счет теплопритоков через изоляцию подъемной трубы 2.

Повторение операций с подводом теплоты $Q_{\text{ВН}}$ позволило построить набор расходных характеристик парлифтного нагнетателя (см. рис. 2, а, линии 2-3, рис. 2, б, линии 2-5). Анализ результатов показал, что в исследованном интервале геометрических параметров для одинаковой суммарной нагрузки Q_{Σ} с уменьшением диаметра подъемного участка расход жидкости уменьшается, а напор h_{CC} (или ΔP), обеспечиваемый нагнетателем, увеличивается.

3. Результаты обработки экспериментальных данных

На рис. 3 представлены расходные характеристики в виде зависимости $G_{\text{ж}} = f_2(Q_{\Sigma}, h_{\text{CC}})$. Из диаграмм следует, что для каждого диаметра трубы и фиксированного значения напора h_{CC} существует оптимальное значение тепловой нагрузки, при которой расход через напорный участок будет максимальным. Например, для диаметра 10 мм (рис. 3, а, кривая 3) и $h_{\text{CC}} = 480$ см это $Q_{\Sigma} = 130$ Вт. При этом значение расхода достигает величины 0,35 кг/мин.

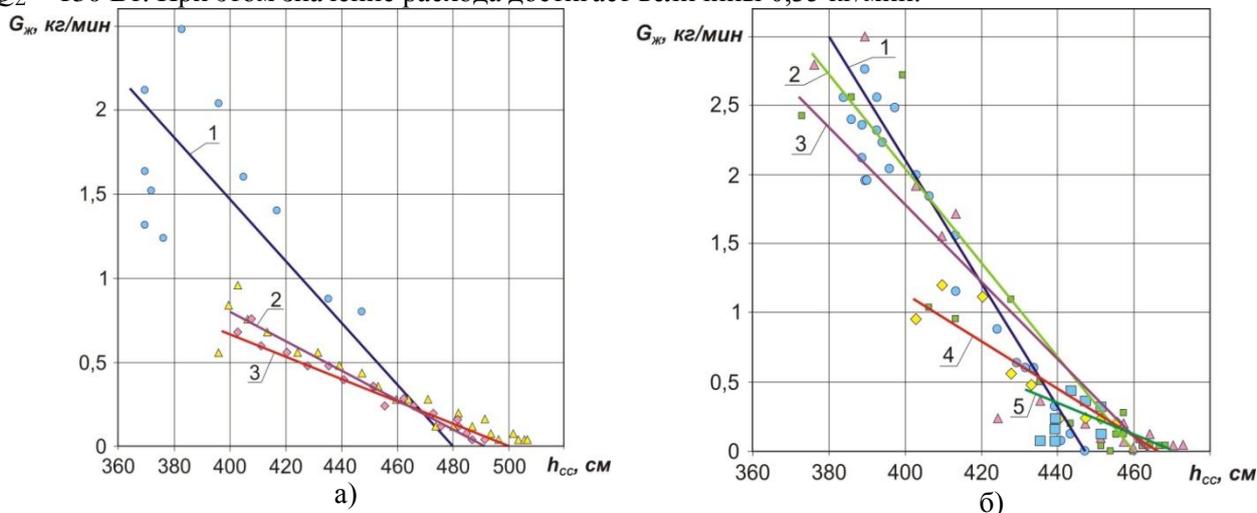


Рисунок 2 – Расходные $G_{\text{ж}}-Q-h_{\text{CC}}$ -характеристики парлифта для труб с внутренними диаметрами 10 (а) и 16 мм (б): $Q_{\text{ВН}}$ – внешняя нагрузка, Вт; Q_{Σ} – суммарный тепловой поток с учетом теплопритоков, Вт; а (линия 1) – $Q_{\text{ВН}} = 0$ ($Q_{\Sigma} = 121,7$); (линия 2) – 2,6 (124,3); (линия 3) – 15,3 (137); б (линия 1) – $Q_{\text{ВН}} = 0$ ($Q_{\Sigma} = 127,3$); (линия 2) – 5,4 (132,7); (линия 3) – 9,0 (136,3); (линия 4) – 14,7 (142); (линия 5) – 40,0 (167,3)

Для $h_{\text{CC}} < 400$ см (рис. 3, а, кривая 1) оптимум находится левее $Q_{\Sigma} = 125$ Вт, а расход $G_{\text{ж}} \approx 1,2$ кг/мин; для $h_{\text{CC}} = 440$ см (рис. 3, а, кривая 2) $Q_{\Sigma} = 127$ Вт, расход $G_{\text{ж}} \approx 0,7$ кг/мин.

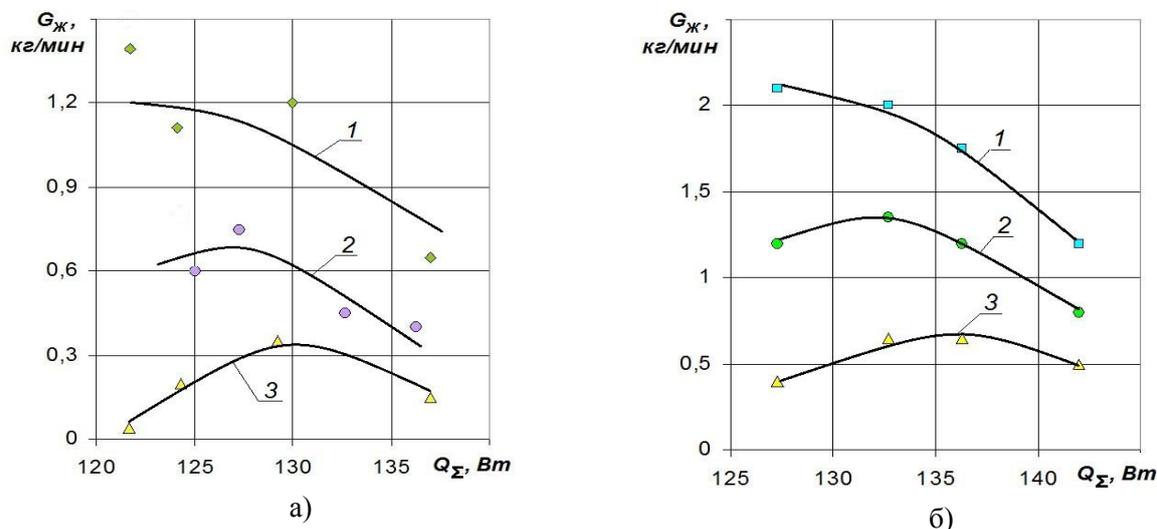


Рисунок 3 – Расходные $G_{\text{ж}}-Q-h_{\text{CC}}$ - характеристики парлифта в координатах $Q_{\Sigma}-G_{\text{ж}}$ для труб диаметром $d = 10$ мм (а) и $d = 16$ мм (б). Обозначения: а: 1 – $h_{\text{CC}} = 400$; 2 – 440; 3 – 480 см; б: 1 – $h_{\text{CC}} = 400$; 2 – 420; 3 – 440 см

Для диаметра 16 мм и $h_{\text{CC}} = 400$ см (рис. 3, б, кривая 1) оптимум находится левее 127 Вт, $G_{\text{ж}} \approx 2,1$ кг/мин; при $h_{\text{CC}} = 420$ см (рис. 3, б, кривая 2) $Q_{\Sigma} = 132$ Вт, $G_{\text{ж}} \approx 1,3$ кг/мин; при $h_{\text{CC}} = 440$ см (рис. 3, б, кривая 3) $Q_{\Sigma} = 136$ Вт, $G_{\text{ж}} \approx 0,65$ кг/мин.

Расчеты и построения диаграмм «напор парлифтного нагнетателя-массовое паросодержание» показали, что результаты каждой серии экспериментов, проведенные для одного диаметра напорного участка, укладываются на одну кривую (рис. 1).

Аппроксимация данных эксперимента позволила получить обобщающие уравнения в виде логарифмических кривых:

$$h_{\text{CC}} = A \ln(x) + B, \quad (1)$$

где A и B – коэффициенты уравнения (табл. 1).

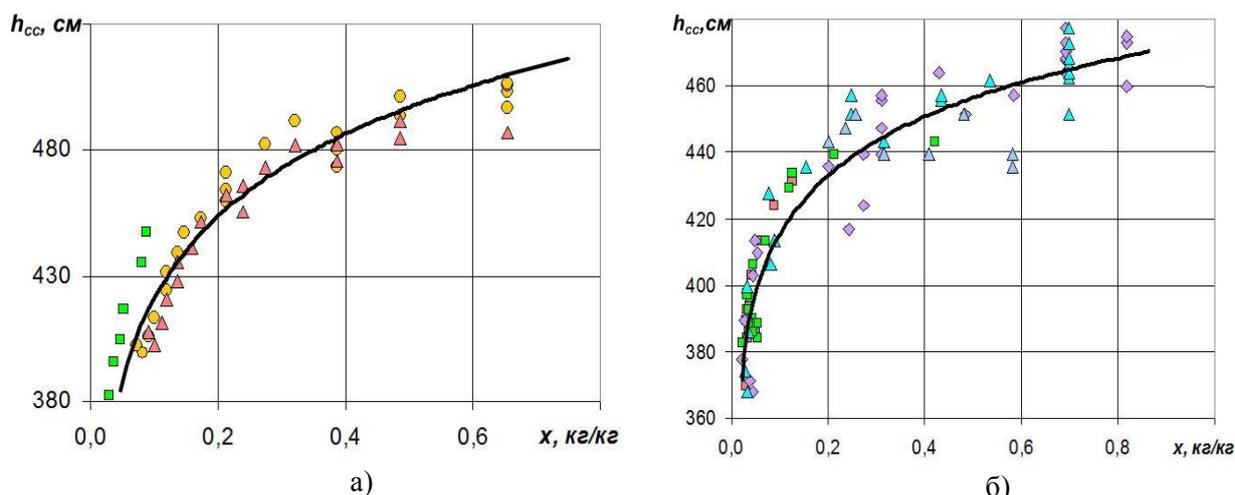


Рисунок 4 – Влияние массового паросодержания в трубе на напор, создаваемый за счет подвода теплоты: а – $d = 10$ мм; \square – $Q_{\Sigma} = 121,7$; \triangle – 124,3; \circ – 137 Вт; б – $d = 16$ мм; \square – $Q_{\Sigma} = 127,3$; \diamond – 132,7; \triangle – 136,3; \square – 142 Вт

Таблица 1 – Коэффициенты уравнения (1) для труб исследованных диаметров

Внутренний диаметр труб, мм	Коэффициенты уравнения	
	A	B
8	55,91	545,2
10	47,30	529,6
12	36,47	507,7
16	25,39	373,6

Путем несложных преобразований можно получить:

$$Q_{\Sigma} = G_{\text{ж}} r [\exp(A - h_{\text{CC}} + B) - 1]^{-1} = G_{\text{ж}} r [\exp(A - L + H + B) - 1]^{-1}. \quad (2)$$

Выражение позволяет определять величину тепловой нагрузки при заданных напоре и расходе через парлифтный нагнетатель (длине напорного участка и уровня жидкости в левом сосуде) при условии, что известна расходная характеристика парлифта $h_{\text{CC}} = f_3(x)$, полученная экспериментально при фиксированных геометрических параметрах напорного участка (d и L).

3.4. Оценка энергетической эффективности. По определению, коэффициент полезного действия любого устройства или аппарата, равен отношению полезного эффекта, к затратам энергии на его реализацию. В случае парлифта полезной является мощность, развиваемая струйным насосом при подаче жидкости по напорному участку на высоту h_{CC} относительно уровня H в левом сосуде (обозначения – в соответствии с рис. 1)

$$N_{\text{I}} = G_{\text{ж}} g h_{\text{CC}} = G_{\text{ж}} g (L - H). \quad (3)$$

Затраченная мощность – это подведенная от нагревателя $Q_{\text{ВН}}$ (без учета теплопритоков) на уровне погружения $L = H + h_{\text{CC}}$.

КПД идеализированного парлифтного нагнетателя, используемого в качестве струйного насоса,

$$\eta^{\text{ЭА}} = \frac{G_{\text{ж}} g h_{\text{CC}}}{\eta_{\text{I}} Q_{\text{АИ}}}, \quad (4)$$

где $\eta_{\text{I}} = \frac{T_{\text{ИН}} - T_{\text{АИ}}}{T_{\text{ИН}}}$ – термический КПД цикла Карно; $T_{\text{ОС}}$ – температура окружающей среды, К;

$T_{\text{ВН}}$ – температура, на уровне которой подводится внешняя тепловая нагрузка, К.

Действительный КПД исследуемой системы на основе парлифта

$$\eta^{\text{А}} = \frac{G_{\text{ж}} g (h_{\text{CC}} - h_{\text{ИО}})}{\eta_{\text{I}} (Q_{\text{АИ}} + Q_{\text{О}})} = \frac{G_{\text{ж}} g (L - H - h_{\text{ИО}})}{\eta_{\text{I}} (Q_{\text{АИ}} + Q_{\text{О}})}. \quad (5)$$

В процессе обработки данных экспериментальных исследований были вычислены значения $\eta_{\text{д}}$, которые не превышали 10 %. Несмотря на невысокое значение действительного КПД, устройство безмашинного повышения давления на основе парлифта позволяет добиться увеличения давления потока на 0,0079 МПа на каждый метр разности уровней в сосудах.

Особенно эффективен парлифтный нагнетатель на уровне температур ниже окружающей среды, где подвод теплоты не требует дополнительных энергозатрат.

Оценка эффективности использования безмашинной ступени повышения давления в установках обогащения криптоноксеноновой смеси произведена на основании анализа удельного энергопотребления близких по производительности установок типа УСК-0,45 и «Хром-3». Достоинствами «Хром-3» являются:

- установка не нуждается в отдельном здании и может располагаться в непосредственной близости от блока разделения;
- рабочее давление составляет 0,03...0,07 МПа (изб.);
- установка полностью автоматизирована.

Сравнивая установки УСК-0,45 и «Хром-3» можно отметить, что стоимость технологического оборудования этих установок приблизительно одинакова (несколько большая металлоемкость оборудования установки «Хром-3» ввиду низкого рабочего давления компенсируется стоимостью компрессорного оборудования УСК-0,45). Общий экономический эффект от внедрения безмашинного устройства повышения давления на основе парлифта складывается из экономии энергии на сжатие в компрессоре в 1,6 раза и экономии средств на оплату персонала в 1,5...2 раза (в зависимости от уровня оплаты труда, принятого на предприятии).

5. Заключение

Наиболее затратным этапом в технологической последовательности получения криптона и ксенона из воздуха является обогащение первичной криптоноксеноновой смеси, получаемой в процессе разделения воздуха. Для снижения удельного энергопотребления установок обогащения требуется неуклонно повышать эффективность и экономичность сепараторов путем применения более совершенных схемных и конструкторских решений, рациональной организации тепло- и массообменных процессов, учета изменяющихся в установке составов смесей и их термодинамических свойств. Одним из способов снижения эксплуатационных расходов указанных систем является отказ от использования компрессоров для сжатия смеси, поступающей на вход установки сепарации, и переход к безмашинным способам повышения давления потока. Одним из вариантов такого устройства

Экспериментальные исследования и последующая обработка опытных данных о напорно-расходных характеристиках парлифтного нагнетателя на основе жидкого азота в качестве рабочего тела с внутренним диаметром подъемного участка $d_{\text{ВН}} = 8-16$ мм и длиной 6 м могут использоваться для разработки эффективного безмашинного нагнетателя для установок обогащения Kr-Xe-смеси с учетом следующих обнаруженных закономерностей:

- При равных значениях суммарной тепловой нагрузки Q_{Σ} уменьшение диаметра подъемного участка приводит к снижению расхода жидкости $G_{\text{ж}}$ и росту напора h_{CC} .
- Для каждого диаметра трубы и постоянного напора существует оптимальное значение тепловой нагрузки, при которой расход через подъемный участок будет максимальным.
- Данные экспериментов, проведенных при фиксированных значениях геометрических параметров (диаметра и высоты напорного участка), в координатах $h_{\text{CC}} = f(x)$ ложатся на одну

кривую. Аппроксимация экспериментальных данных зависимостью $h_{CC} = A \ln(x) + B$ дает возможность получить выражение для расчета величины тепловой нагрузки, требуемой для обеспечения заданных напора и расхода через парлифтный нагнетатель.

– Повышения расхода через парлифт при неизменном напоре можно добиться, увеличив площадь поперечного сечения правого сосуда путем пропорционального увеличения числа труб напорного участка.

– Внедрение безмашинного нагнетателя на основе парлифта в установке получения криптооксеновой смеси типа «Хром-3» приводит к снижению удельных энергозатрат (в 1,6 раза относительно УСК) и удельных затрат на оплату труда персонала (примерно в 1,5...2 раза).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Головкин, Г. А. Установки для производства инертных газов / Г. А. Головкин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1974. – 383 с.
2. Бондаренко, В. Л. Криогенные технологии извлечения редких газов / В. Л. Бондаренко, Ю. М. Симоненко. – Одесса: Астропринт, 2013. – 332 с.
3. Бондаренко, В. Л. Совершенствование установок для извлечения тяжелых инертных газов / В. Л. Бондаренко, Ю. М. Симоненко, Е. Г. Корж // Технические газы. – 2013. – № 5. – С.25-34.
4. Файнштейн, В. И. Результаты мониторинга содержаний углеводородов в технологических потоках жидкого кислорода ВРУ, оснащенных блоками комплексной очистки воздуха / В. И. Файнштейн // Технические газы. – 2008. – № 5. – С. 59-64.
5. Бондаренко, В. Л. Высокоэффективная установка «Хром-3» для получения криптооксеновой смеси / В. Л. Бондаренко, Н. П. Досяков, М. Ю. Савинов и др. // Технические газы. – 2005. – № 2. – С. 31-35.
6. Силаш, А. П. Добыча и транспорт нефти и газа / А. П. Силаш // Пер. с англ. – Часть I. – М.: Недра, 1980. – 375 с.
7. Багдасаров, В. Г. Теория, расчет и практика эрлифта / В. Г. Багдасаров. – М.: Гостоптехиздат, 1947. – 370 с.
8. Бондаренко, В. Л. Результаты экспериментальных исследований расходных характеристик парлифтного нагнетателя на основе жидкого азота / В. Л. Бондаренко, Ю. М. Симоненко, Е. Г. Корж и др. // Технические газы. – 2014. – № 1. – С. 24-31.
9. Бондаренко, В. Л. Установка для исследования расходных характеристик парлифтного нагнетателя на основе жидкого азота / В. Л. Бондаренко, Е. Г. Корж, О. В. Дьяченко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2014. – № 5. – С. 22-26. doi: 10.1007/s10556-014-9899-5

УДК 628.8 + 697.9

ОСОБЕННОСТИ ПОДХОДА К РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ ПОМЕЩЕНИЙ С РАЗНОХАРАКТЕРНЫМИ НАГРУЗКАМИ

Н.В. Коченков, В.Н. Коченков

*Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики, Россия*

E-mail: kochenkov63@mail.ru, rddr@mail.ru

Повышение эффективности использования потребляемых энергетических ресурсов в системах кондиционирования воздуха (СКВ) – задача многогранная, а поэтому комплекс мер, направленных на ее решение должен рассматриваться в различных плоскостях (организационных, правовых, технических, технологических, экономических и иных), в каждой из которых могут быть найдены свои, еще неиспользуемые, резервы для энергосбережения в этих энергоемких системах. В статье рассматривается один из таких неиспользуемых резервов применительно к СКВ, обслуживающей помещения с разнохарактерными тепловлажностными и (или) газовыми нагрузками.

Независимо от степени разнохарактерности нагрузок в помещениях функциональные требования к СКВ не должны сводиться только лишь к обеспечению ими нормируемых параметров воздушной среды в обслуживаемых помещениях. Выполнение этой задачи должно быть организовано таким образом, чтобы потребляемые в процессе тепловлажностной обработки воздуха энергетические ресурсы (теплота, холод, воздух и вода) использовались эффективно. Способность системы функционировать энергоэффективно – это современное требование к ней, обусловленное

необходимостью сокращения объема потребляемых энергетических ресурсов при сохранении соответствующего полезного эффекта от их использования [1].

С учетом указанных требований к СКВ на нее должны возлагаться две взаимосвязанные задачи: во-первых, обеспечение нормируемых параметров воздуха в обслуживаемых помещениях, и, во-вторых, организация энергоэффективного управления процессом тепловлажностной обработки воздуха, т. е. управления по энергосберегающим режимам.

Можно выделить два принципиально различных подхода к разработке СКВ, обслуживающей помещения с разнохарактерными нагрузками [2].

При первом подходе принимается, что каждое из помещений обслуживается своей отдельной СКВ. В этом случае система представляет собой совокупность самостоятельных однозональных СКВ. По капитальным затратам этот вариант СКВ – невыгоден, однако по расходам потребляемых энергетических ресурсов его можно рассматривать в качестве эталонного [3], поскольку в этом варианте возможна организация управления каждой самостоятельной СКВ по энергосберегающим режимам. Этот подход далее в статье не рассматривается, поскольку научно-методические основы создания однозональных СКВ, также как и СКВ, обслуживающих помещения с однохарактерными нагрузками, разработаны [4, 5, 6, 7, 8].

При втором подходе к разработке СКВ, обслуживающей помещения с разнохарактерными нагрузками, в составе системы предусматривается как централизованная обработка наружного воздуха, например, в центральном кондиционере (ЦК), так и местные системы.

Не смотря на то, что этот подход (под различными его названиями) широко используется в практике проектирования, тем не менее, в существующих способах его реализации решается только задача по обеспечению в помещениях нормируемых параметров воздушной среды. Задача же по организации энергоэффективного управления СКВ даже не ставится заказчиком в техническом задании на разработку системы, поскольку обязательность наличия такого требования к системе в нормативных документах (как общероссийских, так и региональных) до сих пор не прописана. В результате при разработке системы вопросы обоснования энергосберегающих процессов обработки воздуха в течение годового цикла эксплуатации не прорабатываются и как результат – принимаются неэкономичные, с точки зрения эффективности использования потребляемых энергетических ресурсов, технические решения по СКВ.

И тем не менее этот второй подход к разработке СКВ заслуживает серьезного внимания, поскольку здесь можно добиться не только сокращения капитальных затрат за счет централизации процессов обработки наружного воздуха [3], но и существенно повысить эффективность использования потребляемых энергетических ресурсов вплоть до того, что их расходы могут быть сведены к тем эталонным значениям, которые имеют место при однозональных СКВ. Для этого требуется разработать методический аппарат для решения тех проблемных вопросов, которые обусловлены особенностями организации энергоэффективных процессов тепловлажностной обработки воздуха в СКВ, обслуживающей помещения с разнохарактерными нагрузками. Частично эти проблемные вопросы освещались в работах [9, 10]. В данной статье рассмотрим их подробнее.

Вопрос 1. Как определить, целесообразно ли централизованная обработка наружного воздуха в ЦК или же нагрузки в помещениях настолько разнохарактерны, что такая централизация ведет к значительным перерасходам энергетических ресурсов при тепловлажностной обработке воздуха? Как количественно оценить, какой должна быть допустимая степень разнохарактерности нагрузок, чтобы можно было обоснованно дать положительный ответ на этот вопрос. Если при решении этого вопроса предпочтение отдается все же централизованной СКВ с местными системами, то возникает необходимость в решении последующих вопросов.

Вопрос 2. Какие процессы тепловлажностной обработки наружного воздуха должны быть предусмотрены в ЦК?

На первый взгляд ответ на этот вопрос вполне очевиден: для эффективного использования потребляемых энергетических ресурсов тепловлажностная обработка наружного воздуха в ЦК должна быть организована по энергосберегающим режимам. Но как этого добиться, ведь требования к технологии обработки воздуха в ЦК, предъявляемые со стороны разнохарактерных нагрузок в помещениях, зачастую могут не совпадать, в результате чего для помещений одновременно потребуются разные, в том числе и взаимоисключающие, процессы обработки воздуха в ЦК. Кроме того, могут быть случаи, когда для одного из помещений не потребуется первая (I) рециркуляция, а для другого – ее использование будет обязательным.

Как в этих случаях правильно обосновать технологическую схему обработки наружного

воздуха в ЦК, которая бы, во-первых, удовлетворяла одновременно требованиям со стороны разнохарактерных нагрузок в помещениях и, во-вторых, была способной энергоэффективно реализовывать процесс обработки наружного воздуха в ЦК в течение годового цикла эксплуатации.

Вопрос 3. Какие процессы тепловлажностной обработки воздуха должны быть предусмотрены в местных системах (МС)? Как эти процессы должны изменяться в течение года, с тем, чтобы МС и ЦК функционировали согласованно, не создавая необоснованных дополнительных нагрузок друг на друга.

Вопрос 4. Какие параметры наружного воздуха должны быть приняты в качестве расчетных, и сколько таких параметров должно быть?

Очевидно, что каждому расчетному параметру наружного воздуха должна соответствовать своя технологическая схема тепловлажностной обработки воздуха и свои значения установочных производительностей подсистем, необходимых для ее реализации.

Если для разработки СКВ, обслуживающей помещения с однохарактерными нагрузками, информации о климате, представленной в СНиП 23-01-99* для зимнего и летнего периодов года в виде параметров А и Б, может оказаться достаточно, то для СКВ, обслуживающей помещения с разнохарактерными нагрузками, дело обстоит совсем иначе. Здесь информации о климате в виде расчетных параметров наружного воздуха только для зимнего и летнего периодов года явно недостаточно, поскольку на основе соответствующих им двух расчетных технологических схем невозможно полностью выявить всю динамику изменения технологии обработки воздуха в ЦК и МС за годовой цикл эксплуатации. Может оказаться так, что для каких-то других параметров наружного воздуха потребуются иные технологические схемы в ЦК и МС, а эта информация будет упущена. Поэтому расчетных параметров наружного воздуха должно быть столько, чтобы можно было выявить все расчетные (частные) технологические схемы тепловлажностной обработки воздуха в ЦК и МС, которые будут востребованы в течение года, и на их основе сформировать обобщенную технологическую схему. Какие параметры наружного воздуха следует принимать в качестве расчетных – это будет зависеть от степени разнохарактерности тепловлажностных нагрузок в помещениях. При этом необходимым условием для решения этого вопроса является наличие информации о климате за весь год. Требования к форме представления такой информации изложены в работе [11].

Вопрос 5. Какие расчетные значения тепловлажностных нагрузок целесообразно возложить на ЦК, а какие оставить для реализации в МС? Очевидно, что распределение этих нагрузок между ЦК и МС должно быть организовано таким образом, чтобы максимальная их часть приходилась бы на ЦК. Но как правильно определить эту максимально-целесообразную нагрузку?

Вопрос 6. Как правило, фактические тепловлажностные нагрузки в помещениях отличаются от расчетных и являются переменными во времени. Как должны распределяться эти фактические нагрузки между ЦК и МС в каждый конкретный момент времени, чтобы обеспечить энергоэффективное функционирование этих систем по энергосберегающим режимам, и каким должен быть алгоритм управления этими режимами.

Приоритетная роль среди указанных выше проблемных вопросов отводится первому из них, поскольку при отрицательном его решении последующие из указанных выше вопросов, отпадают. Покажем на следующих двух примерах, каким должен быть подход к решению первого вопроса.

Рассматривается объект, состоящий из двух помещений, обозначенных соответственно номерами 1 и 2. Нормируемые параметры воздушной среды в обоих помещениях одинаковые: заданы в виде области $U_a U_b U_c U_d$, а в течение года поддерживаются по диагонали $U_a U_b$ (рис. 1, а, б). В каждое их помещений требуется подача наружного воздуха. Оба помещения встроенного типа (ограничение 1), с постоянными тепловыми, влажностными и газовыми нагрузками (ограничение 2), которые являются разнохарактерными (ограничение 3).

В графическом виде информация о тепловлажностных и газовых нагрузках в помещениях 1 и 2 представляется на $I-d$ -диаграмме в виде исходных термодинамических схем (ИТС), обозначенных соответственно как ИТС⁽¹⁾ и ИТС⁽²⁾. При принятых выше первых двух ограничениях положения ИТС⁽¹⁾ и ИТС⁽²⁾ на $I-d$ -диаграмме остаются неизменными в течение года. Наличие же третьего ограничения указывает на то, что на $I-d$ -диаграмме опорные точки ИТС⁽¹⁾ и ИТС⁽²⁾ не совпадают друг с другом. На рис. 1, а, б ИТС⁽¹⁾ показана сплошной линией, а ИТС⁽²⁾ – пунктирной.

Для помещения 1 приняты такие тепловые, влажностные и газовые нагрузки, при которых соответствующая им ИТС⁽¹⁾ расположена выше линии $\phi = 1$ и рециркуляция не требуется. Для помещения 2 принято два варианта нагрузок: в первом варианте – ИТС⁽²⁾ располагается над линией $\phi = 1$ и рециркуляция не требуется; во втором варианте – у ИТС⁽²⁾ опорная точка $\check{H}_B^{(2)}$

располагается под линией $\phi = 1$, что обуславливает необходимость использования I рециркуляции. Соответственно рассматривается два примера: в первом – в обоих помещениях I рециркуляция не используется (рис. 1,а); во втором – для помещения 2 – использование I рециркуляции в определенные моменты времени года является обязательным (рис. 1,б).

В каждом из этих примеров требуется сравнить между собой энергосберегающие режимы функционирования двух отдельных СКВ, обозначенных соответственно как СКВ⁽¹⁾ и СКВ⁽²⁾, каждая из которых обслуживает свое помещение, и показать насколько существенно они могут различаться между собой за годовой цикл эксплуатации.

Информация о климате принимается за год. Граница области климата очерчена на $I-d$ -диаграмме линией K_l . Из всей этой области выбрано десять представительных точек, обозначенных как H_1, H_2, \dots, H_{10} . Для этих точек климата показаны энергосберегающие (энергоэффективные) процессы обработки воздуха, которые требуются для каждого из помещений в отдельности, при этом для помещения 1 они показаны сплошными стрелками; для помещения 2 – пунктирными. Вопросы, связанные с правилами их построения здесь не рассматриваются в виду их достаточной проработанности в литературе [4, 5]. Кроме того, чтобы не усложнять рисунки, на них не показаны линия $P_a P_b$, характеризующая параметры приточного воздуха, и процессы ассимиляции в помещениях.

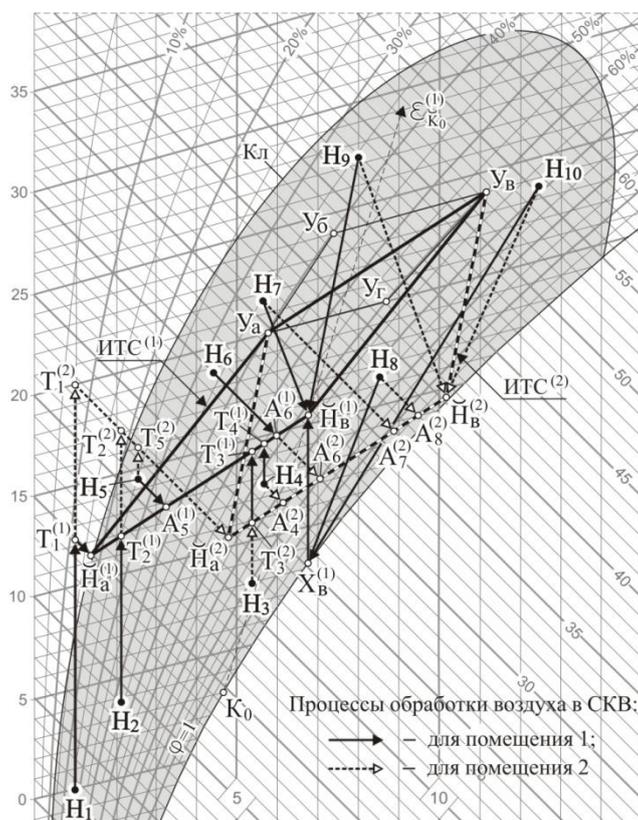


Рисунок 1,а. Фрагмент *I-d*-диаграммы с процессами обработки воздуха в примере 1

Сравнительный анализ показанных процессов тепловлажностной обработки воздуха в каждой из представительных точек климата, позволяет выделить следующие характерные случаи для режимов функционирования СКВ⁽¹⁾ и СКВ⁽²⁾.

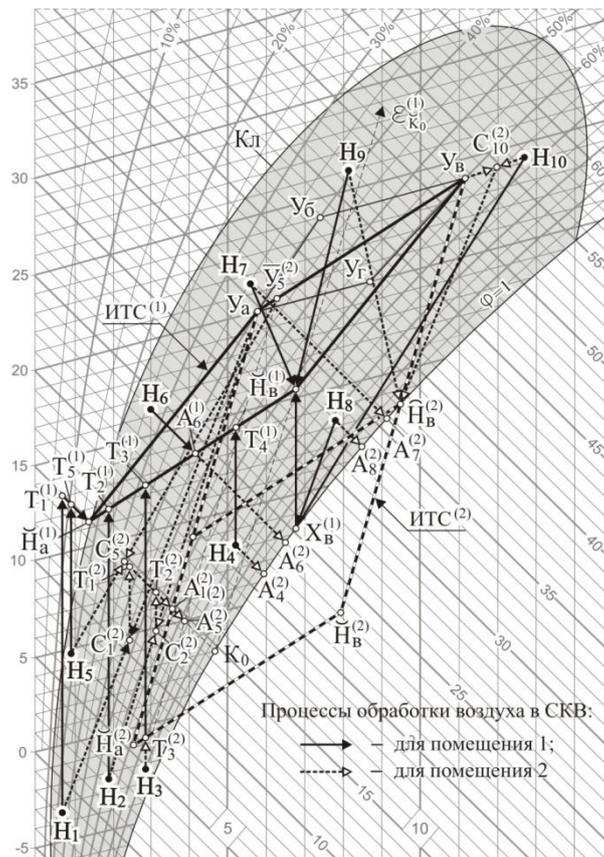


Рисунок 1,б. Фрагмент *I-d*-диаграммы с процессами обработки воздуха в примере 2

Во-первых, режимы функционирования этих СКВ могут быть одинаковыми, т. е. состоять из

одних и тех же процессов обработки воздуха, причем в одной и той же их последовательности, но вектора этих процессов будут начинаться и (или) заканчиваться в разных точках. В примере 1 это характерно для точек климата H_1, H_3, H_6 . Так, в точке H_1 (рис. 1,а) для обоих помещений требуется нагрев и адиабатное увлажнение: для помещения 1 это вектора $H_1T_1^{(1)}$ (нагрев) и $T_1^{(1)}\check{H}_a^{(1)}$ (адиабатное увлажнение); для помещения 2 – соответственно вектора $H_1T_1^{(2)}$ и $T_1^{(2)}\check{H}_a^{(2)}$. В точке H_3 (рис. 1,а,б) требуются только процессы нагрева: для помещения 1 – вектор $H_3T_3^{(1)}$; для помещения 2 – вектор $H_3T_3^{(2)}$. В точке H_6 (рис. 1,а,б) требуются только процессы адиабатного увлажнения: для помещения 1 – вектор $H_6A_6^{(1)}$; для помещения 2 – вектор $H_6A_6^{(2)}$.

Во-вторых, режимы функционирования СКВ⁽¹⁾ и СКВ⁽²⁾ могут отличаться между собой хотя бы одним процессом. Это характерно для точек климата H_2, H_5, H_{10} (рис. 1,а). Так, в точке H_2 для помещения 1 требуется только нагрев (вектор $H_2T_2^{(1)}$); для помещения 2 – нагрев (вектор $H_2T_2^{(2)}$) и адиабатное увлажнение (вектор $T_2^{(2)}\check{H}_a^{(2)}$). В точке H_5 для помещения 1 требуется адиабатное увлажнение (вектор $H_5A_5^{(1)}$); для помещения 2 – нагрев (вектор $H_5T_2^{(2)}$) и адиабатное увлажнение (вектор $T_2^{(2)}\check{H}_a^{(2)}$). В точке H_{10} для помещения 1 требуется политропное охлаждение с осушкой (вектор $H_{10}X_B^{(1)}$) и нагрев (вектор $X_B^{(1)}\check{H}_B^{(1)}$); для помещения 2 – только политропное охлаждение с осушкой (вектор $H_{10}\check{H}_B^{(2)}$).

В-третьих, режимы функционирования СКВ⁽¹⁾ и СКВ⁽²⁾ могут оказаться совершенно различными, не имеющими между собой никаких общих процессов. Это характерно для представительных точек климата H_4, H_8 (рис. 1,а,б). Так, в точке H_4 для помещения 1 требуется нагрев (вектор $H_4T_4^{(1)}$), а для помещения 2 – адиабатное увлажнение (вектор $H_4A_4^{(2)}$). В точке H_8 для помещения 1 требуется политропное охлаждение с осушкой (вектор $H_8X_B^{(1)}$), а затем нагрев (вектор $X_B^{(1)}\check{H}_B^{(1)}$); для помещения 2 – адиабатное увлажнение (вектор $H_8A_8^{(2)}$).

В-четвертых, для режимов функционирования СКВ⁽¹⁾ и СКВ⁽²⁾ какие-то из процессов обработки воздуха могут быть общими, но при этом ни один из векторов режимов функционирования не может быть реализован полностью в ЦК и для каждого из них требуется еще дополнительная обработка воздуха в МС. Это характерно для точек климата H_7, H_9 (рис. 1,а,б). Так, в точке H_7 для помещения 1 требуется политропное охлаждение с увлажнением (вектор $H_7\check{H}_B^{(1)}$); для помещения 2 – адиабатное увлажнение (вектор $H_7A_7^{(2)}$). В точке H_9 требуется политропное охлаждение, но для помещения 1 этот процесс должен быть с осушкой (вектор $H_9\check{H}_B^{(1)}$), а для помещения 2 – с увлажнением (вектор $H_9\check{H}_B^{(2)}$).

В-пятых, режимы функционирования СКВ для одного из помещений могут быть организованы без I рециркуляции, а для другого – смешение наружного воздуха с воздухом I рециркуляции является необходимым. Это характерно для точек H_1, H_2, H_5, H_{10} (рис. 1,б). Так вектора процессов в СКВ⁽²⁾ для этих точек будут следующие: для точки H_1 : смешение $(H_1C_1^{(2)} + Y_a C_1^{(2)})$, нагрев $C_1^{(2)}T_1^{(2)}$ и адиабатное увлажнение $T_1^{(2)}A_1^{(2)}$; для точки H_2 : смешение $(H_2C_2^{(2)} + Y_a C_2^{(2)})$, нагрев $C_2^{(2)}T_2^{(2)}$ и адиабатное увлажнение $T_2^{(2)}A_2^{(2)}$; для точки H_5 : смешение $(H_5C_5^{(2)} + \bar{Y}_5 C_5^{(2)})$ и адиабатное увлажнение $T_5^{(2)}A_5^{(2)}$; для точки H_{10} : смешение $(H_{10}C_{10}^{(2)} + Y_B C_{10}^{(2)})$ и политропное охлаждение с осушкой (вектор $C_{10}^{(2)}\check{H}_B^{(2)}$).

Из приведенных примеров видно насколько разными для одной и той же точки климата (для одного и того же момента времени) могут оказаться требования к режимам функционирования СКВ для помещений 1 и 2. При таком их многообразии сложно правильно определить, какие из них должны быть реализованы в ЦК полностью, какие – только частично, а какие вообще целесообразно

переложить на МС. Анализ режимов функционирования, аналогичный приведенному выше должен являться основой в принятии решения по первому проблемному вопросу.

Все обозначенные выше проблемные вопросы должны прорабатываться совместно уже на этапе эскизного проектирования. Однако методик, позволяющих дать обоснованные ответы на них, на сегодняшний день не существует. Это обстоятельство обуславливает необходимость разработки соответствующего научно-методического обеспечения, в основу которого положено дальнейшее развитие научных положений, изложенных профессором А.А.Рымкевичем в главе 6 работы [4], где показано, каким должен быть подход к анализу СКВ, обслуживающих помещения с разнохарактерными нагрузками.

Налицо имеет место следующее противоречие. С одной стороны требуется разработать такую СКВ, которая бы обеспечивала поддержание нормируемых параметров воздушной среды в обслуживаемых помещениях, и при этом функционировала бы энергоэффективно. С другой стороны необходимое для разработки такой системы научно-методическое обеспечение в настоящее время отсутствует.

Таким образом, необходимость построения теории и далее научно-методических основ для разработки СКВ, энергоэффективно обслуживающих помещения с разнохарактерными нагрузками, является самостоятельной актуальной проблемой систем обеспечения микроклимата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Закон Российской Федерации «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» №261-ФЗ от 23.11.2009 г.
2. Цыганков А.В., Гримитлин А.М. Состояние и перспективы развития систем кондиционирования воздуха // Вестник международной академии холода. Научно-теоретический журнал. – СПб, М. – 2013.- № 4.- С.47-50.
3. Креслинь А.Я. Оптимизация энергопотребления системами кондиционирования воздуха. Учебное пособие. – Рига: РПИ, 1982. – 154 с.
4. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха – СПб.: АВОК С-3, 2003. – 271 с.
5. Коченков Н.В. Энергосберегающие режимы систем кондиционирования воздуха: моногр. – СПб.: ВКА им. А.Ф.Можайского, 2009. – Ч. 1: СКВ, обслуживающие помещения с однохарактерными нагрузками. – 399 с.
6. Коченков Н.В., Немировская В.В. Содержательная постановка задачи векторной оптимизации для систем кондиционирования воздуха // Вестник международной академии холода. Научно-теоретический журнал. – СПб, М. – 2012.- № 1.- С.40-43.
7. Коченков Н.В., Немировская В.В. Метод решения задачи векторной оптимизации для систем кондиционирования воздуха // Вестник международной академии холода. Научно-теоретический журнал. – СПб, М. – 2012.- № 2.- С.41-45.
8. Коченков Н.В. Использование в СКВ воздухоосушителей, основанных на применении сорбентов // Вестник международной академии холода. Научно-теоретический журнал. – СПб, М. – 2013, № 1, С.51-55.
9. Коченков Н.В. Проблема разработки научно-методических основ создания систем кондиционирования воздуха для помещений с разнохарактерными нагрузками // Вестник международной академии холода. Научно-теоретический журнал. – СПб, М. – 2014.- № 3.- С.48-52.
10. Коченков Н.В. Системный подход к оптимизации СКВ в помещениях с разнохарактерными нагрузками // Вентиляция общественных и промышленных зданий. Сб. докладов 29 марта 2013 г. – СПб.: АВОК С-3. – 2013. – С.45-50.
11. Коченков Н.В., Кобышева Н.В., Ключева М.В. Энергосберегающие режимы в СКВ и характеристика климата – взаимосвязанные задачи // Инженерные системы. СПб.: АВОК С-3. – 2006. – №3. – С.48-52.

УДК 621.514

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ СУХОГО СЖАТИЯ В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

д.т.н., профессор Носков А.Н., Тарасенков Д.С.

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, Российская федерация

E-mail: dn.noskoff@rambler.ru

Широкое применение искусственного холода во многих отраслях промышленности и в быту требует значительных затрат энергии на его производство. Поэтому повышение энергетической

эффективности холодильных машин с учетом новейших достижений науки и техники имеет большое значение для экономики страны. Энергетическая эффективность холодильных машин в значительной степени зависит от эффективности работы компрессоров.

В настоящее время в холодильной технике нашли широкое применение маслозаполненные винтовые компрессоры (ВКМ).

Отсутствие в ВКМ клапанов и деталей, подверженных интенсивному износу, предопределяет высокую надежность и долговечность этого типа компрессорных машин по сравнению с поршневыми компрессорами. Высокие скорости вращения роторов обеспечивают получение высокой производительности при малой массе и габаритах компрессора, при этом, вследствие полной уравновешенности роторов, отсутствует необходимость в тяжелых и громоздких фундаментах. Кроме того, ВКМ обеспечивают равномерность подачи пара и стабильность рабочих характеристик в процессе длительной эксплуатации [1,2].

Преимущества холодильных ВКМ по сравнению с центробежными компрессорами проявляются в отсутствии помпажной зоны, в незначительном изменении производительности и КПД машины в широком диапазоне изменения внешней степени повышения давления, в возможности сжатия холодильных агентов с различной молекулярной массой без изменения конструкции компрессора [1,2].

Одним из достоинств винтового компрессора является возможность плавного регулирования производительности в широких пределах.

Отмеченные основные достоинства холодильных ВКМ, кроме возможности регулирования производительности с помощью встроенных устройств, также присущи и холодильным винтовым компрессорам сухого сжатия (ВКС). ВКС не имеют пока широкого применения в составе холодильных машин, хотя и обладают некоторыми преимуществами перед ВКМ, особенно при больших производительностях [3].

Масло, впрыскиваемое в рабочую полость ВКМ, позволяет получить высокие значения КПД компрессора при более низкой, чем у ВКС, частоте вращения роторов и уменьшить уровень шума. Однако и основные недостатки холодильного винтового компрессора связаны с подачей в него масла.

Большое количество масла, подаваемого в компрессор, приводит к созданию относительно громоздкой масляной системы. Кроме того, масло, унесенное из компрессора паром рабочего вещества, при любой взаимной растворимости рабочих веществ и смазочных масел, как правило, отрицательно влияет на работу теплообменных аппаратов холодильной машины [4].

Сравнительные испытания кожухотрубных испарителей, проведенные на кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики института холода и биотехнологий НИУ ИТМО, показали, что при работе на R22 без примеси масла коэффициенты теплопередачи гладкотрубного испарителя в 1,7-2 раза выше по сравнению со средними значениями коэффициентов теплопередачи маслохладоновой смеси [5].

Испытания кожухотрубного испарителя с медными оребренными трубами при кипении рабочего вещества в межтрубном пространстве показали, что в аппарате, работающем на чистом R22, коэффициент теплопередачи повысился в 1,5... 2 раза по сравнению с работой на маслохладоновой смеси. И только при кипении маслохладоновой смеси внутри горизонтальных труб коэффициент теплопередачи увеличивается вследствие улучшения смачиваемости внутренней теплообменной поверхности [6].

Процесс конденсации R22 в кожухотрубном конденсаторе холодильной машины без смазки характеризуется более высокими значениями коэффициента теплопередачи. При одинаковых плотностях теплового потока и скоростях охлаждающей воды коэффициент теплопередачи возрастает на 30-60% [5].

Таким образом применение ВКС в составе паровой холодильной машины позволяет исключить наличие масла в рабочем веществе, что приводит к сокращению необратимых потерь в процессах теплообмена между рабочим веществом и источниками низкой и высокой температур вследствие интенсификации процессов в испарителе и конденсаторе, а также снижает газодинамические потери в компрессоре и трубопроводах холодильной машины [7].

Увеличение быстроходности ВКС по сравнению с ВКМ улучшает массогабаритные характеристики компрессора.

Как показывают результаты испытаний холодильных ВКС в составе паровой холодильной машины на хладагонах R13, R22, RC318 температура нагнетания при степенях повышения давления до 4... 5 не превышает 100⁰С, что позволяет применять при проектировании винтов ВКС начальные зазоры, характерные для маслозаполненных компрессоров. Это, в свою очередь, позволит уменьшить протечки, снизить температуру пара на нагнетании и, тем самым, повысить степень повышения давления в одной ступени.

Расширение области одноступенчатого сжатия имеет смысл лишь до определенной степени повышения давления. С ростом степени повышения давления в одноступенчатом цикле растут необратимые потери при сжатии пара и в процессе дросселирования. Это приводит к экономической целесообразности перехода на двухступенчатое сжатие [2].

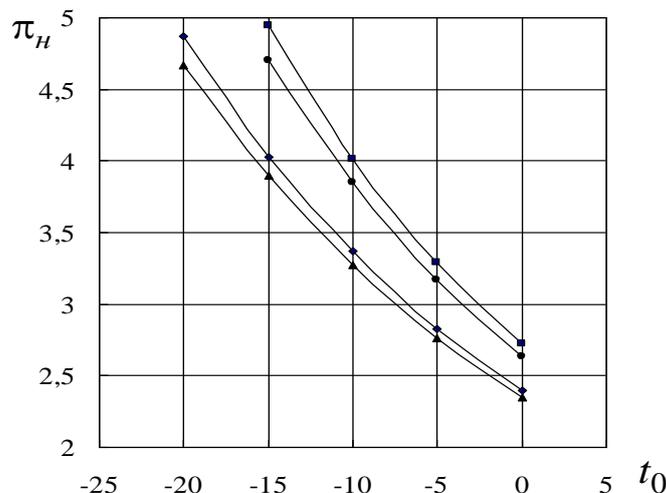


Рисунок 1. Зависимость наружной степени сжатия π_H от температуры кипения

хладагента t_0 : ▲ R404a; ◆ R22; ● R134a; ■ – R717

На рис. 1 показана зависимость наружной степени сжатия π_H от температуры кипения t_0 при температуре конденсации 30°C для хладагентов R404a, R22, R134a, R717. Из приведенных зависимостей видно, что на среднетемпературных режимах работы наружная степень сжатия не превышает 5, что позволит применить винтовые компрессоры сухого сжатия.

Однако холодильным ВКС присущи следующие недостатки:

- необходимость использования мультипликатора для компрессоров средней производительности из-за относительно высокой оптимальной окружной скорости, что усложняет конструкцию;
- трудность выполнения для получения малой производительности, т.к. в этом случае необходимо иметь очень высокую частоту вращения роторов;
- наличие шестерен связи и уплотнений, разделяющих рабочую полость и подшипниковые узлы, что также усложняет конструкцию компрессора;
- отсутствие конструктивной проработки встроенного регулятора производительности;
- повышенный уровень шума, требующий применение звукозащитных кожухов и глушителей;
- уменьшение ресурса работы подшипников качения из-за высокой частоты вращения роторов в сочетании с большими реакциями на опорах требует применения подшипников скольжения, что отрицательно влияет на характеристики компрессора.

В настоящее время у нас в стране холодильные ВКС не производятся. За рубежом некоторыми фирмами выпускаются холодильные ВКС мелкими сериями. На судовых холодильных установках сжижения газа используются холодильные ВКС, работающие в низкотемпературном режиме на хладоне R13 [8]. Фирма “Howden” в 60-е годы поставила на Омский завод синтетического каучука ВКС, которые зарекомендовали себя как надежные и экономичные машины.

Комплекс работ, проведенных на кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики института холода и биотехнологий НИУ ИТМО, показал достаточно высокую энергетическую эффективность ВКС в режимах паровой холодильной машины на различных холодильных агентах [90, 100]. При исследовании ВКС давление на всасывании изменялось в пределах $1,05 \cdot 10^{-1} \dots 4,22 \cdot 10^{-1}$ МПа, степень повышения давления – от 2 до 6, а частота вращения ведущего ротора от 116,7 до 266,7 с^{-1} . Исследования проводились на хладонах R12, R13, R22 [3,9].

На рис. 2 приведены результаты испытаний ВКС на хладоне R22. Винтовой компрессор имел следующие основные характеристики: соотношение числа зубьев ведущего и ведомого винтов $z_1/z_2 = 4/6$; внешний диаметр ведущего и ведомого винтов $D_1 = D_2 = 125$ мм; относительная длина винтов $K_l = 1,35$; ход ведущего вита $h_1 = 200$ мм; геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 3,0$; полезный объем парной полости $W_n = 301,8$ см^3 ; частота вращения ведущего винта $n_1 = 150$ с^{-1} ; профили зубьев винтов

типоразмерного ряда СКБК [10]. Из рисунка видно, что объемные и энергетические характеристики ВКС, при наружной степени сжатия $\pi_n = 3 \dots 4$, соизмеримы с аналогичными характеристиками ВКМ на хладоне R22 [11].

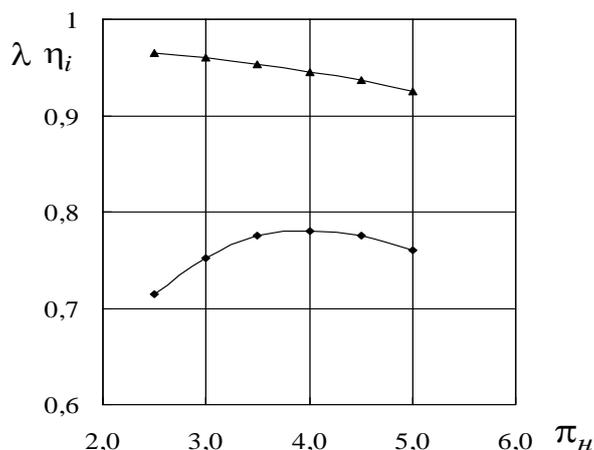


Рисунок 2. Зависимость коэффициента подачи λ и индикаторного КПД η_i ВКС от наружной степени сжатия π_n : ◆ — λ ; ▲ — η_i

В настоящее время ведутся работы, позволяющие устранить основные недостатки ВКС.

Применение магнитных опор и муфт [12], разгрузка сил, действующих на роторы [13], позволит применять упорные и опорные подшипники без смазочного масла. Новые виды покрытий, позволяющих осуществить контакт поверхностей винтов без масла [14] позволят отказаться от шестерен связи.

Прогресс в разработке новых профилей винтов и технологии их изготовления, приводящий к снижению оптимальной частоты вращения роторов, позволит полностью отказаться от использования мультипликатора для компрессоров средней производительности.

Применение этих разработок позволит полностью отказаться от подачи масла в компрессор и приведет к большему распространению ВКС в холодильной технике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. -Л.: Машиностроение, 1970. -400с.
2. Холодильные машины: Учебник /Под редакцией Л. С. Тимофеевского – СПб: Политехника, 2006 – 944 с.
3. Носков А.Н., Сакун И.А., Пекарев В.И. Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия // Холодильная техника. -1985. -№6. -С. 20-24.
4. Курьлев Е.С., Гермсимов Н.А. Холодильные установки. -Л.: Машиностроение, 1980. -618 с.
5. Кошкин Н.Н., Сысоев В.Л., Аксенов с.П. и др. Холодильная машина с поршневым компрессором без смазки // Холодильная техника. -1979. -№4. -С. 18-21.
6. Богданов С.Н. Теплообмен при кипении фреона внутри горизонтальных труб // Холодильная техника. - 1964. -№12. -С. 40-42.
7. Мельцер Л.З., Чейлях В.Т., Чек А.А. Исследования процессов переноса масла во всасывающих и нагнетательных трубопроводах холодильных фреоновых машин // Холодильная техника. -1980. -№4. -С. 41-45.
8. Добровольский Ю.В., Соколов В.С. Судовые установки повторного сжижения газов // Судостроение за рубежом. -1979. -№9. –С. 45-63.
9. Сакун И.А., Пекарев В.И., Носков А.Н. Результаты испытаний холодильного винтового компрессора сухого сжатия // Холодильные машины и термотрансформаторы, термогазодинамические процессы холодильных машин: Сб. Научн.тр. -Л.: ЛТИХП, 1984. -С. 69-73.
10. Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л. Винтовые компрессорные машины: Справочник. -Л.: Машиностроение, 1977. -256 с.
11. Холодильные компрессоры / А.В. Быков, Э.М. Бежанишвили, И.М. Калнинь и др. / Под ред. А.В. Быкова. -М.: Колос, 1992. -304 с.
12. Барцев А.В., Музалевский В.И. Магнитные муфты для компрессоров природного газа // Компрессорная техника и пневматика. -1998. Вып. 1-2. -С. 154-158.
13. А.С. 1689660 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Винтовой компрессор/ Носков А.Н., Пекарев В.И., Ведайко В.И., Фасхутдинов Р.К. 1991. Бюл. №41.
14. Проспект фирмы “Frick” (США).

РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА НА БАЗЕ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ

Е.А. Осадчук, А.С. Титлов, О.Б. Васылив

Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины

E-mail: osadchuk_e@mail.ru, titlow@mail.ru, oleg_vas@ukr.net

Общеизвестно, что самым ценным ресурсом на планете в ближайшее время станет вода, а борьба за водные ресурсы в мире является одним из факторов в современных вооруженных конфликтах и, эта тенденция будет только расти в обозримом будущем. Для содействия в решении этой проблемы, в декабре 2003 года Генеральная Ассамблея Организации Объединенных Наций объявила 2005–2015 годы Международным десятилетием действий «Вода для жизни».

Около 70 процентов поверхности земного шара покрыто водой, однако на 97,5 процента она состоит из соленой воды. Оставшиеся 2,5 процента приходятся на пресную воду, почти две трети которой находится в замороженном состоянии в ледниковых шапках. Между тем, основная часть пресной воды находится в 1 километровом слое атмосферы. Ее суммарный объем составляет не менее 1.000,000,000,000,000 литров. По данным работы [1] средняя абсолютная влажность близ земной поверхности составляет 11 г/м³, а в тропических регионах она доходит до 25 г/м³ и выше. Большое количество стран тропического пояса страдает от отсутствия пресной воды, хотя ее содержание в атмосфере весьма значительно. Например, в Джибути в течение всего года практически не бывает дождей, но абсолютная влажность составляет 18–24 г/м³. Количество воды, проносимой над каждым квадратом в 10 км² Аравийской пустыни или Сахары, равно по объему озеру площадью 1 км² и глубиной 50 м [1].

Поэтому одной из важнейших задач является развитие технологий позволяющих извлекать воду из воздуха, причем непосредственно на месте, где она необходима.

С древних времен пресную воду, в очень ограниченных количествах, получали путем сбора сконденсированных капель из воздуха в результате естественного суточного радиационного охлаждения земной поверхности (охлаждение в ночное время пористых камней с образованием росы). Например, в Нуакшоте (Мавритания) средняя месячная температура в мае–октябре составляет 27–30 °С, относительная влажность 60–80 %. Это означает, что в каждом кубическом метре воздуха содержится 20–24 г воды. При понижении температуры на 10–15 °С из каждого кубического метра можно выделить 10–14 г воды. В Израиле, например, 190–200 ночей характеризуются выгодными условиями для получения пресной воды из атмосферного воздуха [2]. Для повышения эффективности конденсации пара воды в этих условиях используют интенсифицирующие элементы – холодоаккумуляторы (щебень), тепловые трубы, обеспечивающие передачу тепла на значительные расстояния и систему сорбентов, работающих в циклическом режиме «зарядки-разрядки» [2].

Наибольшие перспективы имеют методы, связанные с работой автономных генераторов искусственного холода – холодильных машин, которые гарантировано обеспечивают температуру ниже температуры точки росы. Известно, что для получения 1 литра воды требуется затратить около 1 кВт·ч электроэнергии, а в среднем из потока воздуха 1 кг/с выделить ~ 10 г/с воды. При холодильном коэффициенте компрессионной холодильной машины, равном 3, на производство 1 литра воды будет затрачивается энергия порядка ~ 0,33 кВт·ч.

В настоящее время, основной объем рынка оборудования по выделению воды из воздуха приходится на системы, имеющие в своем составе компрессионную холодильную установку с электрическим приводом. Вместе с тем применение компрессионных установок перспективно только для производительности до 3–4 литров воды в час. При более высокой производительности происходит существенное возрастание габаритов установки.

Необходимым условием работы компрессионной холодильной машины является наличие электрической энергии. В тоже время подавляющее число стран, испытывающих дефицит воды, ограничены и в энергоресурсах. Едва ли не единственным доступным источником энергии у них является солнце.

Таким образом проблема получения воды из атмосферного воздуха – актуальная научная и практическая задача, которая до настоящего времени не нашла своего решения, а большинство технических предложений остаются на уровне патентов.

Поэтому, в качестве наиболее перспективного направления нами были выбраны модернизированные абсорбционные холодильные машины (АХМ), работающие от источника низкопотенциального тепла – солнечной энергии. Одним из многообещающих направлений является возможность использования существующей инфраструктуры солнечных нагревателей воды – солнечных коллекторов (СК), суммарный объем площадей коллекторов которых в мире более 110 млн.м².

Анализ режимных характеристик АХМ показал, что основные проблемы, которые надо решить при их использовании в системах получения воды с СК следующие: во-первых, разработать конструкции АХМ с воздушным охлаждением теплорассеивающих элементов, а во-вторых, предложить цикл, который можно было бы реализовать в условиях тропических температур наружного воздуха и уровне температур традиционных водяных солнечных коллекторов (80-100 °С).

В таких условиях наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачные холодильных машин (АВХМ), которые позволяют провести необходимую модификацию цикла. В связи с выбором АВХМ необходимо отметить, что в последние годы в связи с неблагоприятным техногенным воздействием на окружающую среду систем холодильной техники все большее внимание уделяется природным холодильным агентам. Последние документы [3] уже четко регламентируют применение конкретных природных холодильных агентов для различных типов холодильных машин: для бытовых и торговых холодильников – пропан; для средних холодильников – углекислота; для крупных систем – аммиак.

АВХМ в отличие от аналогов – бромистолитиевых абсорбционных холодильных машин и парэжекторных водяных холодильных машин, холодильным агентом в которых является вода, имеют более широкую область применения, в частности, в области отрицательных температур до минус 50°С [4-6]. Для их работы можно использовать самые различные источники тепловой энергии: технологический пар, горячую воду, отходящие газы печей, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания [4].

Особый интерес представляют АВХМ работающие на возобновляемых источниках энергии, в частности, на энергии солнечного излучения. Такой интерес связан с возможностью круглогодичного использования солнечных коллекторов, находящихся в настоящее время широкое применение в системах отопления и горячего водоснабжения. Предполагается [2,7], что при избытке солнечной энергии в теплый период года часть ее можно направлять на генератор АВХМ для производства искусственного холода. Полученный холод можно использовать как в системах кондиционирования, так и в холодильниках.

Целью исследования является разработка схем и термодинамический анализ АВХМ на низкопотенциальных источниках тепловой энергии СК для систем получения воды из атмосферного воздуха.

Одной из особенностей АВХМ является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла – температуры греющей среды t_h , температуры охлаждающей среды t_w , температуры объекта охлаждения t_{ob} . Из трех температур произвольно могут быть заданы только две [8, 9].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения (t_{ob}), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной температуре охлаждающей среды [3]. Поэтому, реальным параметром, который может изменяться является только температура греющего источника.

Современные методики расчета [8-10] не учитывают такую взаимозависимость температур в абсорбционном холодильном цикле, так как допускают наличие источника тепловой энергии с необходимым температурным потенциалом.

В то же время, анализ параметров источников бросовой и альтернативной тепловой энергии показывает, что значительная их часть не может быть использована для реализации традиционных циклов АВХМ из-за недостаточно высокого температурного потенциала. К этим источникам относятся отходные газы ДВЗ, геотермальные источники и солнечные коллекторы.

Для работы с низкопотенциальными источниками тепловой энергии разработан алгоритм расчета циклов АВХМ насосного типа.

Исходными данными для расчета являются:

- а) температура охлаждающей среды t_w ;
- б) температура объекта охлаждения t_{ob} ;
- в) перепады температур на элементах, которые не явно учитывают условия теплообмена и недорекуперацию тепла:

Δt_h – перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератора;

Δt_{WK} , Δt_{WA} , Δt_{def} – температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой;

Δt_{TO} – температурный напор между потоками слабого и крепкого ВАР на холодном конце РТР;

г) холодопроизводительность испарителя Q_0 .

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла t_h .

На первом этапе исследований по приведенному выше алгоритму был выполнен поиск диапазонов температур греющего источника (t_h), который бы удовлетворял условиям работы АВХМ (t_W) и требования к объекту охлаждения (t_{ob}) [8].

Актуальность такого исследования была связана с тем, что некоторые режимы работы АВХМ не могут быть организованы из-за недостаточно высокой температуры греющего источника. Так, например, уровень температур охлаждения в испарителе требует соответствующего уровня давления P_o и в испарителе и в абсорбере. Равновесная температура крепкого ВАР в абсорбере $t''_{кр.А}$ должна быть выше температуры охлаждающей среды, чтобы обеспечить отвод теплоты абсорбции. Массовая доля аммиака в крепком ВАР $\xi'_{кр.}$ определяется значениями P_o и $t''_{кр.А}$, а для организации процесса абсорбции необходима некоторая зона дегазации – разность массовых долей аммиака в крепком $\xi'_{кр.}$ и слабом $\xi'_{сл.}$ ВАР. В свою очередь массовая доля аммиака в слабом ВАР $\xi'_{сл.}$ определяется значениями давления конденсации-генерации P_k и температурой греющего источника t_h .

Алгоритм поиска рабочих режимов АВХМ состоял в следующем.

На первом этапе задавались температуры объекта охлаждения $t_o =$ минус 30°C; минус 15°C; минус 5°C.

Для каждого значения t_{ob} проводился расчет с фиксированным значением t_W с диапазоном 25...43 °C с шагом в 1 °C.

Для заданных значений t_{ob} и t_W проводился расчет кратности циркуляции с переменной t_h с шагом в 1°C.

В случае, если кратность циркуляции является величиной положительной, делали вывод, что режим работы АВХМ может быть реализован, а в противном случае, когда кратность циркуляции была величиной отрицательной – делался вывод, что режима работы не существует.

Получена аналитическая зависимость между температурой охлаждающей среды (t_W), температурой объекта охлаждения (t_{ob}) и температурой греющего источника (t_h) при условии максимального значения теплового коэффициента.

Зависимость имеет следующий вид [13]:

$$T_{cp} = \frac{47,74648658 - 1,01853416T_{окр} + 0,013464939T_{окр}^2 - 1,12675283T_{об} + 0,02319431T_{об}^2 - 0,00017897T_{об}^3}{1 - 0,03803459T_{окр} + 0,00049505T_{окр}^2 - 0,00750582T_{об} + 0,000151575T_{об}^2}$$

Максимальная погрешность аналитической зависимости 5,3 %. Средняя погрешность 1,1 %

С учетом приведенного выше анализа различных холодильных систем абсорбционного типа и результатов анализа энергетических характеристик циклов АВХМ, а также с учетом простоты конструкции и способа реализации для дальнейшей разработки был выбран вариант традиционной АВХМ с теплообменником растворов и с бустер-компрессором на магистрали подачи пара аммиака в конденсатор (рис.1) [14].

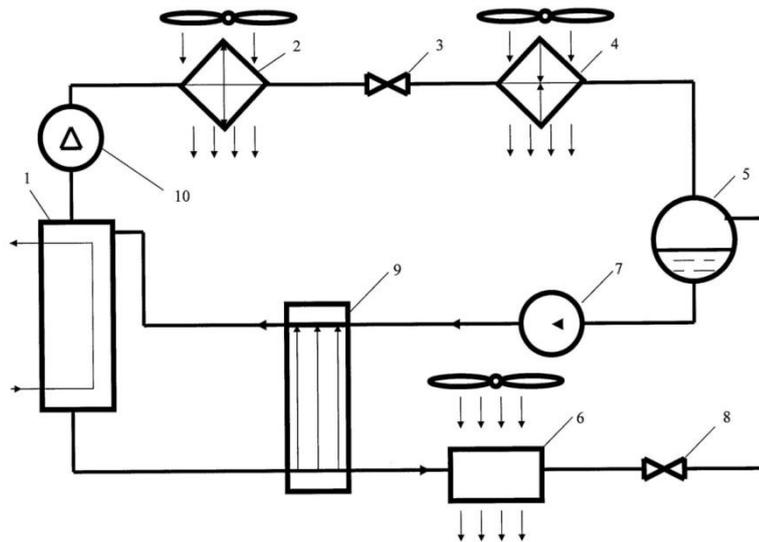


Рисунок 1 – Схема АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором:
 1 – генератор-кипятильник; 2 – воздушный конденсатор; 3 – дроссель жидкого аммиака; 4 – воздухоохладитель; 5 – абсорбер; 6 – воздушный охладитель слабого раствора; 7 – насос крепкого раствора; 8 – дроссель слабого раствора; 9 – теплообменник растворов; 10 – бустер-компрессор

Работа АВХМ с бустер-компрессором осуществляется следующим образом.

В генератор пара 1 подается тепловая нагрузка, например, нагретый в системе СК теплоноситель. В качестве теплоносителя мы рассматриваем воду, как наиболее широко распространенный случай.

Нагретая вода, циркулируя по теплообменным внутренним трубкам генератора 2, передает тепло «крепкому» водоаммиачному раствору (ВАР). Из ВАР при давлении P_c выпаривается преимущественно легкокипящий компонент-аммиак с некоторыми частями абсорбента-воды. Обедненный по аммиаку ВАР - «слабый» ВАР, имеющий большую плотность, перемещается в нижнюю часть генератора 1, а паровая водоаммиачная смесь поднимается в верхнюю часть генератора 1. В верхней части генератора происходит очистка паровой смеси за счет разности нормальных температур кипения воды и аммиака путем ректификации и дефлегмации.

Очищенный пар аммиака подается на вход бустер-компрессора 10, сжимается и с повышенным, по сравнению с давлением в генераторе (P_c), давлением P_k поступает в воздушный конденсатор 2. В конденсаторе 2 пар сжимается с отводом теплоты парообразования к окружающему воздуху. Жидкий аммиак после конденсатора 2 проходит через дроссель 3, теряет давление с P_k до P_o и в виде влажного пара (смеси пара и жидкости) поступает в воздухоохладитель 4. В воздухоохладителе жидкий аммиак кипит при низком давлении P_o и температуре T_o с отводом тепла от наружного воздуха.

Постоянное давление в испарителе P_o поддерживается за счет отвода пара аммиака в абсорбер 5, где он поглощается слабым ВАР, поступающим из генератора 1 через дроссель 8.

Из абсорбера 5 насыщенный аммиаком крепкий ВАР при помощи циркуляционного насоса 7 преодолевает перепад давлений $\Delta P = P_r - P_o$ и поступает в генератор 1 и цикл АВХМ повторяется.

Для энергетически эффективной работы АВХМ в схеме устанавливается теплообменник растворов 9, в котором нагретый в генераторе 1 слабый раствор обменивается теплом с крепким ВАР, поступающим из абсорбера 5.

Для повышения эффективности работы абсорбера в схеме предусмотрен специальный воздушный переохладитель слабого раствора 6 перед входом в абсорбер 5.

В схеме предусмотрено воздушное охлаждение теплорассеивающих элементов, так как работа АВХМ планируется в условиях дефицита водных ресурсов

С помощью оригинального алгоритма расчета циклов АВХМ был проведен анализ циклов АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором. Результаты расчетов приведены на рис. 2 и рис. 3.

Интерес представлял своеобразный «модифицированный холодильный коэффициент» (МХК) цикла АВХМ (η), который представляет собой отношение полезного эффекта (искусственного

холода) с затраченной в циркуляционном насосе 7 и бустер-компрессоре электрической мощности. С учетом того, что тепловая энергия греющего источника поступает от СК, ее, как бы полученную даром, мы не учитывали.

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

Интерес представляет и сравнение цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором и цикла парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ), работающей в том же диапазоне параметров температур объекта охлаждения и наружного воздуха.

Результаты сравнения цикла ПКХМ, работающего по идеальному циклу Карно, и цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором приведены на рис. 3.

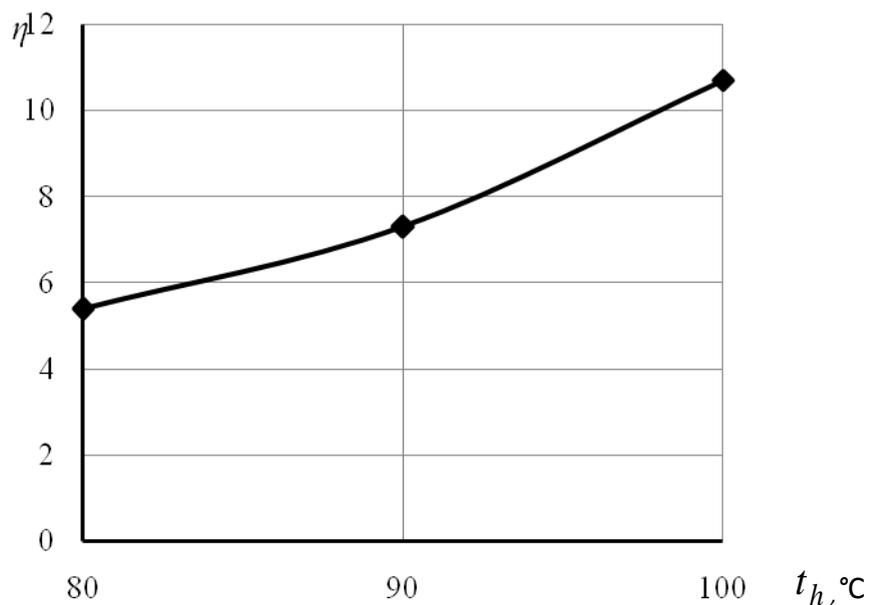


Рисунок 2 – Влияние температуры греющего источника на МХК цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором при температуре объекта охлаждения 0°C и температуре наружного воздуха 32°C

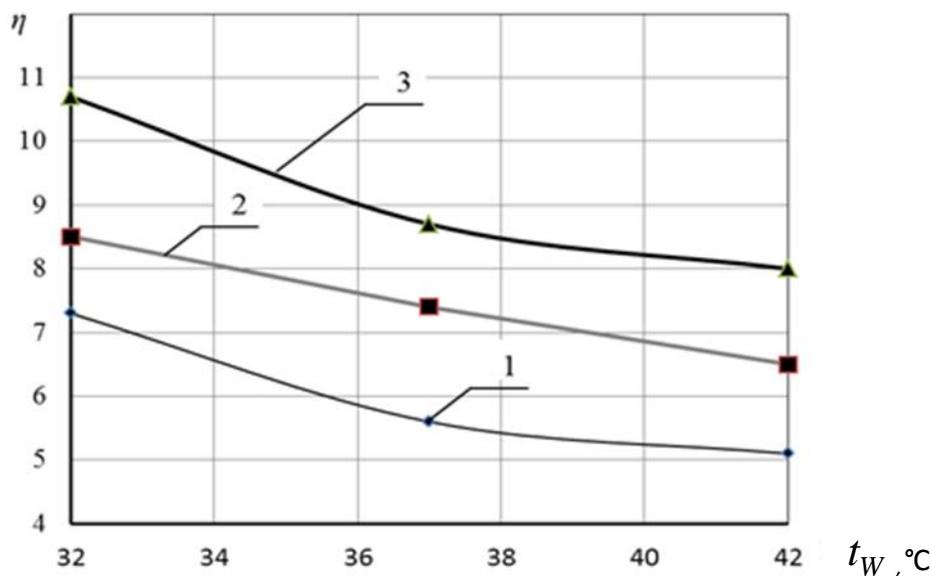


Рисунок 3 – Влияние температуры наружного воздуха на МХК цикла АВХМ с поджигающим бустер-компрессором перед конденсатором на холодильный коэффициент идеального цикла Карно ПКХМ: 1, 3 – цикл АВХМ; 2 – цикл ПКХМ; температура греющего источника АВХМ: 1 – 90 °С; 2 – 100 °С

Анализ приведенных графических зависимостей показывает, что имеют место энергетические преимущества у АВХМ с поджигающим бустер-компрессором перед конденсатором даже перед идеальным холодильным циклом Карно, начиная с уровня температур греющего источника 100°С. Энергетическое преимущество в рассмотренном диапазоне температурных параметров составляет от 11 до 24%.

Выводы

1. При реализации традиционных циклов АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охлаждающей среды (от 10 до 32 °С) и объектов охлаждения (от минус 25 до минус 5°С). Для достижения таких оптимальных режимов необходима соответствующая комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

2. По результатам расчетов и анализа предложена схема АВХМ с поджигающим бустер-компрессором перед конденсатором для работы в составе систем получения воды из атмосферного воздуха с источником тепла от СК с водным теплоносителем. Эти схемы, несмотря на дополнительные энергозатраты на привод компрессора, могут обеспечить работу АВХМ с источниками тепла от 80°С, с повышением температуры греющего источника от 80°С до 100°С энергетическая эффективность АВХМ возрастает почти в 2 раза.

3. Проведенный сравнительный анализ энергетических характеристик цикла АВХМ с поджигающим бустер-компрессором и цикла ПКХМ, работающей по идеальному циклу Карно в том же диапазоне параметров температур объекта охлаждения и наружного воздуха, показал энергетическое преимущество АВХМ, начиная с уровня температур греющего источника 100°С. В рассмотренном диапазоне температурных параметров оно составляет от 11 до 24%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев В.В., Чекарев К.В. Получение пресной воды из влажного воздуха / Аридные экосистемы. – 1996. – Т. 2. – № 2–3.
2. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы. – Казань, Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.
3. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Краснопольский А.Н. Разработка систем получения воды из атмосферного воздуха на базе теплоиспользующих холодильных машин / Збірник тез доповідей науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих учених «Сучасні проблеми холодної техніки і технології» (Додаток до журналу «Холодильна техніка та технологія»). – 2010. – С. 45-47.
4. Абсорбционные холодильные машины компании Dunham-Bush International / Холодильная техника. – 2000. – № 11. – С.23-25.
5. A Solar Absorption System in southern France for cooling of a wine cellar // Sonderschau. Solare Klimatisierung.
6. Active Solar Technology / Active solar power. [file://localhost/C:/Users/user/AppData/Local/Temp/Rar\\$EX14.5893/Active%20solar.htm](file://localhost/C:/Users/user/AppData/Local/Temp/Rar$EX14.5893/Active%20solar.htm)
7. Berchowitz D.M. Stirling coolers for solar refrigerators / D.M. Berchowitz // Presented at the International Appliance Technical Conference, May 13-15, 1996, Purdue University, West Lafayette, IN. Reprinted with permission.
8. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов / Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – № 38. – Т. 2. – С. 393-404.
9. Sathyabhama A., Ashok Babu T.P. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system / Thermal science. – 2008. – Vol.12. – № 3. – P.P. 45-53.
10. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. – Астрахань, Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
11. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Краснопольский А.Н. Содействие программе ООН «Вода для жизни», путем создания систем получения воды из атмосферного воздуха / Збірник тез доповідей науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих учених «Сучасні проблеми холодної техніки і технології» (Додаток до журналу «Холодильна техніка та технологія»). – 2010. – С. 47-49.
12. Краснопольский А., Косенко А., Кузнецов Ю., Казански В, Титлов А. Повышение коррозионной стойкости покрытий алюминиевых сплавов с использованием технологии микродугового окисления / Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2011. – № 39. – Т.1. – С.112-117.
13. Осадчук Е.А., Титлов А.С., Васылев О.Б., Мазуренко С.Ю. Поиск энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из

атмосферного воздуха / Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2014. – № 45. – Т.1. – С. 65-69.

14. Осадчук Е.А., Титлов А.С., Мазуренко С.Ю. Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха / Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 4. – С. 54-57.

ОБОСНОВАНИЕ УСЛОВИЙ БЫСТРОГО ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

В.А. Потапов, Д.П. Семенюк

Харьковский государственный университет питания и торговли, г. Харьков, Украина

E-mail: potapov@bigmir.net; dmitriy.semeniuk@gmail.com

Как известно, критерием качества замораживания является скорость процесса. Чем большая скорость замораживания, тем меньше размер кристаллов, и соответственно, меньше степень повреждения тканей продукта, меньшие потери массы и биологически активных веществ. Однако существующие рекомендации относительно технологических расчетов процесса замораживания базируются на определении лишь времени замораживания, невзирая на скорость этого процесса.

Существуют практические рекомендации относительно скорости замораживания разных авторов. Согласно с классификацией Планка [1] средняя линейная скорость для быстрого замораживания составляет 5...50 см/час, замораживание с меньшей скоростью таким не считается.

Целью статьи является определение режимов процесса замораживания пищевых продуктов, которые отвечают быстрому замораживанию.

Наиболее простой и универсальной формулой для расчета длительности процесса замораживания является известная формула Планка, которая достаточно полно описывает длительность продвижения фронта замораживания от поверхности к центру продукта. Однако для условий быстрого замораживания эта формула не может быть использована, потому что она не учитывает последующего охлаждения замороженного слоя продукта. Из нее выведена формула, которая учитывает конечную теплоемкость замороженной части продукта и коэффициент формы тела [2], а именно:

$$\tau_{\text{зам}} = R\rho \left(\frac{\Phi q}{t_{\text{кр}} - t_x} + \frac{C}{2} \right) \left(\frac{R}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right), \quad (1)$$

где: $\tau_{\text{зам}}$ – время замораживания, с; q – удельная теплота льдообразования, $3,35 \cdot 10^5$ Дж/кг; ρ – плотность продукта, кг/м³; C – удельная теплоемкость продукта, Дж/кг·К; R – характерный размер продукта, м; λ – коэффициент теплопроводности продукта, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта к охлаждаемой среде, Вт/(м²·К); t_x – температура охлаждающей среды, °С; $t_{\text{кр}}$ – криоскопическая температура продукта, °С; $\Phi = V/(SR)$ – коэффициент формы тела, где V – объем тела, S – площадь его поверхности. Для тел простой формы: бесконечная пластина $\Phi = 1$, бесконечный цилиндр $\Phi = 1/2$, сфера $\Phi = 1/3$.

Легко доказать, что внедренный таким образом коэффициент формы не является вполне адекватным. Действительно, для сферы диаметром $2R$ и для куба со стороной $2R$ он одинаковый, а именно:

$$\Phi_{\text{сферы}} = \frac{\frac{4}{3}\pi R^3}{4\pi R^2 \cdot R} = \frac{1}{3} \quad (2)$$

$$\Phi_{\text{куба}} = \frac{(2R)^3}{6(2R)^2 \cdot R} = \frac{1}{3}. \quad (3)$$

В то же время, результаты доводят, что сфера диаметром $2R$ охлаждается и замораживается быстрее, чем куб со стороной $2R$. Потому формула для определения коэффициента формы нуждается в уточнении. В труде [3] предложен другой метод определения коэффициента формы, который можно применять для тел произвольной формы:

$$\Gamma = 1 + \frac{R_x}{R_y} + \frac{R_x}{R_z}, \quad (4)$$

где R_x , R_y , R_z – размеры тела вдоль осей x , y , z прямоугольной системы координат (расположенной в геометрическом центре тела), причем ось ox соединяет наиболее приближенные точки тела, ось oz – наиболее отдаленные точки тела на его поверхности (рис. 1). Характерным размером для процесса теплопереноса является минимальный размер R_x . Коэффициент формы согласно с (4) изменяется в границах от 1 до 3, $\Gamma=1$ отвечает менее всего упакованным телам (бесконечная пластина), $\Gamma=3$ отвечает сфере (наиболее упакованное тело).

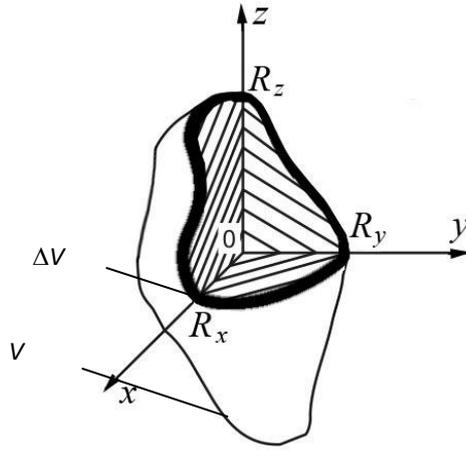


Рисунок 1 – Определение коэффициентов формы для тела произвольной формы

Так, например, коэффициент формы для куба со стороной $2R$ и характерными размерами $R_x=R_y=R_z=R$ равняется

$$\Gamma_{\text{куб}} = 1 + \frac{R}{R} + \frac{R}{R\sqrt{2}} = 2.7, \quad (5)$$

Для цилиндра коэффициент формы зависит от его радиуса R и высоты h , а именно:

$$R_x = \frac{h\sqrt{R_y^2 + (h/2)^2}}{2R_y}; \quad R_y=R; \quad R_z = h\sqrt{R_y^2 + (h/2)^2};$$

$$\Gamma_{\text{цил}} = 1 + \frac{h\sqrt{R^2 + (h/2)^2}}{2R^2} + \frac{h}{2R}. \quad (6)$$

Коэффициент формы цилиндра изменяется в пределах $1 \dots 2.79$. Наименьшее значение соответствует бесконечно тонкому цилиндру ($R_x \ll R_z; R_y \ll R_z$), наибольшее – цилиндру для которого $R_x=R_y$. Высота такого цилиндра по уравнению (6) равняется $h=1.57R$.

Ввиду этого, получим формулу для длительности замораживания, что учитывает отмеченный коэффициент формы и теплоемкость замороженного слоя тела. Как и в случае получения уравнения Планка (1), берем те же допущения, но воспользуемся для этого интегральным уравнением сохранения и переноса энергии (7), в процессах с фазовыми переходами для произвольного объема ΔV , который включает в себе фронт замораживания и слой замерзшего продукта (рис. 1).

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial \tau} (C\rho t) dV + \int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial \tau} (q\rho) dV = - \int_S j dS, \quad (7)$$

где: j – плотность теплового потока; τ – текущее время, V – объем тела; S – площадь поверхности тела. Причем интеграл из левой части уравнения берется по поверхности S , которая охватывает выделенный объем ΔV .

В уравнении (7) первый член описывает теплоту, которая идет на охлаждение замерзшего слой продукта, второй, – внутренний источник теплоты кристаллизации влаги, а третий - тепловой поток, который отводится от объема продукта через его поверхность. Уравнение (7) не имеет решения для тел произвольной формы, поэтому упростим его. Для средних значений, которые входят в подинтегральные выражения, можно записать такие приближенные уравнения. Учитывая, что R_x – наименьшее расстояние к термическому центру продукта, а R_z – наибольшее, для градиентов температур имеем приближенные соотношения:

$$\frac{dt}{dx} \approx \frac{t_{\text{кр}} - t_s}{x}; \quad \frac{dt}{dy} \approx \frac{R_x}{R_y} \frac{dt}{dx}; \quad \frac{dt}{dz} \approx \frac{R_z}{R_y} \frac{dt}{dx}.$$

Тогда

$$j = -\lambda \nabla t \approx -\lambda \left(\frac{dt}{dx} + \frac{R_x}{R_y} \frac{dt}{dx} + \frac{R_z}{R_y} \frac{dt}{dx} \right) \approx -\lambda \Gamma \frac{t_{\text{кр}} - t_s}{x}, \quad (8)$$

где t_s - температура поверхности продукта; x - текущая координата фронта замораживания.

С другой стороны поток теплоты на поверхности продукта при граничных условиях 3-го рода равняется

$$\lambda \frac{dt}{dx} \approx \lambda \frac{t_{кр} - t_s}{x} = \alpha(t_s - t_{кр}). \quad (9)$$

Откуда температура поверхности определяется следующим образом:

$$t_s = \frac{\lambda t_{кр} - \alpha t_x x}{\lambda + \alpha x}. \quad (10)$$

Подставив t_s в выражение (8) получим

$$j \approx -\lambda \Gamma \alpha \frac{t_{кр} - t_x}{\lambda + \alpha x}. \quad (11)$$

Таким образом, последний интеграл в формуле (7) равняется

$$-\int_S j dS \approx \lambda \Gamma \alpha \frac{t_{кр} - t_x}{\lambda + \alpha x} S. \quad (12)$$

Соответственно, имеем приближенные оценки для первых двух интегралов, а именно:

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial \tau} (C \rho t) dV \approx C \rho \Delta \bar{t} \frac{S dx}{d\tau}, \quad (13)$$

где $\Delta \bar{t}$ - среднее изменение температуры замерзшего слоя, которую можно рассчитать следующим образом:

$$\Delta \bar{t} = t_{кр} - \frac{t_{кр} + t_x}{2} = \frac{1}{2}(t_{кр} - t_x). \quad (14)$$

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial \tau} (q \rho) dV \approx q \rho \frac{S dx}{d\tau}.$$

С учетом выражений (12) – (14) уравнение теплового баланса (7) приобретает следующий вид:

$$\left[\frac{C}{2} \rho (t_{кр} - t_x) + q \rho \right] \frac{dx}{d\tau} = \lambda \Gamma \alpha \frac{t_{кр} - t_x}{\lambda + \alpha x}. \quad (15)$$

Решение этого дифференциального уравнения относительно времени замораживания при условии $\tau|_{x=R_x} = \tau_{зам}$ имеет вид

$$\tau_{зам} = R_x \rho \left(\frac{q}{\Gamma(t_{кр} - t_x)} + \frac{C}{2} \right) \left(\frac{R_x}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right). \quad (16)$$

Это уравнение по внешнему виду такое же, как и уравнение Планка (1), и отличается лишь тем, как определяется коэффициент Γ формы и характерный размер R_x . Для тел простой геометрической формы бесконечная пластина, бесконечный цилиндр, сфера уравнения (1) и (16) тождественны, потому что $\Phi=1/\Gamma$ и $R=R_x$. Однако для других тел они отличаются: как уже отмечалось, для куба и сферы $\Phi=1/3$, но $1/\Gamma_{куба}=1/2,7=0,37$, а $1/\Gamma_{сферы}=1/3$, что отвечает большей скорости замораживания сферы по сравнению с кубом.

С учетом (16) получаем формулу для средней линейной скорости замораживания

$$\varpi_{зам} = \frac{R_x}{\tau_{зам}} = \frac{1}{\rho \left(\frac{q}{\Gamma(t_{кр} - t_x)} + \frac{C}{2} \right) \left(\frac{R_x}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right)}, \quad (17)$$

или в безразмерной форме

$$\frac{\varpi_{зам}}{a/R_x} = \frac{1}{\left(\frac{Ko}{\Gamma} + \frac{1}{2} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{Bi} \right)}, \quad (18)$$

где $\bar{w}_{зам}$ - линейная скорость замораживания, м/с; a - коэффициент температуропроводности, м²/с; Ko - число Косовича, $Ko = \frac{q}{C(t_{кр} - t_x)}$; Bi - число Био, $Bi = \frac{\alpha R}{\lambda}$.

Левая часть этого уравнения является безразмерным числом подобия, которое отображает отношение скорости продвижения фронта замораживания к скорости развития температурного поля в замерзшем слое продукта.

По формуле (18), скорость замораживания в случае фиксированного характерного размера и коэффициента формы тем больше, чем больше число Био и меньше число Косовича, то есть чем больше коэффициент теплоотдачи и температурный напор охлаждающей среды – продукт $(t_{кр}-t_x)$.

Не сложно убедиться, что скорость замораживания при бесконечно больших числах Био имеет асимптотическое значение

$$\lim_{Bi \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{\left(\frac{Ko}{\Gamma} + \frac{1}{2} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{Bi} \right)} \right] = \frac{2}{\frac{Ko}{\Gamma} + \frac{1}{2}}. \quad (19)$$

Таким образом, максимально возможная скорость замораживания при бесконечно большой интенсивности теплоотдачи равняется

$$\bar{w}_{зам}^{max} = \frac{a}{R_x} \frac{2}{\frac{Ko}{\Gamma} + \frac{1}{2}}. \quad (20)$$

На рис. 2 приведена зависимость максимальной скорости замораживания от характерного размера продукта, его коэффициента формы и числа Косовича.

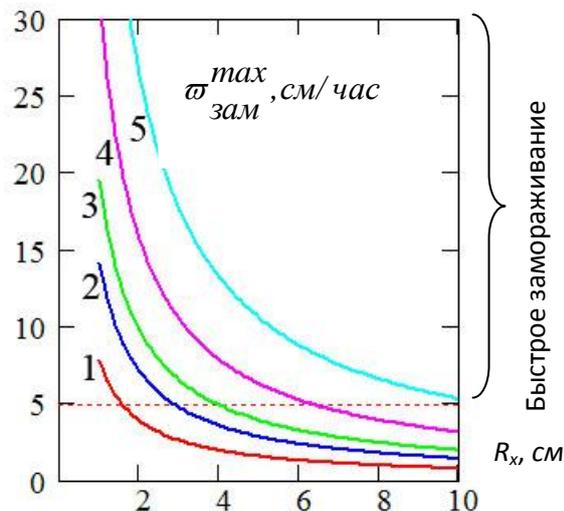


Рисунок 2 – Максимальная скорость замораживания в зависимости от характерного размера продукта, коэффициента формы и числа Косовича: 1 – $\Gamma=1$, $Ko=4,6$; 2 – $\Gamma=2$, $Ko=4,6$; 3 – $\Gamma=3$, $Ko=4,6$; 4 – $\Gamma=3$, $Ko=2,3$; 5 – $\Gamma=3$, $Ko=0,77$

Расчеты проведены для среднего значения удельной теплоемкости продукта на линии замораживания $C=2400$ Дж/(кг·К). Пунктирной линией обозначена минимальная скорость режима быстрого замораживания за классификацией Планка.

Учитывая эти расчеты, отметим, что существует максимальный характерный размер продукта, для которого возможна реализация режима быстрого замораживания. При типичном значении температурного напора в скороморозильных аппаратах $t_{кр}-t_x=30^\circ$ С ($Ko=4,6$), максимальный характерный размер продукта $\max(R_x)=4$ см (при $\Gamma=3$). В случае увеличения температурного напора увеличивается и максимальный характерный размер продукта, для которого возможно применение быстрого замораживания. Например, при замораживании в сухом льду $t_{кр}-t_x=78^\circ$ С, а максимальный

характерный размер продукта $\max(Rx)=6,5$ см (кривая 4), при замораживании в кипящем азоте $t_{кр}-t_x=195^\circ\text{C}$, а $\max(Rx)=10$ см (кривая 5).

Таким образом, для обеспечения режима быстрого замораживания, необходимо определить связь между характерным размером продукта и интенсивностью внешнего теплообмена. Из уравнения (17) получаем формулу для определения минимального коэффициента теплоотдачи, который обеспечивает заданную скорость замораживания $\varpi_{зам}$ для этого образца продукта:

$$\alpha = 2\varpi_{зам} \frac{\frac{2}{\Gamma} \frac{q}{C(t_{кр}-t_x)} + 1}{\frac{4}{C\rho} - \left(\frac{2}{\Gamma} \frac{q}{C(t_{кр}-t_x)} + 1 \right) \varpi_{зам} \frac{R_x}{\lambda}}. \quad (21)$$

Отметим: если знаменатель в (21) равняется нулю или становится отрицательным, то это значит, что такой скорости замораживания при данных условиях достичь не возможно (задано $\varpi_{зам}$ больше чем $\varpi_{зам}^{max}$).

На рис. 3 построена зависимость коэффициента теплоотдачи, который обеспечивает для заданного характерного размера продукта скорость замораживания 5 см/час для типичных значений теплофизических характеристик пищевых продуктов на линии замораживания $C=2400$ Дж/(кг·К), $\rho=940$ кг/м³, $\lambda=1,2$ Вт/(м·К) и температурного напора $t_{кр}-t_x=30^\circ\text{C}$.

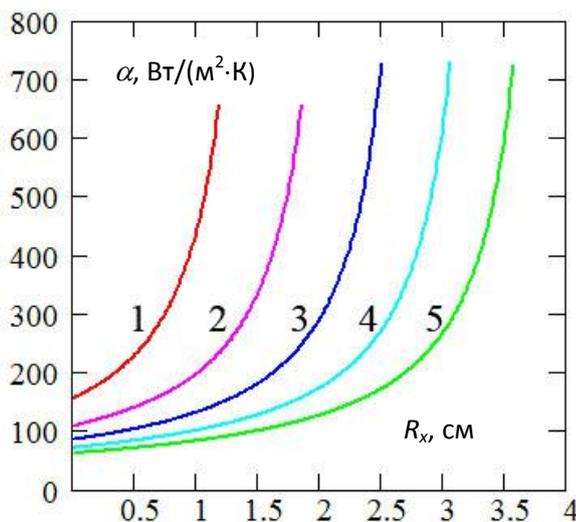


Рисунок 3 – Коэффициент теплоотдачи α , который обеспечивает скорость замораживания 5 см/час, в зависимости от характерного размера продукта R_x : 1 – $\Gamma=1$; 2 – $\Gamma=1,5$; 3 – $\Gamma=2$; 4 – $\Gamma=2,5$; 5 – $\Gamma=3$

Характер кривых 1–5 асимптотический, потому что в случае увеличения характерного размера коэффициент теплоотдачи следует к бесконечности, как уже отмечалось выше. Приведенные графики свидетельствуют о том, что в скороморозильных аппаратах с вынужденной циркуляцией воздуха ($\alpha < 100$ Вт/(м²·К)) режим быстрого замораживания можно обеспечить для продуктов нарезанных кубиками, брусочками с характерным размером $R_x \leq 1$ см (коэффициент формы $\Gamma=2,5,2,6$) и для шариков радиусом до 1,5 см ($\Gamma=5$). В плиточных скороморозильных аппаратах с $\alpha=300\dots400$ Вт/(м²·К) можно обеспечить быстрое замораживание больших плоских продуктов ($\Gamma=1$) с толщиной до 2 см ($R_x \leq 1$ см), или толстых продуктов с коэффициентом формы $\Gamma=2\dots2,5$ с толщиной до 5,6 см ($R_x \leq 2,8$ см).

Таким образом, методика технологического расчета длительности быстрого замораживания должна состоять из двух этапов. На первом определяют условия, за которые возможно быстрое замораживание, то есть по уравнению (21) рассчитывают нужный коэффициент теплоотдачи для заданного размера продукта, а на втором этапе – непосредственно общую длительность процесса замораживания по уравнению (16) с учетом времени на охлаждение и домораживание.

В ходе исследования получен метод расчета режимов быстрого замораживания, который базируется на вычислении процессных факторов: коэффициента теплоотдачи, температурного

напора, размеров и формы образца, его теплофизических характеристик, которые обеспечивают заданную линейную скорость замораживания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алмаши Э. Быстрое замораживание пищевых продуктов / Э. Алмаши, Л. Эрдели, Т. Шарой ; пер. с венг. О. А. Воронова ; под ред. Э. Алмаши, А. Ф. Наместникова. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981. – 407 с.
2. Консервирование пищевых продуктов холодом (Теплофизические основы) / И. А. Рогов, В. Е. Куцакова, В. И. Филиппов, С. В. Фролов. – М.: Колос, 1999. - 176 с.
3. Потапов В. О. Наближене аналітичне розв'язання задачі теплообміну для тіл довільної форми / В. О. Потапов, О. С. Сомов, Є. М. Якушенко // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. / ДонНУЕТ ім. М. Туган-Барановського. – Донецьк: ДонНУЕТ ім. М. Туган-Барановського, 2009. – Вип. 21. – С. 261-269.
4. Вейник А. И. Приближенный расчет процессов теплопроводности / А. И Вейник. – М.: Госэнергоиздат, 1959. – 320 с.

УДК 628.161.045.5:004.942

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ ОПРЕСНЕНИИ ВОДЫ ВЫМОРАЖИВАНИЕМ

*О.Б. Васылив, к.т.н., доцент, Е.А. Коваленко, д.т.н., с.н.с.,
С.В. Ищенко ассистент, С.В. Фуркало, аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса, Украина
E-mail: oleg_vas@ukr.net*

Одним из способов опреснения и обессоливания воды является вымораживание. К преимуществам данного способа относятся низкая энергоемкость процесса кристаллизации воды из солевого раствора, совмещение в одном процессе нескольких стадий водоподготовки, уникальность свойств вымороженной воды, возможность получения опресненной воды необходимого минерального состава без дополнительного ее кондиционирования, отсутствие необходимости в специальной предварительной очистке воды перед опреснением, возможность использования энергии плавления льда как для потребностей самой установки, так и для других задач производства [1–6].

Вместе с тем, есть и проблемы, которые пока не удается эффективно решить. Одной из них является недостаточная степень опреснения воды из-за захвата части высокоминерализованного маточного раствора растущей кристаллической фазой. Именно поэтому перед плавлением вымороженной фазы необходимо осуществлять ее сепарирование, зачастую энергоемкий и продолжительный процесс, или дополнительно опреснять воду с помощью других способов [1–6].

На решение указанной выше проблемы направлена сегодня деятельность ученых, инженеров, технологов. Общей целью является разработка новых и усовершенствование существующих способов и конструкций вымораживающих установок, позволяющих повысить количество и качество опресненной воды, а также снизить затраты энергии на весь технологический процесс водоподготовки.

Для достижения такой цели нами предложен и реализован на экспериментальной установке усовершенствованный способ опреснения воды вымораживанием [7, 8]. Способ предусматривает сначала интенсивное охлаждение высокоминерализованного раствора до температуры, при которой начинается образование кристаллов льда на внешней стороне охлаждаемой поверхности, погруженной в раствор. Далее интенсивность охлаждения раствора резко уменьшают путем повышения температуры хладоносителя в кристаллизаторе до уровня, при котором величина переохлаждения раствора перед кристаллизацией из него воды не превышает $0,6 \dots 1^\circ \text{C}$. Поскольку вымораживание воды из раствора приводит к повышению в нем концентрации растворенных веществ, а увеличение толщины растущего льда – к увеличению его термического сопротивления, то весь дальнейший процесс опреснения воды сопровождается плавным понижением температуры хладоносителя в кристаллизаторе (рис.1). Но при этом величина переохлаждения раствора поддерживается прежней. На практике реализация такого способа возможна лишь при автоматическом регулировании температуры хладоносителя в кристаллизаторе по заданному алгоритму, индивидуально подобранному для раствора в зависимости от концентрации растворенных в нем веществ [9]. Такие особенности предложенного способа были учтены при разработке экспериментальной опреснительной установки, принципиальная схема которой представлена на рис.2, а конструкция узла, где осуществляется вымораживание воды из раствора – на рис.3.

Работа установки осуществляется следующим образом. В емкость 7, с размещенными в ней трубчатыми кристаллизаторами 6, подается раствор для опреснения. Промежуточный теплоноситель

охлаждается в теплообменнике 1 и поступает в ресивер 2. При этом отвод теплоты от промежуточного теплоносителя может осуществляться холодильным агентом, который кипит в испарителе низкотемпературной холодильной машины (на рис. 2 не показана). Далее через трехходовой клапан 3 (в зависимости от его положения) теплоноситель поступает в кристаллизаторы 6, а затем возвращается в теплообменник 1, или минуя кристаллизаторы сразу движется в теплообменник 1. Циркуляция промежуточного теплоносителя осуществляется с помощью циркуляционного насоса 5 с байпасной магистралью, на которой установлен вентиль 4 для дополнительного регулирования расхода теплоносителя.

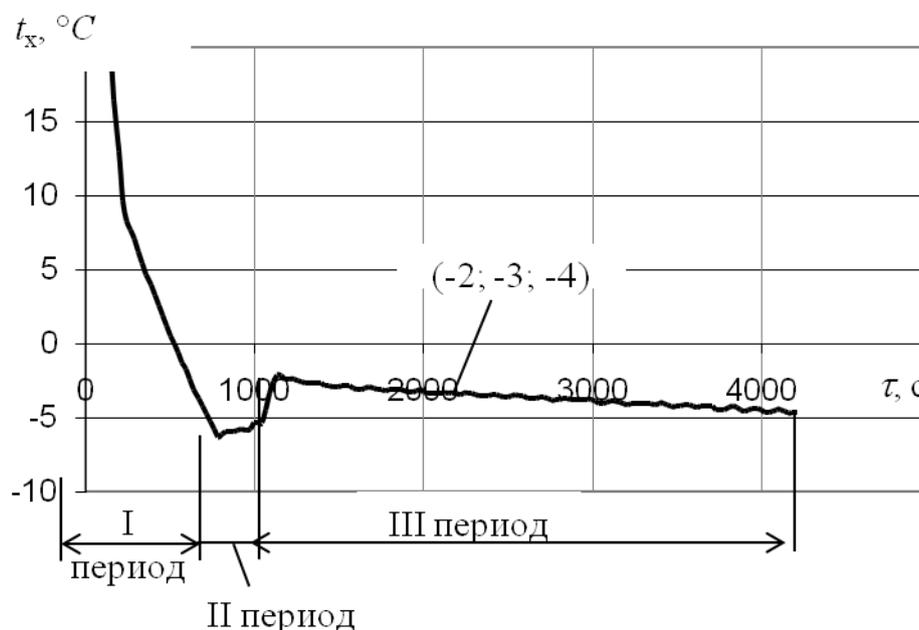
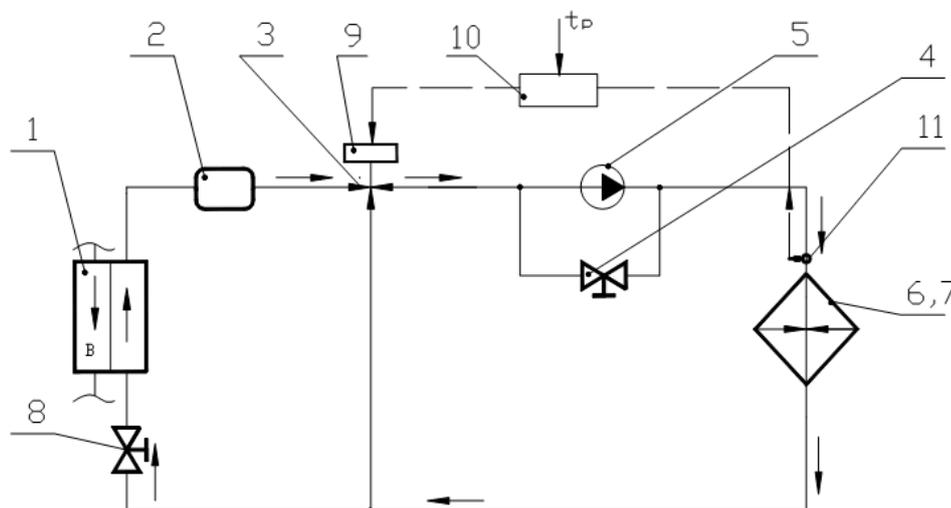


Рис.1 – Характер изменения температуры хладоносителя в процессе опреснения воды вымораживанием



1 – теплообменник, 2 – ресивер, 3 – трехходовой клапан, 4 – вентиль, установленный на байпасной магистрали, 5 – циркуляционный насос, 6 – кристаллизаторы, 7 – емкость, 8 – вентиль ручной, 11 – датчик температуры, установленный на входе в кристаллизаторы 6; 9 – исполнительный механизм, соединенный с трехходовым клапаном 3; 10 – блок управления.

Рис. 2 – Принципиальная схема опреснительной установки

Необходимая температура промежуточного хладоносителя обеспечивается низкотемпературной холодильной машиной, которая работает в позиционном режиме или другого внешнего источника холода. Температурный режим работы кристаллизаторов регулируется с помощью блока управления 10 и путем изменения положения трехходового клапана 3 с помощью исполнительного механизма 9.

Кристаллизация воды из раствора происходит одновременно на внешней поверхности вертикальных трубчатых кристаллизаторов, герметически закрепленных в днище цилиндрической емкости для раствора (рис.3). Конструктивно каждый кристаллизатор выполнен в виде трубки Фильда. Отвод теплоты осуществляется промежуточным хладоносителем, который с регулируемой скоростью движется в середине кристаллизатора. Скорость движения промежуточного теплоносителя подобрана такой, чтобы она обеспечивала изотермичность поверхности кристаллизатора по высоте. Подача и отвод промежуточного хладоносителя осуществляется снизу. Слив отработанного раствора из емкости осуществляется через кран в днище емкости.

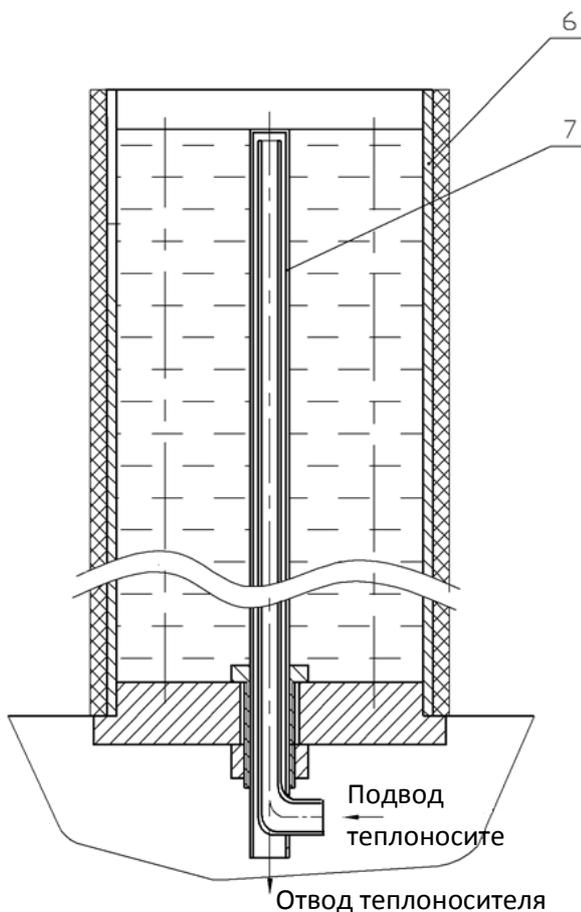


Рис. 3 – Емкость для опресняемого раствора с кристаллизаторами

После окончания процесса вымораживания воды из раствора концентрат сливают в накопительную емкость, а в кристаллизатор подают хладоноситель с температурой, на 1...2°С выше температуры замерзания расплава льда для под плавления прилегающего к поверхности кристаллизатора слоя вымороженной фазы. После этого полученный блочно-трубчатый лед удаляют из установки и осуществляют процесс его плавления для получения опресненной воды. Для повышения степени опреснения воды, если необходимо, перед плавлением вымороженной фазы осуществляется ее выдержка непродолжительное время в емкости с целью стекания с поверхности льда остатков концентрированного раствора.

Для разработки алгоритма изменения температуры хладоносителя в кристаллизаторе в процессе опреснения вымораживания необходимо знать характер понижения температуры замерзания раствора в зависимости от концентрации растворенных в нем веществ, а также закономерности влияния переменного температурного режима работы кристаллизатора

на условия тепло- и массообмена в растворе. Поэтому на первом этапе решения этого вопроса необходимо было разработать математическую модель, которая адекватно описывала все особенности способа и установки, а также отображала характер взаимосвязи различных параметров установки и процесса со свойствами раствора и условиями вымораживания из него воды. Ниже приведена математическая модель процесса теплоотдачи из опресняемого вымораживанием раствора.

Для расчета процесса теплоотдачи при вымораживании используют критериальные уравнения вида: $Nu = A \cdot (Gr \cdot Pr)^n (L/d)^m$ – для естественной конвекции и $Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m \cdot K^c$ – для вынужденной конвекции [10–13]. Однако эти уравнения имеют погрешность, поскольку в них не учтено переохлаждение раствора как движущая сила процесса [6], а также взаимное влияние кристаллизаторов и особенности теплоотдачи от раствора к фронту кристаллизации при фазовом переходе.

Для получения модели, которая бы учитывала отмеченные выше факторы, мы также воспользовались теорией подобия и методом анализа размерностей. Зависимой переменной является средний коэффициент теплоотдачи от раствора к фронту кристаллизации. Общий вид функциональной зависимости можно представить в виде:

$$\alpha_p^n = f(d_{кр}, L_{кр}, \Delta_{кр}, d_{ф}, \rho_p, \mu_p, c_p^p, \lambda_p, g, \Delta\rho, r_{ф}, \Delta T), \quad (1)$$

или, сгруппировав отдельные величины в комплексы для уменьшения количеству переменных, и с учетом, что $\Delta h = c_p^p \cdot \Delta T$, так

$$\alpha_{p''} = f \left(\frac{L_{kp}}{d_{kp}}, \frac{\Delta_{kp}}{d_{kp}}, \frac{r_{\phi}}{\Delta h}, d_{\phi}, \rho_p, \mu_p, c_p^p, \lambda_p, g, \Delta \rho \right). \quad (2)$$

Список перечисленных параметров представлен в табл.1. Все эти параметры содержат четыре основных размерности: длину (L), массу (M), температуру (T) и время (Θ). Пользуясь анализом размерностей, заменим эту функцию зависимостью между критериями подобия. В данном случае число переменных $n = 10$, число их единиц измерения $m = 4$. Тогда, согласно π -теореме число безразмерных комплексов, которые описывают процесс, будет равняется $(n - m) = 6$.

Представим исходную функцию (2) в виде степени:

$$\alpha_{p''} = C \cdot \left(\frac{L_{kp}}{d_{kp}} \right)^a \cdot \left(\frac{\Delta_{kp}}{d_{kp}} \right)^b \cdot \left(\frac{r_{\phi}}{\Delta h} \right)^c \cdot d_{\phi}^d \cdot \lambda_p^e \cdot (c_{p_p})^f \cdot \rho_p^g \cdot \mu_p^h \cdot \Delta \rho_p^i \cdot g^j. \quad (3)$$

Получим безразмерные комплексы, $K_1 = L_{kp}/d_{kp}$, $K_2 = \Delta_{kp}/d_{kp}$ и число Стефана $Ste = r_{\phi}/\Delta h$.

Таблица 1 – Список параметров процесса кристаллизации

Параметр	Символ	Размерность
Коэффициент теплоотдачи от раствора к фронту кристаллизации	$\alpha_{p''}$	$M \cdot \Theta^{-3} \cdot T^{-1}$
Диаметр кристаллизатора	d_{kp}	M
Высота кристаллизатора	L_{kp}	M
Шаг размещения кристаллизаторов	Δ_{kp}	M
Диаметр внешней поверхности твердой фазы	d_{ϕ}	M
Плотность раствора	ρ_p	$M \cdot L^{-3}$
Коэффициент динамической вязкости раствора	μ_p	$M \cdot L^{-1} \cdot \Theta^{-1}$
Удельная теплоемкость раствора при постоянном давлении	c_p^p	$L^2 \cdot \Theta^{-2} \cdot T^{-1}$
Коэффициент теплопроводности раствора	λ_p	$M \cdot L \cdot \Theta^{-3} \cdot T$
Ускорение свободного падения	g	$L \cdot \Theta^{-2}$
Изменение плотности раствора при охлаждении	$\Delta \rho$	$M \cdot L^{-3}$
Удельная теплота фазового перехода	r_{ϕ}	$L^2 \cdot \Theta^{-2}$
Изменение энтальпии раствора	Δh	$L^2 \cdot \Theta^{-2}$

Сложим уравнение размерностей без учета показателей степеней a, b та c :

$$\frac{M}{\Theta^3 \cdot T} = L^d \cdot \left(\frac{M \cdot L}{\Theta^3 \cdot T} \right)^e \cdot \left(\frac{L^2}{\Theta^2 \cdot T} \right)^f \cdot \left(\frac{M}{L^3} \right)^g \cdot \left(\frac{M \cdot L}{\Theta} \right)^h \cdot \left(\frac{M}{L^3} \right)^i \cdot \left(\frac{L}{\Theta^2} \right)^j. \quad (4)$$

Для уравнения (4) матрица размерностей имеет вид:

	d	e	f	g	h	i	j
M		1		1	1	1	
L	1	1	2	-3	-1	-3	1
Θ		-3	-3		-1		-2
T		-1	-1				

Сложим систему уравнений для основных единиц:

$$\begin{array}{l} \text{M:} \\ \text{L:} \\ \text{Θ:} \\ \text{T:} \end{array} \left| \begin{array}{l} 1 = e + g + h + i \\ 0 = d + e + 2f - 3g - h - 3i + j \\ -3 = -3e - 2f - h - 2j \\ -1 = -f - h \end{array} \right. \quad (5)$$

В системе (5) из четырех уравнениях есть 7 переменных. Полученную систему уравнений (5) можно решить относительно четырех любых величин, беря три других величины заданными. Решим систему уравнений (5) относительно переменных d, e, f и g , считая заданными величины h, j и i . В результате получим следующую систему уравнений:

$$\begin{array}{l} d = 3j - 1 \\ e = 1 - 2j - h \\ f = h + 2j \\ g = 2j - i \end{array} \quad (6)$$

Используя найденные значения переменных d, e, f и h с учетом показателей степеней a, b и c , перепишем уравнение (3) в следующем виде:

$$\alpha_{p^r} = C \cdot \left(\frac{L_{kp}}{d_{kp}} \right)^a \cdot \left(\frac{\Delta_{kp}}{d_{kp}} \right)^b \cdot \left(\frac{r_{\phi}}{\Delta h} \right)^c \cdot d_{\phi}^{3j-1} \cdot \lambda_p^{1-f} \cdot (c_{pp})^f \cdot \rho_p^{2j-i} \cdot \mu_p^{f-2j} \cdot \Delta \rho_p^i \cdot g^j$$

Сгруппировав отдельные величины, получим:

$$\frac{\alpha_{p^r} \cdot d_{л}}{\lambda_p} = \left(\frac{L_{kp}}{d_{kp}} \right)^a \cdot \left(\frac{\Delta_{kp}}{d_{kp}} \right)^b \cdot \left(\frac{r_{\phi}}{\Delta h} \right)^c \cdot \left(\frac{d_{\phi}^3 \cdot \rho_p^2 \cdot g}{\mu_p^2} \right)^d \cdot \left(\frac{\Delta \rho_p}{\rho_p} \right)^i \cdot \left(\frac{\mu_p \cdot c_{pp}}{\lambda_p} \right)^f,$$

учитывая, что $\frac{d_{\phi}^3 \cdot \rho_p^2 \cdot g}{\mu_p^2} = \text{Ar}$ и $\text{Ar} \cdot \frac{\Delta \rho_p}{\rho_p} = \text{Gr}$, получим:

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Gr}^j \cdot \text{Pr}^f \cdot \text{Ste}^c \cdot K_1^a \cdot K_2^b. \quad (7)$$

Следовательно, с использованием метода анализа размерностей получена критериальная зависимость (7) для расчета теплоотдачи от раствора к фронту кристаллизации с учетом величины переохлаждения раствора и шага размещения кристаллизаторов. Для определения неизвестных показателей степеней и коэффициента C в уравнении (7) необходимо провести обобщение выполненных экспериментальных исследований по изучению влияния конструктивных и режимных параметров на процесс теплоотдачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Плотников В.Т. Разделительные вымораживающие установки / В.Т. Плотников, В.П. Филаткин – М.: Агропромиздат, 1987. – 352 с.
2. Холодильні установки: Підручник / І.Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Ларьяновский та ін.; за ред. І.Г.Чумака. – 6-е вид. перероб. і доп. –О.: Рефпринтінфо, 2006. –560 с.
3. Техника блочного вымораживания /О.Г. Бурдо, С.И. Милинчук, В.П. Мордынский, Д.А. Харенко. –О.: «Полиграф», 2011. –294 с
4. Фрог, Б.Н. Водоподготовка: учеб. пособие / Б.Н. Фрог, А.П. Левченко. – М.: Изд-во Асоц. строит. вузов, 2006. - 656 с.
5. Рябчиков, Б.Е. Современные методы подготовки воды для промышленного и бытового использования: монография / Б.Е. Рябчиков – М.: ДеЛипринт, 2004. – 328 с.
6. Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. Часть II - СПб: "Мир и Семья", 2006 - 916 с.
7. Пат. UA 105299 C2 Україна, МПК C02F 1/22, (2006.01). Установка для опріснення води [Текст] / Василів О. Б., Коваленко О. О., Тітлов О. С., Іщенко С. В. ;Заявник тапатентовласникОдеська національна академія харчових технологій–№ а 201300397 ; заяв. 11.01.13; публік. 25.04.2014, Бюл. № 8.
8. Пат. UA 105300 C2 Україна, МПК C02F 1/22, B01D 9/00, F25C 1/00. Спосіб одержання опрісненої води шляхом виморожування [Текст] / Василів О. Б., Коваленко О. О., Тітлов О. С., Іщенко С. В., Фуркало С. В. ; Заявник тапатентовласник Одеська національна академія харчових технологій – № и 201300398; заяв. 11.01.13; публік. 25.04.2014, Бюл. № 8.

9. Василів, О.Б. Опріснення води виморожуванням в установці зі змінною в циклі температурою холодноносія /О.Б. Василів, О.С. Тітлов, С.В. Іщенко // «Харчова наука і технологія», –О., №4(17) 2011, –С. 103-107.
10. Шаталина, И.Н. Теплообмен в процессах намораживания и таяния льда. Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 120 с.
11. Holman, J. P. Heat transfer / Jack P. Holman, 10th ed., McGraw-Hill, 2010. –758 p.
12. Джалурия Й. Естественная конвекция. Тепло- и массообмен: Пер. с англ. – М.: Мир, 1983. – 400 с.
13. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т. 1. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.

УДК 621.575.932:621.565.92

РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО СПОСОБА УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ

*И.Н. Ищенко, Одесская национальная академия пищевых технологий,
Министерство образования и науки Украины
E-mail: ishenko_s_i@mail.ru*

Современные требования к холодильным агентам в части озонобезопасности и минимизации вклада в «парниковый» эффект [1] открывают широкие возможности для холодильных приборов абсорбционного типа (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), работающих с традиционным водоаммиачным раствором (ВАР) в качестве рабочего тела. АХП бесшумны и надежны в эксплуатации, имеют минимальную стоимость, работают с альтернативными источниками энергии [2,3,4].

Основной недостаток, сдерживающий их широкое распространение – низкая энергетическая эффективность, обусловленная физическими особенностями холодильного цикла. Этот фактор не только предопределяет повышенные, по сравнению с компрессионными аналогами, стоимостные затраты, но и соответствующий вклад в «парниковый» эффект [5].

Анализ основных направлений энергосбережения показал, что наибольший успех при минимуме затрат может быть достигнут за счет использования оптимальных систем управления АХП [6].

Как показал анализ [7], основным недостатком современных позиционных способов управления АХП является повышенное энергопотребление при эксплуатации в условиях низких температур наружного воздуха – от плюс 10 до плюс 18°C. Такое положение определяется следующими моментами.

Во-первых, выход на рабочий режим связан с нагревом транспортных магистралей АХА в процессе вытеснения из них инертного газа потоком аммиачного пара. Динамический напор парового потока зависит от расхода генерируемого пара, т. е. от подводимой тепловой мощности в генератор и температурных условий транспортировки пара. Поэтому, чем больше тепловая мощность в генераторе АХА, тем больше генерируется пара, а чем ниже температура транспортных паровых магистралей, тем большее количество пара будет конденсироваться и возвращаться (стекать) обратно в генератор.

Во-вторых, длительность выхода на рабочий режим АХА будет также зависеть от температуры наружного воздуха. Причем, чем ниже температура наружного воздуха, тем больше необходимо затратить времени и, соответственно, тепловой энергии для нагрева элементов генератора и транспортных магистралей АХА.

В-третьих, при низкой температуре наружного воздуха процесс очистки паровой смеси заканчивается на начальном участке дефлегматора, а дальше по дефлегматору движется поток чистого аммиака с температурой порядка 50°C. Высокая разность температур между потоком пара аммиака и наружным воздухом способствует и частичной конденсации пара. Конденсат стекает обратно в генератор, что снижает холодопроизводительность испарителя и энергетическую эффективность АХА.

В-четвертых, в условиях работы холодильника при низких температурах наружного воздуха снижаются теплопритоки в холодильную камеру (ХК) и для поддержания необходимой температуры в камерах требуется и меньшая величина холодопроизводительности испарителя АХА. Соответственно, АХА работает меньшее время, а длительность нерабочего периода возрастает. При увеличении нерабочего периода транспортные магистрали АХА охлаждаются до температуры наружного воздуха и для их нагрева потребуются еще большие затраты энергии в генераторе.

На рис.1. приведен общий вид АХП, в котором реализуется энергоэффективный способ управления. Холодильник состоит из ХК, выполненной, например, в виде теплоизолированного

шкафа 1 с передней дверью 2 и АХА 3, установленного на задней стенке шкафа 1. На рис.2. приведен общий вид АХА для реализации предлагаемого способа. На рис.3. приведен пример системы управления для реализации предлагаемого способа.

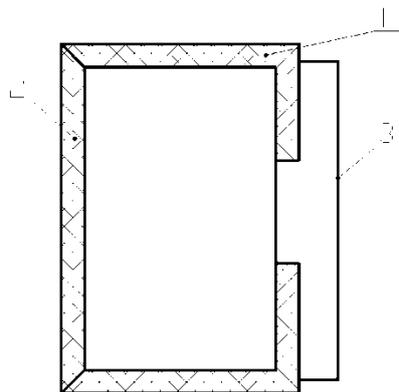


Рисунок 1 – Общий вид абсорбционного холодильного прибора, в котором реализуется энергосберегающий способ управления: 1 – теплоизолированный шкаф; 2 - передняя дверь; 3 – АХА

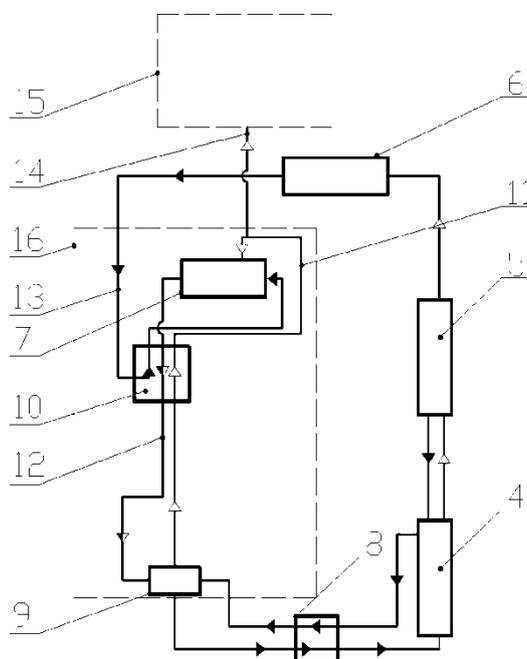


Рисунок 2 – Общий вид АХА для реализации предлагаемого способа: 4 – генератор; 5 – дефлегматор; 6 – конденсатор; 7 – испаритель; 8 – регенеративный жидкостный теплообменник (РЖТО); 9 – абсорбер; 10 – регенеративный трехпоточный теплообменник (РТПТС); 11, 12 - подъемный и опускной каналы парогазовой смеси; 13 – канал жидкого аммиака; 14 – канал регулирования давления; 15 - систему регулирования давления (СРД)

АХА 3 содержит: генератор 4; дефлегматор 5; конденсатор 6; испаритель 7; РТР 8; абсорбер 9; РТПТС 10; каналы парогазовой смеси (ПГС) – подъемный 11 и опускной 12; канал жидкого аммиака 13; канал регулирования давления 14; систему регулирования давления (СРД) 15. Испаритель 7 с абсорбером 9, РТПТС 10, подъемным 11 и опускным 12 каналами образуют контур естественной циркуляции (КЕЦ) 16, причем в КЕЦ 16 элементы расположены поярусно – сверху испаритель 7, в середине РТПТС 10, а внизу – абсорбер 9.

СРД 15 содержит компрессор газа 17; обратный клапан 18; запорный вентиль 19; ресивер газа 20; датчик давления 21; датчик температуры 22; управляющий блок СРД 23; блок питания 24; источник электрической энергии 25, например термоэлектрический генератор (ТЭГ) с «холодным» 26 и «горячим» 27 спаями. Электрические элементы СРД 15 связаны между собой силовыми магистралями 28-31.

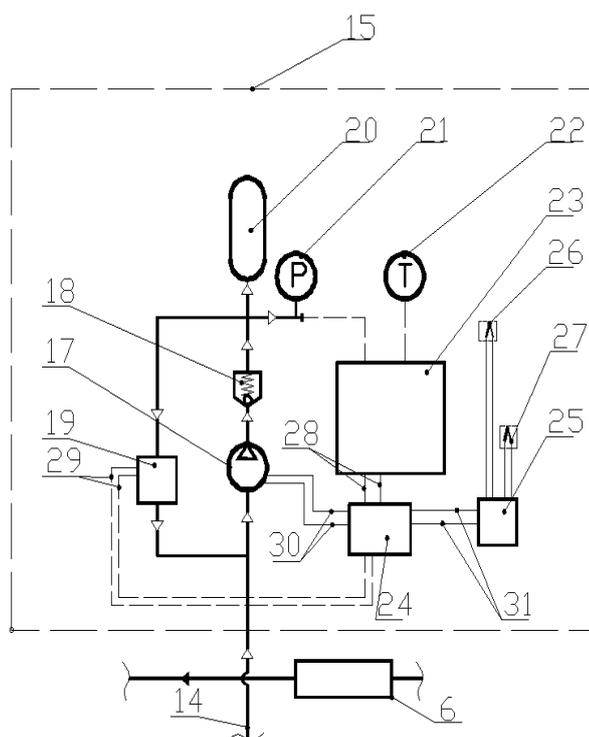


Рисунок 3 – Пример системы управления для реализации предлагаемого способа: 14 – канал регулирования давления; 15 – СРД; 17 – содержит компрессор газа; 18 – обратный клапан; 19 – запорный вентиль; 20 – ресивер газа; 21 – датчик давления; 22 – датчик температуры; 23 – управляющий блок СРД; 24 – блок питания; 25 – источник электрической энергии, 26, 27 – холодный и горячий спай; 28 -31 силовые магистрали

Генератор 4 (рис. 2) своей верхней частью связан с дефлегматором 5, а своей нижней часть через РТР 8 – с абсорбером 9. Выход дефлегматора 5 связан со входом конденсатора 6. В свою очередь конденсатор 6 связан через РТПГС 10 с испарителем 7 при помощи канала жидкого аммиака 13. Подъемный канал 11 связан с СРД 15 каналом 14. В свою очередь канал 14 связан со всасывающей стороной компрессора 17 (рис.3) и запорным вентилем 19. Нагнетательная сторона компрессора 17 через обратный клапан 18 связана с ресивером газа 20. Ресивер газа 20 связан с каналом 14 через запорный вентиль 19. На магистрали, связывающей ресивер газа 20 и обратный клапан 19, установлен датчик давления 21, который, в свою очередь, связан с управляющим блоком СРД 23. Управляющий блок СРД 23 связан и с датчиком температуры 22, который контролирует температуру наружного воздуха. Блок питания 24 связан при помощи силовой магистрали 31 с источником электрической энергии 25, например, термоэлектрический генератор (ТЭГ), который имеет «холодный» 26 и «горячий» 25 спай. «Холодный» спай 26 связан в тепловом отношении, например, с наружным воздухом, а «горячий» спай 25 – с генератором 4. Подача электрической энергии, необходимой для работы блока 23, запорного вентиля 19 и компрессора 17, осуществляется от блока питания 24 по магистралям 28, 29 и 31, соответственно.

АХА 3 заполнен трехкомпонентным рабочим телом – жидким ВАР и водородом. Жидкий ВАР занимает нижнюю часть АХА 3 – полностью РТР 8 и частично генератор 1. Водород в нерабочем состоянии полностью занимает дефлегматор 5, конденсатор 6, испаритель 7, абсорбер 9, РТПГС 10.

В рабочем состоянии АХА 3 за счет динамического напора потока генерируемого пара, водород полностью вытесняется из объема генератора 4 и дефлегматора 5. В дефлегматоре 5 происходит преимущественная конденсация высококипящего компонента рабочего тела – пара воды. В рабочем режиме в конденсаторе 6 расположена граница раздела парового потока аммиака и водорода. Граница раздела перемещается вдоль конденсатора 6 при изменении температурных условий эксплуатации холодильника. Так, например, при высокой температуре наружного воздуха ухудшаются условия отвода тепла от дефлегматора 5 и конденсатора 6. При неизменной подводимой тепловой мощности генератора 4 динамический напор пара аммиака будет возрастать, и граница раздела будет смещаться к выходному участку конденсатора 6. При низкой температуре наружного воздуха условия отвода тепла улучшатся и граница раздела передвинется в входному участку конденсатора 6.

Работа АХА 3 проходит следующим образом. В генераторе 4 при подводе тепла происходит выпаривание ВАР. Образующие в каналах малого сечения (капиллярах) пузырьки пара проталкивают в верхнюю часть генератора 4 частицы обедненной по аммиаку жидкости (слабый ВАР). В верхней части генератора 4 происходит разделение пара и жидкости. Жидкость поступает через РЖТО 8 в верхнюю часть абсорбера 9, а пар направляется в дефлегматор 5. За счет разности нормальных температур кипения аммиака и воды в дефлегматоре 5 преимущественно конденсируется водяной пар и на выходе дефлегматора 5 поток пара состоит практически из чистого аммиака. В конденсаторе 6 пар аммиака сжижается и конденсат стекает по каналу 30 через РТПГС 10 в испаритель 7. В испарителе 7 жидкий аммиак попадает в среду водорода и за счет низкого парциального давления происходит его испарение при низких температурах (от минус 30 до минус 10 °С). В процессе низкотемпературного испарения происходит отвод тепла из объема холодильного шкафа 1.

Образующаяся в результате испарения холодная насыщенная аммиаком ПГС имеет большую плотность, чем водород, находящийся в абсорбере 9. За счет разности плотностей, в соответствии с законом Архимеда, холодная смесь из испарителя 7 по каналу 12 через РТПГС 10 опускается в нижнюю часть абсорбера 9. В свою очередь, в верхнюю часть абсорбера 9 из РЖТО 8 поступает слабый ВАР. При своем движении в РЖТО 8 поток слабого ВАР отдает тепло встречному потоку крепкого ВАР, поступающего из абсорбера 9 на вход генератора 4.

После РЖТО 8 поток слабого ВАР охлаждается дополнительно при тепловом взаимодействии с наружным воздухом. Охлажденный слабый ВАР становится неравновесным по аммиаку и при контактном взаимодействии ПГС, поступающей из испарителя 7 через РТПГС 10, происходит активное поглощение аммиака слабым ВАР. Раствор при этом насыщается аммиаком до состояния равновесия (до крепкого раствора), а ПГС очищается – освобождается от пара аммиака. Крепкий ВАР из абсорбера 9 через РЖТО 8 поступает в генератор 4, а очищенный водород выталкивается холодной ПГС по каналу 11 обратно в испаритель 7. Затем цикл работы АХА 3 повторяется.

РЖТО 8 и РТПГС 10 в схеме АХА 3 служат для повышения энергетической эффективности абсорбционного холодильного цикла. В первом случае происходит предварительный нагрев крепкого ВАР перед генератором 4, а во втором – охлаждение потоков жидкого аммиака и водорода, поступающих на вход испарителя 7, за счет низкотемпературного потенциала холодной ПГС.

При работе холодильного прибора в «жестких климатических условиях» (в умеренном климате температура наружного воздуха плюс 32°С) давление в АХА 3 и газовых магистралях СРД 15 одинаково, при этом компрессор 17 не работает, а запорный клапан 19 открыт.

Понижение температуры наружного воздуха фиксируется датчиком температуры 22 и передается на управляющий блок 23, который вырабатывает соответствующий управляющий сигнал для блока питания 24. Блок питания 24 включает компрессор 17 и закрывает обратный клапан 19. При работе компрессора 17 открывается обратный клапан 18 и очищенная ПГС, движущаяся по подъемному каналу 11 АХА 3, через канал регулирования давления 14 нагнетается в ресивер газа 20. За счет откачки некоторого количества очищенной ПГС из элементов КЕЦ 16 давление в АХА 3 снижается, а в ресивере газа 20 – увеличивается.

Следует отметить, что давление рабочего тела в АХА 3 изменяется не только при изменении температуры наружного воздуха – оно имеет минимальное значение в нерабочий период и максимальное значение в рабочий период. Это связано с вытеснением инертного газа из дефлегматора 5 и конденсатора 6 и соответствующим подъемом общего давления в системе.

С учетом того, что изменение температуры наружного воздуха может произойти в любой момент работы АХА 3 (как в рабочем, так и в нерабочем периоде) и, соответственно, включится в работу СРД 15, то контроль давления во внутреннем объеме АХА 3 целесообразно проводить косвенным образом, например, по давлению в ресивере газа 20 при помощи датчика давления 21. При этом необходимо учитывать следующие моменты.

Ресивер газа 20 не является теплонагруженным элементом и связан в тепловом отношении с наружным воздухом. Изменение температуры наружного воздуха будет влиять и на уровень давления в ресивере газа 20. В изохорном процессе (при постоянном объеме ресивера 20) абсолютное давление прямо пропорционально абсолютной температуре. В рабочем диапазоне температур наружного воздуха плюс 10...плюс 32°С (абсолютные температуры 283...305 К) изменение абсолютного давления в ресивере газа 20 составит 0,14 МПа (при рабочем давлении 2,00 МПа) [8].

Влияние температуры наружного воздуха на давление в ресивере газа 20 может быть учтено датчиком температуры 22 и соответствующим образом сформирован управляющий сигнал на управляющем блоке 23 СРД 15.

Соответствующие значения давления в ресивере газа 20 и температуры наружного воздуха, косвенно определяющие давление в АХА, можно получить в результате проведения тарировочных стендовых испытаний абсорбционного холодильного прибора определенного типа. Результаты испытаний должны быть включены в управляющую программу блока 23.

При достижении требуемого уровня давления в ресивере газа 20, соответствующего некоторой температуре наружного воздуха, управляющий блок 23 подает сигнал на блок питания 24, который закрывает запорный вентиль 19 и отключает компрессор 17. В системе возникают два уровня давления – меньшее во внутреннем объеме АХА 3 и большее – в ресивере газа 20. При дальнейшем снижении температуры наружного воздуха последовательность операций в СРД 15 повторяется. При повышении температуры наружного воздуха необходимо возвратить часть ПГС из ресивера газа 20 обратно во внутренний объем АХА 3.

Для этого подается соответствующий сигнал с датчика температуры 22 на управляющий блок 23. Блок 23 подает управляющий сигнал по линии 28 блоку питания 24, который по линии 29 открывает запорный вентиль 19. За счет разности давлений во внутреннем объеме АХА 3 и ресивере газа 20 происходит перетекание ПГС через канал 14 во внутренний объем АХА 3.

Длительность перетекания можно контролировать по датчику давления 21. При достижении расчетного уровня давления в ресивере газа 20, управляющий блок 23 подает сигнал на закрытие запорного вентиля 19.

Для полной автономности работы АХА 3 СРД 15 предлагается оснастить ТЭГ 25, работающим на разности температур между наружным воздухом и генератора 4.

Проведем оценку параметров процесса удаления инертного газа из объема КЕЦ АХА и его сжатия в ресивере. Рассмотрим уровни давления в системе: 20,0; 17,5, 15,0 и 10,0 бар. Возьмем для примера модель АХА типа АШ-160 производства ВЗХ с внутренним объемом примерно 2 дм³ [3]. Примем объем ресивера газа 20 равным 1 дм³.

Известно [9], что использование ТЭГ производства компании "Криотерм" позволяет обеспечивать с одного модуля при разности температур 100°С генерацию электрической энергии мощностью до 10 Вт при напряжении постоянного тока до 6 В. Будем считать КПД микрокомпрессора для откачки ПГС из АХА и сжатия ее в ресивере газа 20 равным 0,5. Расчеты показывают, что при таких исходных данных переход с одного уровня давления на другой будет осуществляться за следующее время: с 20,0 бар на 17,5 бар в течении 66 с; с 17,5 бар на 15 бар – 132 с; с 15 бар до 10 бар – за 704 с. Этого времени вполне достаточно для реагирования на изменение температуры воздуха окружающей среды.

Выводы:

1. Предложенный способ управления путем изменения давления в АХА при соответствующем изменении температуры наружного воздуха позволяет поддерживать практически на одинаковом уровне тепловой коэффициент АХА во всем диапазоне рабочих температур (от 10 до 32 °С).

2. Для автономной работы АХП можно использовать ТЭГ, горячий спай которого можно закрепить в зоне источника подвода тепла к генератору, а холодный спай – на неэнергонагруженных элементах шкафа или АХА.

3. Для повышения надежности и полной автономности АХП по предложенному способу управления можно использовать и ручное регулирование состава рабочего тела АХА, например, выполнив ресивер газа 20 в виде цилиндра с поршнем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бараненко, А. В. Состояние и перспективы развития холодильной отрасли в России // Холодильная техника. – 2009. – №3. – С.20-24.
2. Титлов А.С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов // Холодильный бизнес. – 2007. – № 8. – С. 12-17; № 9. – С. 28-30; № 10. – С. 47-49 ; № 11. – С. 46-47.
3. Бабакин, Б.С., Выгодин В.А. Бытовые холодильники и морозильники. – Рязань, Узоречье, 2005. – 860 с.
4. Титлов А.С. Альтернативная бытовая и торговая холодильная техника на базе водоаммиачных абсорбционно-диффузионных холодильных машин // Холодильная техника. – 2003. – № 4. – С. 9-12.
5. Титлов А.С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники // Холодильная техника и технология. – 1997. – № 57. – С. 39-41.
6. Титлов А.С. Разработка энергосберегающих способов управления бытовыми и торговыми абсорбционными холодильными аппаратами / Сб. науч. тр. 2-ой Междунар. науч.-техн. конф. «Современные проблемы холодильной техники и технологии» (приложение к журналу «Холодильная техника и технология»). – 2002. – С. 97-101.
7. Ищенко, И. Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – № 38. – Т.2. – С. 393-405.

8. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Справочник свойства веществ. //Холодильная техника. СПб., СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

9. Генераторные модули [Электронный ресурс] / [http://режим доступа:www.kryotherm.ru/ru/index.phtml?tid=47](http://режим%20доступу%3Awww.kryotherm.ru/ru/index.phtml?tid=47).
УДК 621.57:66.081.2:628.116

АНАЛИЗ СХЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА ПРИ ПОМОЩИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И АГРЕГАТОВ

А.Н. Краснопольский¹, А.С. Титлов², О.Б. Васылив², Д.П. Гожелов²

1- (Ариэльский Университет, Ариэль, Израиль)

*2- (Одесская национальная академия пищевых технологий,
Министерство образования и науки Украины)*

E-mail: krasnopolski@ariel.ac.il, titlow@mail.ru, oleg_vas@ukr.net, gozhelov@mail.ru

Проблема питьевой воды – извечная проблема, стоящая перед человечеством. Промышленная революция сделала многие источники питьевой воды на планете, непригодными, а происходящие в природе климатические изменения не только изменили привычные возможности доступа к воде, но и зачастую ставят многие регионы мира на грань вымирания.

Вопросы очистки загрязненных источников воды, особенно в свете последних достижений науки и техники, уже получили ряд качественных решений, позволяющих вести экономически оправданную очистку воды. Это и мембранные технологии, использование обратного осмоса, эффекта сверхкритической воды и т.п.

В регионах же, где вследствие тех или иных причин, воды просто нет или недостаточно – требуется принципиально иное решение. Одним из подходов, который может претендовать на роль альтернативного вспомогательного направления, может рассматриваться децентрализованное (индивидуальное) производство питьевой воды. В качестве же источника воды в данном случае выступает атмосферный воздух. На данный момент, на рынке предлагается ряд устройств различной производительности для производства воды из воздуха. В целом их можно разделить на два класса – это устройства сорбции и десорбции влаги и устройства, охлаждающие воздух ниже температуры точки росы, так называемым "конденсационным способом", использующие холодильные агрегаты компрессионного типа. Проблема состоит в энергозатратности этих технологий. Причем те, для кого эти технологии, прежде всего необходимы, а это страны Африки, Юго-Восточной Азии, Южной Америки, как правило, имеют проблемы и с получением электрической энергии, необходимой для функционирования холодильного компрессора. Существуют и другие "экзотические" устройства, например использующие пропускание воздуха содержащего водяные пары через коронный разряд [1]. Проведенные лабораторные испытания уже запатентованных устройств, к сожалению, не подтвердили их работоспособность.

В настоящее время авторы планируют проверить несколько конструкций, которые могут быть использованы как для холодильной техники, так и для прикладной задачи – экстракции воды из воздуха.

1. «Холодильник Зысина В.А» (рис.1) [2].

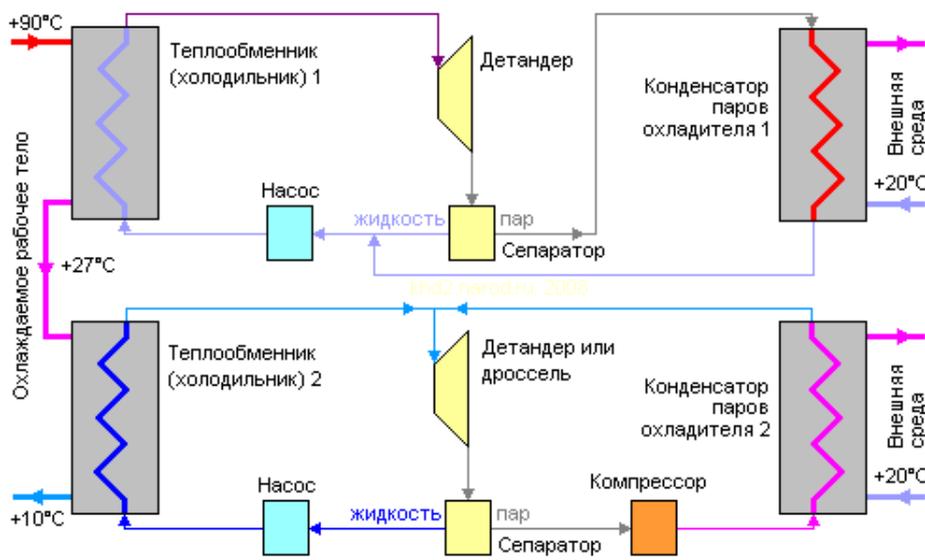


Рисунок 1– Схема «холодильника Зысина В.А.»

Очевидно, что в схеме используются две условно независимые части, т.е. охлаждение идет в два этапа.

Верхняя часть схемы утилизирует теплоту, температура которой выше температуры окружающей среды (например, от солнечного нагревателя воды – солнечного коллектора). Насос подает жидкий хладагент в первый холодильник, где охлаждаемое рабочее тело отдает большую часть своего тепла, охлаждаясь само и нагревая хладагент. Подогретый хладагент, продолжая оставаться в жидком состоянии, поступает, за счёт созданного насосом избыточного давления, в детандер, где давление падает. В результате падения давления в детандере он частично испаряется, расширяется, охлаждается и совершает механическую работу, приводя в движение насосы обеих частей схемы и компрессор второй части схемы. Сепаратор подает жидкую часть хладагента из детандера непосредственно на вход насоса, который откачивает охлажденный хладагент, обеспечивая в детандере разрежение, необходимое для частичного испарения нагретого хладагента. Отделённые от жидкости пары поступают в конденсатор, где дополнительно охлаждаются, конденсируются и также подаются на вход насоса.

Нижняя часть схемы по существу представляет собой обычный компрессионный холодильник, в котором охлаждение хладагента достигается его расширением в детандере (или дросселе), затем сепаратор направляет пар в компрессор на сжатие и последующую конденсацию, а жидкую холодную часть хладагента — через насос на окончательное охлаждение рабочего тела во втором холодильнике.

В итоге, схема Зысина способна использовать тепло охлаждаемого тела ниже температуры охлаждающей среды, например, до температуры точки росы. В принципе, совместно с дополнительными устройствами, по первоначальному разгону насоса, а также по подаче воздуха и удалению выпадающей влаги данная схема может быть реально использована в системах "Вода из воздуха".

2. Солнечный цикл тепловой машины Ренкина (рис.2)

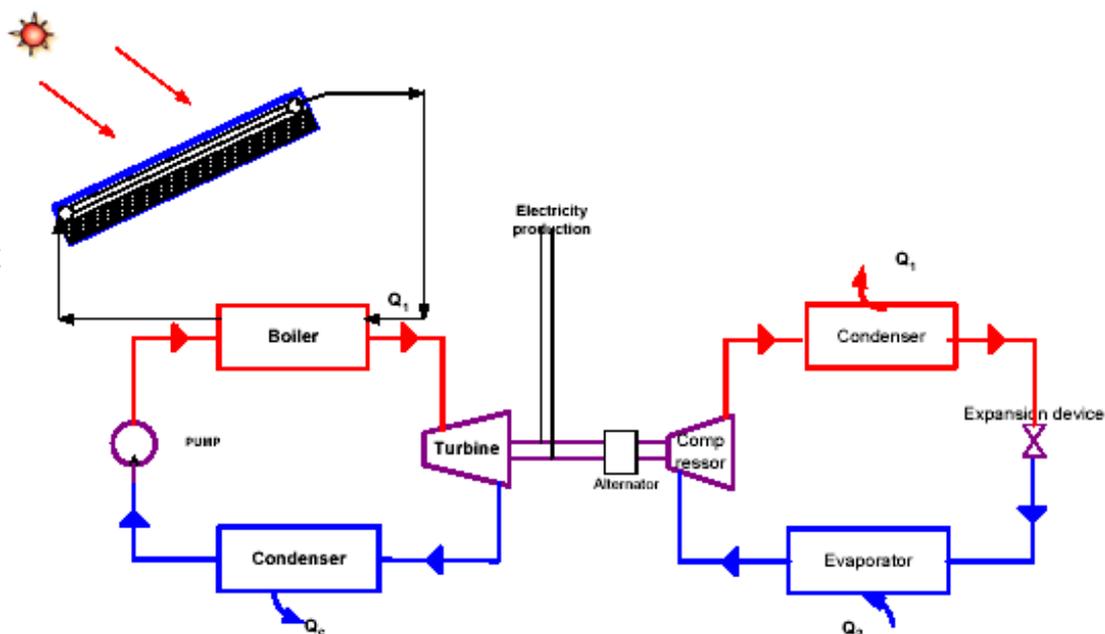


Рисунок 2 – Схема охладителя с приводом от тепловой машины Ренкина

В отличие от Зысина В.А., который использует, охлаждающее тело, в жидкой фазе, в этой схеме используются фазовые превращения. Левая, силовая часть предназначена исключительно для привода компрессора правой части. Правая часть схемы по сути, как нижняя часть схемы Зысина В.А., представляет собой обыкновенный холодильник. Эффективной силовой части, в зависимости от ее конструктивных особенностей, будет в пределах 7-15 %. Энергетическая эффективность (COP) же правой части, по сути теплового насоса, будет в пределах 2-3, т.е. суммарная энергетическая эффективность схемы будет достаточной, чтобы использовать ее для выделения существенного количества воды из воздуха.

3. Детандерная схема

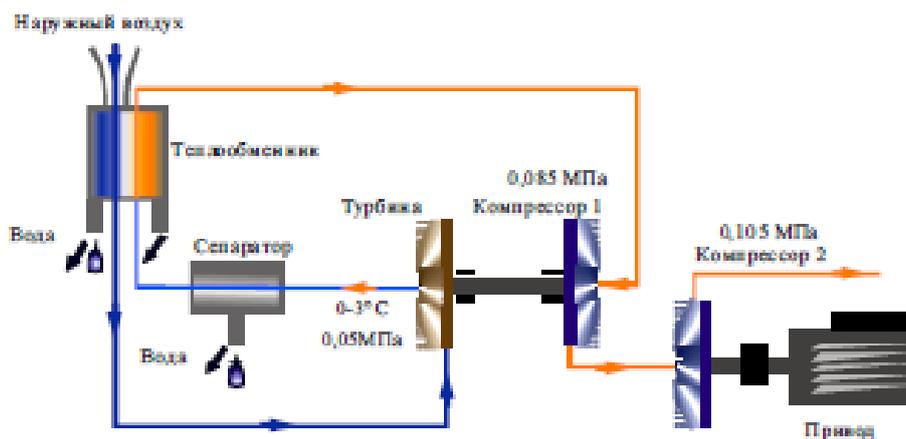


Рисунок 3 – Турбоагрегат для получения воды из воздуха окружающей среды

Предлагаемая схема разработана в Казанском государственном техническом университете им. А.Н. Туполева [3]. До настоящего времени схема не экспериментально не опробована. Тем не менее эта схема, в части охлаждения, полностью корреспондируется с разработками Университета Бристоля [4], которые экспериментально доказали ее работоспособность и высокую эффективность.

Особый интерес в системах получения воды представляют автономные холодильные агрегаты, которые не используют в работе электрическую энергию.

4. Авторами предложена схема работы такого автономного устройства на базе абсорбционного холодильного агрегата (АХА), представленная на рис. 4.

Установка содержит АХА, в состав которого входят: генератор 1, дефлегматор 2, конденсатор 3, испаритель 4, опускной 5 и подъемный 6 каналы парогазового контура, абсорбер 7, ресивер раствора рабочего тела 8, теплообменник типа «труба в трубе» 9 растворов рабочего тела, каналы слабого 10 и крепкого 11 растворов рабочего тела. Генератор 1 АХА установлен в фокусе параболического зеркального концентратора солнечного теплового излучения 12.

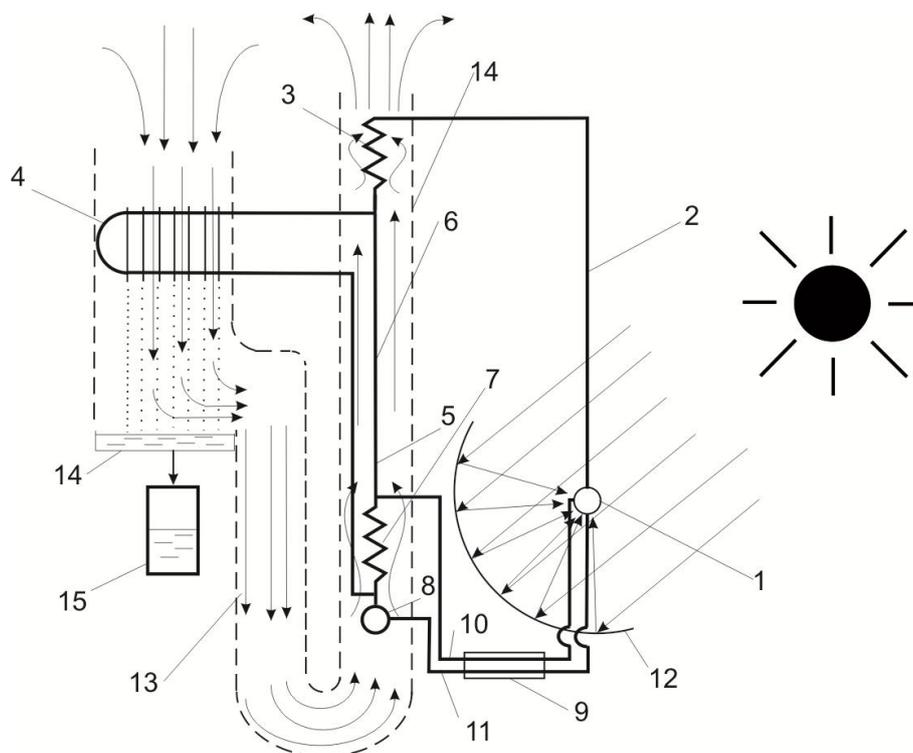


Рисунок 4 – Схема автономной системы получения воды из атмосферного воздуха на базе абсорбционного холодильного агрегата

АХА заправлен традиционным трехкомпонентным рабочим телом – водоаммиачным раствором (ВАР) и водородом в качестве выравнивающего инертного газа. ВАР частично заполняет генератор 1 и ресивер 8, а теплообменник 8 и каналы 10 и 11 – полностью. Контур естественной циркуляции воздушного потока представляет собой U – образный канал с опускными 13 и подъемными 14 частями. В опускном канале 13 установлена емкость 15 для сбора конденсата, стекающего с испарителя 4. Из емкости 15 конденсат отводится для дальнейшего хранения в сосуде 16. В верхней части опускного канала 13 размещен испаритель 4 АХА, а в нижней и верхней части подъемного канала 14, соответственно, абсорбер 7 и конденсатор 3.

Работа установки для получения воды из атмосферного воздуха осуществляется следующим образом.

При восходе солнца его тепловое излучение попадает на концентратор 12, который фокусирует его и подает на генератор 1. Генератор 1 разогревается и из заполняющего его ВАР начинает преимущественно выпариваться, низкокипящий компонент – аммиак. Из-за недостаточно высокой разности нормальных температур кипения воды и аммиака в образующемся паре частично находится и водяной пар.

Очистка пара аммиака от воды происходит в дефлегматоре 2 с отводом теплоты фазового перехода в окружающую среду. Очищенный пар аммиака поступает в конденсатор 3, где сжижается также с отводом теплоты фазового перехода в окружающую среду.

Для обеспечения необходимого температурного напора между поверхностью конденсатора 3 и наружным воздухом давление во внутренней полости АХА поддерживают на уровне 20 ... 22 бар, что соответствует уровню температур в рабочей зоне порядка 50°C. Жидкий аммиак из конденсатора 3 стекает в испаритель 4, куда поступает из подъемного канала 5 и частично очищенный от пара аммиака водород.

В испарителе 4 происходит испарение жидкого аммиака в среду инертного газа-водорода при низком парциальном давлении и, соответственно, при низкой температуре.

Состав рабочего тела АХА подбирается таким образом, чтобы можно было бы обеспечить температуру на наружной поверхности испарителя ниже температуры точки росы.

Из испарителя 4 насыщенный паром аммиака инертный газ (водород) за счет большей плотности опускается по каналу 6 вниз – в нижнюю часть абсорбера 7.

В верхнюю часть абсорбера 7 поступает из генератора 1 "слабый" (с меньшей долей аммиака) ВАР, который стекает в нижнюю часть абсорбера 7 и накапливается в ресивере 8.

При контактном взаимодействии "слабого" ВАР и насыщенной смеси аммиака и водорода происходит абсорбция (поглощение) пара аммиака жидкостью. "Слабый" ВАР при этом насыщается и становится насыщенным по аммиаку ("крепким"), а водород частично очищается от пара аммиака.

"Крепкий" ВАР по каналу 11 поступает через теплообменник 9 в генератор 1. В теплообменнике "слабый" ВАР отдает тепло "крепкому" ВАР и цикл работы АХА повторяется.

При контакте атмосферного воздуха с поверхностью испарителя 4, имеющую температуру ниже температуры точки росы, происходит конденсация растворенного водяного пара, при этом атмосферный воздух осушается и охлаждается.

Охлажденный и осушенный воздух имеют большую плотность и опускаются в нижнюю часть канала 13.

Конденсат воды стекает с испарителя 4 и накапливается в емкости 15, откуда затем подается в емкость 16.

В нижней части подъемного канала 14 осушенный и охлажденный воздух контактирует с нагретой до 42 ... 45°C [5] поверхностью абсорбера 7.

В процессе теплообмена воздух нагревается, а абсорбер 7 охлаждается. Нагретый теплый воздух, имеющий меньшую, по сравнению с холодным плотность выталкивается в зону конденсатора, где дополнительно нагревается при отводе теплоты конденсации.

Как было отмечено выше, восходящий поток осушенного холодного воздуха снижает температуру теплорассеивающих элементов АХА (абсорбера и конденсатора), а это приводит к повышению холодопроизводительности испарителя АХА при прочих равных условиях.

Таким образом, реализуется абсолютно автономный способ получения воды из атмосферного воздуха, производительность которого зависит только от интенсивности солнечного теплового излучения и постоянна в течение светового дня.

ВЫВОД

В качестве базовых схем для своих разработок авторы рассматривают две автономные схемы систем получения воды из атмосферного воздуха – модернизированный "солнечный" цикл Ренкина на базе парокомпрессионной холодильной машины, в которой в качестве рабочего тела будет использован R600 (изобутан) и цикл АХА (рис.4).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент 2288021 РФ, МКИ В 01 D 5/00. Способ конденсации пара из газа и устройство для его осуществления / П.П. Полуэктов, Е.П. Емец, Г.Ю. Коломейцев, В.В. Широков (РФ). – Заявл. 2004-05-24. Опубликовано 27.11.2006.
2. А.с. 591667 СССР, МКИ F 25 B 25/00, F 01 K 25/10, F 25 B 11/00 . Способ охлаждения рабочего тела / Я.А. Берман, В.А. Зысин, Б.Е. Иванов, Ю.Н. Марр, А.П. Рафалович, В.К. Смехов (СССР). – № 2302506/06; заявл. 22.12.75; Опубл. 05.02.78, Бюл. № 5.
3. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы: Казань, Издательство Казанского государственного технического университета, 2008. – 244 с.
4. D J G Butler. Using air for cooling. Environmental Engineering Centre, A Giegel and S. Russell, University of Bristol, Building Research Establishment Ltd 2001.
5. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Олифер Г.М. Результаты экспериментальных исследований абсорбционных холодильных приборов, работающих в климатических условиях класса SN // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 4. – С. 100-103.

УДК 664.022:005.936.44 (075)

РАЗРАБОТКА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА С ЦЕЛЬЮ УЛУЧШЕНИЯ ЕГО ПИТАТЕЛЬНОЙ ЦЕННОСТИ

С.Н. Кудашев, А.С. Титлов, Р.Н. Проць

*Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины
E-mail: sotnik57@mail.ru, titlow@mail.ru*

Проблему экономии и рационального использования зерна в пищевых целях невозможно решить без создания высокоэффективных технологий повышения питательной ценности зерна и, прежде всего, переваримости белка и синтеза биологически активных веществ.

Так в Украине и в странах СНГ на 1 тонну протеиновых концентратов приходится 12 тонн зерна, главным образом, зерновых культур, а в странах Западной Европы только 2,6 тонн. В современном кормопроизводстве особое внимание должно уделять получению высокопитательных, сбалансированных по основным показателям кормовых средств. Одним из путей решения этой проблемы является включение в корма пророщенного зерна.

Часто уборка зерновых при неблагоприятных погодных условиях может привести к проращиванию зерна еще в валках. Такое, либо специально пророщенное зерно, может непосредственно вводиться в состав гранулированных комбикормов без предварительной сушки, чтобы максимально сохранить питательные вещества и витамины. Проращивание повышает пищевую и кормовую ценность зерна. Мука из проросшего зерна используется для приготовления продуктов питания повышенной пищевой ценности. Особенно такие продукты нужны людям, не переносящим молоко и молочные продукты, а в случае использования его в животноводстве в стартерных кормосмесях позволит экономить молоко, используемое для вскармливания молодняка. Наряду с проращиванием замоченное зерно с целью удлинения сроков его хранения можно подвергать глубокому замораживанию. При быстром глубоком замораживании вследствие резкого понижения температуры и скорости перехода воды в лед жизненные процессы быстро тормозятся. Но даже при очень низких температурах в замороженных продуктах полностью не прекращаются химические и биохимические реакции. Эти изменения при хранении вызываются действием ферментов, окислением, гидролизом и коллоидными реакциями. Уменьшение температуры затрагивает активацию протеиназы. Действие липазы проявляется даже при температуре минус 40 °С. Не снижается активность инвертазы, этим обусловлено накопление сахара в замороженной ткани [1]. При медленном замораживании и хранении при малых отрицательных температурах биохимические реакции не прекращаются, а некоторые, например окисление липидов, даже ускоряются. Во время хранения замороженных продуктов происходят и неферментативные химические изменения.

Кислород воздуха реагирует с различными компонентами продуктов, вызывая ухудшение их качества: изменяется вкус пищи, ее цвет, появляются неприятные запахи [2].

Причиной появления неприятного привкуса у замороженных плодов и овощей является дегидрирование фенолов, аминов, флавиноидов и аминокислот под воздействием каталазы и пироксидазы. Из этих ферментов пироксидаза более устойчива к действию отрицательных температур [3].

Исходя из вышеизложенного, процесс замораживания пищевых продуктов должен проходить максимально быстро и хранить замороженные продукты необходимо при достаточно низких температурах, чтобы исключить ухудшение их качества.

Задачей настоящего исследования явилось определение питательной ценности зерна злаковых и бобовых (пшеница, соя, фаба бобовых) культур и повышение ее в процессе различных способов обработки, включающих: а) замачивание в воде и растворах солей; б) сочетание замачивания с глубоким замораживанием; в) проращивание зерна с включением биологически ценных нутриентов целевой направленности и дальнейшее его использование в кормовых и пищевых целях.

Замачивание семян осуществляли в воде и растворах солей, хлорида натрия, морской соли, сорбиновой кислоты. Предварительное замачивание проводили с целью определения сорбции воды, необходимой для активизации ферментов и дальнейшего проращивания. Сочетание замачивания с глубоким замораживанием в холодильных камерах предполагали частичную деструкцию полимеров зерна, обогащением его доступными для усвоения веществами, снижение концентрации токсичных олигомеров рафинозной группы в семенах бобовых.

Для обеспечения процесса медленного замораживания использовались холодильные приборы абсорбционного типа, укомплектованные абсорбционными холодильными агрегатами (АХА). Известным недостатком АХА является низкая величина холодопроизводительности, как правило, не более 50 Вт на одну типичную холодильную машину [4]. Простое увеличение числа АХА не позволяет обеспечить требования к объемам перерабатываемой продукции, особенно в начальный период, когда и происходит замораживание.

Возникшие при разработке проблемы решали с помощью холодоаккумулирующих материалов (ХМ), позволяющих создать «запас» холодопроизводительности и тепловых труб (ТТ), обеспечивающих высокоэффективную (с минимальным термическим сопротивлением) тепловую связь на значительных расстояниях [5].



Рисунок 1 – Общий вид абсорбционной НТК

воздушный зазор 15...20 мм.

Конструктивное исполнение НТК с АХА позволяло изучать различные комбинации при установке шести ТТ в зоне испарительных участков АХА - по одной, две, три ТТ на один АХА (для камеры, соответственно, 2, 4, 6 ТТ).

Результаты экспериментальных исследований показали, что в незагруженной камере число труб практически не влияет на равномерность ее температурного поля. Снижение температуры в

Изучение ХМ и ТТ проводили на низкотемпературной камере (НТК) типа «ларь» с торцевым расположением двух АХА [6] (рис.1).

Полезный объем НТК составляла 180 дм^3 , а наружные размеры камеры – $1,020 \times 0,65 \times 0,95 \text{ м}$.

В качестве ХМ использовался водный раствор хлорида натрия (22-23%), который находился в полиэтиленовых прямоугольных емкостях размером $0,04 \times 0,080 \times 0,210 \text{ м}$. ТТ были выполнены по технологии НПО прикладной механики (Железногорск, Россия) и имели Г-образную конструкцию и омегаобразный профиль. Теплоноситель – аммиак. Длина зоны испарения ТТ – 0,19 м, конденсации – 0,24 м.

В качестве имитаторов продукта использовали водный раствор агара, приготовленный в соответствии с нормативными требованиями [7]. Размеры пакетов-имитаторов составляли $0,05 \times 0,1 \times 0,1 \text{ м}$, вес 0,5 кг. Пакеты размещались в проволочных корзинах размером $0,315 \times 0,38 \times 0,21 \text{ м}$, которые устанавливались в три яруса. Между корзинами и стенкой камеры выдерживался

камере из-за выравнивания температурных полей при переходе с двух ТТ на шесть не превышает 2 °С. При этом различная компоновка ТТ с прямолинейными участками испарителя практически не оказывает влияния на температурное поле незагруженной камеры (изменение температуры не превышает погрешности измерений т.е. 0,5°С). Это объясняется низкими величинами теплопритоков через ограждающие теплоизоляционные конструкции камеры в стационарном режиме и возможностью свободного перемещения воздуха в полезном объеме камеры. Особый интерес представляют пусковые (нестационарные) режимы, связанные с загрузкой камеры «теплыми» продуктами (имитаторами) с температурой плюс 25±1°С.

Серия таких исследований проводилась при номинальной тепловой нагрузке на АХА (по 112 Вт) в постоянном режиме, температуре окружающей среды 31...32°С, температуре в камере минус 20 ... минус 18°С.

Анализ результатов исследований показал, что удовлетворительные результаты в части продолжительности замораживания (температура на 10°С ниже криоскопической – минус 0,8... минус 1,2 °С) – не выше 36...44 ч не достигается, даже при минимальной степени загрузки.

При минимальной загрузке 0,27·Vк (где Vк – полный объем камеры) реализуется только режим охлаждения – не выше 4°С при продолжительности охлаждения 36 часов. Очевидно, что холодопроизводительности двух АХА недостаточно для интенсивного охлаждения загруженного продукта.

Для интенсификации режима охлаждения и замораживания имитаторов были использованы пакеты с ХМ в количестве: 10; 20; 40; 60 пакетов, вес ХМ составил, соответственно, 8; 16; 32; 48 кг.

Исследования проводились при средней степени загрузки камеры имитаторами – 0,56·Vк. Наличие предварительно замороженных продуктов (пакетов ХМ) позволило реализовать требуемые режимы замораживания при сорока и шестидесяти шт./пакетов. Пакеты при этом были уложены в корзины верхнего (третьего) яруса. При установке 10 и 20 пакетов с ХМ достигнута требуемая продолжительность охлаждения, температура через 36 ч составила, соответственно, 0,5 и 5,3°С.

Оценочные расчеты аккумулирующей способности используемого ХМ показали наличие запаса как по теплоте фазового перехода, так и по теплоемкости. Ограничительным фактором здесь является высокое термическое сопротивление цепочки «продукт - воздух в камере – стенка камеры – источник холода», обусловленное значительными геометрическими размерами объекта.

Как показали измерения температурных полей при загрузке «теплого» продукта температурный перепад между стенками камеры и испарителем достигает через 1 час работы 42°С без ХМ и 26°С с ХМ, тогда как в незагруженной камере эта величина не превышает 3...4°С.

Для устранения таких температурных перекосов на стенках камеры были установлены четыре ТТ. Результаты исследований, проведенных как при наличии ХМ, так и без ХМ показали, что ТТ позволяют снизить уровень температур теплого пакета через 36 часов работы на 5...7°С без ХМ и на 2...3°С с ХМ. При этом реализуется и режим замораживания при загрузке 20 пакетов ХМ, а при отсутствии ХМ – режим охлаждения (не выше 4 °С) при средней загрузке камеры.

Таким образом, проведенные исследования по влиянию на температурно-энергетические режимы загруженной камеры числа ТТ и количества ХМ позволили определить оптимальные условия процессов охлаждения и замораживания продуктов:

- а) количество ТТ в камере – 4;
- б) оптимальная степень загрузки – 0,56·Vк ;
- в) количество пакетов с ХМ, предварительно замороженных до температуры минус 18 °С и установленных в верхнем ярусе корзин, не более 20 шт.

В полученных продуктах после замачивания, проращивания и глубокого замораживания определяли способность семян к наполнению вегетационной влаги, энергию прорастания семян, содержанием сахаров, активность ингибиторов.

Данные по наполнению вегетационной влаги семенами зерновых культур при разных условиях обработки представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Накопление вегетационной влаги в семенах зерновых культур (%на а.с.в.)

Зерно	Исходное	После замачивания в течении 24 ч	После проращивания в течении 48 ч	Глубокое замораживание в течении 30 дней
Просо	8,90	22,58	53,40	51,65
Пшеница	11,10	47,06	67,72	43,99

Овес	10,05	58,22	84,18	82,05
Кормовые бобы	9,61	54,09	60,90	65,33

Как видно из приведенных данных, семена различных культур в разной степени сорбируют влагу при замачивании. Наибольшее количество вегетационной влаги сорбируют семена овса, что, очевидно, связано как с размерами пор в оболочках, так и с присутствием различных гидроколлоидов в составе семян.

С увеличением времени замачивания (более 24 часов) количество адсорбированной практически не меняется. В то же время в процессе глубокого замораживания идет как бы частичное подсыхание семян, о чем свидетельствует более высокое значение сухих веществ.

Замачивание семян в различных растворах влияет на энергию их прорастания. Энергия прорастания - это количество зерен с вышедшими за пределы покрова зерна ростками или корешками, выраженная в процентах на 100 замоченных зерен.

Для замачивания были выбраны вода, раствор сорбиновой кислоты 0,025% (как антисептик) для подавления микрофлоры и 0,01% раствор морской соли с целью обогащения минеральными веществами прорастающее зерно. Данные по влиянию условий замачивания при постоянной температуре $20 \pm 0,5$ °C на энергию прорастания зерен пшеницы представлено в табл.2.

Таблица 2 – Энергия прорастания семян в зависимости от условий замачивания

Показатели	Раствор для замачивания		
	Вода	Сорбиновая кислота, 0,025 %	Морская соль, 0,01 %
Энергия прорастания, %	90,5	83,87	50,0

Как свидетельствуют полученные данные, раствор морской соли угнетает процесс прорастания семян пшеницы и количество проросших зерен самое низкое (50%). Раствор сорбиновой кислоты по сравнению с контролем. При этом зерна не имели неприятный запах, и их поверхность была чистой, без признаков плесени или слизи.

Сочетания таких технологических способов обработки семян как замачивание с последующим проращиванием или замораживанием в значительной степени улучшают их качество.

Так, замачивание семян как пшеницы так и сои в различных растворах (вода, морская соль, сорбиновая кислота) приводит к повышению количества редуцирующих веществ в экстрактах семян (табл. 3).

Повышение массовой доли редуцирующих сахаров при замачивании в разных растворах, очевидно, связано с активацией ферментов, прежде всего амилаз, и частично гидролизом крахмала.

При проращивании наблюдаются глубокие изменения химического состава семян, активизируются ферменты, в первую очередь гидролитические (амилаза, протеаза, липаза), идет активное расщепление биополимеров и накопление более простых компонентов, необходимых для развития ростка.

В табл. 4 приведены данные по изменению химического состава семян кормовых бобов (*Fafa Vicia*) при проращивании.

Таблица 3 – Влияние условий технологической обработки семян на накопление редуцирующих веществ (% на в.с.в.)

Сырье	Исходное сырье	Замачивание в течении 48 ч при температуре плюс $20 \pm 0,5$ °C		Проращивание в течении 48 ч при температуре плюс $20 \pm 0,5$ °C	Глубокое замораживание в течении 24 ч при температуре минус 20 °C	
		Вода	Морская соль		Вода	Морская вода
Пшеница	1,92	3,98	3,70	14,62	5,32	5,12

Соя	Шелушенная	1,72	4,62	5,90	-	5,52	4,71
	не шелушенная	1,55	4,70	6,90	-	5,08	5,76

Таблица 4 – Изменение химического состава кормовых бобов при проращивании (массовая доля в сухом продукте, %)

Показатели	Продолжительность проращивания, ч				
	0 (исходное зерно)	24	72	144	
Крахмал	47,52	44,65	43,38	40,79	
Сахароза	2,94	3,11	3,50	4,54	
Жир	1,64	1,28	1,23	0,91	
Азот	Общий	5,99	5,76	5,79	5,67
	Белковый	4,66	4,56	4,46	4,39
	Небелковый	0,29	0,60	0,86	1,22
	Азот стромы	0,72	0,60	0,47	0,38
	Аминный азот	0,17	0,32	0,41	0,61

Как следует из приведенных данных, при проращивании наблюдается накопление в экстрактах пророщенных семян свободных сахаров за счет расщепления крахмала. Количество азота аминокислот и небелкового азота растет по мере увеличения времени проращивания. Значительные изменения претерпевают и липиды зерна, к концу 6-х суток проращивания концентрация жира уменьшается более чем на 40%. Даже резко снижается концентрация трудногидролизуемого белка стромы.

Глубокое замораживание как семян пшеницы, так сои также приводит к увеличению редуцирующих веществ (РВ) в экстрактах.

В табл. 5 приведены данные по изменению содержания РВ в семенах пшеницы при их длительном хранении в замороженном состоянии.

Таблица 5 – Содержание редуцирующих веществ в зерновках пшеницы в процессе длительного замораживания (%а.с.в.)

Показатель	Условия обработки				
	Исходное зерно	Замоченное в воде в течении 24 ч	Глубокое замораживание, сутки		
			1	2	3
Редуцирующие вещества (РВ)	1,89	4,99	8,19	7,80	6,91

Таким образом, при глубоком замораживании семян пшеницы (предварительно замоченных в воде) уже в первые сутки резко возрастает массовая доля сахаров по сравнению с исходным зерном (8,19 и 1,89% соответственно). А затем при длительном хранении до 30 и более суток количество сахаров в экстрактах замороженных семян снижается, что вероятно связано с частичным их расходом на дыхание. Так, по данным Головина Н.А. [2] хранение при пониженных температурах большинства видов овощей приводит к интенсификации расщепления крахмала и образования сахаров. В то же время у некоторых культур как, например овощной горох, при хранении с замораживанием наоборот синтезируется крахмал. Кроме того, часть сахаров действительно расходуется на дыхание.

По известным данным литературы предварительная обработка семян перед проращиванием слабыми растворами минеральных кислот и солей способствует получению хорошего солода и снижению в нем ингибиторов протеаз.

Проведенное нами исследование по влиянию предварительного замачивания семян кормовых бобов (Fafa Vicia Z) в растворах хлорида натрия (0,5% р-р) и сорбиновой кислоты (0,025%) с последующим проращиванием показали, что такая обработка способствует снижению количества ингибиторов трипсинового переваривания казеина (ТИА), хотя полной их инактивации добиться не удалось (табл. 6).

Таблица 6 – Зависимость концентрации ингибиторов трипсина в пророщенных фабабобах от условий предварительного замачивания

Растворы для замачивания	Проращивание в течение, ч			
	24		48	
	Концентрация ингибиторов трипсина, в			
	Мг/г	% торможения	Мг/г	% торможения
Вода	78,8	63,35	24,6	10
Сорбиновая кислота	13,39	20,60	6,77	9,84

Хлорид натрия	5,95	9,20	9,88	13,98
---------------	------	------	------	-------

Таким образом, предварительное замачивание кормовых бобов в растворах сорбиновой кислоты и хлорида натрия уже к концу первых суток последующего проращивания приводит к резкому снижению концентрации ингибиторов трипсина (ТИА) и последующим уменьшением их концентрации при более длительном проращивании.

Одновременно при проращивании уже к концу первых суток проращивания практически полностью разрушаются токсичные олигосахариды рафинозной группы.

Длительное глубокое замораживание, как один из методов биотехнологической обработки семян в меньшей степени, чем при проращивании, но также приводит к снижению ингибиторов трипсинового переваривания (табл. 7).

Таблица 7 – Изменение концентрации ТИА (мг/г) в экстрактах семян сои при длительном глубоком замораживании

Сырье		Продолжительность хранения замороженных семян, сутки			
		Исходное зерно	14	30	120
Соя	шелушенная	18,8	7,38	7,07	4,96
	не шелушенная	15,02	7,96	7,53	4,47

ВЫВОД

Снижение активности ингибиторов белкового переваривания при замораживании и длительном хранении замороженных семян сои, очевидно, связано с активацией протеаз и частичным гидролизом белковых компонентов ингибиторов при замораживании. Таким образом, применяя разнообразные методы обработки семян - замачивание, проращивание, длительное замораживание - можно в значительной степени улучшить их питательную ценность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алмаши Э., Эрдели Л., Шарой Т. Быстрое замораживание пищевых продуктов. - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 408 с.
2. Головин Н.А. Холодильная технология пищевых продуктов. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 240 с.
3. Чижов Г.Б. Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов. М.: Пищевая промышленность, 1979. – 272 с.
4. Захаров Н.Д., Титлов А.С., Васылив О.Б., Тюхай Д.С. Новые конструкции энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных аппаратов // Холодильная техника и технология. – 1998. – Вып.1. – №58. – С.44-52.
5. Чи С. Тепловые трубы: Теория и практика. – М.: Машиностр., 1981. – 207 с.
6. Титлов А.С., Завертанный В.В., Васылив О.Б., Ленский Л.Р. Экспериментальные исследования температурно-энергетических характеристик низкотемпературных камер на основе АДХМ // Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. – 1998. – Вып.1. – С.60–67.
7. ГОСТ 16317-95(ИСО5155-83, ИСО 7371-85, МЭК 335-2-24-84). Приборы холодильные электрические бытовые. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1995. ДСТУ 2295–93.

УДК 664.72.004:504

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР

С.Н. Петушенко, А.С. Титлов

*Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины
E-mail: sergeinp1965@mail.ru, titlow@mail.ru*

Актуальность использования искусственного холода при первичной обработке и хранении зерна на входе определяется следующими факторами.

Во-первых, разработка охлаждающих комплексов позволит осуществлять холодильную обработку сельскохозяйственного сырья непосредственно в местах его заготовок и способствует повышению качества и продолжительности сроков хранения [1].

Во-вторых, метод охлаждения зерна позволяет хранить зерно и семена масличных культур с повышенной влажностью на протяжении длительного времени [2].

В-третьих, кроме того, что метод сохраняет качество зерна, он является экологически чистым — традиционная в странах СНГ сушка, как правило, проводится смесью топочных газов и воздуха, что вызывает загрязнение канцерогенными веществами. Охлажденное зерно остается экологически чистым (исключается загрязнение углеводородами, сажей, окислами серы и азота, тяжелыми металлами, нитритами и нитратами) и качественным (отсутствует денатурация белка) [1,2].

В-четвертых, предотвращение потерь объема и качества вследствие жизнедеятельности насекомых можно эффективно избежать при охлаждении урожая до температуры ниже 13 °С.

При соответствующих низких температурах насекомые впадают в зимнюю спячку и не приносят вреда складированному зерну (рис. 1) [4, 5].

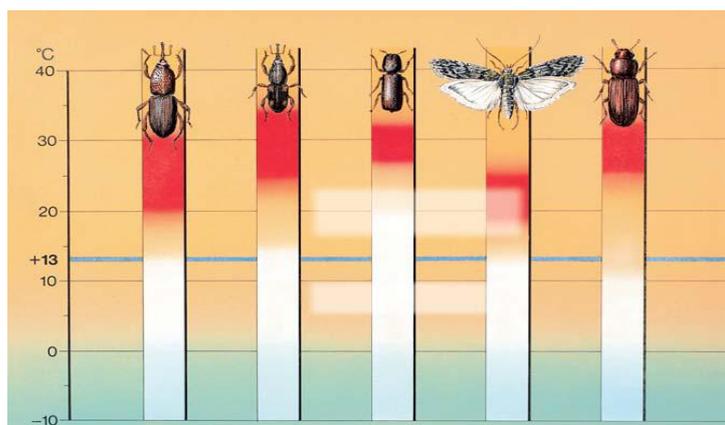


Рисунок 1 – Условия жизнедеятельности насекомых-вредителей

В-пятых, реализация профилактики роста плесневых грибов. Благоприятным условием для развития плесневых грибов, в числе прочего, является тепло, а охлаждение зерна предотвращает его [3-5].

В-шестых, удастся избежать дорогой и вредящей окружающей среде химической обработки зерна [3, 4, 6]. Химические субстанции, необходимые для газации, влекут за собой существенные расходы и сложную процедуру.

В-седьмых, отсутствие потерь при перескладировании. При обычном складировании без охлаждения зачастую необходимо перескладирование, также необходимо дополнительное свободное складское помещение (камера силоса), при этом при каждом перескладировании имеют место потери до 0,03 % общего количества. К этому добавляется экономия на энергоснабжении технических установок [4-6].

В-восьмых, минимизация потерь вследствие дыхания зерна. В статичном состоянии насыпь зерна крайне медленно принимает энергию. Это является результатом изолирующего эффекта воздуха в промежуточных пространствах между зёрнами и малой контактной поверхности зёрнен. В связи с этим теплое зерно при низкой наружной температуре воздуха долго сохраняет тепло. Соответственно, на основании того же самого эффекта охлажденное зерно долго остается холодным.

Следует отметить, что среди всех типов зерновых продуктов особый интерес для низкотемпературной сушки представляют сорта мелкого зерна (рапс, лен, просо, горчица, амарант и др.). Они из-за незначительного характерного линейного размера наиболее подвержены повреждению при сушке нагревом.

В настоящее время отсутствуют какие-либо данные по кинетике охлаждения зерна и процессов тепломассообмена в этих условиях.

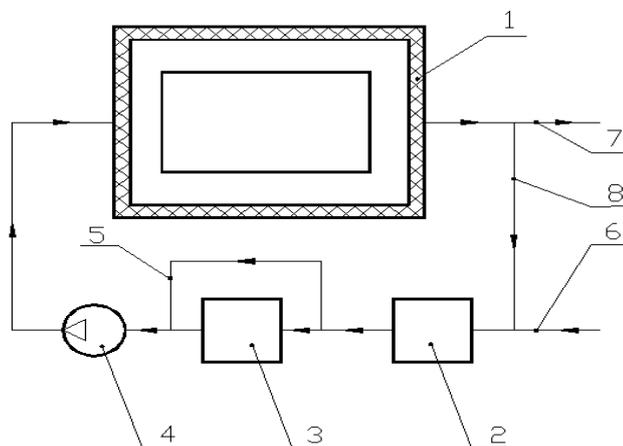
Целью данной работы является изучение особенностей режимов тепловлажностной обработки зерновых продуктов в широком диапазоне температур и влагосодержаний потока воздуха, как агента низкотемпературной сушки.

Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен стенд, представленный на рис. 2.

С целью сокращения количества опытов, повышения достоверности полученных результатов и упрощения их обработки, наиболее целесообразно применение методов планирования многофакторных экспериментов и соответствующих программ для обработки и статистического анализа результатов [8,9].

В процессе проведения экспериментальных исследований для определения скоростей и расхода воздуха микроанометр ММН и дифференциальная трубка Пито.

Температура воздуха и зерна определялась с помощью термометров сопротивления и электронного блока.



1 – сушильная камера; 2 – охладитель воздуха; 3 – нагреватель воздуха; 4 – вентилятор;
5 – обводной воздуховод; 6 – воздуховод подвода свежего воздуха; 7 – воздуховод отработанного воздуха; 8 – воздуховод рециркуляционного воздуха

Рисунок 2 – Схема стенда для исследования режимов низкотемпературной обработки зерна мелкосеменных культур

Относительная влажность воздуха определялась с помощью психрометра Ассмана. Количество уносимой влаги из зерна весовым способом с помощью электронных лабораторных весов. Начальная и конечная влажность зерна определялась в лабораторных условиях на приборе СЕШ-3М.

Были проведены экспериментальные исследования кинетики охлаждения мелкосеменных культур от режимов охлаждения — семян рапса и проса.

На рис. 3 и 4 приведены зависимости изменения температуры семян рапса и проса при их охлаждении воздухом с температурой. Начальная массовая доля влаги исследованных образцов семян составляла 14 %.

В первом случае (рис. 3) охлаждение зерна сопровождалось снижением его влажности на 1,13%, во втором случае (рис. 4) — на 0,98%.

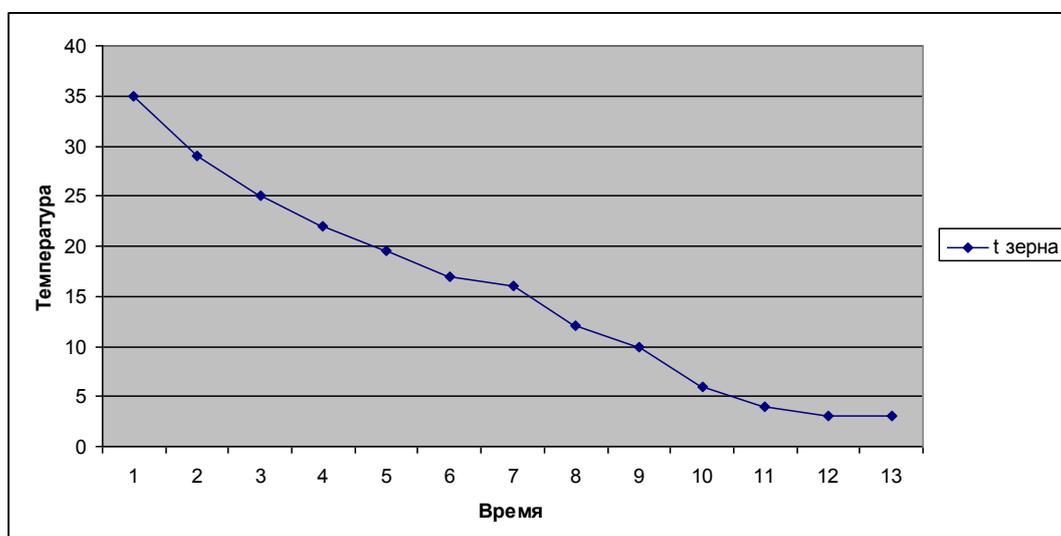


Рисунок 3 – Зависимость температуры семян рапса от продолжительности его охлаждения: толщина слоя семян 200 мм, температура воздуха плюс 2 °С, начальная температура зерна плюс 35 °С

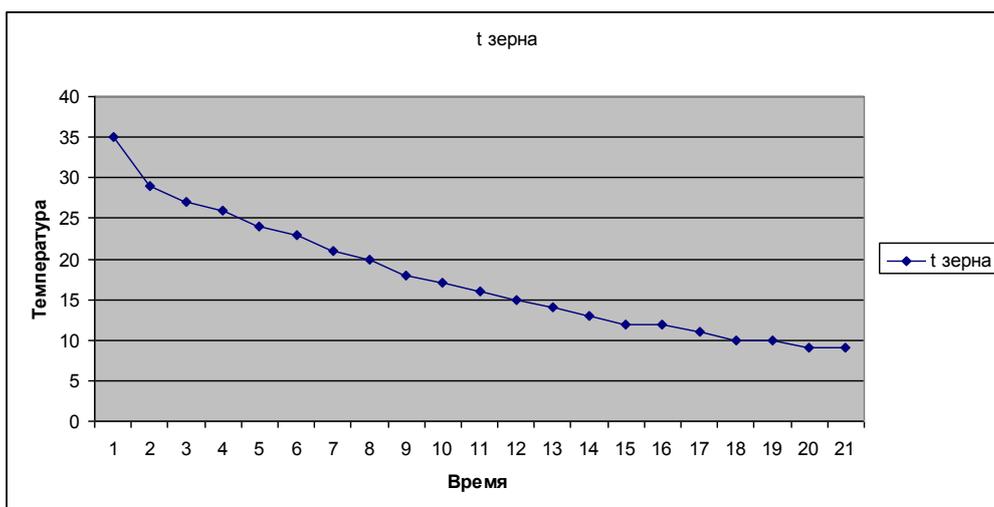


Рисунок 4 – Зависимость температуры семян проса от продолжительности его охлаждения: толщина слоя семян 300 мм, температура воздуха плюс 8 °С, начальная температура зерна плюс 35°С

ВЫВОДЫ

1. Охлаждение зерна мелкосеменных культур ниже окружающей среды сопровождается частичным его осушением для рапса — 1,13 %, для проса — 0,98 %.

2. Максимальная интенсивность уноса влаги наблюдается вначале термообработки. Так, например, при снижении температуры на 50 % от начальной температуры зерна унос влаги составляет для рапса — 90 %, проса — 80 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петруня Б.Н., Титлов А.С., Кудашев С.Н. Перспективы использования холодильных систем для хранения зерна // Хранение и переработка зерна. – 2002. – № 12. – С. 33-34.
2. Станкевич Г.Н., Петруня Б.Н., Бичинюк И.И., Лищенко Ю.В. Консервация зерновой массы с использованием искусственно охлажденного воздуха // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – Одеса: 2001. – Вып. 21. – С. 39-41.
3. Малин Н.И. Технология хранения зерна. – М.: КолосС, М19 2005. – 250 с.
4. Lacey J, Hill ST, Edwards MA (1980) Microorganisms in stored grains; their enumeration and significance, Tropical stored product information 396 Getreide Jahrbuch 2002/2003, Verlag Moritz Schäfer, Detmold.
5. Barth F (1995) Cold storage of Paddy – the solution to your storage problems, World Grain, July 1, Sosland Publishing Co, Kansas City/USA.
6. Bakker-Arkema FW, Maier DE, Mühlbauer W, Brunner H (1990) Grain-chilling in the U.S.A. to maintain grain-quality, World Grain, January 1, Sosland Publishing Co, Kansas City/USA
6. Дмитрук Е.А., Петруня Б.Н. Использование искусственного холода при хранении зерна // Хранение и переработка зерна. – 2000. – № 10. – С. 27-28.
7. Чаусовский Г.А. Математическое моделирование процессов хранения кормового сырья. – Запорожье, 1988. – С. 79-81.
8. Надиров Р.А., Егоров С.В., Ли Сен Гу Моделирование процесса сушки зерна в шахтных зерносушилках. Науч.-техн. бюл. ВИМ – 1989. – Т. 74. – С. 21-25.

УДК 621.575

ТЕПЛОВАЯ МОДЕЛЬ ХОЛОДИЛЬНОЙ КАМЕРЫ БЫТОВОГО АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА

Г.М. Редунов, А.О. Холодков, А.С. Титлов

Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины

Основной задачей энергосберегающего управления АХП является повышение энергетической эффективности посредством поддержания оптимального режима работы [1]. Понятие оптимальности многогранно и должно быть конкретизировано для каждого отдельного случая. Для АХП критерий оптимальности должен учитывать необходимость поддержания требуемых температурных режимов при холодильном хранении пищевых продуктов.

Применение систем автоматического регулирования в большинстве моделей бытовой холодильной техники как компрессионного, так и абсорбционного типа, как правило, сводится к установке манометрических реле температуры, которые, однако, имеют высокую погрешность измерения температуры и не удовлетворяют современным требованиям (цифровая индикация режимов холодильного хранения, поддержание заданного уровня температур холодильного хранения) [2].

Бытовые абсорбционные холодильники и морозильники принадлежат к числу статических объектов с большой тепловой инерцией и медленно изменяющейся тепловой нагрузкой на испаритель, что не предъявляет особых требований к системам поддержания температурных режимов, однако ограниченные возможности воздействия – практически только посредством изменения тепловой нагрузки на генераторе [3, 4], значительно усложняют алгоритмы управления.

Современный уровень развития электронной техники позволяет создавать всевозможные системы управления без каких-либо ограничений по сложности их алгоритмов [5]. В настоящее время в бытовой холодильной технике получают развитие системы управления, получившие название «Fuzzy Logic» («нечеткой логики»). Такие системы позволяют поддерживать заданную температуру хранения с минимальным отклонением и, одновременно, снизить энергопотребление холодильного прибора. Так, например, фирма «Electrolux» в новых моделях минибаров (RH340LD, RH341LD, RH355LD) с системами «Fuzzy Logic» добилась снижения энергопотребления, по сравнению с аналогами до 40 % [6].

Объектом исследования являлась холодильная камера (ХК) абсорбционного холодильного прибора (АХП). В состав АХП кроме ХК входит и абсорбционный холодильный агрегат (АХА). Физическая сущность такого объекта связана с преобразованием температуры, он будет обладать статическими (k_0) и динамическими свойствами (T_0, τ_0). Следовательно, процессы, протекающие в ХК можно описать с помощью дифференциального уравнения 1-го или 2-го порядков, т.е. динамическими звеньями 1-го или 2-го порядков с запаздыванием вида (*) (**) (всегда характерные для реальных объектов).

В результате проведения реальных экспериментов на АХП и шлюпочным двухцилиндровым дизелем 20 л.с. на базе Одесской национальной морской академии [7] были получены реальные переходные характеристики (ПХ) температуры в ХК в зависимости от изменения электрической мощности или тепла выхлопных газов, подводимой к нагревателю. По одной из ПХ была проведена идентификация объекта управления (ОУ) – холодильной камеры. Получены передаточные функции W в виде дифференциальных уравнений (ДУ), описывающие данный объект.

Идентификация проводилась по известным в теории автоматического управления (ТАУ) методикам: для модели 1-го порядка и для модели 2-го порядка. Полученная в результате эксперимента (экспериментальная ПХ) и ПХ моделей приведены на рис. 1 и рис. 2.

Структурно АХА состоит из следующих элементов: испаритель, абсорбер, подъемный и опускной дефлегматоры, генераторный узел – нагреватель (выхлопными газами после утилизационного котла с температурой 110-180 °С), конденсатор, ЖТО (жидкостные теплообменники), промежуточные теплообменники.

Всего схема более 10 элементов, каждый из них хорошо описывается ДУ вида

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) \quad (1)$$

В теории идентификации динамических объектов есть методы сводящие множество ДУ к одному ДУ 1-2 –го порядка с запаздыванием вида (*) (**), т.е.

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) \quad ; (*) \quad T_0^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) \quad ; (**)$$

Параметрическая идентификация проводилась путем минимизации интегрального модульного критерия (интегрального средне модульного отклонения между экспериментальной ПХ и модельной ПХ (***)).

$$R = \min_{t_k} \frac{1}{T_k} \int |\Theta_{\text{э}}(t) - \Theta_{\text{мм}}(t)| dt \quad ; R_1=0,56 \text{ } ^\circ\text{C}; R_2=0,38 \text{ } ^\circ\text{C}; (***)$$

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) \quad ; \quad 9860 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = -0,23 \cdot (t - 8170) \quad ;$$

$$T_0^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) \quad ; \quad 6540^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2 \cdot 6540 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = -0,23 \cdot (t - 4300)$$

Интегральный модульный критерий: $I_2 = \int_0^\infty |\Delta y(t)| dt$ – характеризует площадь, расположенной

между двумя кривыми (рис.1 и 2) т.е. экспериментальной ПХ и ПХ модели.

Одновременно решается проблема проверки синтезированной модели на ее адекватность экспериментальной ПХ.

Передаточные функции (ДУ), полученные при идентификации:

$$W^o(p) = \frac{-0,23 \cdot e^{-\tau_0 \cdot p}}{T_0 \cdot p + 1} \quad ; \quad W^o(p) = \frac{-0,23 \cdot e^{-8170 \cdot p}}{9860 \cdot p + 1} \quad ;$$

а) для модели 1-го порядка:

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) \quad ; \quad 9860 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = -0,23 \cdot (t - 8170) \quad (*)$$

$$W^o(p) = \frac{-0,23 \cdot e^{-\tau_0 \cdot p}}{(T_0 \cdot p + 1)^2} \quad ; \quad W^o(p) = \frac{-0,23 \cdot e^{-4300 \cdot p}}{(6540 \cdot p + 1)^2}$$

б) для модели 2-го порядка:

$$T_0^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) \quad ;$$

$$6540^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2 \cdot 6540 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = -0,23 \cdot (t - 4300) \quad (**)$$

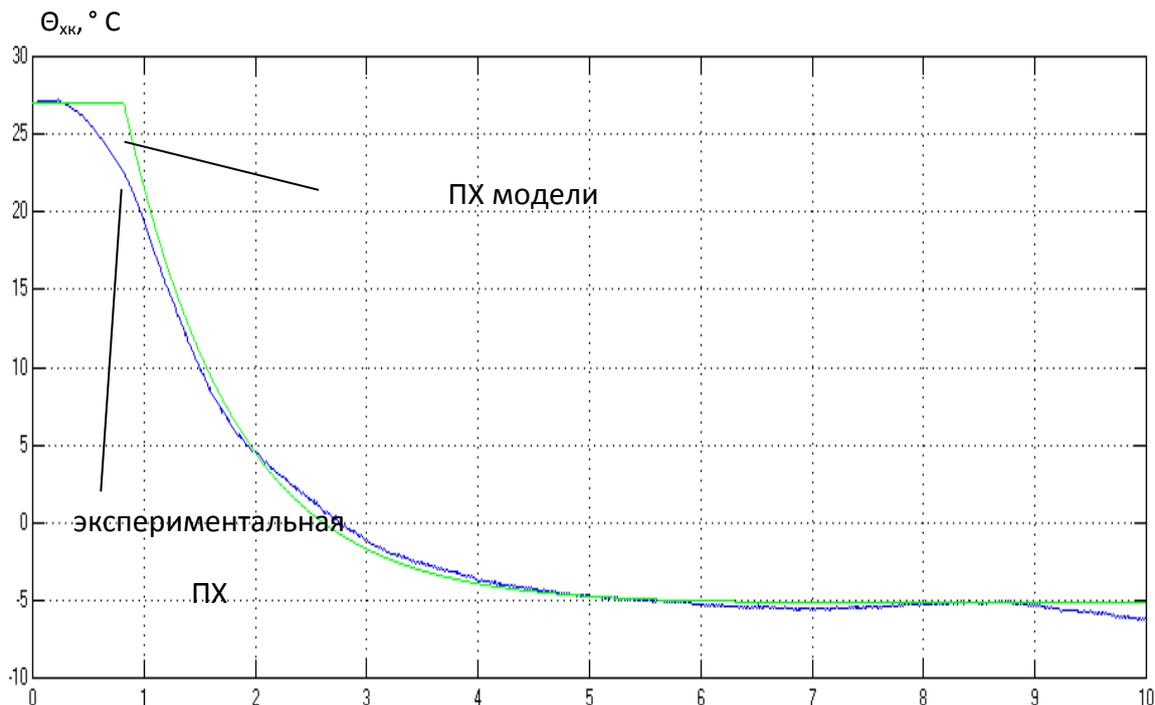


Рисунок 1 – Результаты моделирования экспериментальной ПХ и ПХ модели 1-го порядка

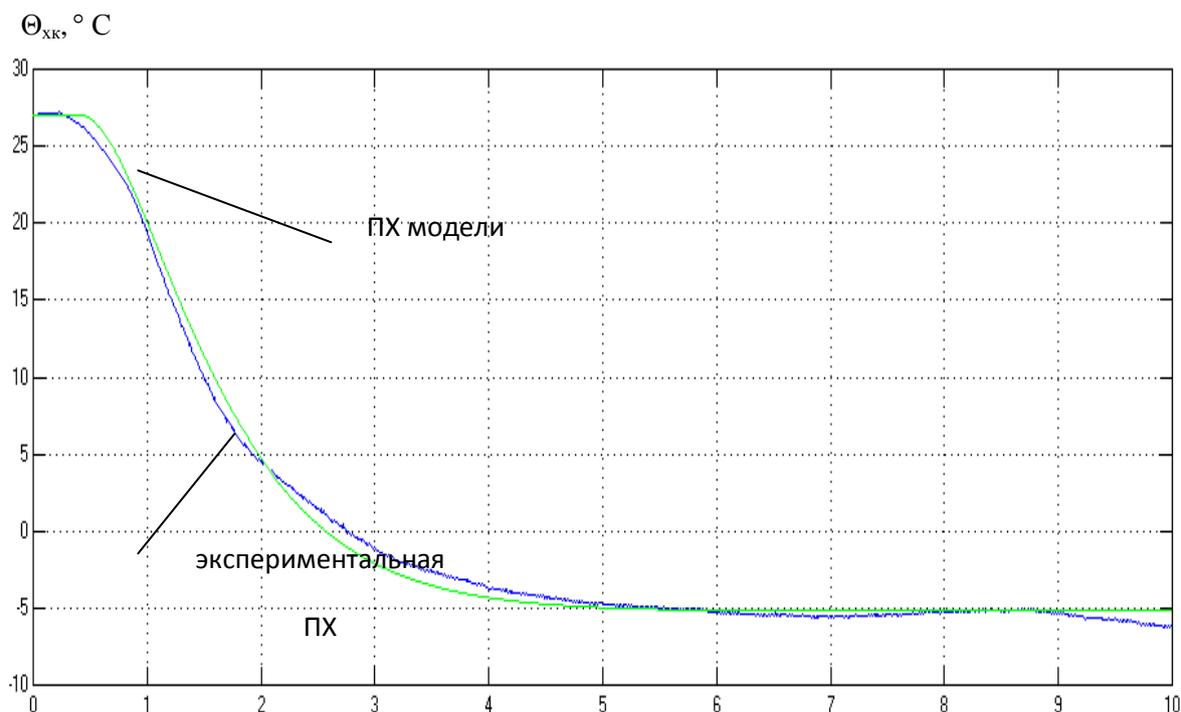


Рисунок 2 – Результаты моделирования экспериментальной ПХ и ПХ модели 2-го порядка

Из рис. 1 и 2 видно, что наиболее точно экспериментальную ПХ описывает модель 2-го порядка. Поэтому в дальнейших экспериментах будем использовать именно ее.

Таким образом:

$k_o = -0,23$ – коэффициент передачи объекта; $T_o = 6540$ с – постоянная времени инерционности объекта; $\tau_o = 4300$ с – время запаздывания объекта управления (ОУ).

Выбор принципа построения системы автоматического регулирования проводится следующим образом. Существует 4 различных принципа построения систем автоматического регулирования (САР), обеспечивающих реализацию требуемого закона изменения регулируемой величины:

- принцип разомкнутого управления;
- принцип разомкнутого управления по возмущению;
- принцип замкнутого управления;
- комбинированный принцип управления.

Мы будем использовать принцип замкнутого управления.

Выбор алгоритма регулирования проводится следующим образом.

В инженерной практике наиболее часто используются типовые алгоритмы регулирования. САР с типовыми алгоритмами показывает хорошее соотношение «качество – сложность», причем САР с типовыми алгоритмами имеют достаточно высокую грубость, они поддерживаются соответствующим аппаратным обеспечением и программными средствами, для них разработаны упрощенные методики расчёта настроечных параметров алгоритмов управления. К типовым алгоритмам относят следующие:

- П (пропорциональный);
- ПИ (пропорционально-интегрирующий);
- ПД (пропорционально-дифференцирующий);
- (пропорционально-интегрирующий-дифференцирующий).

В нашем случае объект исследования обладает статическими свойствами. Из теории известно, что в САР со статическим объектом и П- или ПД-регуляторами присутствует ошибка статизма. Ошибка статизма – достаточно негативное явление. Для того чтобы исключить ошибку статизма необходимо использовать ПИ- или ПИД-алгоритмы управления.

В ходе исследования будем использовать различные алгоритмы управления: П-, ПИ-, ПД- и ПИД-регуляторы. Запишем для них уравнения и передаточные функции:

П-алгоритм регулирования (регулятор):

$$u(t) = k_p \cdot \Delta y(t) + u(0); W_{PI}(p) = k_p,$$

где k_p – коэффициент передачи регулятора.

ПИ-регулятор:

$$u(t) = k_p \left(\Delta y(t) + \frac{1}{T_u} \int_0^t \Delta y(t) dt \right) + u(0); W_{PII}(p) = k_p \left(1 + \frac{1}{T_u p} \right),$$

Где T_u – постоянная времени интегрирования регулятора.

ПД-регулятор:

$$u(t) = k_p \cdot \left(\Delta y(t) + T_{np} \cdot \frac{d\Delta y(t)}{dt} \right) + u(0); W_{PID}(p) = k_p (1 + T_{np} p),$$

Где T_{np} – постоянная времени предварения регулятора.

Для ПИД алгоритма:

$$u(t) = k_p \left(\Delta y(t) + \frac{1}{T_u} \int_0^t \Delta y(t) dt + T_{np} \cdot \frac{d\Delta y(t)}{dt} \right) + u(0);$$

$$W_{PIID}(p) = k_p \left(1 + \frac{1}{T_u p} + T_{np} p \right).$$

Формулирование цели исследования.

Задача оптимального параметрического синтеза САР может быть сформулирована так: необходимо найти такие значения параметров УУ \bar{b}_φ^* , удовлетворяющие ограничениям \bar{b}_φ^{don} , чтобы при заданных моделях объекта регулирования W^0 и входных воздействий F, Y^{zd} выбранный критерий оптимальности I достигал бы своего наилучшего (экстремального) значения:

$$\bar{b}_\varphi^* = \arg \min(\max) I(W^0, F, Y^{zd}, \varphi, \bar{b}_\varphi, \bar{b}_\varphi^* \in \bar{b}_\varphi^{don}).$$

Выбор показателей качества переходного процесса в САР

Прямые показатели качества характеризуют переходные процессы (ПП) с разных сторон, но бывают случаи, когда они противоречат друг другу. Для задач оптимизации удобнее использовать интегральные показатели, характеризующие ПП в целом. Наиболее часто применяются следующие критерии:

1. Линейный интегральный критерий: $I_1 = \int_0^\infty \Delta y(t) dt$ – характеризует площадь под кривой ПП;

2. Интегральный модульный критерий: $I_2 = \int_0^\infty |\Delta y(t)| dt$ – характеризует сумму площадей, расположенных над осью абсцисс;

3. Интегральный квадратичный критерий: $I_3 = \int_0^\infty (\Delta y(t))^2 dt$ – большие отклонения Δy «штрафуются» больше, малые – меньше;

4. Интегральный квадратичный критерий, учитывающий величину скорости протекания ПП:

$$I_4 = \int_0^\infty \left((\Delta y(t))^2 + \left(T_y \cdot \frac{d\Delta y(t)}{dt} \right)^2 \right) dt,$$

где T_y – весовой коэффициент, отражающий своей величиной степень компромисса между требованиями минимизации площади под $\Delta y^2(t)$ и под $\Delta \dot{y}^2(t)$.

Для нашего случая был выбран последний критерий, как наиболее полно удовлетворяющий взаимоисключающим требованиям к качеству процессов в АХА и ХК.

Выводы

Моделирование переходных процессов АХА и ХК позволило определить подходы к дальнейшему повышению энергетической эффективности АХП методами автоматического управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ужанский В. С. Автоматизация холодильных машин и установок.- М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982. – 304 с.
2. Laguerre O. The analysis of the factors determining temperature in a house refrigerator // Int.J. Refr. GB, 2002.08. – Vol. 25. – № 5. – 653–659.
3. Васылив О. Б., Титлов А.С. Поиск энергосберегающих режимов работы серийных абсорбционных холодильных аппаратов // Холодильная техника и технология. – 1999. – № 60. – С. 28–37.
4. Василів О. Б. Оптимізація режимів роботи побутових абсорбційних холодильних апаратів різного функціонального призначення// Наукові праці Одес. держ. акад. харч. технологій. – 1998. – № 18 – С. 174–179.
5. Куо Б. Теория и проектирование цифровых систем управления. -М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
6. Титлов А.С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис...д-ра техн. наук : 05.05.14 / Титлов Александр Сергеевич. – Одесса, 2008. – 447 с.
7. Коханський А.І., Редунов Г.М., Титлов А.С. Перспективи застосування на морських судах абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) / Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вип. 7. – 2011. – С.103–107.

УДК 664.724(075.8)

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ХРАНЕНИЯ ЗЕРНА В УКРАИНЕ И СТРАНАХ СНГ

А.С. Титлов, С.Н. Петушенко

*Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины
E-mail: titlow@mail.ru, sergeinp1965@mail.ru*

Актуальность использования искусственного холода при хранении зерна определяется следующими факторами.

Во-первых, использование в последнее время высокопроизводительных зерноуборочных машин и специализированных транспортных средств значительно сократило время заготовок, но создало проблемы, связанные с хранением значительных объемов влажного зерна. Зачастую имеющейся сушильной техники недостаточно для обработки всего поступающего зерна в сжатые сроки, однако, наращивание тепловых мощностей в большинстве случаев экономически неоправданно [1].

Во-вторых, традиционные методы хранения (предварительная очистка, сушка, окончательная очистка и хранение в элеваторе или зерноскладе) связаны с потерями зерна на каждом из этапов. Вместе с тем, как показывает практика, использование искусственного холода, в конечном счете, на 25...30 % экономичнее тепловой обработки зерна – потери сухого вещества во время дыхания зерна при температуре 20°C втрое больше, чем при 10 °C.

Охлажденное зерно не подвержено самосогреванию, в нем не развиваются вредители, отсутствует необходимость его перемещения из одной емкости в другую, т.е. отсутствуют дополнительные отходы, меньше расход электроэнергии и износ оборудования.

В-третьих, традиционная в Украине и странах СНГ сушка, как правило, проводится смесью топочных газов и воздуха, что вызывает загрязнение канцерогенными веществами. Так, даже в муке высшего сорта, обнаруживается бензопирен, несмотря на то, что зерно на мукомольных предприятиях обрабатывают большим количеством воды (2 л воды на 1 кг зерна) [2]. В то же время, охлажденное зерно остается экологически чистым (исключается загрязнение углеводородами, сажей, окислами серы и азота, тяжелыми металлами, нитритами и нитратами) и качественным (отсутствует денатурация белка).

В-четвертых, хлеб, крупа и мучные изделия являются основными продуктами питания населения Украины и стран СНГ.

Идея использования искусственного холода не нова и уже давно применяется за рубежом в США, Германии, Японии, Австралии и других высокоразвитых странах.

Германия ежегодно охлаждает у себя и в других странах до 70 млн. тонн зерна. В частности, фирма "GRANIFRIGOR" выпускает передвижные (мобильные) холодильные установки параметрического ряда – с холодопроизводительностью: 9,46; 15,68; 32,70; 65,4; 107,00 кВт. В проспекте фирмы приводятся данные о продолжительности хранения зерна в зависимости от исходной влажности и температуры хранения (табл. 1) [1]. Установки фирмы "GRANIFRIGOR" осуществляют периодическое охлаждение силосов с зерном при помощи продуваемого через

испаритель воздушного потока, в то время как в Российской Федерации были сделаны попытки использования искусственного холода для хранения риса в Краснодарском крае (Холмск, Славянок, Красноармейск) при помощи стационарных рассольных холодильных машин.

В середине 90-х годов в Украине на Тростянецком ХПП внедрена мобильная (на передвижной платформе) холодильная установка ТХУ-50-2-0 (холодопроизводительность 37000 ккал/ч) для охлаждения зерна в типовом складе емкостью 3200 тонн при помощи воздуха [1].

Таблица 1 – Данные фирмы "GRANIFRIGOR"

Исходная влажность, %	Семенное зерно		Продовольственное зерно		Фуражное зерно	
	Температура хранения, °С	Продолжительность хранения	Температура хранения, °С	Продолжительность хранения	Температура хранения, °С	Продолжительность хранения
12...15	9..12	неогран.	10...12	неогран.	10...12	неогран.
15...16,5	8...10	1...1,5 года	9...10	неогран.	9...10	неогран.
16,5...18	5...7	4...6 мес.	8...10	5...10 мес.	8...10	6...13 мес.
18...20	5	2...3 мес.	8...10	2...7 мес.	9...10	3...9 мес.
20...22	5	3...4 нед.	6...8	4...16 нед.	6...8	5...20 нед.

Целью настоящего исследования является оценка перспектив применения различных типов холодильных машин для низкотемпературного хранения зерна.

При анализе рассмотрены стационарные и мобильные системы охлаждения.

Область применения стационарных холодильных машин – крупные элеваторы с длительным низкотемпературным хранением зерна, а мобильных – небольшие хранилища с кратковременным сроком хранения, в том числе и в местах заготовки.

Исходя из величины требуемой холодопроизводительности (не менее 5 кВт), перспективы применения в мобильных системах охлаждения зерна имеют парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ) и газовые (воздушные) холодильные машины (ГХМ).

К преимуществам ГХМ относят отсутствие проблем с рабочим телом – воздух взрывопожаробезопасен и может подаваться непосредственно в охлаждаемое помещение. ГХМ просты в эксплуатации и не оказывают влияние на озоновый атмосферный слой.

К недостаткам ГХМ относят значительные массогабаритные характеристики и низкую энергетическую эффективность при работе на температурном уровне минус 30 ... минус 20 °С.

Так, например, при температуре минус 30°С действительный холодильный коэффициент ПКХМ выше, чем ГХМ в 2,1-2,9 раза [3].

Проблемы использования ПКХМ в системах охлаждения зерна связаны с переходом на озонобезопасные рабочие тела – хладагенты.

В настоящее время предлагается целый спектр заменителей традиционного хладагента ПКХМ – R12 [4], в том числе и природными, например, аммиака [5].

Для определения перспектив использования традиционных и новых хладагентов в системах охлаждения в зерновых хозяйствах проведен термодинамический анализ циклов ПКХМ.

Характеристики хладагентов, используемых для анализа, приведены в таблице 2.

Расчет цикла ПКХМ проведен для следующих условий.

Температура кипения хладагентов принята с учетом оптимального уровня температур хранения зерна (5°С и 10°С [1]), движущего температурного напора между зерном и охлажденным воздухом (10°С) и перепада температур в типовом воздухоохладителе (10°С [6]), т.е. – минус 15°С и минус 10°С.

Температура конденсации хладагентов (40 °С) принята с учетом эксплуатации ПКХМ при температуре окружающей среды 32 °С и перепада температур в типовом воздушном конденсаторе (8...10 °С [6]).

Перепад температур в регенеративном теплообменнике (РТО) принят 20 °С. В схеме холодильной машины с R717 РТО отсутствует.

Результаты расчета энергетических характеристик таких циклов ПКХМ приведены в таблице 3.

Анализ результатов, представленных в таблице 3, показывает, что наибольшие перспективы в мобильных системах охлаждения зерна имеет природный хладагент – аммиак, обладающий к тому же превосходными экологическими характеристиками.

Таблица 2 – Термодинамические свойства хладагентов, используемых для анализа циклов ПКХМ [3]

Номер хладагента	Химическая формула, состав, торговая марка	μ	t_s	ODP	GWP
R22	CHClF ₂	86,47	-40,8	0,05	1700
R134a	CH ₂ FCF ₃	102,03	-26,1	0	1300
R404A	R125/143a (44/52/4)-HP62, Fx-70	97,60	-46,5	0	3850
R407C	R-32/125/134a (23/25/52)-Klea 61	86,20	-43,6	0	1370
R410A	R-22/125 (50/50)-AZ-20	72,59	-51,4	0	1370
R507A	R-125/143a (50/50)-AZ-50	98,86	-46,7	0	3900
R717	NH ₃	17,03	-33,3	0	<1

Примечание: μ – молекулярная масса, кг/кмоль; t_s – нормальная температура кипения; ODP – потенциал разрушения озонового слоя; GWP – потенциал глобального потепления.

Таблица 3 – Энергетические характеристики циклов ПКХМ при различных температурах кипения

Номер хладагента	q_0	L	ε	η
R22	168 (170)	44 (38)	3,82 (4,47)	81,4 (85,0)
R134	152 (154)	41 (39)	3,71 (3,95)	79,1 (75,1)
R404A	115 (118)	39 (34)	2,94 (3,47)	62,9 (66,0)
R407	160 (162)	49 (43)	3,27 (3,77)	69,6 (71,6)
R410	167 (172)	55 (55)	3,04 (3,13)	64,7 (59,5)
R507	112 (116)	40 (39)	2,80 (2,94)	59,7 (56,5)
R717	1047 (1053)	278 (242)	3,77 (4,35)	80,3 (82,7)

Примечание: 1 – в скобках указаны характеристики для температуры кипения хладагента – минус 10 °С; 2 – Обозначения: q_0 – удельная холодопроизводительность, кДж/кг; l – удельная работа сжатия, кДж/кг; ε – расчетный холодильный коэффициент цикла; η – степень термодинамического совершенства, %

Несмотря на то, что в настоящее время наибольшее распространение получили мобильные холодильные установки с парокомпрессионными холодильными агрегатами [1,7], определенные перспективы в стационарных системах охлаждения имеют и теплоиспользующие холодильные машины абсорбционного (АХМ) и парожеторного (ПЭХМ) типа [8].

В АХМ и ПЭХМ реализуется два цикла: прямой и обратный. В прямом цикле тепловая энергия преобразуется в механическую, а в обратном цикле механическая энергия используется для производства искусственного холода.

В этих установках стремятся использовать тепло низкого потенциала, в частности, теплоту выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания, бросового тепла газотурбинных установок и котельных агрегатов.

Электроэнергия в АХМ и ПЭХМ затрачивается только на привод перекачивающих, циркуляционных и рассольных насосов и в системах автоматики. В АХМ доля электроэнергии в суммарном подводе энергии составляет от 0,5 % (бромисто-литиевые установки [9]) до 2,3 % (водоаммиачные [10]). В ПЭХМ это значение составляет порядка 0,6 %.

Рассольные бромисто-литиевые АХМ обеспечивают охлаждение объектов от 6 до 12 °С с тепловым коэффициентом от 0,64 до 0,69 [9].

В настоящее время серийно выпускаются бромисто-литиевые АХМ с холодопроизводительностью от 300 до 5000 кВт с источниками энергии в виде [9,11]: пара (избыточное давление от 0,05 до 0,07 МПа); горячей воды (температура от 85,0 до 90,5 °С); природного газа и топочного мазута.

Тепловой коэффициент серийных ПЭХМ в диапазоне температур охлаждения от плюс 4 до плюс 8 °С составляет 0,06 и 0,13, соответственно, холодопроизводительность изменяется от 350 кВт до 1150 кВт [8].

Для сравнения с теплоиспользующими холодильными машинами возьмем современную крупную аммиачную ПКХМ с компрессором П220.

В связи с тем, что во всех случаях имеют место энергозатраты на прокачку рассола и охлаждающей воды, будем учитывать только затраты механической энергии для производства искусственного холода: в ПКХМ – на привод компрессора; в теплоиспользующих – на привод перекачивающих насосов.

Холодильный коэффициент ПКХМ при температуре охлаждения (кипения) плюс 5°C и температуре окружающей среды (конденсации хладагента) 30°C составляет 7,5, холодопроизводительность – 650 кВт [6].

Расчеты показывают что, в ПКХМ затраты электроэнергии на производство единицы искусственного холода, например, 1 кВт, составляет 0,13 кВт; в бромистолитиевых АХМ – 0,008 кВт, водоаммиачных АХМ – 0,04 кВт; ПЭХМ – 0,1 кВт.

Эти результаты расчетов говорят о том, что при наличии бросовых источников тепловой энергии эксплуатационные затраты теплоиспользующих холодильных машин значительно ниже, чем у ПКХМ.

Преимуществом ПЭХМ и АХМ большой холодопроизводительности является и то, что они менее громоздки, чем соответствующие ПКХМ.

Следует также отметить, что в связи с ростом стоимости нового холодильного оборудования на базе ПКХМ на озонобезопасных хладагентах, применение дешевых экологически чистых теплоиспользующих аппаратов представляется перспективным уже в ближайшее время.

Большой интерес вызывают и ПЭХМ на озонобезопасном R134a. Эти установки обеспечивают возможность использования низкопотенциального тепла на уровне температур плюс 70°C, конструкции их более компактны, а давление в системе поддерживается выше атмосферного, что исключает подсос воздуха в испаритель.

Выводы:

1. Наибольшие перспективы в мобильных системах охлаждения зерна имеет природный хладагент – аммиак, обладающий к тому же превосходными экологическими характеристиками.

2. С учетом приведенных результатов сравнительного анализа, а также известных преимуществ теплоиспользующих холодильных машин в части экологической безопасности, можно рекомендовать их в качестве стационарных холодильных установок на элеваторах и зерноскладах Украины и стран СНГ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Станкевич Г.Н., Петруня Б.Н., Бичинюк И.И., Лищенко Ю.В. Консервация зерновой массы с использованием искусственно охлажденного воздуха // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 2001. – Вып. 21. – С. 39-41.
2. Дмитрук Е.А., Петруня Б.Н. Использование искусственного холода при хранении зерна // Хранение и переработка зерна. – 2000. – №10. – С. 27-28.
3. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
4. Железный В.П., Жидков В.В. Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике. – Донецк, Донбас, 1996. – 144 с.
5. Железный В.П., Железный П.В., Лысенко О.В., Овчаренко В.С. Эколого-термоэкономический анализ перспектив применения аммиака в холодильном оборудовании // Холодильная техника. – 2000. – №3. – С. 12-16.
6. Чумак И.Г., Никульшина Д.Г. Холодильные установки. Проектирование. – К.: Выща шк., 1988. – 280 с.
7. Петруня Б.Н., Титлов А.С., Кудашев С.Н. Перспективы использования холодильных систем для хранения зерна // Хранение и переработка зерна. – 2002. – № 12. – С. 33-34.
8. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с.
9. Богданов А.И. Абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины «ОКБ Теплосибмаш» // Холодильная техника. – 2002. – №10. – С. 16.
10. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1996. – 356 с.
11. Абсорбционные холодильные машины компании Dunham-Bush International // Холодильная техника. – 2000. – № 11. – С. 23-25.

УДК 629.12:621.575.932

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ НА СУДАХ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

А.С. Титлов, Г.М. Редунов, Д.П. Гожелов, И.В. Тимофеев

*Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины
E-mail: titlow@mail.ru, redgen@yandex.ru, gozhelov@mail.ru, igo42476000@yandex.ru*

Стоящие в настоящее время перед мировым сообществом проблемы энергоресурсосбережения наибольшую актуальность приобретают на транспорте, в частности, на морском.

Для судовых систем холодильной техники и кондиционирования воздуха известным энергоресурсосберегающим предложением является применение теплоиспользующих аппаратов, утилизирующих теплоту уходящих газоглавных судовых двигателей и котельных установок [1].

Эффективность предложения связана с тем, что потери тепла с уходящими газами котлов на современных судах составляют 7...8%, потери тепла в дизельных установках судов 28...40 % [1].

Кроме тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования искусственный холод, произведенный теплоиспользующими холодильными машинами, может использоваться для глубокого охлаждения надувочного воздуха и бытовых нужд.

Потребность в искусственном холоде для этих целей составляет 2000 – 5000 кВт, что несложно обеспечить при помощи теплоиспользующих холодильных машин – парожеткорных [1] и абсорбционных [2,3].

Вместе с тем при решении задач энергоресурсосбережения практически не уделяется внимания малым потребителям искусственного холода на морских судах – аппаратам низкотемпературного хранения пищевых продуктов и полуфабрикатов для нужд командного состава. Потребности холода в таких аппаратах незначительны, по сравнению с производственными, а традиционным производителем холода в них являются фреоновые парокомпрессионные агрегаты, использующие только электрические источники энергии.

Ряд фреонов R11, R13, R113, R502, R503 и среди них широко распространенный R12 – активно разрушают атмосферный озон, чем способствуют попаданию на поверхность Земли жесткого солнечного излучения, губительного для всего животного и растительного мира и планеты [4].

Значительный вклад в эти неблагоприятные для экологии эффекты вносят и системы холодильной техники, большинство которых в настоящее время работает на R12.

Мировое сообщество реагирует на ухудшение экологической обстановки целым рядом запретов и ограничений (Монреальский протокол, 1986 г.; Конвенция ООН по климату, Рио-де-Жанейро, 1992; Киотский протокол, 1997 г.), которые в настоящее время не выполняются большинством развивающихся стран и стран с переходной экономикой, в том числе и странами СНГ. Такое положение в значительной мере связано с тем, что комплекс технических и экономических мероприятий, связанных с переходом холодильной техники на экологически чистые хладагенты, в полной мере могут осуществить только страны с развитой экономикой.

К таким проблемам перехода относят: поиск новых синтетических масел; низкую энергетическую эффективность новых экологически безопасных хладагентов; недостаточный профессиональный уровень разработчиков и обслуживающего персонала.

Эти проблемы заставляют разработчиков мелких холодильных аппаратов, к которым относятся модели бытовой и торговой холодильной техники, обращать пристальное внимание на абсорбционные холодильные агрегаты (АХА), которые могут стать одним из альтернативных вариантов перехода на экологически безопасные хладагенты.

Рабочее тело АХА – водоаммиачный раствор (ВАР) с добавкой инертного газа – водорода, гелия либо их смеси абсолютно экологически безопасно – имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парникового» эффекта [5].

Холодильники с АХА имеют и ряд таких уникальных качеств, как:

а) бесшумность, высокая надежность и длительный ресурс, отсутствие вибрации, магнитных и электрических полей при эксплуатации [6];

б) возможность использования в одном аппарате нескольких различных источников тепловой энергии – как электрических, так и альтернативных (теплота сгорания органического топлива, солнечное излучение, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания) [7];

в) возможность работы с некачественными источниками энергии, в том числе и электрической в диапазоне напряжения сети 160...240 В [8].

К достоинствам АХА следует отнести минимальную стоимость среди существующих типов бытового холодильного оборудования, что во многих случаях и определяет их популярность у пользователей [9].

Холодильные аппараты с АХА, оснащенные горелочными устройствами, широко используются туристами и путешественниками, так как им нет альтернативы в районах с отсутствием электроэнергии.

Для работы на морских судах могут быть использованы два типа АХА – с воздушным [1,6,8] (рис. 1) и жидкостным [10,11] (рис. 2) охлаждением теплорассеивающих элементов (конденсатора, дефлегматора и абсорбера).

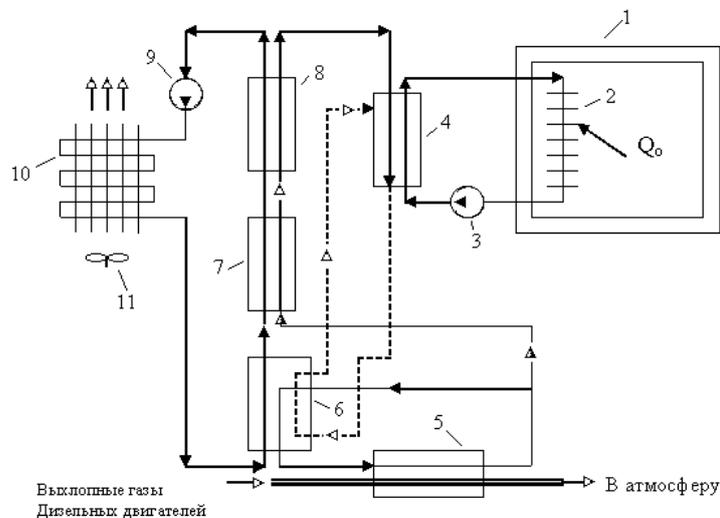


Рисунок 1 – Схема использования АХА с воздушным охлаждением теплорассеивающих элементов 1 – холодильная камера; 2 – испарители АХА; 3 – теплорассеивающих элементы АХА; 4– кипятильник; 5 – магистраль подвода тепловой нагрузки

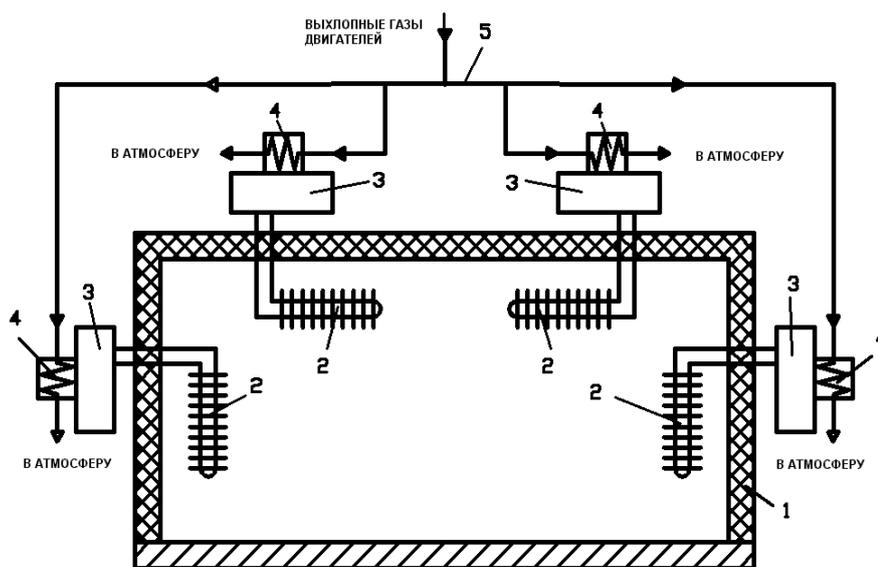


Рисунок 2 – Схема использования АХА с жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов: 1 – холодильная камера; 2 – рассольный охладитель; 3 – рассольный насос; 4 – рассольный испаритель; 5 – кипятильник; 6 – абсорбер; 7 – дефлегматор; 8 – конденсатор; 9 – насос контура охлаждения теплорассеивающих элементов; 10 – воздушный теплообменник; 11 - вентилятор

В первом случае обеспечивается полная автономность холодильного аппарата, но конструкция достаточно громоздка, во-втором случае ситуация обратная: металлоемкость минимальна, но требуется циркуляционный насос для прокачки охлаждающей воды.

АХА с воздушным охлаждением теплорассеивающих элементов в режиме естественной конвекции (в дальнейшем - АХА с воздушным охлаждением) серийно выпускаются в Украине на Васильковском заводе холодильников (Киевская область).

Холодопроизводительность отечественных АХА с воздушным охлаждением не превышает 50 Вт, поэтому преимущественно они используются в бытовых и торговых холодильных аппаратах

емкостью от 30 литров до 200 литров [6,12]. За рубежом известно применение АХА с воздушным охлаждением в холодильниках емкостью свыше 300 литров [13]. Бытовые и торговые абсорбционные аппараты, как правило, работают с электрическими источниками энергии мощностью от 70 до 300 Вт [6,9,12,13], так как они располагаются внутрижилых и рабочих помещений.

АХА с жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов (в дальнейшем - АХА с жидкостным охлаждением) рассчитаны на холодопроизводительность порядка 1200...1500 Вт. В настоящее время они нашли применение в тепловых насосах, используемых для альтернативного отопления небольших жилых домов [10,11]. Источником энергии для АХА с жидкостным охлаждением служат продукты сгорания органического топлива (природного газа, пропана, керосина, бензина и т.д.). Горелочное устройство рассчитывается на тепловую нагрузку 3500...5000 Вт.

Во всех случаях применение АХА на морских судах не столкнется с типичной для теплоиспользующих холодильных аппаратов проблемой – зависимостью от режима работы энергетической установки, когда типовым решением является установка специального парогенератора, включающегося на стоянках и обеспечивающего стабильную работу холодильной машины [1], а недостатком – увеличение состава судового энергетического оборудования и связанные с этим проблемы роста металлоемкости, снижения надежности и безопасности, наличием дополнительного обслуживающего персонала и т.д.

При использовании АХА в составе судовых низкотемпературных камер проблемы энергообеспечения могут быть решены и без подключения дополнительного энергетического оборудования, а только за счет утилизации тепла выхлопных газов дизель-генераторов.

Так, например, современные типовые дизельные двигатели «WARTSILA DIESEL» имеют следующий диапазон параметров эксплуатации (табл. 1).

Как показывают оценочные расчеты, даже при КПД преобразования энергии выхлопных газов 25 % дизельного двигателя минимальной мощности (4R32D), работающего на 50 % - ной нагрузке, на судне можно эксплуатировать до 15 АХА с жидкостным охлаждением или до 500 средних АХА с воздушным охлаждением, обеспечивая производство, не менее, 20 кВт искусственного холода.

Необходимым условием работы АХА является и уровень температур источника тепловой энергии – 160...175°C [15]. Как показывает анализ табл. 1, по этому критерию вполне проходят все типы дизельных двигателей во всем диапазоне их режимов работы (от 100 до 50% нагрузки), причем температурный напор составляет, не менее, 115°C.

Эффективность использования АХА, работающих в режиме утилизации тепла уходящих газов судовых дизельных двигателей, возрастет при наличии системы регулирования тепловой нагрузки на генераторном узле.

Целесообразность регулирования связана как с прямой экономией энергоресурсов, так и с обеспечением штатной работы (поддержание требуемого температурного режима низкотемпературного хранения) холодильного аппарата при переменных условиях эксплуатации.

Для рассматриваемого случая под переменными условиями эксплуатации следует понимать:

- а) изменение режима работы дизельного двигателя, когда расход выхлопных газов может измениться, практически, в два раза, а температура – на 30...35 °С (табл.1);
- б) изменение условий охлаждения теплорассеивающих элементов АХА в различных климатических зонах и при перемене погодных условия (ветер, прямое солнечное излучение, дождь);
- в) загрузка холодильной камеры отепленными пищевыми продуктами.

Таблица 1 – Технические характеристики двигателей «WARTSILA DIESEL»

Параметры	4R32D	6R32D	8R32D	9R32D	12R32D	16R32D	18R32D
Мощность двигателя, кВт	1480	2220	2960	3330	4440	5920	6660
Количество выхлопных газов, кг/с (100 % нагрузка)							
(90 % нагрузка)	3,0	4,4	5,9	6,5	11,8	11,8	12,9
(75 % нагрузка)	2,7	4,1	5,4	5,9	8,2	10,9	11,8
(50 % нагрузка)	2,4	3,5	4,6	4,9	7,1	9,2	9,8
	1,7	2,6	3,3	3,4	5,1	6,5	6,9
Температура выхлопных газов после							

турбокомпрессора, °С (100 % нагрузка)	345	325	335	350	325	335	350
(90 % нагрузка)	340	320	335	350	320	335	350
(75 % нагрузка)	335	310	340	345	310	340	345
(50 % нагрузка)	320	290	330	340	290	330	345
Тепловая мощность, уходящая с выхлопными газами, кВт							
(100 % нагрузка)	625	820	1165	1395	2200	2335	2770
(90 % нагрузка)	550	740	1070	1265	1480	2155	2535
(75 % нагрузка)	475	600	935	1025	1205	1870	2050
(50 % нагрузка)	310	380	635	690	750	1250	1440
Примечание.							
1. Результаты приведены для режима работы дизельного двигателя 720 об/мин.							
2. При расчете тепловой мощности, уходящей с выхлопными газами, использовалась величина теплоемкости газа, равная 1,13 кДж/(кг·К), а конечная температура газа принималась 160 °С.							

Рациональное использование бросовой энергии для производства искусственного холода позволит не только снизить число АХА, а следовательно уменьшить металлоемкость судна, но и использовать отработанное тепло, обладающее значительным температурным потенциалом (не менее 160 °С) для дальнейшей более глубокой утилизации, например, для обогрева помещений в холодную погоду.

Выводы

1. Перспективы применения холодильных аппаратов абсорбционного типа на морских судах связаны и с уникальной возможностью эксплуатации АХА с воздушным охлаждением в широком диапазоне температур, в том числе и отрицательных. При низких температурах окружающей среды (менее 10 °С) не рекомендуется эксплуатация компрессионных холодильных аппаратов [16], из-за возможности загустевания масла и поломки движущихся элементов компрессора. В конструкциях АХА с воздушным охлаждением движущие элементы отсутствуют.

2. АХА с воздушным охлаждением целесообразно располагать на судах за пределами жилых и хозяйственных помещений. В этом случае отработанные газы при отсутствии дальнейшей утилизации могут быть отведены непосредственно в атмосферу, а теплорассеивающие элементы находятся в тепловом взаимодействии с наружным воздухом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с.
2. Богданов А.И. Абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины «ОКБ Теплосибмаш» / Холодильная техника. – 2 002. – № 10. – С.16.
3. Абсорбционные холодильные машины компании Dunham-Bush International /Холодильная техника. – 2000. – № 11. –С.23-25.
4. Железный В.П., Жидков В.В. Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике. – Донецк, Донбас, 1996. – 144 с.
5. Perspectives in refrigerant development. –Bitzer Kuhlmaschinenban, IKK93. - 1993. - №9306E. – 23 p.
6. Лепав Д.А. Ремонт бытовых холодильников– М.:Легпромбытиздат., 1989. – 304 с..
7. Захаров Н.Д., Тюхай Д.С., Титлов А.С., Васылив О.Б., Халайджи В.Н. Проблемы энергосбережения в бытовой абсорбционной холодильной технике // Холодильная техника и технология. –1999. – № 62. – С. 108-119.
8. Завертанный В.В. Разработка низкотемпературных камер с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами. Дисс... канд. техн. наук: 05.04.03. – Одесса, 1995. – 223 с.
9. Бабакин Б.С., Выгодин В.А. Бытовые холодильники и морозильники. – М., Колос, 2000. – 656 с.
10. Steirlin H. J.R. Ferguson. Diffusion absorption Heat Pump (DAHP) //ASHRAE TRANSACTION. – 1980. – V.96. – P1.1-P.274-280.
11. Stierlin H., Wassermann U., Dorfler W., Bosel J. Messungen an Diffusions-Fbsorptions-Warmepumpen (DAWP).- Schlussbericht, 1994.– 95 s.
12. Сводные данные товаров народного потребления: Часть 1. Холодильники и морозильники бытовые электрические, термостаты бытовые. -М.: Министерство общего машиностроения СССР, 1990. – 102 с.
13. Материалы международной выставки "Домотехника - 89" – С. 23-65.
14. Инструкция по проектированию судовых установок «Вяртсиля VASA 32»,1990.
15. Титлов А.С., Тюхай Д.С., Васылив О.Б. Поиск энергосберегающих режимов работы перекачивающих термосифонов АХА // Холодильная техника и технология. – 2000. - № 67.– С. 12-20.

16. ДСТУ 2295-93 (ГОСТ 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, ІЕС 335-2-24-84). Прилади холодильніелектричні побутові. Загальні технічні умови. –Взамен ГОСТ 16317-87; Введ. 20.07.95. –К: Держстандарт України, 1996. – 35 с.

АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ГЕНЕРАТОРЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

О.А. Титлова, А.О. Холодков, А.С. Титлов

*Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины
E-mail: titlova@ukr.net, titlow@mail.ru, desper.fair@gmail.com*

Основной сегмент рынка бытового холодильного оборудования в настоящее время принадлежит компрессионным холодильным приборам (КХП) [1-4]. И, хотя абсорбционные холодильные приборы (АХП) имеют ряд преимуществ перед КХП (рабочее тело АХП — экологически безопасный ВАР с водородом; отсутствие компрессора повышает ресурс и надежность работы, делает работу АХП бесшумной; источниками тепловой энергии АХП могут являться как электрическая энергия, в том числе, низкого качества, так и горелочные устройства на органическом топливе [1-5]), они не могут конкурировать с последними из-за большего расхода энергии. Поэтому повышение энергетической эффективности бытовых АХП является актуальной задачей.

Решению этой задачи посвящено большое количество работ, в частности, связанных с разработкой эффективных систем автоматического управления (САУ) [1, 6-13]. Перспективность направления совершенствования САУ АХП заключается, в первую очередь, в универсальности — возможности применения САУ как на новых моделях АХП, так и на уже введенных в эксплуатацию.

В отличие от компрессионных аналогов, управление АХП реально можно осуществлять только при изменении подводимой тепловой мощности к кипятильнику-генератору абсорбционного холодильного агрегата (АХА) [1]. В этой связи рассмотрим подробно влияние подводимой тепловой нагрузки на процессы тепломассообмена и режимы работы АХП.

В современных конструкциях АХА кипятильник-генератор, в дальнейшем генератор, выполнен в виде перекачивающего термосифона — трубки с небольшим внутренним диаметром (4,0...4,2 мм [14, 15]) — капилляра. В нижней части генератора, заполненной крепким водоаммиачным раствором (ВАР), подводится тепловая мощность. Значение тепловой мощности в зоне нагрева подбирается таким образом, чтобы во внутренней части капилляра происходил процесс парообразования в режиме пузырькового течения [16, 17]. Образующаяся в результате подвода тепла парожидкостная смесь (ПЖС) обладает меньшей, по сравнению с жидким ВАР плотностью и, в соответствии с законом Архимеда, она стремится вверх. В верхней (подъемной или транспортной) части генератора (длиной 0,35...0,45 м) при постоянном подводе тепла формируется динамический парожидкостный столб, состоящий из частиц жидкого ВАР, захваченного при подъеме паровыми пузырьками, и самих паровых пузырей. В паровой фазе находится преимущественно пар аммиака, а жидкая фаза представляет собой слабый ВАР с массовой долей аммиака 0,10...0,15 [16]. Выбор внутреннего диаметра и высоты подъемной части генератора производится разработчиками АХП по тепловой нагрузке в соответствии с теорией «Подъема жидкости при помощи собственных паров» [17] и на основе опыта проектирования. Приведенные выше значения внутреннего диаметра и высоты подъемной части генератора соответствуют расчетному режиму снарядного течения при подводе тепловой мощности от 40 до 110 Вт. В диапазоне указанных режимных и конструктивных параметров обеспечивается режим работы перекачивающего термосифона с производством пара и с подъемом жидкости на заданную высоту.

Из этого диапазона для различных конструкций и режимов работы можно найти оптимальные соотношения между массой поднятой жидкости и массой полученного пара — массовый коэффициент подачи термосифона [18]. Так, например, для моделей АХА производства Васильковского завода холодильников АШ-150 и АШ-160 это соотношение лежит в диапазоне от 1 до 3 [1].

В случае увеличения внутреннего диаметра при неизменной тепловой нагрузке и высоте подъемной части генератора режим снарядного течения с захватом частиц жидкости реализован не будет. В этом случае возникает режим пузырькового кипения с подъемом отдельных пузырьков пара, практически без подъема жидкости.

В случае уменьшения внутреннего диаметра генератора наблюдается обратная картина — происходит выброс жидкости незначительным количеством пара, т.е. режим работы перекачивающего термосифона также не реализуется.

Влияние высоты подъемной части генератора имеет следующий характер. Этот участок при течении ПЖС определяет гидравлическое сопротивление и пьезометрический напор. В соответствии

с законами гидравлики [19] — чем меньше эти величины, тем меньше подводимой тепловой энергии следует затратить. Кроме этого, высота подъемной части определяет поверхность теплообмена с окружающей средой. Несмотря на установку теплоизоляционного кожуха, имеют место потери до 15 % [20]. Поэтому и с позиции теплообмена наиболее предпочтителен генератор с минимальной высотой подъемной части.

В то же время высота подъемной части определяет режим работы абсорбера АХА, который в современных конструкциях представляет собой наклонные трубки [5], по внутренним поверхностям которых стекает слабый ВАР, а противотоком ему поднимается поток насыщенной водородоаммиачной парогазовой смеси (ПГС) из испарителя.

Фактически высота подъемной части генератора определяет поверхность тепло- и массообмена в процессе абсорбции и в значительной мере — холодопроизводительность испарителя АХА. В связи с таким положением и выбираются размеры генераторов в современных моделях АХА.

На основании изложенных выше соображений и известных экспериментальных исследований [9-11] можно выделить 5 типов режимов работы генератора АХА (рис. 1).

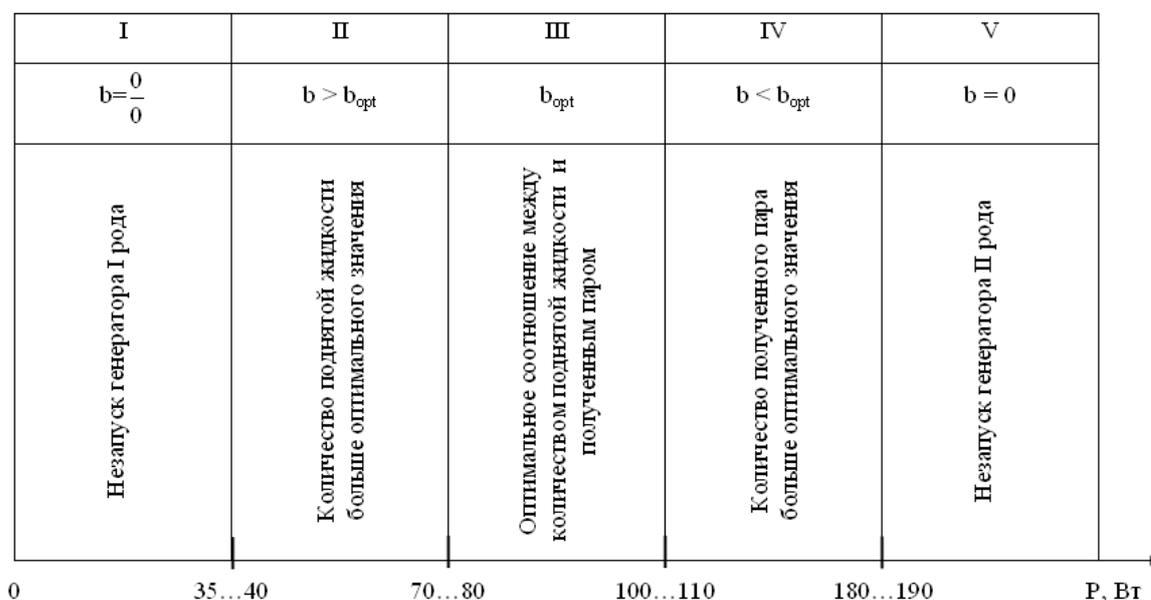


Рисунок 1 – Диапазоны режимов работы генераторов АХА

Во-первых — это два граничных режима, связанных с незапуском генератора — I и V. Режим I назовем — «незапуск генератора I рода», а режим V — «незапуск генератора II рода».

Режим I лежит в диапазоне тепловых нагрузок генератора от 0 Вт до 35...40 Вт. Он характеризуется тем, что количество подведенного тепла недостаточно для формирования парового пузыря, способного вытолкнуть из подъемной части генератора жидкий раствор.

В зоне подвода тепла формируется стационарный паровой пузырь, а над ним, в подъемной части генератора, находится столб жидкого ВАР. Подведенное тепло передается путем теплопроводности элементам конструкции генераторного узла и рассеивается в окружающую среду.

В режиме I цикл АХА не реализуется из-за отсутствия циркуляции ВАР между генератором и абсорбером.

Режим V возникает при подводе тепловой нагрузки в генераторе 180...190 Вт и выше. Он характеризуется осушением зоны подвода тепла, связанным с кризисом кипения. Высокий перегрев в зоне подвода тепла и в подводящих каналах не пропускает жидкость из ректификатора. Фактически кипение крепкого ВАР происходит в ректификаторе. Образующийся пар поступает в дефлегматор и далее в конденсатор, где сжижается и стекает в испаритель. Из-за блокировки жидкости в горизонтальном колене ректификатора прекращается работа абсорбера и, соответственно, парогазовый контур между испарителем и абсорбером не реализуется. Из-за этого поступающий в испаритель аммиак не испаряется, а стекает в бачок абсорбера. Холодильный цикл в таком режиме не реализуется.

Оптимальное соотношение b_{opt} между количеством поднятой жидкости и количеством полученного пара для реализации цикла АХА имеет место в режиме III в диапазоне подводимых тепловых мощностей в генераторе от 70...80 Вт до 100...110 Вт. В этом режиме наблюдается

максимальная холодопроизводительность испарителя АХА и, соответственно, достигается максимальные значения теплового коэффициента цикла АХА [1, 9-13].

Середина указанного диапазона соответствует значениям оптимальных тепловых мощностей при работе в условиях температур воздуха окружающей среды 24...26 °С. В сторону меньших значений тепловых мощностей b_{opt} сдвигается при снижении температуры воздуха окружающей среды до 18...20 С, а в сторону больших значений 100...110 Вт — при температурах 28...32 С.

Такое перемещение значений b_{opt} в диапазоне тепловых мощностей от 70...80 Вт до 100...110 Вт связано с изменением условий работы АХП, т.е. как уже было отмечено выше — с изменением теплопритоков в охлаждаемые камеры и условий теплоотдачи в окружающую среду.

Эти результаты, полученные в процессе экспериментальных исследований [1, 9-13] подтверждаются и теоретическим анализом циклов как без насосных, так и насосных АХА [21].

Таким образом, с точки зрения энергетической эффективности реализации цикла АХА целесообразно изменять значение подводимой тепловой мощности в генераторе АХА в соответствии с изменением температуры воздуха окружающей среды.

Режим II лежит в стороне меньших, по сравнению с оптимальным режимом III, значений подводимой тепловой мощности. Его диапазон составляет от 35...40 Вт до 70...80 Вт. В этом режиме происходит преимущественно перекачка жидкой фазы ВАР минимально возможным количеством пара. В этих условиях работы в конденсатор и далее в испаритель поступает меньшее количество пара аммиака, что приводит к снижению холодопроизводительности.

При меньшей генерации пара, поток слабого ВАР не достигает массовой концентрации 0,15...0,18 на входе в абсорбер. Однако, за счет высокой кратности циркуляции между генератором и абсорбером ВАР, абсорбер справляется с задачами очистки ПГС, поступающей из испарителя.

Холодопроизводительность испарителя и энергетическая эффективность цикла АХА в режиме II убывает при уменьшении значения подводимой тепловой мощности в генераторе от 70...80 Вт до 35...40 Вт.

С точки зрения управления АХП в позиционном режиме, режим II можно рассматривать как «ждущий» режим при отключении основной (номинальной) тепловой мощности по аналогии с работами Н. Steirlin [22], О.Б. Васылива [10], Д.С. Тюхая [11] и Ю.А. Очеретяного [13]. «Ждущий» режим АХА обеспечивает минимальную генерацию пара и циркуляцию раствора таким образом, чтобы из большей части подъемного участка дефлегматора был вытеснен инертный газ. В этом режиме АХА находится как бы в состоянии «готовности» к быстрому запуску конденсатора и испарителя при переходе на большую тепловую мощность, подводимую в генераторе.

Анализ результатов экспериментальных исследований для позиционных режимов управления показал, что «ждущий» режим с энергетической точки зрения целесообразно применять при работе АХА только в диапазоне температур воздуха окружающей среды от 19...20 до 26...27 °С.

При более низких температурах воздуха снижается коэффициент рабочего времени (КРВ) АХА, т.е. время работы АХА уменьшается и становится нецелесообразным затрачивать энергию для длительного поддержания в состоянии «готовности».

При повышенных температурах воздуха окружающей среды (больше 26...27 °С) КРВ АХА возрастает, время нерабочего периода соответственно снижается, и элементы генераторного узла постоянно находятся в нагретом состоянии. В этом случае также энергетически невыгодно использовать «ждущий» режим.

Режим IV находится в стороне больших, по сравнению с оптимальным режимом III, тепловых мощностей в генераторе — от 100...110 Вт до 180...190 Вт.

Режим IV характеризуется преимущественным производством пара перед количеством перекачиваемого жидкого ВАР, т.е. $b < b_{opt}$. Кратность циркуляции жидкого ВАР между генератором и абсорбером минимальна, но слабый ВАР обеднен по аммиаку ниже оптимальных значений до 0,10...0,12. Несмотря на минимальный расход, высокий поглотительный потенциал слабого ВАР позволяет достаточно эффективно решать задачи очистки насыщенной ПГС, поступающей в абсорбер из испарителя.

В генерируемом паровом потоке больше, чем в оптимальном режиме III, содержится пара воды. Только при низких температурах воздуха окружающей среды (10...15 °С) дефлегматор справляется с очисткой парового потока, поступающего в конденсатор и далее в испаритель.

На нижней границе тепловых мощностей в генераторе холодопроизводительность испарителя еще значительна. С ростом же подводимой тепловой мощности в испаритель начинает поступать вода, а в абсорбер приходит недостаточно охлажденный слабый ВАР. Оба этих фактора приводят к снижению холодопроизводительности.

Режим IV характеризуется низкой энергетической эффективностью из-за значительного количества выпаренной воды.

Как показано в [1], паровой поток с повышенным содержанием пара воды обладает более высоким удельным объемом, чем поток пара чистого аммиака. Такой поток может значительно быстрее вытеснить из дефлегматора инертный газ и произвести запуск испарителя.

Режим IV можно рекомендовать в качестве «форсажного» при запуске АХА [1, 10], но при его реализации необходимо помнить об ограничении температуры греющей поверхности трубки термосифона значением 180...190 °С из-за опасности возникновения процесса активной коррозии [23].

Проведем далее анализ влияния тепловой мощности в генераторе на режимы работы остальных элементов АХА.

На первом этапе анализа следует отметить, что все элементы АХА проектируются для работы с номинальной тепловой мощностью в генераторе с некоторым запасом по поверхности теплообмена. В номинальном режиме все элементы АХА должны гарантированно выполнять свои функции:

а) ректификатор — проводить частичную очистку парового потока, приходящего из генератора и подогревать крепкий ВАР перед поступлением в нижнюю часть генератора;

б) дефлегматор — проводить полную очистку пара аммиака от пара воды с отводом флегмы в ректификатор;

в) конденсатор — проводить сжижение парового потока аммиака и частичное переохлаждение жидкости;

г) испаритель — производить искусственный холод в процессе контактного взаимодействия потока жидкого аммиака с потоком очищенного инертного газа — водорода;

д) абсорбер должен обеспечить очистку насыщенной ПГС, поступающей из испарителя, с одновременным доведением слабого ВАР до состояния крепкого ВАР;

е) жидкостный теплообменник (ЖТО) должен обеспечить предварительный подогрев потока крепкого ВАР, поступающего в генераторный узел, с одновременным переохлаждением потока слабого ВАР, проходящего из генератора на вход абсорбера.

Рассмотрим особенности режимов работы основных элементов АХА при отклонении тепловой мощности в генераторе от номинального значения в большую (режим IV) и меньшую (режим II) стороны.

Ректификатор. При увеличении подводимой тепловой мощности в генераторе (режим IV) уменьшается расход крепкого ВАР на входе ректификатора. Одновременно возрастает расход потока ПЖС, проходящей из опускного участка дефлегматора в подъемный.

Из-за повышенной скорости потока ПЖС и пониженной скорости потока крепкого ВАР, температура в ректификаторе в процессе взаимодействия потоков возрастает.

Рост температуры в ректификаторе сдвигает равновесие в жидком ВАР в сторону меньших равновесных концентраций аммиака [24]. Соответственно в ректификаторе не обеспечивается в полной мере очистка пара аммиака, но при этом из крепкого ВАР дополнительно выпаривается аммиак и на вход генератора поступает более нагретый ВАР.

Снижение тепловой мощности в генераторе (режим II) увеличивает расход крепкого ВАР на входе ректификатора и снижает количество поступающего пара. Равновесная температура смещается в область повышенных концентраций аммиака. В этом случае будет проходить более глубокая очистка потока ПЖС перед поступлением его на вход подъемного участка дефлегматора, но на вход генератора будет поступать недостаточно нагретый крепкий ВАР.

Следует отметить, что ректификатор находится в теплоизоляционном кожухе и в минимальной степени подвержен воздействию температуры воздуха окружающей среды.

Ректификатор конструктивно выполняется с максимально возможным размером с целью увеличения поверхности взаимодействия между потоком жидкости и пара в режиме барботирования. Ограничением является только гидравлическое сопротивление потока пара.

Дефлегматор. При высоких значениях тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, на его вход поступает больший поток паровой смеси с повышенным содержанием пара воды.

Тепловой режим работы дефлегматора усложняется, особенно, при повышенной температуре воздуха окружающей среды (28...32 °С). В этом случае дефлегматор не справляется со своей функцией и на вход конденсатора и далее в испаритель поступает недостаточно очищенный аммиак.

При низких значениях температуры воздуха окружающей среды (10...15 °С) дефлегматор справляется с очисткой пара аммиака. В то же время при работе в этих условиях с номинальной или меньшей тепловой мощностью, подводимой в генераторе (режим III и II), имеет место и частичная

конденсация пара аммиака, что снижает холодопроизводительность испарителя и энергетическую эффективность цикла АХА.

Дефлегматор проектируется для решения задачи полной очистки пара аммиака от пара воды в условиях эксплуатации при температуре воздуха окружающей среды 32 °С при работе в номинальном режиме подвода тепла.

Конденсатор. Даже при увеличенной тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, конденсатор, выполненный изначально с некоторым запасом по поверхности, решает задачу сжижения пара аммиака. Но переохлаждения конденсата не удается добиться при высокой температуре окружающей среды.

Испаритель. При увеличении тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, увеличивается количество поступающего в испаритель жидкого аммиака. Но так как расход слабого ВАР падает, абсорбер не справляется с очисткой циркулирующей ПГС. На вход испарителя начинает поступать недостаточно очищенная ПГС. Условия испарения ухудшаются, и часть жидкого аммиака стекает в бачок абсорбера (ресивер крепкого ВАР). Такой режим характеризуется низкой энергетической эффективностью цикла АХА и наблюдается при комфортных и повышенных температурах воздуха окружающей среды.

При пониженных температурах воздуха окружающей среды абсорбер может решать задачу очистки ПГС. Но, в большинстве практических случаев при низкой температуре наружного воздуха снижаются теплопритоки в охлаждаемые камеры и тепловая нагрузка испарителя также снижается. Соответственно часть жидкого аммиака вновь не участвует в процессе испарения и сливается в ресивер.

Единственным случаем, когда режим повышенной тепловой мощности, подводимой в генераторе, становится энергетически эффективным, является загрузка в камеры большого количества отепленных продуктов, но АХП при этом должен находиться в условиях пониженных температур воздуха окружающей среды.

При снижении тепловой мощности в испаритель поступает меньшее количество жидкого аммиака. Он гарантированно испаряется, но холодопроизводительность снижается. Соответственно снижается и энергетическая эффективность цикла АХА. Эффект этот менее ощутим при пониженных температурах воздуха окружающей среды, а более заметен при повышенных температурах.

Такая ситуация объясняется влиянием температуры воздуха окружающей среды на поглотительные способности абсорбера.

Абсорбер. При повышенной тепловой мощности, подводимой в генераторе, через абсорбер циркулирует меньшее количество жидкого ВАР, при пониженных — наоборот.

В первом случае на вход поступает более слабый (по аммиаку) ВАР, во втором — менее.

Низкие температуры воздуха окружающей среды благоприятны для процесса очистки ПГС в абсорбере, высокие — не способствуют ему.

Абсорбер выполняется с некоторым запасом по поверхности и позволяет с большей либо меньшей эффективностью решать задачи очистки ПГС даже в неблагоприятных условиях работы АХП.

ЖТО. При повышенной тепловой мощности снижается циркуляция как слабого, так и крепкого ВАР. На вход ЖТО приходит слабый ВАР с повышенной температурой. При пониженной тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, циркуляция растворов в ЖТО увеличивается, а на вход ЖТО приходит слабый ВАР с пониженной температурой.

Так как ЖТО изготовлен под реализацию некоторого среднего номинального режима, то при повышенной тепловой мощности его эффективность повысится, а при пониженной мощности — снизится.

Вывод. Анализ процессов теплообмена, проходящих в генераторе АХА, позволил из всего диапазона значений подводимой тепловой мощности выделить 5 типов режимов работы генератора (I–V).

Выделен энергетически эффективный режим II.

При режимах I и V холодильный цикл АХА не реализуется.

Режим III обычно использовался разработчиками при работе с позиционными алгоритмами управления в качестве «ждущего» режима, обеспечивающего состояние «готовности» к быстрому запуску, а режим IV — в качестве «форсажного» при запуске АХА из нерабочего состояния.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Титлов А.С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис. д-ра техн. наук : 05.05.14 / Титлов Александр Сергеевич. – Одесса, 2008. – 447 с.
2. Холодильники: история и современность. <http://zoom.cnews.ru/publication/item/2109>.
3. Шелашова С.Л., Барыкина Г.П. Производство АБХ // Холодильная техника. – 1991. – № 12. – С. 13–16.

4. Титлов А.С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов // Холодильный бизнес. – 2007. – № 8. – С. 12-17; № 9. – С. 28-30; № 10. – С. 47-49 ; № 11. – С. 46-47.
5. Бабакин Б.С., В.А. Выгодин. Бытовые холодильники и морозильники. – Рязань : Узоречье, 2005. – 860 с.
6. Титлов О.С. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 113-127.
7. Лихарева А.В. Исследование абсорбционно-диффузионного холодильного аппарата // Холодильная техника. – 1957. – № 2. – С. 23–29.
8. Михайлов Я.В. О регулировании температуры домашнего холодильника «Север-6» // Холодильная техника. – 1971. – № 4. – С. 19-20.
9. Завертаный В.В. Разработка низкотемпературных камер с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: дис. канд. техн. наук : 05.04.03 / Завертаный Владимир Вячеславович. – Одесса, 1995. – 223 с.
10. Васылив О.Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: дис. канд. техн. наук : 05.04.03 / Васылив Олег Богданович. – Одесса, 1998. – 228 с.
11. Тюхай Д.С. Снижение энергопотребления в аппаратах с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами путем организации рациональных тепловых режимов генераторного узла: дис. канд. техн. наук: 05.05.14 / Тюхай Денис Станиславович. – Одесса, 2000. – 147 с.
12. Мазур А.В. Повышение энергетической эффективности тепловых процессов пищевых технологий средствами гарантирующего управления : дис. канд. техн. наук : 05.13.07 / Мазур Александр Васильевич. – Одесса, 2006. – 208 с.
13. Очеретяный Ю.А. Повышение надежности и энергетической эффективности транспортных абсорбционных холодильных приборов: дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Очеретяный Юрий Александрович. – Одесса, 2010. – 196 с.
14. Лепаев Д.А. Ремонт бытовых холодильников: справочник. – М., Легпромбытиздат, 1989. – 304 с.
15. Сводные данные товаров народного потребления: Часть 1. Холодильники и морозильники бытовые электрические, термостаты бытовые. – М., Министерство общего машиностроения СССР, 1990. – 102 с.
16. Титлов А.С. Энергосберегающие режимы работы перекачивающих термосифонов АДХМ // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25. – № 4. – С.76–79.
17. Niebergal W. Sorptoin-kalte-maschinen / W. Niebergal. – Berlin, Springer, 1959. – 554 s.
18. Чайковский В.Ф. Экспериментальные исследования расходных характеристик термосифонов абсорбционно-диффузионных холодильных аппаратов // Холодильная техника и технология. – 1990. – № 51. – С. 3–9.
19. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. М., Машиностроение, 1992. – 672 с.
20. Провести исследования по оптимизации генераторов АДХА и теплоизоляционных материалов генераторов АДХА : Отчет о НИР (заключ.) / Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти им. М.В.Ломоносова; – № ГР 01918048271. – Одесса, 1991. – 162 с.
21. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – №38. – Т.2. – С. 393-405.
22. Stirlin H. Die Verdienste AltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik / Klima-Kalte-Heizung. – 1991. – № 4. – S. 1–8.
23. Ксенофонтова Т.С. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника // Холодильная техника. – 1986. – № 11. – С. 31–33.
24. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ./Под ред. С.Н.Богданова. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб., СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.

УДК 621.565.58

ЗИМНИЙ ХОЛОД И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

*Юлгушев А.Э., Директор ООО «Хладпроект», г, Россия, Уфа
E-mail: hladproekt@mail.ru*

Использовать зимний холод в климатических условиях Казахстана для определённых потребителей достаточно просто без особых вложений.

Рассмотрим обычную холодильную установку для приготовления ледяной воды для молочного завода холодопроизводительностью 1000 кВт. В состав холодильной установки входят: агрегат многокомпрессорный на базе трёх винтовых компрессоров Bitzer, два воздушных конденсатора Guentner, пленочный испаритель с отделителем жидкости, система циркуляции хладоносителя.

Хладагент – фреон R507A. Температура кипения хладагента минус 3°C, температура ледяной воды на выходе из испарителя 0,5°C. Холодопроизводительность трёх полугерметичных винтовых компрессоров HSK8571-140-40Pс экономайзером на режиме с температурой кипения минус 3°C и температурой конденсации 45°C составляет 999 кВт. Теплота конденсации отводится в двух воздушных конденсаторах GVH100.2A/2x6-N(D).E.

В летнее время установка работает по холодильному циклу, в зимнее время - по следующей схеме: образующиеся в испарителе пары хладагента поступают в отделитель жидкости и далее в воздушный конденсатор, в конденсаторе пары конденсируются, жидкий хладагент стекает в отделитель жидкости и далее поступает на питание испарителя (см. рис. 1). Переводу установки на зимний режим производится переключением трубопроводной арматуры: клапаны поз. 1 и поз. 3 закрываются, клапаны поз. 2 и поз. 4 открываются. Для обеспечения данного процесса в конденсаторах создаётся и поддерживается давление ниже давления в отделителе жидкости, обратное движение хладагента осуществляется под действием столба жидкого фреона.

Для данной установки произведён расчёт производительности системы для работы на зимнем режиме в зависимости от температур наружного воздуха. При этом принята температура конденсации фреона в воздушных конденсаторах минус 4°C. Производительность воздушных конденсаторов определена по общедоступной программе компании Guentner по расчёту и подбору воздушных теплообменников [1]. Результаты расчёта сведены в таблицу 1. Воздушные конденсаторы GVH100.2A/2x6-N(D).E оснащены осевыми вентиляторами по 12 шт. электрической мощностью по 2,2 кВт.

Таблица 1 – Результаты расчета

Температура наружного воздуха, °C	Холодопроизводительность системы – производительность воздушных конденсаторов (2 шт.), кВт	Холодильный коэффициент на зимнем режиме (отношение производительности конденсаторов к потребляемой мощности)
-6	276	5,23
-8	543	10,29
-10	792	15,01
-11	925	17,52
-12	1033	19,57
-14	1259	23,84
-16	1482	28,06

При превышении производительности конденсаторов требуемой холодопроизводительности необходимо осуществлять регулирование управлением частотой вращения вентиляторов или отключением части их, в этом случае потребление электроэнергии на производство холода уменьшится. В зимнее время компрессорное оборудование может работать на более энергетически выгодном режиме с пониженной температурой конденсации, но согласно техническим данным компании Bitzer минимальная допустимая температура конденсации для работы компрессоров HSK8571-140-40P составляет 20°C, при этом производительность компрессора (при температуре кипения минус 3°C) составляет 420 кВт, потребляемая мощность – 72,3 кВт, холодильный коэффициент 5,80 (данные определены по общедоступной программе компании Bitzer [2]). Из таблицы видно, что при температуре ниже минус 6°C более выгодно работать на зимнем режиме при соответствующей потребности в холоде.

В зимнее время, как правило, объём переработки молока снижается на 20-30%, требуемая холодопроизводительность уменьшается, поэтому при установлении температур ниже минус 10°C возможен переход установки на работу в зимнем режиме.

На большей части территории Казахстана имеется возможность вырабатывать холод на зимнем режиме в течение трёх-пяти месяцев в году. Согласно [3] средняя температура наружного воздуха пяти зимних месяцев с ноября по март на территории восьми областей Казахстана, занимающих 63% общей площади, составляет минус 11,1°C. Определим ориентировочный экономический эффект при работе на зимнем режиме. Возьмём продолжительность работы холодильной установки по 22 часа в день в течение пяти месяцев и сравним два варианта режимов. При производстве холода с помощью компрессоров потребление электроэнергии составит $(925 \text{ кВт}) / 5,80 \times 22 \text{ час} \times 30 \text{ дней} \times 5 \text{ месяцев} = 526 \text{ 293 кВт} \cdot \text{час}$. При работе на зимнем режиме (при средней температуре наружного воздуха минус 11°C) - $(925 \text{ кВт}) / 17,52 \times 22 \text{ час} \times 30 \text{ дней} \times 5 \text{ месяцев} = 174 \text{ 229 кВт} \cdot \text{час}$. Ориентировочная экономия электроэнергии 352064 кВт·час.

Данное решение позволит отключить на несколько месяцев в году компрессоры и соответственно уменьшить потребление электроэнергии на производство холода, продлить моторесурс компрессоров, снизить расход компрессорных масел, запасных частей. По подобной схеме уже несколько лет функционирует аммиачная холодильная установка на одном из заводов пищевой промышленности в Западной Сибири [4].

Целесообразность применения указанной схемы зависит от температурного уровня потребителей холода, располагаемых температур наружного воздуха и продолжительности их стояния. Возможные области использования: предприятия молочной, пивоваренной, нефтехимической и других отраслей промышленности, установки кондиционирования воздуха.

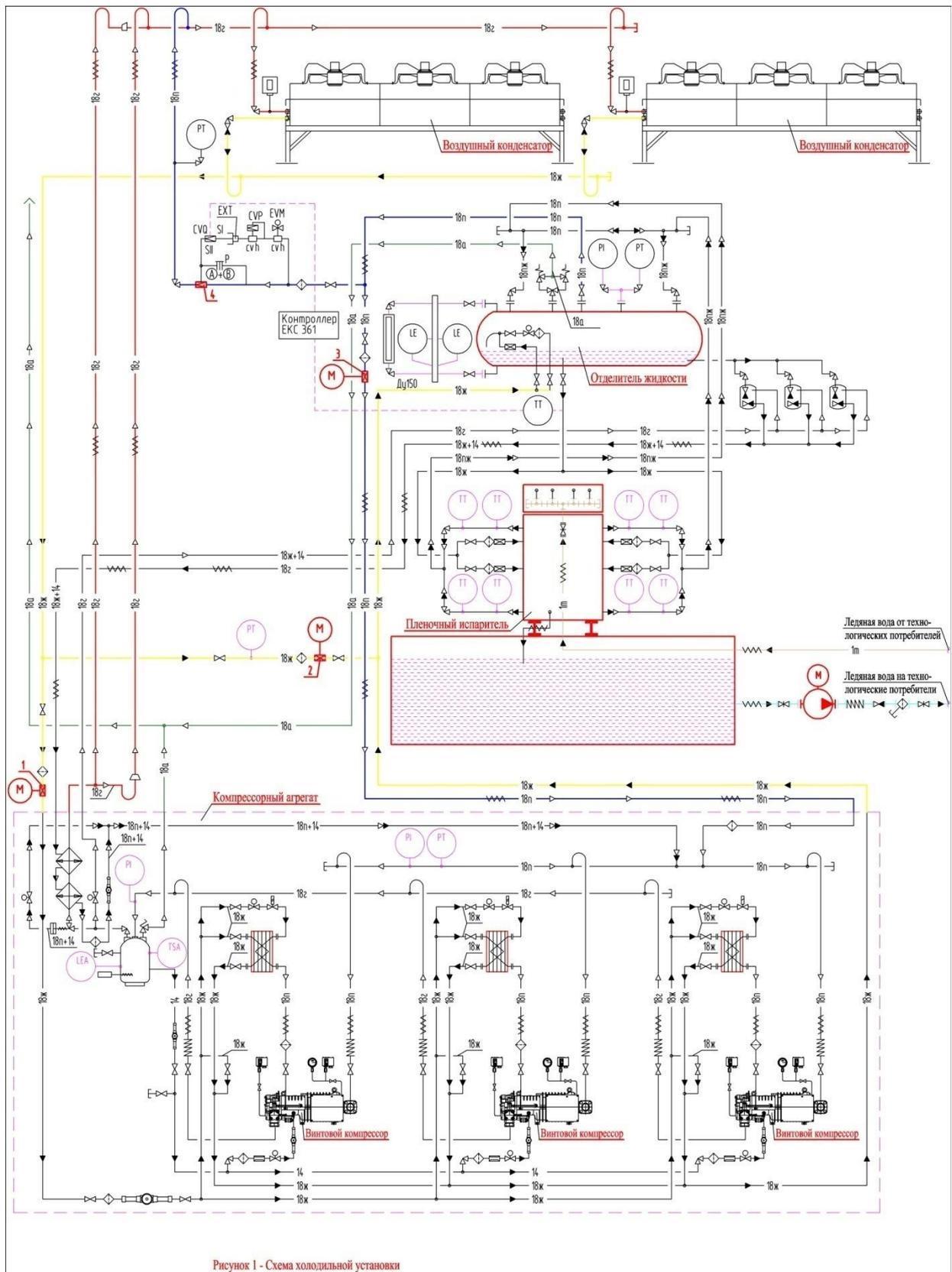


Рисунок 1 - Схема холодильной установки

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Программа для расчетов Güntner Product Calculator GPC. <http://www.guentner.ru/ru/nou-khau/product-calculator-gpc/gpc-software/>
2. Программа подбора оборудования BITZER-Software. http://bitzer.ru/programma_podbora_oborudovaniya_bitzer_software
3. СНиП 23-01-99Строительная климатология
4. Юлгушев А.Э., Романюк О.В. Повышение энергоэффективности холодильных установок при работе в зимнем режиме//Холодильная техника.- 2013.- №12.

УДК 621.575.932:621.565.92

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ПОТЕНЦИАЛ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

А.П. Селиванов

*Одесская Национальная академия пищевых технологий, Одесский технический колледж, Украина
E-mail: selivanov_ref@mail.ru*

Использование теплоиспользующих холодильных машин на современном этапе развития технологий снова становится актуальным и позволяет эффективно использовать классические методы получения холода и низких температур на новом витке технического прогресса. Человечество в течение последнего полувека своей истории не только совершило колоссальный научно-технологический рывок, но и истощило энергоресурс среды своего обитания, что поставило перед ведущими умами задачи энергоэффективности и оптимизации существующего накопленного опыта.

Трудно переоценить вклад разработчиков холодильников компрессорного типа в создание экономичных, эффективных и долговечных холодильных аппаратов, однако не стоит недооценивать характерные особенности холодильников абсорбционного типа. К таким особенностям можно отнести, например, возможность использования для их работы различных неэлектрических источников энергии (газ, биогаз, керосин, бензин, сбросовое тепло и т.д.), а также возможность работы на электрических источниках низкого качества. Падение напряжения в сети до 160 В, что характерно для удалённых районов сельской местности, практически не оказывает влияния на их работоспособность. Подобное падение напряжения пагубно влияет на любые типы электрических приводов и, соответственно, делает невозможным использование эффективных компрессионных холодильников.

Немаловажным аспектом разработок абсорбционных моделей является озонобезопасность их рабочего тела (водоаммиачная смесь и водород). Проблемы перехода на экологически безопасные хладагенты (поиск новых синтетических масел; низкая энергетическая эффективность новых экологически безопасных хладагентов) заставляют разработчиков бытовой и торговой холодильной техники обращать пристальное внимание на холодильные аппараты с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами (АДХМ).

Особенности работы абсорбционно-диффузионной холодильной техники позволяло применять сбросовое тепло производственных мощностей предприятий непрерывного цикла тяжёлой, нефтегазовой и химической промышленности с одной стороны и применять «малоэффективные» источники энергии в торговой и бытовой технике с другой стороны.

Основными разработчиками и производителями абсорбционной бытовой холодильной техники за рубежом являются европейские фирмы “Elektrosuisse-Valentini” (Италия), “Electrolux” (Швеция), имеющая также филиалы в Великобритании, Дании, Франции, Германии, Швейцарии, Люксембурге, Италии и “Sibir” (Швейцария) [2].

Производством бытовой абсорбционной холодильной техники заняты также фирмы [2]: “Smeg” (Италия), “Philips” (Голландия), “CampingGasInternational” (Франция), “Blomberg”, “Bosch”, “Siemens”, “Vulka-Lehel” (Германия), “Caravell” (Дания), “Lehel” (Венгрия), “Polar” (Польша), “УроАскоОу” (Финляндия), “Sanyo” (Япония), “Brist” (Болгария).

В России специализированные производства развёрнуты также на заводах холодильников в Москве («Иней»), Санкт-Петербурге («Ладога») и в Великих Луках («Морозко») [3].

В Украине ведущим разработчиком и производителем бытовой абсорбционной холодильной техники до последнего времени являлся Васильковский завод холодильников (модели «Кристалл», «Киев») [2].

Очевидно, что последние мировые тенденции требуют пересмотреть эффективность применения упомянутой техники в расчётных режимах, поскольку, исходя из общефизических представлений, решать проблемы энергосбережения при эксплуатации бытовых абсорбционных холодильников и морозильников можно посредством [1]:

а) оптимизации цикла, схем, конструкций АХА и охлаждаемых камер, а также режимов работы АХП;

б) использования естественного низкотемпературного потенциала наружного воздуха в холодное время года для холодильного хранения продуктов и для отвода бросового тепла холодильного цикла.

В первом направлении проведена колоссальная работа учеными и разработчиками всего мира и в области схемно-цикловых решений, а также конструкций теплообменного оборудования и объектов охлаждения на сегодняшний момент используются самые передовые технологии, определяющие высокую степень совершенства изделия.

Существующие разработки в области использования низкотемпературного потенциала окружающей среды позволяют, к примеру, при помощи диодных испарительно-конденсационных систем, установленных в стенке здания с некоторым углом наклона к горизонту, осуществлять тепловую связь с воздухом окружающей среды [1]. Это предложение может найти применение в северных регионах, где 7...8 месяцев в году температура наружного воздуха значительно ниже 0 °С.

Использовать естественный холод для хранения пищевых продуктов в настоящее время предлагают разработчики тепло-насосной «системы ХОЛТ» (по оригинальной терминологии разработчиков – «холодильник-теплильник» [1]), с выносом всего или части холодильника в окружающую среду.

Следует отметить, что терминология в этом направлении разработок еще не сложилась и имеют место и другие названия, например, разработчики абсорбционной холодильной техники НПО прикладной механики (Железнодорожск, Российская Федерация) применяют термин «сезонный холодильник» [2].

Не требует особых доказательств тот факт, что применение в качестве «сезонного холодильника», использующего низкотемпературный потенциал окружающей среды, холодильного агрегата абсорбционного типа, более эффективно, целесообразно и безопасно, нежели компрессионных аналогов и систем. Во-первых, отсутствуют проблемы загустения масла в компрессоре в нерабочий период, а во-вторых, появляется возможность значительно повысить энергетическую эффективность безнасосного теплоиспользующего цикла за счет снижения общего давления в системе и дополнительного переохлаждения потоков жидкого аммиака на входе испарителя и слабого ВАР на входе абсорбера [3].

Необходимо отметить, что в настоящее время уже имеются разработки по способам управления АХА в случаях, когда теплорассеивающие элементы и генераторный узел расположены за пределами отапливаемых помещений, т.е. находятся при температуре наружного воздуха, в том числе и по способам запуска АХА при температуре воздуха ниже минус 10°С [3].

Современное бытовое и торговое холодильное оборудование проектируется для работы в «жестком» режиме эксплуатации для данных климатических условиях (в Украине – это обеспечение нормативных температурных параметров в охлаждаемом объеме при температуре воздуха в помещении 32°С [2]). В то же время в нашем умеренном климате основное время эксплуатации аппаратов бытовой и торговой техники проходит при температуре воздуха в помещении 16...22 °С. В качестве точки отсчёта принята температура воздуха в помещении, поскольку это и есть среда эксплуатации торгового и бытового холодильного оборудования (ТБХО). При таких температурах воздуха, холодильные аппараты работают не постоянно, а с периодическими отключениями, т.е. в позиционном режиме, что вводит характеристику коэффициента рабочего времени (КРВ) устройства. При более низких температурах воздуха в помещении (менее 10°С) эксплуатация современных компрессионных бытовых и торговых холодильных приборов не рекомендуется.

Анализ результатов экспериментальных исследований опытных и серийных моделей абсорбционных холодильников показал, что их повышенный, по сравнению с компрессионными аналогами, уровень энергопотребления предопределяется существующей методологией расчета и способом управления при эксплуатации. В соответствии с существующими требованиями к бытовым холодильным аппаратам, в первую очередь, необходимо обеспечить заданный температурный режим в холодильной камере в «жестком» режиме эксплуатации, при этом, как правило, работа АХА осуществляется в непрерывном режиме – при коэффициенте рабочего времени равном единице (КРВ = 1), а значение энергопотребления во внимание не принимается.

При таком подходе теплоорасеивающие элементы АХА обладают запасом поверхности в условиях эксплуатации при умеренных (18...25 °С) и низких температурах окружающей среды.

Запас поверхности позволяет повысить холодопроизводительность испарителя АХА за счет:

- дополнительного переохлаждения жидкого аммиака в конденсаторе;
- повышения степени очистки парогазовой смеси (ПГС) в абсорбере;
- снижения температуры ПГС на входе в испаритель.

При низких температурах окружающей среды паровой поток аммиака лишь частично заполняет конденсатор, а равновесная концентрация аммиака в жидком водоаммиачном растворе (ВАР) смещается в область низких давлений. Оба эти фактора вызывают снижение полного давления в системе и рост интенсивности диффузионных процессов при испарении и абсорбции, что дополнительно приводит к росту холодопроизводительности испарителя.

К отрицательным моментам работы АХА в условиях умеренных и низких температур окружающей среды следует отнести:

- частичную конденсацию паров аммиака в дефлегматоре;
- переохлаждение крепкого (насыщенного аммиаком) ВАР на входе в жидкостном теплообменнике (ЖТО);
- рост тепловых потерь с элементов генераторного узла.

Все эти факторы при неизменной величине подводимой тепловой нагрузки на генератор-термосифон приводят к снижению подачи аммиака в испаритель, т.е. вызывают снижение холодильной мощности.

Результирующее воздействие на холодопроизводительность испарителя АХА температур окружающей среды определяется особенностями конструкции, режимами и условиями эксплуатации холодильного аппарата.

Несмотря на многофакторность воздействия температуры окружающей среды на работу элементов АХА однозначным является ее влияние на значения теплопритоков в охлаждаемые камеры, т.е. на значение требуемой холодопроизводительности в режиме хранения.

Так, при эксплуатации холодильной камеры с уровнем температур хранения плюс 5°С в помещении с температурой 19°С требуется примерно в два раза меньшая холодопроизводительность, чем в «жестких» условиях эксплуатации.

При создании «сезонного холодильника» абсорбционного типа необходимо принимать во внимание характерные особенности пускового периода в режиме позиционного управления. И высокая инерционность системы заставляет в серьёз задуматься о создании специализированных систем регулирования на базе пропорционально-интегрально-дифференциальных (ПИД) регуляторов [1].

На базе Одесской Национальной академии пищевых технологий были проведены опытные исследования торгово-бытового холодильника типа «ларь» вместимостью 100 дм³ на базе абсорбционного холодильного агрегата производства Васильковского завода холодильного оборудования. Холодильник был установлен в неотапливаемом и неохлаждаемом помещении. Контролировались: температурное поле охлаждаемого объёма, температура на верхнем участке генераторного узла, температура конденсации, температура абсорбции, параметры электрической сети, потребляемая мощность. На первоначальном этапе проведения опытов применено простейшее позиционное регулирование с параметром настройки -18°С. Температурный режим связан с областью применения исследуемого образца. Холодильный «ларь» (рис.1) применяется, как правило, для долгосрочного хранения замороженных продуктов. Подобные объёмы и режимы хранения характерны для частных хозяйств или потребителя среднего уровня достатка, делающего запасы на перспективу. То есть охватывается тот социальный слой, который на сегодняшний момент находится в маркетинговом провале. Иными словами, нуждается в качественном холодильном оборудовании, которое им не в состоянии предоставить ведущие мировые производители по умеренным бюджетным ценам.



Рисунок 1 – Внешний вид лабораторного стенда на базе абсорбционного холодильника типа «Ларь» вместимостью охлаждаемого объёма 100 дм³

Возможность получения надёжных характеристик была исследована в широком диапазоне параметров электрической сети, моделируя ненадёжность подачи питания. Исследованию также подлежали равномерность температурного поля в камере и экономия использования абсорбционного бытового холодильника в качестве «сезонного».

Генераторный узел, работая в позиционном режиме, дал классические характеристики, широко описанные в литературе, оптимизация и автоматизация которых хорошо известны.

Сезонно усредненные температурные уровни агрегата представлены на рис.2. По результатам проведения опытов в течении трёх лет были получены статистические данные и сделаны следующие обобщенные выводы:

использование суточного и сезонного изменения температуры окружающей среды дает значительное повышение энергосберегающего эффекта (до 35% при параметре настройки -18°C);

были проведены исследования низкотемпературного абсорбционного холодильного агрегата (НТХА) при естественном и принудительном обдуве конденсатора. Полученные данные показали энергетическую неэффективность принудительного обдува теплоотсеивателей холодильного аппарата;

были проведены исследования при теплоизолированном и нетеплоизолированном подъемном участке дефлегматора. Описаны зависимости и сезонные рекомендации по обслуживанию абсорбционного «сезонного» холодильника;

задача аккумуляции холода напрямую не решалась. Однако выравнивание температурного поля производилось за счёт заполнения охлаждаемого объема продуктом;

поддержание параметра настройки (-18 °C) производилось двухпозиционно в автоматическом режиме, поэтому значения коэффициента рабочего времени (КРВ) в течение опытного периода изменялось от нуля до единицы.

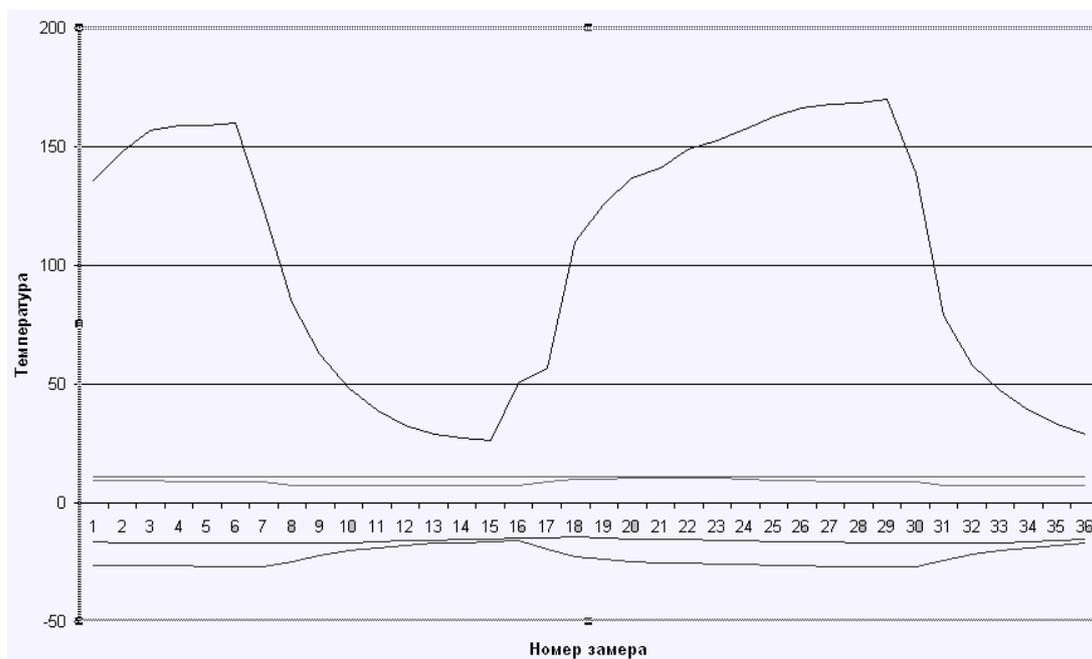


Рисунок 2 - Усредненные температурные поля исследуемого холодильного агрегата.

Однако отдельной проблемой стало поддержание равномерности температурного поля (рис.3) в охлаждаемом объёме. Отсутствие специальных холодоаккумуляторов, неэффективность теплоизоляции и уплотнения, а также работа на пониженных напряжениях, дали неравномерность, что является вполне решаемой проблемой для агрегата подобного типа.

С одной стороны позиционность процесса кипения в испарителе определяет температурные колебания стенки камеры у испарителя. С другой стороны – инерционность общего объёма камеры практически сглаживает эти колебания и дополнительные устройства в практическом использовании очевидной выгоды не приносят. Однако в плане опыта использование тепловых труб может дать положительный результат.

Проблемы управления сложным объектом, которым является холодильная машина, сложны и многоаспектны. Управление может быть направлено как на явление, процесс так и на конкретный объект.

Основными характеристиками сложного объекта можно считать отсутствие математического описания; стохастичность поведения, которая обусловлена сложностью объекта; «нетерпимость» к управлению; нестационарность – чем сложнее объект, тем быстрее он меняется [4].

Классические методы управления хорошо работают при полностью детерминированном объекте управления и детерминированной среде, а для систем с неполной информацией и высокой сложностью объекта (большом количестве внешних и внутренних факторов воздействия) оптимальными являются нечёткие методы управления.

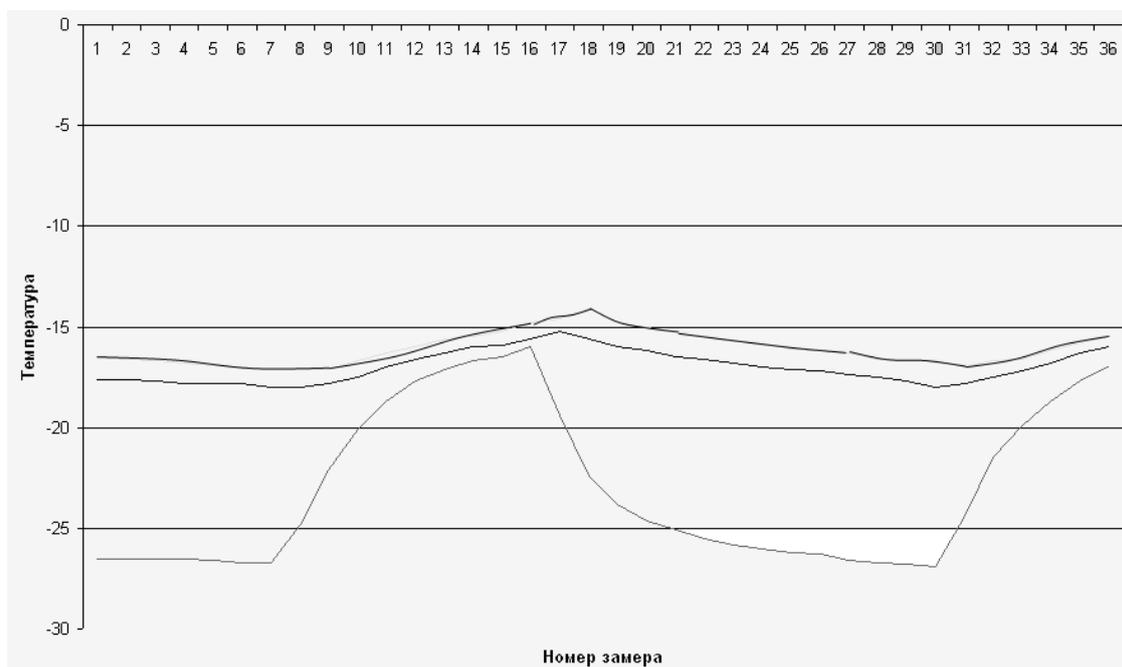


Рисунок 3 - Неравномерность температурных полей в охлаждаемом объёме

Это связано с тем, что стандартный, выпускаемый промышленностью агрегат, эксплуатируется в нестандартных условиях с большим количеством внешних и внутренних факторов, что в общем нарушает классическую модель управления. В такой ситуации упомянутые выше ПИД-системы не могут быть применены в полном объёме из-за отсутствия математического аппарата описания нестационарных процессов в системе. Поэтому применение аппарата нечёткой логики может оказаться одним из немногих возможных вариантов создания адекватной модели работы и управления сложным объектом.

Архитектура или модель нечёткого управления основана на замене классической системы управления системой нечёткого управления, в качестве которой используются системы нечёткого вывода. Одним из наиболее часто применяемых алгоритмов является алгоритм Мамдани, который включает следующие этапы: формирование базы правил систем нечёткого вывода, фаззификация входных переменных, агрегирование подусловий в нечётких правилах, активизация подзаключений в нечётких правилах, аккумуляция заключений нечётких правил, дефаззификация выходных переменных [5]. Формирование субъективных параметров управления в системах нечёткого регулирования зачастую является более гибкой и адекватной системой управления, чем классические методы математического моделирования.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие постановочные выводы:

○ По результатам проведенных опытов сформирована база данных, характеризующих и сравнительную (сезонную) экономичность и режим работы абсорбционной холодильной машины, использующей низкотемпературный потенциал окружающей среды;

○ Требуется сформировать рекомендации по проектированию и конструированию современных АХА торгово-бытового назначения, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды;

○ Требуется завершить описание работы исследуемого образца при применении тепловых труб для выравнивания температурного поля по объёму холодильной камеры;

○ Требуется создание математической модели влияния локального и годового изменения температуры окружающей среды на параметры работы и энергосберегающие свойства «сезонного» НТАХА;

○ Требуется создание модели регулирования с учётом нечёткой фаззификации входных и выходных параметров абсорбционного агрегата «сезонного» типа;

○ Требуется проведение маркетинговых исследований для подтверждения необходимости разработки «сезонного» холодильного аппарата с целью популяризации среди производителей бытовой и торговой холодильной техники абсорбционного оборудования.

Применение теплоиспользующих холодильных аппаратов абсорбционного типа в широком диапазоне температур окружающей среды подтвердило свою энергоэффективность и экономичность относительно аналогов иного принципа получения холода и низких температур.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Титлов А.С. «Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных пиборов», Д.Д., Одесса, ОНАПТ, 2008г.

2. Васылив О.Б. «Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами», К.Д., Одесса, ОНАПТ, 1998г.

3. Гаро В.Е., Захаров Н.Д., Титлов А.С. «Исследование по оптимизации генераторов и теплоизоляционных материалов генераторов АДХА», Отчёт НИС ,Одесса, ОНАПТ, 1991г.

4. Растринин Л.А. «Современные принципы управления сложными объектами» - М: Сов.Радио, 1980г.

5. Леоненков А.В. «Нечёткое моделирование в среде Mathlab иFuzzyTech» - СПб.: БХВ-Петербург, 2003г.

УДК 620.92.97

К ВОПРОСУ УТИЛИЗАЦИИ ВЫБРОСОВ ТЕПЛА НА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Бошкова И.Л., Солодкая А.В., Притула В.В.

*Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины
E-mail: ira_boshkova@mail.ru, a_solodkaya@mail.ru*

Процессы теплообмена имеют большое значение в химической, энергетической, металлургической, пищевой и других отраслях промышленности. Эти предприятия отличаются большими выбросами продуктов сгорания топлива не только во внешнюю окружающую среду, но и тепловыми выбросами в рабочее пространство. Температура тепловых выбросов достаточно высока (100°С и выше, в зависимости от производства), что ведет к тепловому загрязнению. С другой стороны, не используется большой энергетический потенциал, который способен существенно снизить потребление энергии на предприятиях.

Основные источники тепловой энергии на предприятиях:

- Уходящие потоки газовой смеси в процессах сушки.
- Отработанный коптильный дым из коптильных печей.
- Вытяжные газы цехов по изготовлению пищевых продуктов.
- Предприятия ресторанно-гостиничного бизнеса:
 - Производственное оборудование
 - Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха
 - Оборудования холодильных станций
 - Холодильная техника

Рассмотрим некоторые источники выбросов тепловой энергии на предприятиях химической и пищевой промышленности.

Сушка: является одним из этапов технологических процессов термообработки различных сплошных и дисперсных материалов (катализаторов, сварочных флюсов, абразивных порошков, зерновых культур и др.) во многих отраслях промышленности. В связи с широким применением и высокой энергоемкостью процесса сушки, его совершенствованию уделяется большое внимание, в то же время вопросы утилизации теплоты отходящих газов проработаны не в должной мере.

Из всех процессов сушки наименее энергоемкая – сушка зерна, однако ежегодно 90 % зерновых проходят эту стадию, что говорит о целесообразности разработки теплоутилизаторов для отработанного агента сушки. В настоящее время наиболее распространена сушка зерновых смесью воздуха с дымовыми газами, которая отличается от сушки подогретым воздухом лишь способом нагрева воздуха. В смесительной камере атмосферный воздух смешивают с дымовыми газами в количестве, необходимом для достижения требуемой температуры.

По составу газовая смесь близка к воздуху: на 1 м³ дымовых газов в смесительной камере добавляется примерно 15...25 м³ наружного воздуха. При сушке зерна газовой смесью расходуется в 2...2,5 раза меньше топлива, чем при сушке нагретым воздухом, что делает такой способ сушки предпочтительным. Температура воздуха для сушки (нагретого в топке) может быть выше температуры зерна на 30 - 65°С, однако не может превысить температуру, равную сумме: 110°С плюс температура окружающей среды. Например, если температура окружающей среды составляет 20°С, максимальная температура подогретого воздуха может составлять 110 + 20 = 130°С. На данный момент диапазон сбрасываемых в атмосферу температур от сушильных аппаратов колеблется в пределах 95-110°С.

Варка и копчение мясных изделий в коптильных печах: происходит в зависимости от требуемых технологических параметров от 50 до 97 °С [6].

В ресторанном бизнесе: источники тепловой энергии разнообразны по своему потенциалу и зависят от рода деятельности. Для горячих цехов предусмотрена вентиляция, при этом воздух сбрасывается в окружающую среду без утилизации теплоты. В табл. 1 приведены некоторые основные усредненные данные, позволяющие оценить расход воздуха, который требуется отводить от каждого из видов теплонагруженного оборудования.

Таблица 1 – Требуемые затраты воздуха для обеспечения теплового режима на предприятиях ресторанного бизнеса

Вид оборудования	Расход воздуха в расчете на 1 кВт
Электрическая плита	62,5 м ³ /ч
Шкаф жарочный	50 м ³ /ч
Фритюрница	46 м ³ /ч
Котел пищеварочный	30 м ³ /ч
Сковорода электрическая	70 м ³ /ч

Применение эффективных теплообменников, утилизирующих теплоту сбрасываемого в окружающую среду воздуха (газа), способно существенно сократить энергозатраты.

Однако в силу специфики каждого предприятия, выбросы, содержащие примеси и продукты сгорания, накладывают определенные ограничения в использовании теплоутилизационных установок. Это приводит к их частым и дорогостоящим чисткам, выходу из строя и, как следствие, нерентабельному содержанию.

При эксплуатации теплоэнергетического оборудования экономия материальных и энергетических ресурсов связана с созданием высокоэффективной теплоутилизационной аппаратуры.

Известны работы, связанные с интенсификацией пластинчатых теплообменников использованием тепловых труб и термосифонов [7], организацией комбинированной приточно-вытяжной вентиляции [8].

Однако, несмотря на широкий выбор имеющихся теплоутилизационных установок, проблема также связана с недостаточной эффективностью существующих теплообменников-утилизаторов.

Анализ современных устройств показал пределы их совершенствования. Из-за существования примесей в отработанных отходящих газах для утилизации тепла в настоящее время используют исключительно рекуперативные теплообменные установки, в которых теплообмен происходит через

разделительную стенку, т.е. появляется дополнительное термическое сопротивление, что ухудшает эффективность теплопередачи.

В то же время, в ряде случаев возможно применение контактных теплообменников, работающих при непосредственном контакте двух теплоносителей, одним из которых может быть слой дисперсного материала. Подобные теплообменники отличаются высокой эффективностью благодаря развитой поверхности теплообмена, которая представляет собой совокупную поверхность всех частиц, находящихся в рабочей камере.

Аппараты с плотными слоевыми дисперсными системами применяются в энергетике, металлургии, химической, пищевой и других отраслях промышленности. Это, например, установки для энерготехнологической переработки твердых топлив, каталитические генераторы теплоты, аппараты для конверсии метана, обогащения руд цветных металлов, переработки различных отходов, каталитические химические реакторы, сушилки для различных сыпучих материалов. Исследованиям процессов тепломассопереноса в таких системах посвящена обширная литература, в том числе монографии [3-5], в которых, в частности, проанализированы и обобщены данные по структурным, аэродинамическим характеристикам неподвижного продуваемого слоя, межкомпонентному тепло- и массообмену.

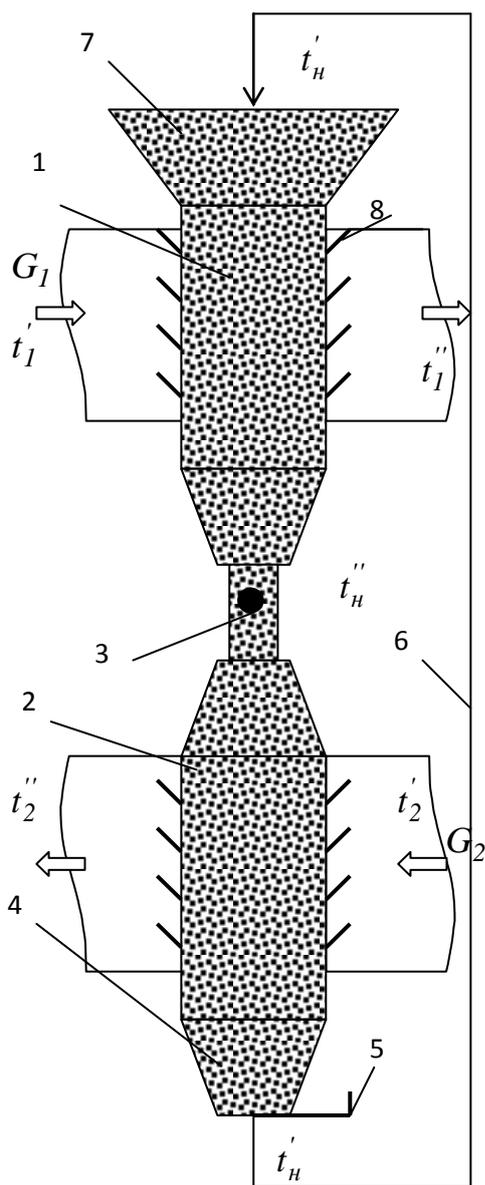


Рисунок 1 – Схема теплообменника с промежуточным дисперсным теплоносителем

Схемное решение теплообменного аппарата, основанного на применении плотного слоя дисперсного материала как одного из теплоносителей, представлено на рис. 1. Здесь 1 – камера нагрева дисперсного теплоносителя; 2 – камера нагрева воздуха; 3 – запорный узел; 4 – нижний бункер; 5 – выпускное устройство; 6 – система транспорта насадки; 7 – верхний бункер; 8 – жалюзи.

Принцип работы данного аппарата состоит в следующем. Насадка (дисперсный материал) из верхнего бункера 7 под действием гравитационных сил поступает в камеру 1, где нагревается отработанным воздухом или газом, который продувается через жалюзи 8 в горизонтальном направлении. Через запорный узел 3 насадка поступает в камеру 2, где охлаждается, нагревая воздух, который продувается сквозь слой. Из нижнего бункера 4 через выпускное устройство 5 насадка поступает в систему транспорта 6, что возвращает ее в верхний бункер.

Таким образом, насадка, которая является промежуточным теплоносителем, циркулирует по замкнутому контуру. Запорный узел служит для предотвращения перетечек воздуха из камеры 2 в камеру 1. Выпускное устройство обеспечивает движение насадки в виде плотного слоя и необходимый расход G_n . Подобные теплообменники могут быть использованы на предприятиях различного рода деятельности, и, в зависимости от температурных режимов, возможно применение разных видов дисперсных материалов. Возможно также совмещение производств, к примеру, охлаждение воздуха в рабочем помещении совместить с предварительным (перед непосредственно сушкой) нагревом фуражного зерна. Применение дисперсного материала в виде

твердых частиц (металлических, каменных) для охлаждения воздуха, загрязненного примесями, вполне приемлемо, если учесть возможность периодического отмывания насадки.

Существующие расчетные зависимости позволяют рассчитать теплообменник (рис. 1) для широкого диапазона исходных данных (вид насадки, производительность, рабочие температуры) [1]. При проектировании устройства используют двухкомпонентные гомогенные модели, в которых слой рассматривается, как система, состоящая из двух квазисплошных компонентов, между которыми протекают межкомпонентные процессы тепло- и массообмена.[1, 2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Календерьян В.А., Корнараки В.В. Теплообмен и сушка в движущемся плотном слое. – Киев: Вища школа. 1982. – 160 с.
2. Бувевич Ю.А. К Теории переноса в гетерогенных средах // Инж.-физ. Журнал. – 1988. –Т. 54. –№5. – С. 770-779.
3. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. – Л.: Химия. –1968. – 512с.
4. Аэров М.Э., Тодес О.М., Наринский Д.А. Аппараты со стационарным зернистым слоем. Гидравлические и тепловые основы работы. – Л.: Химия. – 1979. – 176 с.
5. Горбис З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. – М., Энергия. – 1970. – 424 с.
6. Касьянов Г.И., Золотокопова С.В., Палагина И.А., Квасенков О.И. Технология копчения мясных и рыбных продуктов. – М.: МарТ. –2004. – 208 с.
7. Безродный М.К., Волков Г.С. Основы эффективного применения, двухфазных термосифонов в аппаратах промышленной теплотехники // Промышленная теплотехника. – 1992. – №1-3. –С. 6-11.
8. Вялкова Н:С. Об эффективности использования теплоты в системах отопления жилых и общественных зданий // Вестник Тульского государственного университета. Серия «Экология и безопасность жизнедеятельности». – Вып. 3. –2009. – С.12-15.

УДК 629.039.58

ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ АКТИВНЫХ ЗОН ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ

Д.С. Ким

*Институт ядерной физики Комитета атомного и энергетического надзора и контроля
Министерства энергетики Республики Казахстан
E-mail: kimds@gmx.com*

Ядерная энергетика на сегодняшний день является практически безальтернативным способом удовлетворения растущих потребностей в электрической и тепловой энергии в условиях ограниченности запасов традиционных видов топлива. Использование атомной энергии имеет неоспоримые преимущества перед традиционными способами получения электричества и тепла, а именно: меньшее загрязнение биосферы; меньшая потребность в территориях и меньший коллективный риск; экономичность.

При нормальной эксплуатации АЭС не представляют опасности для человека и окружающей среды. Губительное влияние на АЭС возникает только при потенциально возможной ядерной аварии на реакторе.

Авария реактора происходит, когда серьёзно нарушается баланс между мощностью реактора и теплоёмкостью [1], что приводит к перегреву топлива и высвобождению продуктов деления, которые, попадая через окружающую среду в живой организм, вызывают его облучение высокими дозами облучения.

Температурный баланс между мощностью реактора и теплоёмкостью поддерживается с помощью теплоносителя. Наибольшее распространение для применения в реакторах получили три вида теплоносителя: вода, жидкие металлы и инертные газы.

Реакторы с водяным охлаждением, как правило, используются в энергоблоках с тепловой мощностью до 1600 МВт [2]. Использование воды для отвода тепла от ядерных реакторов имеет ряд существенных преимуществ перед другими системами охлаждения: низкая стоимость, невоспламеняемость и безопасность для обслуживающего персонала, высокий коэффициент теплопередачи ($3,5 \div 5,8$ кВт/(м²·К) [3] для кипящей воды и до 10,5 кВт/(м²·К) [3] для водяного пара), малая длина замедления нейтронов (5,7 см) [3], отрицательный температурный коэффициент реактивности, предохраняющий реактор от самопроизвольного повышения мощности, относительно слабый захват нейтронов (сечение захвата – от 0,0015 до 0,3барн) [3]. Сечение рассеяния нейтронов зависит от энергии частиц (при больших энергиях сечение рассеяния мало, а при малых – велико), благодаря чему возможно повышать коэффициент размножения, увеличив интенсивность деления урана до уровня, достижимого только на быстрых нейтронах.

К недостаткам водо-водяных реакторов можно отнести высокую интенсивность коррозии многих металлов в воде при температуре выше 300°C, трудность компенсации температурного и других эффектов реакции, а также жёсткие условия работы материала корпуса, подвергающегося воздействиям излучения и высокого давления. Пожалуй, наиболее существенным недостатком воды как теплоносителя является сравнительно низкая температура её кипения. Чтобы значительно повысить температуру кипения воды, необходимо создать высокое давление с помощью циркуляционных насосов, обеспечивающих подачу воды в активную зону с интенсивностью порядка 300 тонн в час [3]. Для отвода тепла, выделяющегося в реакторе, применяется двухконтурная система. В первичном контуре циркулирует вода под давлением 100 бар [3]. Трубы контура изготавливаются из нержавеющей стали и размещаются за слоем биологической защиты. Вода, нагретая в реакторе до 280°C [3], поступает в парогенераторы, в которых отдает тепло воде вторичного контура, охлаждаясь при этом до 190°C [3].

Повышение давления воды в трубопроводе охлаждения закономерно приводит к необходимости увеличения толщины водяных трубок, что в свою очередь (вследствие возросшего поглощения нейтронов в активной зоне) потребует большего обогащения урана изотопом U-235, т.е. происходит удорожание используемого ядерного топлива без улучшения теплового КПД самой электростанции [4]. Учитывая сравнительно небольшой запас реактивности, количество полиметаллов в активной зоне может быть уменьшено за счёт утончения стенок тепловыделяющих элементов, но это негативно скажется на безопасности реактора, поскольку возрастёт вероятность паро-циркониевой реакции и расплавления топлива.

Кроме того, при использовании воды для охлаждения реакторов, вследствие активации ядер теплоносителя при захвате ими нейтронов, возникает наведённая активность. Радиоактивность воды первичного контура ($7 \div 8$ ГБк/л) на выходе из реактора обусловлена радиоактивностью ядер кислорода, образующих изотоп азота N-16 в результате активации при захвате нейтронов ((p,n)-реакция). Ввиду малого периода полураспада N-16 (7 с.) радиоактивность воды быстро убывает и на входе в реактор составляет $0,7 \div 0,8$ МБк/л [5], что обусловлено наличием примесей, неизбежно присутствующих в воде и активирующихся под действием нейтронного облучения.

Охлаждение жидкими металлами (в основном – жидким натрием), как правило, применяют в реакторах на быстрых нейтронах (БН). Вследствие высокой температуры кипения расплавленных металлов не требуется создавать высокие давления в первичном контуре, а большая теплоёмкость расплавленного металла исключает необходимость пропускать через контур большие объёмы теплоносителя. Особенностью натриевого теплоносителя является его способность удерживать летучие радионуклиды. Основное отличие натрия от воды заключается в том, что вследствие большего атомного веса он хуже замедляет нейтроны, но главным недостатком охлаждения активной зоны жидким натрием является его высокая радиоактивность со сравнительно большим периодом полураспада (14 ч.) Натриевый контур трудно доступен для обслуживания; также конструктивно усложнена теплообменная аппаратура из-за необходимости предварительного разогрева натрия и соблюдения специальных мер предосторожности для предотвращения контакта натрия с водой и воздухом. В последние годы по поводу эксплуатации реакторов на быстрых нейтронах проходит бурное обсуждение недостатков натриевого теплоносителя, связанных именно с его химической активностью по отношению к воздуху и воде [6].

Кроме того, натрий представляет немалую пожарную опасность. Натриевые пожары могут возникать в случае разуплотнения соответствующих контуров и течи натрия из них наружу. Не всякая течь приводит к пожару, т.к. температура воспламенения натрия на воздухе составляет $180 \div 200^\circ\text{C}$ [7]. Однако, поскольку рабочие температуры в технологических системах находятся на уровне $300 \div 550^\circ\text{C}$ [7], течи при работе АЭС в энергетическом режиме обычно сопровождаются загоранием. Поэтому, исследуя опасность такого пожара, нужно ответить на 3 вопроса: насколько опасно само горение натрия; какова вероятность больших утечек теплоносителя и есть ли надежные меры для обнаружения и тушения горения.

Таблица 1 – Характеристики некоторых горючих веществ [7]

Горючий материал или вещество	Скорость горения, кг/(м ² ·ч)	Тепловой эффект, кДж/кг
Бензин	160 ÷ 200	41,870
Дизельное топливо	150	41,870
Древесина	54	13,800
Мазут	126	38,700
Резина	40	33,500

Нагрый	42 ÷ 63 [8]	10,990
--------	-------------	--------

В таблице 1 приведены параметры натрия как горючего вещества и, для сравнения, некоторых других веществ. Температурные эффекты натриевого пожара гораздо ниже, чем для обычных горючих веществ [8], что снижает разрушительный эффект пожара и облегчает его тушение.

Основная масса натрия первого контура находится в баке БН-реактора. С целью недопущения оголения активной зоны при маловероятном разуплотнении бака, корпус реактора окружен равнопрочным ему страховочным кожухом. Таким образом, радиоактивный натрий заключен в сосуд с двойной стенкой.

За пределами корпуса реактора располагаются вспомогательные системы: устройства контроля и очистки примесей и контроля герметичности оболочек ТВЭЛов. Вероятный выход натрия за пределы контура связан с разуплотнением именно этих систем, но диаметры их трубопроводов не превышают 80 мм, что ограничивает скорость утечки.

Опыт эксплуатации натриевых контуров свидетельствует о том, что течи из них случаются в среднем 1÷2 раза в год[9]. Наиболее частыми причинами течей являются дефекты металла оборудования или трубопроводов, усталостные микротрещины из-за недостаточной компенсации температурных расширений и ошибки персонала при разогреве систем с замороженным натрием. При этом принципиально важно, что дефекты ничтожны по размерам. Такие дефекты часто вообще не приводят к утечке теплоносителя, т.к. вытекающий натрий окисляется, и образовавшиеся окислы закупоривают трещину.

Натриевые трубопроводы и корпуса оборудования выполняются из пластичной нержавеющей стали; все соединения свариваются взрывом. Рабочие давления в напорной части контура не превышают нескольких бар, т.е. источников энергии способных вызвать большой разрыв, не существует. С другой стороны, натрий не вызывает заметной коррозии применяемых сталей во всем диапазоне рабочих температур. Все это приводит к весьма низкой вероятности возникновения течи натрия. Крупные течи натрия (разрушения, эквивалентные полному сечению трубопровода) возможны в случае полного и длительного отказа систем контроля и некомпетентности персонала, либо при аварийных разрушениях контейнента реактора.

Преимущество газовых теплоносителей (азота, гелия, двуокиси углерода) заключается в том, что, несмотря на довольно высокую выходную температуру газа ($640 \div 650^\circ\text{C}$)[10], давление в трубопроводах охлаждения активной зоны реактора составляет около $10 \div 20$ бар. Однако, газы обладают сравнительно небольшой теплоёмкостью (у гелия – $0,1437 \text{ Вт}(\text{м} \cdot \text{К})$)[10], поэтому, несмотря на значительную удельную теплоёмкость (по гелию – $5,23 \text{ кДж}(\text{кг} \cdot \text{К})$)[10], для эффективного отвода тепла требуются газодувки большой мощности. Значительный расход энергии на циркуляцию большого объёма газа является, пожалуй, единственным существенным недостатком газового охлаждения энергетических ядерных реакторов.



Рисунок 1 – Принципиальная схема АЭС с реактором КНТР

На рисунке 1 изображена схема высокотемпературного газоохлаждаемого реактора типа КНТР[11]. Температура теплоносителя в активной зоне реактора типа КНТР, как показано на рисунке 2 [11], не превышает $700 \div 900^\circ\text{C}$ (аварийная температура – $1800 \div 2000^\circ\text{C}$) [1, 11], причём эффективность

использования теплоты достигает 80% (против 40÷60% в обычных реакторах). Кроме того, конструкция активной зоны КНТР выгодно отличается от устаревших типов, какие были в реакторах типа ВВР (на АЭС «Фукусима-1» и «Три-Майл-Айленд») и РБМК (на Чернобыльской АЭС): топливные элементы КНТР выполнены из керамики, а в качестве теплоносителя используется гелий, что предотвращает расплавление активной зоны даже в случае отказа системы охлаждения. Для охлаждения активной зоны КНТР требуется на 13% меньше воды по сравнению с легководным реактором той же мощности.

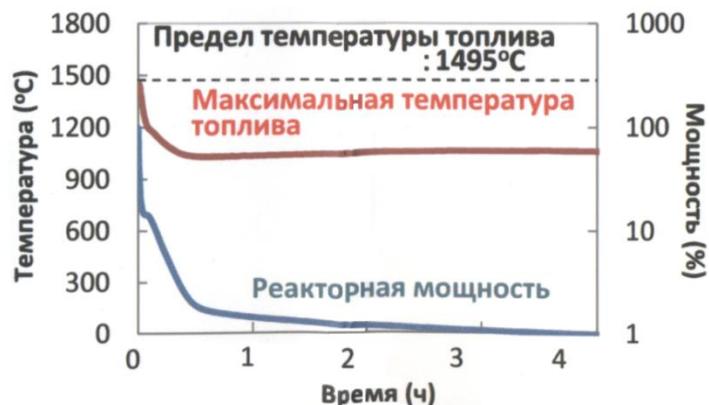


Рисунок 2 – Изменение температуры и мощности реактора КНТР при потере теплоносителя

Важные для безопасности преимущества и недостатки реакторов, охлаждаемых водой, жидкометаллическим натрием и инертным газом (гелием), для удобства сравнения по различным показателям можно представить в виде таблицы 2.

Таблица 2 – Преимущества и недостатки реакторов, использующих водяное, жидкометаллическое и газовое охлаждение

	Преимущества	Недостатки
Реактор с водяным охлаждением	<ol style="list-style-type: none"> 1) низкая стоимость; 2) невоспламеняемость; 3) высокий коэффициент теплопередачи; 4) отрицательный температурный коэффициент реактивности, предохраняющий реактор от самопроизвольного повышения мощности; 5) относительно слабый захват нейтронов. 	<ol style="list-style-type: none"> 1) низкая температура кипения воды; 2) коррозия металла при $T_{\text{воды}} > 300 \text{ }^\circ\text{C}$; 3) повышение давления в трубопроводах охлаждения; 4) увеличения толщины водяных трубок; 5) удорожание используемого топлива без повышения теплового КПД; 6) вероятность паро-циркониевой реакции и расплавления топлива.
Реактор с жидкометаллическим охлаждением	<ol style="list-style-type: none"> 1) не требуется создание высокого давления в контуре охлаждения; 2) нет необходимости пропускать через контур большие объёмы теплоносителя из-за его большой теплоёмкости; 3) способность удерживать летучие радионуклиды. 	<ol style="list-style-type: none"> 1) высокая радиоактивность теплоносителя; 2) труднодоступный для обслуживания контур охлаждения; 3) конструктивно сложная теплообменная аппаратура; 4) опасность контакта натрия с водой и воздухом; 5) пожарная опасность; 6) трудность вывода из эксплуатации.
Газоохлаждаемый реактор	<ol style="list-style-type: none"> 1) низкое давление в трубопроводах охлаждения; 2) низкая температура теплоносителя; 3) высокая эффективность использования теплоты; 4) нет риска расплавление активной зоны; 	<ol style="list-style-type: none"> 1) для эффективного отвода тепла требуются газодувки большой мощности; 2) значительный расход энергии на циркуляцию большого объёма газа.

5) меньшее количество воды для охлаждения активной зоны.
--

Таким образом, высокотемпературный газоохлаждаемый реактор имеет достаточно много преимуществ перед реакторами с водяным и жидкометаллическим охлаждением. Количество преимуществ использования газа в качестве теплоносителя превышает число недостатков, тем не менее, весовые коэффициенты каждого из оценочных критериев при выборе типа реакторной установки для конкретной АЭС будут неизбежно различаться в зависимости от её выходной электрической мощности, предназначения, условий проекта и его привязки к месту строительства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жараспаев М.Т., Ким Д.С. Факторы, способствующие возникновению и развитию аварий на атомных реакторах. //Вестник КазНТУ им. К.И. Сатпаева, – №6(69). – Алматы: КазНТУ им. К.И. Сатпаева, 2008. – С.87-90.
2. Шатанов А.А., Ким Д.С. Энергетика Казахстана и рынок электроэнергии./ Сборник научных трудов «Безопасность жизнедеятельности» (охрана труда, защита человека в ЧС, экономические, правовые и психологические аспекты БЖД, экология). – Вып. 3. – Алматы: КазНТУ им. К.И. Сатпаева, 2007. – С.176-179.
3. Дементьев Б.А. Ядерные энергетические реакторы: Учебник для ВУЗов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 280 с.
4. Жараспаев М.Т., Ким Д.С. Экономические аспекты использования плутония в ядерном топливно-энергетическом цикле по сравнению с его захоронением во внешней среде./Труды XI Международной научно-технической конференции «Новое в безопасности жизнедеятельности» (защита человека в ЧС, охрана труда, экология, логистика, экономика, материаловедение демпфирующих сплавов). – Алматы: КазНТУ им. К.И. Сатпаева, 2009. – Т 3. – С. 68-72.
5. Ким Д.С. Безаварийная эксплуатация исследовательского реактора ВВР-К как основа экологической стабильности в районе его расположения. //Вестник Казахстанско-Британского Технического Университета. – №2(13). – Алматы: КБТУ, 2010. – С. 57-63.
6. Ким Д.С. Осаждение частиц натриевого теплоносителя, выделившихся при аварии из активной зоны БН-реактора со смешанным топливом, во внешней среде. //Известия научно-технического общества КАХАК. – №1(26). – Алматы, 2010. – С. 99-105.
7. Баклушин Р.П., Иваненко В.Н., Поплавский В.М. Экологическая безопасность АЭС с натриевым теплоносителем и опыт эксплуатации реактора БН-600. – Обнинск, 2004. – С. 38-45.
8. Clough W.S., Garland J.A. The behavior in the atmosphere of the aerosol from a sodium fire. – British report AERE-R-6460. – London, 2000. – P. 14-20.
9. Ким Д.С. Безаварийная эксплуатация реактора БН-350 как основа экологической стабильности в районе его расположения. //Вестник КазНТУ им К.И. Сатпаева. – №3(79). – Алматы: КазНТУ им К.И. Сатпаева, 2010. – С. 177-182.
10. Краткая химическая энциклопедия под ред. Кнунянца И.Л. – М.: Советская энциклопедия, 1961. – Т 1. – 1262 с.
11. Касенов К.М., Ким Д.С., Иркегулов А.Ш. Практическое применение дерева отказов для анализа аварий на ядерных реакторах. //Вестник КазНТУ им. К.И. Сатпаева. – №5(99). – Алматы: КазНТУ им. К.И. Сатпаева, 2013. – С. 67-78.

УДК 664.71.013

НОВЫЕ РАЗРАБОТКИ GEAREFRIGERATION И ОПЫТ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ В РОССИИ

*И.А. Жердев, О.А. Муравьев, С.С. Тарасов
(ООО «ГЕА Рефрижерейшн РУС»)*

E-mail: Igor.Zherdev@gea.com, Oleg.Muraviev@gea.com, sergey.tarasov@gea.com

В 2014 году компания GEAREfrigeration выпустила на рынок несколько новых продуктов для потребителей промышленного холодильного оборудования. Некоторые из них описаны ниже [1].

Новый винтовой компрессор серии GEA Grasso M представляет собой продолжение серии GEA Grasso MC. Благодаря совершенно новым конструктивным особенностям была улучшена эффективность, надежность и удобство эксплуатации. Модели H, L, M и N были модернизированы, а также обеспечена взаимозаменяемость частей (основание, всасывающая труба и нагнетательный патрубок) с предыдущими сериями GEA Grasso MC.

Эта новая разработка привела к появлению первого винтового компрессора со встроенным обратным клапаном на стороне всасывания, управляемым по давлению, в конструкции которого отсутствует пружина, для обеспечения низкого перепада давления. Для удовлетворения множества требований, также была модернизирована система салазок. Кроме этого, в дополнение к уже имеющимся значениям переменной степени сжатия доступны следующие значения: 1,8 – 3,0 и 2,2 – 4,0. Благодаря расширенному диапазону переменной степени сжатия было получено 4-хпроцентное увеличение эффективности, по сравнению с предыдущей серией GEA Grasso MC. В результате чего, общая эффективность увеличилась на 7% при эксплуатации в зимнее время.

Серия GEA Grasso M с максимальным расчетным давлением 28 бар уже доступна. Завершающий этап перехода от предыдущей серии GEA Grasso MC планируется в середине 2015 года, когда будет закончена модель с высоким расчетным давлением серии GEA Grasso M.

Стоимость компрессора новой серии GEA Grasso M установлена на том же уровне, что и стоимость предыдущей серии GEA Grasso MC. Однако комплект поставки также включает в себя муфту и корпус муфты. Если муфта и корпус муфты не требуются, то возможно снижение стоимости. Данное снижение стоимости отражает попытку сокращения производственных расходов, при этом повышая эффективность, надежность и удобство эксплуатации.

Сниженные капитальные затраты, по сравнению с предыдущей моделью, значительное сокращение затрат на электроэнергию и частоту технического обслуживания станет ценным преимуществом для заказчиков.

Новый компрессорный агрегат серии GEA Grasso M обычно поставляется с панелью управления GEA Omni.

Новая сенсорная панель GEA Omni обладает большими возможностями и очень проста в использовании. Стоимость оборудования не изменится с выходом GEA Omni. Со дня запуска GEA Omni панель управления GSC-TP, предлагаемая ранее, доступна в качестве опции.



Рисунок 1 –Преимущества компрессора GEAGrassосерииM

Благодаря новым разработкам, активно двигающим вперед компанию и позволяющим использовать самые современные и энергоэффективные решения, ООО «ГЕА РефрижерейшнРУС» за последние годы реализовала несколько крупных проектов в мясоперерабатывающей отрасли [3].

Один из них - современный крупный Мясоперерабатывающий комплекс по убою и переработке птицы мощностью 12 тысяч голов в час АПХ «Мираторг»[2, 5]. В настоящий момент на предприятии запущена в эксплуатацию холодильная установка «под ключ», представляющая собой каскадную систему аммиак/СО2. Компания «ГЕА Рефрижерейшн РУС» оснастила холодом не только технологические линии по охлаждению курицы, но и около 16 000 м2 складов хранения и технологических помещений, с контролем влажности во всех помещениях.



Рисунок 2 – Винтовые компрессорные агрегаты GEAGrasso

В деятельности ООО «ГЕА РефрижерейшнРУС» ключевое место занимают защита окружающей среды и энергоэффективность. Свое предпочтение компания отдает природным хладагентам, таким как аммиак и диоксид углерода, но также поставляет оборудование, работающее на озонобезопасных фреонах, разрешенных в использовании в Российской Федерации. Кроме того, при проектировании холодильных систем предлагается установка устройств утилизации тепла для нужд Заказчика от линии нагнетания горячих газов компрессорного агрегата или линии охлаждения масла. Все эти решения были реализованы на комплексе по убою и переработке курицы.



Рисунок 3 – Здание компрессорного цеха. АПХ «Мираторг»

Широкий спектр холодильного оборудования, которое производят предприятия группы GEАи которое применяет в своих проектах ООО «ГЕА Рефрижерейшн РУС» позволяет решать самые разные задачи по своему масштабу и сложности.

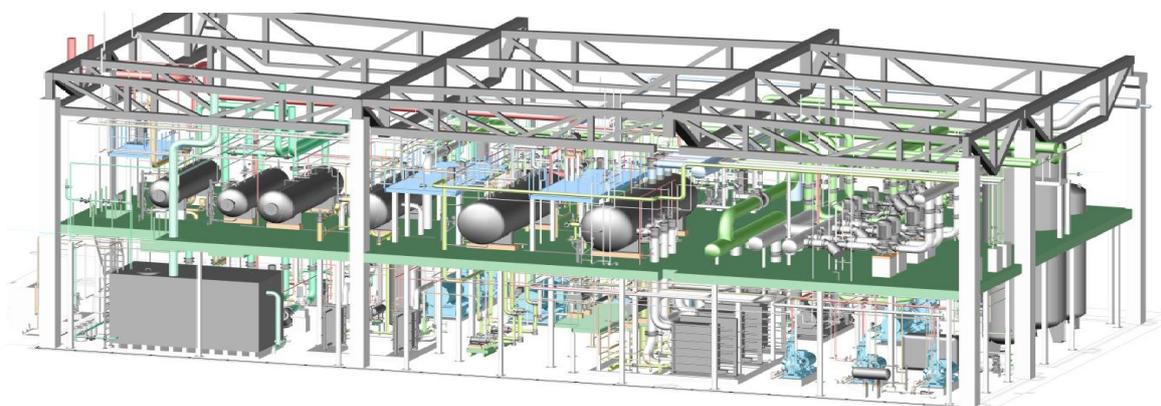


Рисунок 4 – 3Dмодель компрессорного цеха. АПХ «Мираторг»

Одной из таких задач стала реализация проекта по строительству санно-бобслейной трассы в г. Сочи[4]. В качестве хладагента здесь используется аммиак. Другие хладагенты не могут обеспечить оптимально необходимый температурный уровень и равномерность кипения в трубах по всему периметру трассы, создавая, таким образом, сложности в поддержании рабочего режима холодильной установки во время соревнований. Ввиду мировой значимости сочинского объекта, аммиак как хладагент был утвержден соответствующим постановлением Правительства Российской Федерации, что дало возможность получить новую санно-бобслейную трассу международного уровня для проведения крупнейших соревнований, таких как Олимпийские игры в Сочи и чемпионаты мира и Европы.



Рисунок 5 – Санно-бобслейная трасса в г. Сочи

В 2014г. ОАО «Газпром» была принята в эксплуатацию мобильная компрессорная установка № 5, расположенная на Вынгапуровском газовом промысле [6, 7]. В настоящее время, используя полученный опыт, ООО «ГЕА Рефрижерейшн РУС» осуществляет самостоятельную сборку установок в России для перекачки природного и попутного нефтяного газов.

Сегодня GEA – это надежный партнер, который может спроектировать, произвести, поставить, смонтировать и обслужить холодильное оборудование. Клиентам предлагаются энергоэффективные технические решения и оригинальные разработки систем автоматизации и диспетчеризации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Журнал «Империя Холода», декабрь 2014.-С.26-31
2. Журнал «Мясной ряд», декабрь 2014.-С. 41-43
3. Журнал «Холодильная Техника» .- №9.-2014.-С.2-3
4. сайт <http://gearef.ru/projects/sport/ooo-nauchno-proizvodstvennoe-obedinenie-mostovik-sanno-bobsleinaya-trassa-v-g-sochi>
5. сайт <http://gearef.ru/projects/ptitsa/agropromyshlennyi-kholding-miratorg>
- 6 . сайт <http://geaenergy.ru/projects/nizkonapornye-skvazhiny/vingapur>
7. Журнал «Энергетическая стратегия», №11.- 2014.- С44-45

УДК 621.514

МОДУЛЬНАЯ СИСТЕМА ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРОДУКЦИИ ДЛЯ КОЛБАСНЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Крупененков Н.Ф.

*Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики, Институт холода и биотехнологий
E-mail: krupenenkov@mail.ru*

В настоящее время одной из важнейших задач является обеспечение населения страны отечественным продовольствием. Поэтому вопрос интенсификации процесса термической обработки колбасных изделий, являющийся замыкающим в технологической цепи, приобретает особое значение. От его решения в значительной степени зависит качество конечного продукта, энергетическая эффективность и производительность всего цикла варки и охлаждения продукции.

Совершенствование технологии термической обработки при производстве колбасных изделий представляется весьма актуальной задачей, поскольку позволяет снизить энергетические затраты и улучшить качество продукции.

Предполагается, что применение вихревой трубы для подачи горячего воздуха ($T \sim +110$ °С) в варочные камеры при обжарке и варке колбасных изделий, а так же одновременно для подачи холодного воздуха ($T \sim -40$ °С) в камеры охлаждения колбасных изделий позволит значительно увеличить энергетическую эффективность технологического процесса тепловой обработки при производстве колбас. При этом не потребуются утилизация тепла как в случае традиционного одностороннего использования вихревой трубы [1].

При использовании эффекта Ранка-Хильша (Вихревая труба) предполагается:

1. Использование горячего воздуха ($\sim +110$ °С) для термической обработки продукции;
2. Использование холодного воздуха (~ -40 °С) для охлаждения продукции после термической обработки;
3. Сократить время перехода через критический интервал температур ($+40$ °С \div $+15$ °С), при которых и происходит наиболее активный рост микроорганизмов;
4. Обеспечить увеличение срока годности колбас;
5. Сократить промежуток времени между термообработкой колбас и их отгрузкой в торговые сети;
6. Снизить затраты электроэнергии на варку и охлаждение колбас в складских помещениях.

Технологический процесс термической обработки при производстве колбас состоит из ряда операций [1]:

1. Обжарка- обработка горячими дымовыми газами для придания хорошего товарного вида.
2. Варка- обработка острым паром в камерах при температуре $+75 \div +85$ °С.
3. Охлаждение- для предотвращения возможной порчи колбасы после варки ее охлаждают. К концу охлаждения температура изделий достигает $+8 \div +15$ °С.

Улучшение технологии охлаждения колбас позволяет: сократить длительность процесса охлаждения; снизить массовые потери; сократить время перехода через критический интервал температур; обеспечить увеличение срока годности колбас; сократить промежуток времени между термообработкой колбас и их отгрузкой в торговые сети; снизить затраты электроэнергии на охлаждение колбас в складских помещениях.

Использование вихревой трубы имеет ряд полезных свойств:

1. отсутствуют подвижные части, как результат, близкая к 100% надежность и большой ресурс;
2. может работать в очень жестких условиях (с высокой температурой газа –многие сотни градусов выше нуля, при наличии вибрации и т.д.);
3. имеет относительно простую конструкцию, небольшие размеры и массу;
4. расход перерабатываемого газа в зависимости от варианта исполнения может быть в диапазоне от долей до сотен тысяч кубических метров в час;
5. имеет постоянную готовность к работе и очень малое время выхода на режим;
6. пространственное положение ВТР не влияет на ее работоспособность.

По термодинамической эффективности вихревая труба занимает промежуточное положение между дросселем и детандером. Однако, по своей конструктивной простоте, небольшим габаритам и по способности надёжной работы на газах, содержащих жидкие и твёрдые включения, не идёт ни в какое сравнение с таким сложным устройством, как турбодетандерный агрегат. Особенно выгодно применять вихревые трубы на технологических потоках газа, энергия давления которых безвозвратно теряется при дросселировании.

Применение эффекта Ранка-Хильша позволяет обеспечивать технологический процесс термической обработки продукции как в единичных аппаратах на малых производствах, так и на крупных предприятиях при применении модульных блоков, скомпонованных параллельно или в конвейер для охлаждения [2].

Конструкция камер охлаждения и варочных печей значительно упрощается при применении вихревой трубы вследствие отсутствия специальных устройств таких как испарители холодильных систем в камерах охлаждения и нагревательные элементы у варочных печей. При такой системе необходимость применения холодильной установки исключается, а суммарная электрическая мощность электрических нагревателей в варочных печах может быть значительно снижена. Предлагаемые схемы компоновки представлены ниже.

Пример компоновки системы термической обработки продукции в единичных аппаратах на малых производствах представлен на рис.1.

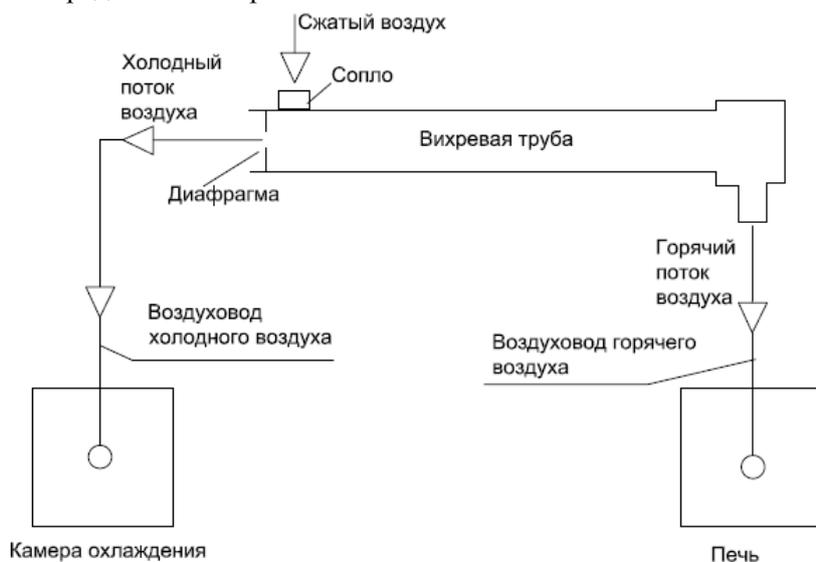


Рисунок 1. Схема компоновки системы термической обработки продукции в единичных аппаратах на малых производствах

Пример компоновки системы термической обработки продукции на крупных предприятиях при применении модульных блоков, скомпонованных параллельно или в конвейер для охлаждения представлен на рис.2.

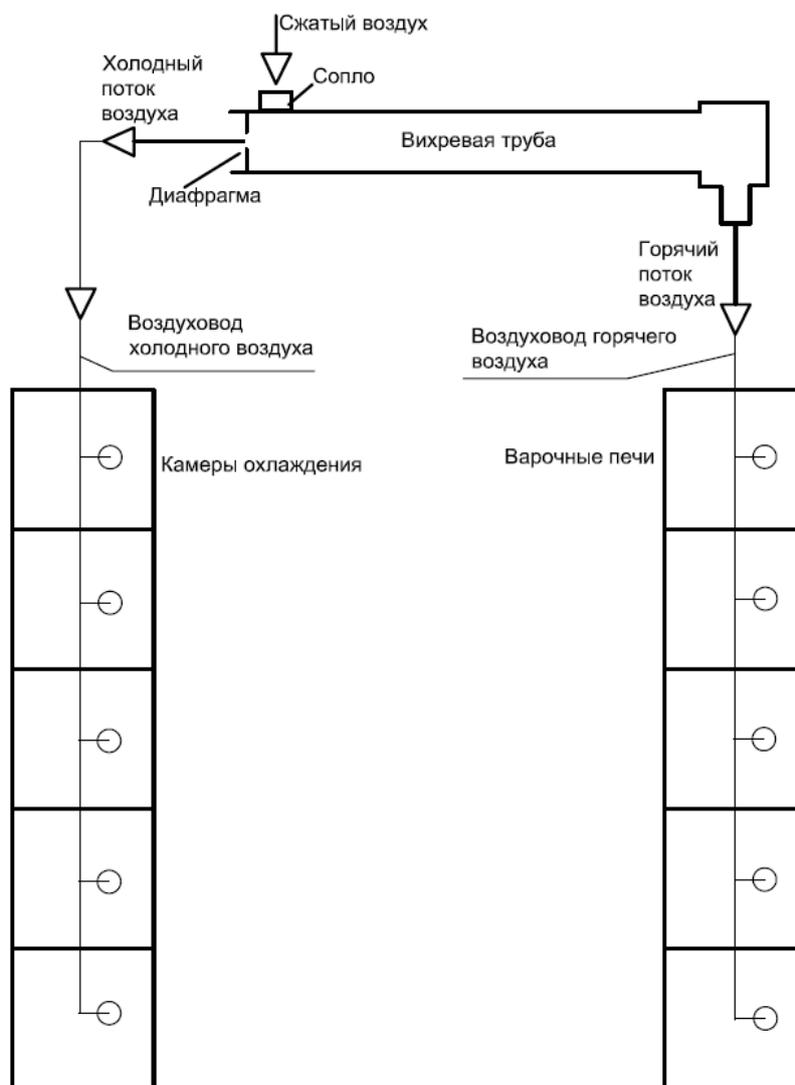


Рисунок 2. Схема компоновки системы термической обработки продукции на крупных предприятиях при применении модульных блоков, скомпонованных параллельно или в конвейер для охлаждения

По заявлению Ф.Н.Тарасенко [3] при проектировании очередного образца вихревой трубы может быть использовано любое количество ее обновленных элементов. Но наибольший эффект будет достигнут если в ее составе использовать все конструктивно обновленные элементы (которые взаимно дополняют друг друга), в этом случае можно поднять коэффициент энергоэффективности EER вихревой трубы Ранка до величины не менее 2-х единиц, что дает законное основание назвать такую вихревую трубу «Энергоэффективной вихревой трубой» или сокращенно ЭЭВТ.

Таблица 1. Приблизительный вклад каждого из обновленных элементов ЭЭВТ в повышение ее энергоэффективности

№ п/п	Элемент ЭЭВТ	Параметр Q (числитель) и его возможное значение	Параметр N (знаменатель) и его возможное значение	Показатель повышения энергоэффективности отдельного элемента ЭЭВТ за счет изменения его конструкции, отношение Q/N
1	Обновленный сопловой ввод	Q_1 1,4	N_1 0,8	1,75
2	Обновленная (собственно) труба, с расширением к горячему концу	Q_2 1,05	N_2 0,9	1,17
3.1	Устройство обеспечения работы трубы в режиме $\mu < 1$ (например, при $\mu = 0,67$)	$Q_{3.1}$ 1,1	$N_{3.1}$ 1,0	1,1
3.2	Комплект устройств обеспечения работы трубы в	$Q_{3.2}$ 1,49	$N_{3.2}$ 1,2	1,24

режиме $\mu = 1$				
4	Обновленный развихритель	Q_4 1,2	N_4 0,9	1,33
5	Диафрагма с новым устройством предотвращения попадания пограничного слоя в холодный поток	Q_5 1,1	N_5 1,0	1,1
6	Обновленная газоотводящая трубка	Q_6 1,0	N_6 0,9	1,1

Значение коэффициента энергоэффективности вихревой трубы классического исполнения $EER_{\text{класс}}$ принято равным 0,5.

В соответствии с формулой расчета коэффициента энергоэффективности (EER) вихревой трубы Ранка -получаем:

$$EER_{\mu=1} = EER_{\text{класс}} \cdot \frac{Q_1 \cdot Q_2 \cdot Q_{3,2} \cdot Q_4 \cdot Q_5 \cdot Q_6}{N_1 \cdot N_2 \cdot N_{3,2} \cdot N_4 \cdot N_5 \cdot N_6}$$

$$EER_{\mu=1} = 0,5 \cdot 1,4 \cdot 1,05 \cdot 1,49 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,0 / 0,80 \cdot 0,90 \cdot 1,2 \cdot 0,90 \cdot 1,0 \cdot 0,90 = 0,5 \cdot 2,89 / 0,7 = 2,06 \approx 2$$

Коэффициент энергоэффективности EER лучших в мире кондиционеров с холодильной машиной парокомпрессионного типа составлял около 4 единиц, а имея в своем распоряжении ЭЭВТ с коэффициентом EER в две единицы (отставание всего в 2 раза) уже вполне возможно создать на ее базе конкурентоспособные кондиционеры специального назначения.

Недостаточный объем, или полное отсутствие, данных по применению вихревой трубы при производстве колбасных изделий обуславливают необходимость проведения самостоятельных исследований, направленных на разработку эффективного способа передачи тепловой энергии при обжарке, варке и охлаждении колбасных изделий, а так же на совершенствование оборудования для колбасного производства.

При этом предполагается полная или значительная замена традиционных энергоносителей, электричество, газ, жидкое топливо, пар, горячая вода, на воздух из вихревой трубы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крупененков Н.Ф. К вопросу применения эффекта Ранка-Хильша (Вихревая труба) на предприятиях по производству колбасных изделий. //ЭНЖ ПиАПП.- №1.- 2013
2. Крупененков Н.Ф., Сасс П.Б. Линия охлаждения вареных колбасных изделий в аппарате на основе холодильных модулей.//ЭНЖ ПиАПП.- №1.- 2014.
3. Тарасенко Ф.Н. Энергоэффективная вихревая труба ранка на основе новой физической модели вихревого процесса, <http://www.holodilshchik.ru>
УДК 621.514

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ КОНДЕНСАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ С КАНАЛАМИ МАЛЫХ РАЗМЕРОВ

Крупененков Н.Ф., Филатов А.С.

*Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, Институт холода и биотехнологий
E-mail: krupenenkov@mail.ru, fil24725@yandex.ru*

На всех этапах развития техники при разработке деталей и узлов основной задачей являлось снижение металлоемкости. Для теплообменных аппаратов, которые в большинстве своем изготавливаются из цветных металлов этот вопрос стоит остро, и требует решения. На сегодняшний день имеется тенденция изучения и создания теплообменных аппаратов с каналами малых размеров. Внедрение подобного рода аппаратов подкрепляется так же тем фактом, что все более остро встают вопросы экологической безопасности и энергетической эффективности процессов и компактности аппаратов. Как показывают имеющиеся данные исследований [0,0,0] проведенных на сегодняшний день, теплообменные аппараты с мини- и микро-каналами показывают лучшие теплофизические характеристики, а тот факт что применение подобного рода аппаратов позволяет в значительной степени

снизить емкость заправки системы рабочим веществом, вследствие чего снизить потенциальную опасность загрязнения окружающей среды, делает их применение особенно перспективным.

В настоящее время изучение темы применения мини- и микроканальных теплообменных аппаратов в холодильной технике набирает обороты. На рисунке 1 представлена принципиальная схема стенда по изучению процессов конденсации в каналах малых размеров [0].

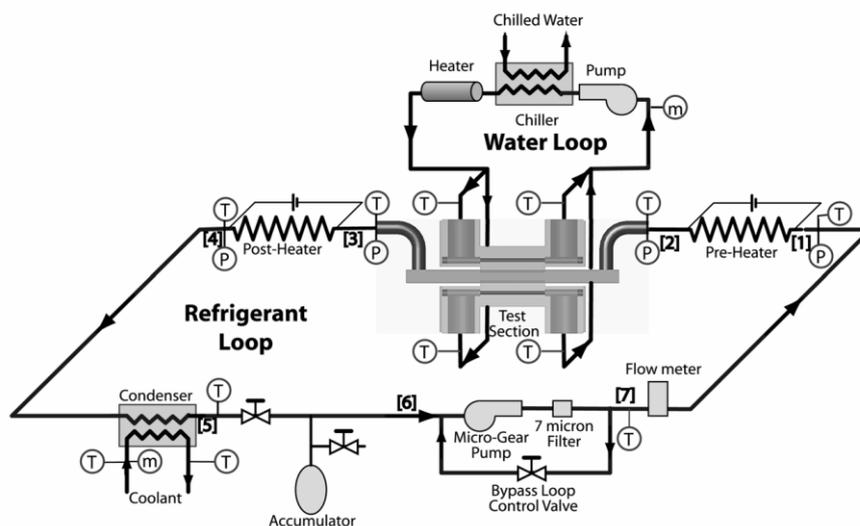


Рис. 1 - Принципиальная схема стенда по изучению процессов конденсации в каналах малы размеров [0]

Для перемещения рабочего вещества в схеме на рисунке 1 применяется микро насос GA 180 с частотным регулятором, для работы насоса на более высоких оборотах при меньших массовых расходах используется байпас. Минусами данной схемы являются ограниченный диапазон массовых расходов от 300 до 800 кг/(с·м²), сложность регулирования подачи холодильного агента и трудности при повторном проведении эксперимента с теми же параметрами.

Для изучения процессов конденсации планируется создание экспериментального стенда, позволяющего проводить исследования в широком диапазоне удельных массовых потоков от 100 до 1200 кг/(с·м²). В ходе исследования процессов конденсации в конденсаторах с каналами малого размера планируется:

- исследование зависимости коэффициента теплопередачи при конденсации холодильных агентов в теплообменниках с мини каналами при изменении параметров охлаждающей среды;
- изучение влияния соотношения потоков хладагента и охлаждающей среды на интенсивность теплообмена при конденсации пара в теплообменниках с мини каналами;
- анализ влияния равномерности потока охлаждающей среды в конденсаторах с мини каналами на эффективность теплопередачи.

На рисунке 2 представлена предлагаемая схема экспериментального стенда. Данная схема позволяет проводить исследования процессов конденсации холодильных агентов в планируемом диапазоне и исключить влияние примесей на результаты. Это достигается за счет применения безмасляного компрессора TR21E в качестве бустер компрессора и ресивера № 2 объемом соответствующим объёму необходимому для проведения полного цикла эксперимента с необходимой повторяемостью процесса.

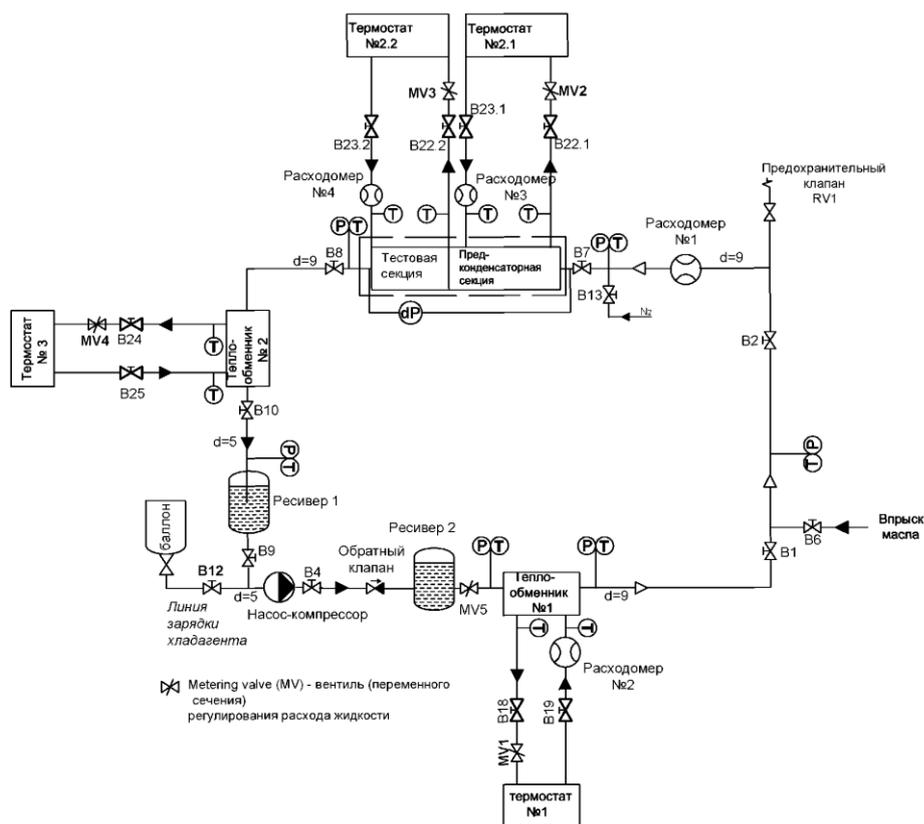


Рис. 2 - Принципиальная схема экспериментального стенда

Тестовая секция позволяющая проводить как измерение, так и изменение основных параметров процесса представляет собой две пластины: алюминиевую с отфрезерованными каналами высотой 0,5 мм, 1,0 мм, 1,5 мм и пластину из кварцевого стекла, позволяющую проводить визуализацию происходящих процессов с помощью применения высокоскоростной видео камеры.

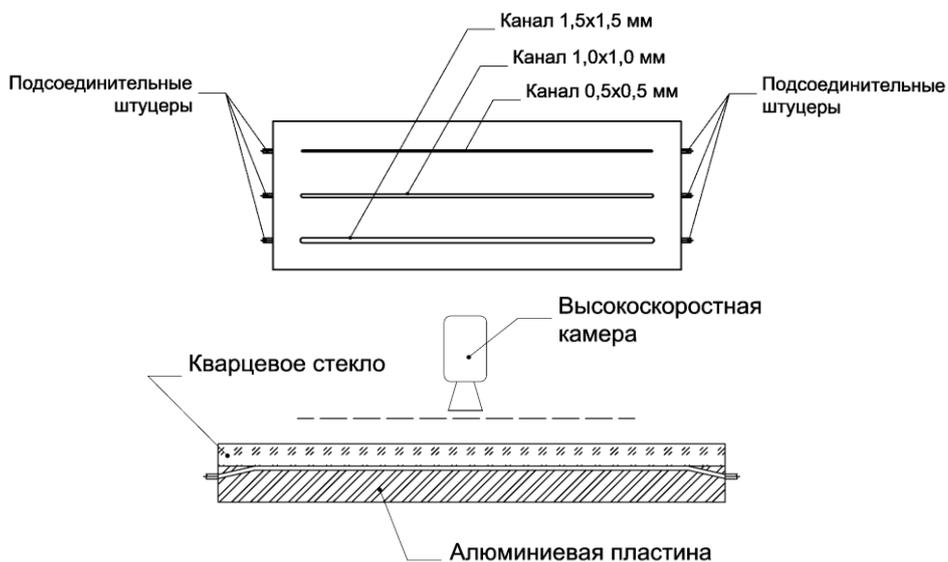


Рис. 3 - Схема тестовой секции

Отводить тепло от тестовой секции планируется с помощью охлаждающей жидкости, для этого тестовую секцию планируется размещать в емкости заполненной теплоносителем. Различное расположение входных и выходных патрубков у емкости позволит моделировать различные варианты обтекания тестовой секции теплоносителем.

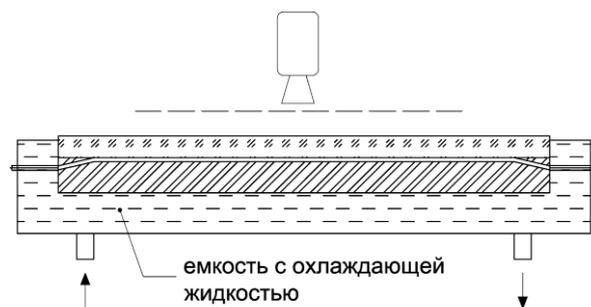


Рис. 4 - Схема тестовой секции с емкостью для подачи охлаждающей жидкости

Выбор материала для изготовления тестовой секции проводился с учетом коэффициента теплопроводности λ для стали, алюминия, меди и кварцевого стекла.

- коэффициента теплопроводности стали $\lambda_{ст} = 47$ Вт/м·К
- коэффициента теплопроводности алюминия $\lambda_{ал} = 209$ Вт/м·К
- коэффициента теплопроводности меди $\lambda_{м} = 384$ Вт/м·К
- коэффициента теплопроводности кварцевого стекла $\lambda_{кк} = 1,36$ Вт/м·К

Наиболее предпочтительным тандемом представляется сочетание алюминия и кварцевого стекла. Такое предположение обусловлено тем, что реальные теплообменные аппараты изготавливаются из алюминия. В этом случае данные полученные при проведении экспериментов с высокой степенью точности будут соответствовать действительным значениям удельного теплового потока q и коэффициента теплопередачи от холодильного агента к охлаждающей среде k .

Применение для тестовой секции с относительно большой массивностью других материалов (медь или сталь) потребует корректировка значений q и k для снижения погрешности экспериментальных данных вследствие значительного различия коэффициентов теплопроводности λ этих материалов от алюминия. Использование кварцевого стекла для визуализации процесса конденсации холодильного агента в канале тестовой секции позволяет значительно уменьшить влияние на погрешность экспериментальных данных при воздействии теплового потока от окружающей среды за счет малого значения коэффициента теплопроводности кварцевого стекла $\lambda_{кк} = 1,36$ Вт/м·К.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Минаков А.В., Лобанов А.А., Дектерев А.А. Моделирование гидродинамики и конвективного теплообмена в микроканалах. //Вычислительная механика сплошных сред, 2012, Т.5, № 4.-С.481- 488.
2. Бараненко А.В., Цветков О.Б., Лаптев Ю.А., Ховалыг Д.М. Миниканальные теплообменники в холодильной технике. //Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование».- № 3.- 2014
3. Stefano Bortolin, Two-Phase Heat Transfer Inside Minichannels, Università degli Studi di Padova
4. Akhil Agarwal, Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of Refrigerants in Microchannels, Georgia Institute of Technology, 2006

УДК 536.7

ОБЕДИНОМ ОСНОВАНИИ ДЛЯ МАКРО-И МИКРОСКОПИЧЕСКОГО АСПЕКТОВ ТЕРМОДИНАМИКИ

В.Ю. Воскресенский

Московский государственный университет технологий и управления им. К.Г. Разумовского

E-mail: voskres32@mail.ru

Большинство простых и сложных термодинамических систем описываются термическими калорическими уравнениями состояния с двумя независимыми переменными. Работа таких систем и изменение их внутренней энергии выражены суммой бивариантных слагаемых $\delta L = \sum X_i(x_i, T) dx_i$ и $dU = \sum dU_i(x_i, T)$. По первому началу термодинамики пфаффовы формы теплопритока

δQ в равновесных процессах таких систем состоят из бивариантных термически однородных слагаемых, поэтому δQ голономны согласно теоремам математики и на этом основании устанавливают существование энтропии. Соответственно для таких систем уравнение первого начала термодинамики для равновесных процессов,

$$\delta Q = TdS_{\Sigma} = \sum [dU_i(x_i, T) + X_i(x_i, T)] dx_i, \quad (1)$$

становится основным уравнением термодинамики, его пфаффовая форма δQ составлена только из бивариантных слагаемых.

Каратеодори [1], следуя второму началу, обосновывает голономность пфаффовой формы δQ (соответственно существование термодинамической температуры T в качестве интегрирующего делителя для δQ и энтропии S в качестве функции состояния) при поливариантных слагаемых $X_i(x_i, x_j, \dots, T)$ в составе пфаффовой формы δQ . Тем самым он распространяет вывод о голономности δQ также и на сложные системы с поливариантными термическими уравнениями состояния. Выстраивается объединенное уравнение первого и второго законов термодинамики для равновесных процессов,

$$\delta Q = TdS(V, H, T) = dU(V, H, T) + p(V, H, T)dV - HdM(V, H, T). \quad (2)$$

Согласно опытным данным к системам с поливариантными термическими уравнениями состояния относятся некоторые магнетиками и диэлектрики. Термическими уравнениями состояния, определяющими давление и магнитный момент в зависимости от трех переменных (объем, напряженность магнитного поля, температура) описывается, например, никель:

$$P = P(V, H, T), M = M(V, H, T). \quad (3)$$

Работу таких систем, включаемую в пфаффову форму δQ объединенного уравнения (2), выражают поливариантными слагаемыми $p(V, H, T)dV$ и $-HdM(V, H, T)$. Таким образом, аксиоматика связывает термодинамические свойства никеля, в частности, его энтропию с объединенным уравнением первого, и второго начал равновесной термодинамики.

Но статистическая термодинамика определяет существование энтропии без привлечения второго начала. Таким образом, термодинамика с ее макро- и микроскопическим аспектами становится в отношении систем с поливариантными уравнениями состояния эклектической теорией. В отношении таких систем выводы феноменологической (по Клаузиусу, Томсону, Каратеодори) термодинамики о существовании энтропии S и термодинамической температуры T опираются на II начало. В то же время согласно статистической термодинамике те же системы с поливариантными уравнениями состояния имеют энтропию и термодинамическую температуру на основании одного только I начала. Иначе, феноменологическая термодинамика допускает поливариантные слагаемые в составе пфаффовой формы δQ , статистическая же допускает только бивариантные слагаемые. Такая несовместимость макро- и микроскопических аспектов, естественно, требует объяснений и поиска однозначного решения. Так, П.Шамбадаль ([2]) утверждает: «макроскопический аспект энтропии имеет более твердые основания...». Напротив, И.П.Базаров (1961г. [3, с.6]) указывает на «ограниченность термодинамики», хотя она «позволяет установить многие из этих свойств (свойств физических систем – В.В.Ю.), даже не прибегая к представлениям о молекулярном строении тел». Согласно М.Планку [4] аксиома Каратеодори противоречит квазиэргодической гипотезе о достижимости с любым приближением «всякого вообще возможного согласно принципу энергии» состояния, не указано «ни одного признака, по которому можно отличить достижимые смежные состояния от недостижимых, ... что согласно принципу Каратеодори оказалось бы вполне возможным превращение теплоты в работу без компенсации». К.А.Путилов (1971г. [5]) «причину несогласованности некоторых выводов термодинамики и статистики» видит в некоторой ограниченности термодинамики - ею «исключаются из рассмотрения все факты, охватываемые статистической теорией флуктуаций».

Эти высказывания отмечают существование проблемы, но не дают однозначного ее решения. Ясно, что при любом уровне согласованности или несогласованности статистической физикой и феноменологии каждый аспект должен опираться на свои основания. Эти основания могут и должны быть собственными, не заимствованными, и в то же время согласованными с другим аспектом. В отношении голономности δQ термодинамических систем с поливариантными уравнениями состояния основанием для феноменологической термодинамики может быть только опытный факт.

Способ опытной проверки голономности δQ в случае систем с поливариантными уравнениями состояния представил Р.Беккер [6]. Способ основан на привлечении к использованию в эксперименте объединенного уравнения I и II начал термодинамики (2).

Из сопоставления (2) с изобарно-изотермическим потенциалом

$$\Phi = U(V, H, T) + p(V, H, T)V - HM(V, H, T) - TS(V, H, T)$$

непосредственно следует

$$d\Phi = Vdp(V, H, T) - M(V, H, T)dH - S(V, H, T)dT,$$

что в случае никеля ведет к тождественному равенству

$$\left(\frac{\partial V(p, H, T)}{\partial H}\right)_{p, T} = -\left(\frac{\partial M(p, H, T)}{\partial p}\right)_{H, T} . \quad (4)$$

Оно является термодинамическим аналогом объединенного уравнения (2), но не содержит в своей структуре энтропии, позволяя непосредственно по опытным данным p - v - T - H - M отслеживать голономность пфаффово́й формы δQ никеля. Экспериментальные данные по никелю, полученные независимыми исследованиями У.Брауна [7] и автора [8], показывают, что тождественное равенство (4) и, следовательно, объединенное уравнение (2) нарушаются по крайней мере в случае ферромагнетика никель с его двумя поливариантными уравнениями состояния (3).

Установив нарушение баланса (4) как экспериментальный факт, У.Браун рассматривал его только как кажущееся нарушение I начала термодинамики, связанное с явлением гистерезиса, с природой вещества или иными причинами, даже с формой образца. Однако эти причины не могли бы приводить к нарушению первого начала и, соответственно, исказить результаты опыта, если и поскольку нет оснований для нарушения равновесности в опытах.

Автор [8], исходя из представленных В.В.Сычевым [9, с.72-74] сведений об экспериментальных данных по магнитострикционному эффекту никеля, вычислениями установил, что, например, при внешнем давлении $p=800$ кг/см², напряженности магнитного поля $H=80$ Эрстед и комнатных температурах левая и правая части тождества (4) равны соответственно $-0,17 \cdot 10^{-9}$ м/А и $0,25 \cdot 10^{-9}$ м/А. Столь существенное нарушение в (4) однозначно указывает на обращение объединенного уравнения термодинамики (2) в неравенство $\delta Q \neq T dS$, свидетельствующее о неголономности правой части равенства (2).

К установлению причины нарушения голономности допустимы две версии: либо некорректность самой аксиомы Каратеодори, устанавливающей существование пфаффово́й формы δQ с поливариантными слагаемыми, либо некорректность опытных данных, представленных в слагаемых δQ .

Вторая версия находит подтверждение из-за скрытой термической неоднородности слагаемых пфаффово́й формы δQ никеля, приводящей, естественно, к нарушению голономности δQ . Действительно, когда в опыте манометром измеряется внешнее давление термодинамической системы, то остается неизвестным и количество подсистем, совмещенных в объеме системы, и их индивидуальные (парциальные) давления¹. На этом основании и учитывая структуру уравнений состояния (3) никеля правомерно допустить, что в опытах с никелем манометром регистрируется сумма давлений $p_{\Sigma} = p + p^*$ двух совмещенных в едином объеме системы подсистем с давлениями p и p^* . Естественно, эту пару давлений должны формировать подсистемы, отличающиеся составом переменных (иначе подсистемы были бы неразличимы). Поэтому подсистемы, имея по три переменные, должны иметь хотя бы по одной разноименной переменной. При трех независимых переменных V, H, T , установленных в опыте по уравнениям состояния (3), и при наличии в каждой из этих термодинамических подсистем обязательной пары сопряженных переменных, в данном случае пары «давление-объем», имеем суммарное давление и его составляющие

$$p_{\Sigma}(V, H, T) = p(V, T) + p^*(V, H), \quad (5)$$

что однозначно определяет состав термодинамического уравнения состояния (3) и его структуру как сумму двух бивариантных уравнений состояния.

Аналогично определяется состав и структура наблюдаемого в опыте термомагнитного уравнения состояния,

$$M_{\Sigma}(V, H, T) = M(H, T) + M^*(V, H). \quad (6)$$

Уравнения состояния (5) и (6) отражают структуру сложной термодинамической системы никель с поливариантными уравнениями состояния. Согласно (5) и (6) поливариантность этих уравнений является кажущейся -результатом совмещения данных, выраженных двумя бивариантными уравнениями.

Таким образом, структура термодинамической системы никель представлена двумя парами совмещенных в едином объеме системы ее бивариантных подсистем – двух термических подсистем с переменными p, V, T и M, H, T , и двух нетермических, с переменными p^*, V, H и M^*, V, H . Причем, обе нетермические подсистемы имеют одну и ту же пару независимых переменных, V, H , следовательно, могут рассматриваться как единая в составе никеля специфическая нетермическая подсистема, совершающая два вида работы $p^*(V, H)dV + HdM^*(V, H)$. Первое слагаемое является работой собственно механической подсистемы. Второе слагаемое известно, например [3], как работа возбуждения магнитного поля внутри магнетика.

¹ Если система (например, газовая смесь в законе парциальных давлений Дальтона) состоит из подсистем, совмещенных в едином объеме, то манометр может измерять только их внешнее, суммарное давление.

Такая структура термодинамической системы никель и соответствующие ей уравнения состояния объясняют природу ошибки, приводящей в опытах к нарушению баланса в термодинамических равенствах (2) и (3), а именно: вместе с работой системы никель, выраженной поливариантными уравнениями состояния

$$\delta L_{\Sigma} = p_{\Sigma}(V, H, T)dV - HdM_{\Sigma}(V, H, T),$$

в пфаффову форму первого начала δQ вводятся по ошибке нетермические слагаемые работы $p^*(V, H)dV - HdM^*(V, H)$, по определению нарушающие термическую однородность и, следовательно, голономность δQ . Действительно, поливариантным слагаемым уравнений состояния (3), наблюдаемым в опыте, отвечает не поливариантное слагаемое $p(V, H, T)dV - HdM(V, H, T)$ в составе пфаффовой формы δQ , а суммы

$$p_{\Sigma}(V, H, T)dV = p(V, T)dV + p^*(V, H)dV, \\ -HdM(V, H, T) = -HdM(H, T) - HdM^*(V, H).$$

В эти суммы включены слагаемые, выражающие работу нетермических подсистем, которая по определению² не входит в состав первого начала термодинамики. Их включение в пфаффову форму δQ ошибочно, нарушает термическую однородность и, соответственно, голономность слагаемых δQ , что и было обнаружено в описанных выше опытах.

Обнаруженная в никеле нетермическая подсистема лишена температуры, внутренней энергии, энтропии, теплоемкости, не вступает в теплообмен с другими подсистемами и внешней средой. Работа нетермической подсистемы,

$$\delta L^* = p^*(V, H)dV - HdM^*(V, H), \quad (7)$$

по определению игнорируется первым началом термодинамики, поэтому не может и не должна включаться в состав слагаемых пфаффовой формы δQ первого начала. Именно это категорическое требование нарушено при формировании аксиоматической термодинамикой объединенного уравнения (2) для никеля. В результате нарушается термическая однородность состава пфаффовой формы δQ первого начала и голономность δQ , соответственно нарушаются балансы (2) и (4). Нарушение голономности δQ устранимо простым исключением работы (7) нетермической подсистемы δL^* :

$$\delta Q = TdS = dU(V, H, T) + p_{\Sigma}(V, H, T)dV - HdM_{\Sigma}(V, H, T) - \delta L^*. \quad (8)$$

Соответственно в общем виде основным уравнением I начала термодинамики равновесных процессов все-таки является равенство (1), без ссылок на II начало.

Обсуждение первой версии, относящейся к возможной некорректности аксиоматики Каратеодори как причины нарушения голономности δQ (2), представляется не корректным, и оно здесь опускается. Такое решение связано с отсутствием опытных данных, которые указывали бы на существование в природе сложных систем с действительно поливариантной, а не кажущейся (квази-поливариантной) структурой. Взамен обсуждения этой первой версии предлагается гипотеза, по которой в природе вообще не существует термодинамических систем с собственно поливариантными уравнениями состояния. В этой связи уже отмечалось [10], что «существование универсальной аддитивной тепловой функции состояния, которую Р.Клаузиус назвал энтропией, никогда не рассматривалось как проблема в отношении простых термодинамических систем. Проблемой являлась энтропия сложных систем, и Клаузиус представил в качестве второго закона решение проблемы существования интегрирующего делителя T и энтропии, имея ввиду именно сложные системы». Согласно выше изложенному поливариантность уравнений состояния никеля и подобных ему систем является кажущейся, то есть квази-поливариантностью. Правомерной представляется гипотеза: наблюдаемая в опытах поливариантность уравнений состояния является кажущейся, в действительности она вытекает из особенности измерительных приборов и несовершенства методов измерения, формируется из сочленения термического и нетермического бивариантных уравнений состояния, имеющих одноименные пары обобщенных сил и координат. Согласно гипотезе существуют только простые термодинамические подсистемы и сложные термодинамические системы, состоящие из простых подсистем – термических и нетермических, подчиняющихся уравнению первого начала термодинамики (1).

Такая гипотеза полностью совмещает основания макро- и микроскопического аспектов термодинамики. Гипотеза об отсутствии сложных термодинамических подсистем устраняет неправомерность аксиомы адиабатической недостижимости Каратеодори, но ее полезность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

²Противный случай чреват фантазиям о вечном двигателе II рода

1. Caratheodory C. // Untersuchung über die Grundlagender Thermodynamik. Math. Annal. 1909, LXVII, №3, S. 355; Каратеодори К. // Об основах термодинамики. Сб. «Развитие современной физики». М.: Наука, 1964. С. 188.
2. Chabhadal P. Evolution et applications du concept d'entropie. Paris: DUNOD, 1963; Шамбадаль П. // Развитие и приложение понятия энтропия. М.: Наука, 1967. 278 с.
3. И.П. Базаров. Термодинамика. - М.: ФМ, 1961. 292 с
4. Plank M. // Phys.-Math. Klasse, 31, 1926. S.453-463,
5. Путилов А.К. // Термодинамика. - М.: Наука, 1971. 376 с.
6. Becker R. // Zs. f. Phys. 1934. 87. S.
7. Braun W.F., Jr., Rev. Mod. Phys., 1953.25. P. 131.
8. Воскресенский В.Ю. Особенности структуры сложных термодинамических систем. // Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» 25-27 ноября 2009 года. Санкт-Петербург. С.177-179.
9. Сычев В.В. // Сложные термодинамические системы. М.: Изд.дом МЭИ, 2009. 295 с.
10. Воскресенский В.Ю. // Об основаниях энтропии. – М. URSS, 2010. 104 с.

УДК:621.311.24

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛИЧЕСТВА РАСХОДА ТЕПЛА, ПЕРЕДОННОГО ЧЕРЕЗ СТЕНКУ СИММЕТРИЧНОГО КРЫЛОВОГО КАНАЛА

Р.К. Манатбаев, Н.Б. Каласов, Е.Е. Сандыбаев, Б. Калиев
Казахский Национальный Университет им. аль-Фараби, Республика Казахстан
E-mail: nurdik_90@mail.ru, rustem1977@mail.ru, sandybaev_1990@mail.ru

Схема движения теплого воздуха полости ветротурбины карусельного типа состоит следующим образом. Воздух с расходом Q_0 проходит по кольцевому каналу вращающегося вала, затем в равной доле ($Q_0/2$) поступает в 2 маха, подходит к рабочим лопастям и здесь вновь раздваивается – одна половина расхода ($Q_0/4$) движется по верхней половине лопасти и выбрасывается в атмосферу, другая половина расхода ($Q_0/4$) проходит по нижней половине и тоже выходит в атмосферу [1]. Тепло снимается с наружных поверхностей вала вращения, махов и рабочих лопастей. Для течения в махах и лопастях задача получается симметричной относительно оси вращения турбины, так что достаточно рассмотреть течение и теплообмен в одном из махов и одной половинке лопасти.

Что касается вала вращения, то здесь задача сводится к случаю поперечного обтекания круглой трубы. Вначале проведем расчет теплоотдачи одной из половинок лопасти, т.к. можно задать температуру вытекающего в атмосферу воздуха из отверстия в конце канала ($T_{1л}$) и тем самым попытаться определить температуру теплого воздуха в привходе его из маха в лопасть ($T_{0л}$) или, что тоже самое найти температуру воздуха в конце маха ($T_{0л} = T_{1м}$). Так как форма и размеры каналов лопасти и маха одинаковы, то нетрудно провести расчет теплоотдачи маха аналогичным образом и найти температуру теплого воздуха на входе из кольцевого канала ($T_{0м}$) в канал маха, зная температуру воздуха в конце кольцевого канала ($T_{0м} = T_{1м}$). Таким образом, удастся рассчитать температуру воздуха на входе в кольцевой канал и тем самым определить необходимое количество тепла для тепловой защиты работающего ветроагрегата.

В данной работе рассматриваются методика расчета расхода теплого воздуха через стенку реального аппарата.

Методика расчета строится следующим образом. Вначале необходимо определить расход теплого воздуха внутри маха. Для расчета потери тепла через стенку канала определим силу необходимую для перемещения массы теплого воздуха в канале маха. Массовый расход равен ρQ_m (где Q_m объемный расход воздуха внутри маха в единицу времени) и имеет размерность ρQ_m (кг/с)

Если этот массовый расход умножить на среднерасходную скорость $\rho Q_m u_{срм}$, то получим движущую силу, которая перемещает массу со средней скоростью $u_{ср}$ и имеет размерность силы [Н], разделив на площадь сечения канала найдем выталкивающую воздух силу, приходящуюся на единицу площади $\frac{\rho Q_m u_{срм}}{S_M}$ с размерностью (Н/м²). Эта сила должна быть равна действующей на массу центробежной силе минус силе вязкого сопротивления канала, т.е.

$$\frac{\rho \omega^2 l_M^2}{2} - \frac{\zeta_M l_M \rho u_{срм}^2}{2 d_{эм}} = \frac{\rho Q_M u_{срм}}{S_M},$$

где ρ – плотность воздуха, ω – угловая скорость вращения турбины, ζ_M – коэффициент гидравлического сопротивления канала [2], l_M – длина маха, $d_{эм}$ – эквивалентный диаметр канала, S_M – площадь поперечного сечения канала, Q_M – объемный расход подогретой воздушной массы, $u_{срм}$ – скорость ветра.

$$\text{Или } \frac{\omega^2 l_M^2}{2} = \frac{\zeta_M l_M Q_M^2}{2 d_{эм} S_M^2} + \frac{Q_M^2}{S_M^2}. \quad (1)$$

Учитывая, что $\omega^2 l_M^2 = V^2$, $\frac{Q_M^2}{S_M^2} = u_{срм}^2 \zeta = 4,62 \text{Re}_{ум}^{-0.488}$, где $\text{Re}_{ум} = \frac{u_{срм} d_{эм}}{\nu} = \frac{4 Q_M}{\nu \Phi_M}$,

$$\text{Re}_u^2 + 2,31 \frac{l_M}{d_{эм}} \text{Re}_u^{1.512} - \frac{d_{эм}^2}{2 \Phi_M^2} \text{Re}_u^2 = 0 \quad (2)$$

решение, которого даст величину расхода теплого воздуха внутри маха за счет естественной вентиляции [3]. Этот расход теплого воздуха распределяется в равной доле по двум половинкам рабочей лопасти, что дает возможность определить величину $\text{Re}_{ул}$ в рабочей лопасти. Так как воздух должен выбрасываться из двух отверстий, расположенных на концах лопасти, то расход воздуха в каждой половинке лопасти уменьшается вдвое

$$Q_l = \frac{Q_M}{2} \quad (3)$$

соответственно изменяются значения величин $u_{срл}$ и ζ_l в лопасти.

При построении методики теплового расчета необходимо иметь в виду, что $F_{3н} - F_{3в} = \Delta$ – толщина стенки, $T_{w2} = T_{w1} - \frac{q \Delta}{\lambda_k}$, q – количество тепла, передаваемое через стенку в окружающую среду, λ_k – коэффициент теплопроводности материала стенки.

Вследствие линейного изменения температуры теплого воздуха в канале температура внутренней поверхности последнего T_{w1} приводят к постоянству разности $T - T_{wb} = \bar{T} - \bar{T}_{wb} = k$. Очевидно, при постоянной толщине стенок канала и однородности материала ($\lambda_k = \text{const}$), из которого изготовлена лопасть, температура наружной поверхности T_{wn} будет отличаться от T_{wb} на постоянную величину $T_{wb} - T_{wn} = \text{const}$. Таким образом, все 3 функции $T(\bar{z})$, $T_{wb}(\bar{z})$, $T_{wn}(\bar{z})$ параллельны друг другу. Уравнения (1) и (2) определяют полные количества тепла, отдаваемого из канала в целом. Что касается уравнения (3), то теплоотдача от наружной стенки лопасти к набегающему потоку меняется по длине канала, так как T_{wn} снижается, а $T_\infty = \text{const}$. Поэтому это уравнение следует записать в виде

$$q_{лн}(\bar{z}) = \alpha_{лн} F_{лн} (T_{wn}(\bar{z}) - T_\infty).$$

Чтобы найти полное количество тепла, отдаваемого наружной поверхности лопасти потоку следует проинтегрировать последнее уравнение по длине лопасти

$$q_{лн} = \int_0^1 q_{лн}(\bar{z}) d\bar{z} = \alpha_{лн} F_{лн} \int_0^1 (T_{лн}(\bar{z}) - T_\infty) d\bar{z} = \alpha_{лн} F_{лн} (\bar{T}_{wn} - T_\infty), \quad (4)$$

где $q_{лн}$ – количество тепла, отдаваемого наружной поверхности лопасти, T_∞ – температура окружающей среды, $F_{лн}$ – площадь поверхности канала, \bar{T}_{wn} – средняя температура наружной поверхности канала, $T_{лн}$ – температура наружной поверхности лопасти, $\alpha_{лн}$ – коэффициент теплоотдачи.

Процесс теплоотдачи движущейся лопасти набегающему на него потоку описывается следующей системой уравнений $T_{лн}$

$$q_l = \rho Q C_p (T_{0л} - T_{1л})$$

$$q_{лв} = q_{0л} = \alpha_{лв} F_{лв} (\bar{T}_л - \bar{T}_{влл}) = \tau_{лв} C_p \frac{F_{лв}}{u_{ср}} (\bar{T}_л - \bar{T}_{wb}) \quad (5)$$

$$\bar{T}_{влл} = \bar{T}_{влл} - \frac{q_{л0} \Delta}{\lambda_l F_l}$$

$$q_{лн} = \alpha_{лн} F_{лн} (\bar{T}_{wn} - \bar{T}_\infty) = \tau_{лн} C_p \frac{F_{лн}}{u_{ср}} (\bar{T}_{wn} - \bar{T}_\infty),$$

где $T_{0л}$ – начальная температура входящего в канал газа, $T_{1л}$ – температура выходящего из канала газа, $\tau_{лн}$ – напряжение трения, λ_l – коэффициент теплопроводности материала стенки, Δ – толщина стенки.

Индексы, v – относится к внутренней задаче, n – относится к внешней задаче, 0 – значения температуры на входе в канал, 1 – значения температуры на выходе из канала, wb – внутренняя поверхность стенки канала, wn – наружная поверхность стенки канала.

Первое уравнение определяет полное количество потерянного теплым воздухом тепла при движении его внутри лопасти от точки соединения с махом до выхода в атмосферу.

Второе уравнение описывает количество тепла, снятого стенками канала.

Третье – это перепад температуры на стенке канала, осредненный по длине лопасти.

Наконец четвертое уравнение позволяет найти полное количество тепла, отданное наружной поверхностью лопасти окружающей среде.

При этом следует иметь ввиду, что

$$T_{лвн0} = \bar{T}_{лвн} + \frac{T_{лвн0} - T_{лвк1}}{2}; \quad T_{лвн0} = \bar{T}_{лвн} + \frac{T_{лвн0} - T_{лвк1}}{2}.$$

Или

$$T_{лвн0} = 2\bar{T}_{лвн} - T_{лвн1},$$

$$T_{лвн1} = 2\bar{T}_{лвн} - T_{лвн0},$$

$$F_{лн} = F_{лв} - 2\Delta l_n.$$

Соответственно средняя температура воздуха в лопасти

$$\bar{T}_л = \frac{T_{0л} + T_{1л}}{2}.$$

Очевидно, можно также представить в виде

$$\bar{T}_л = \frac{T_{0л} - T_{1л}}{2} + T_{1л}, \quad (6)$$

$$T_{1л} = \bar{T}_л - \frac{T_{0л} - T_{1л}}{2}. \quad (7)$$

Сделаем следующую операцию: из уравнения (5) имеем

$$\bar{T}_л - \bar{T}_{влл} = \frac{q_{0л}^{пл}}{\tau_{лн} c_p F_{лн}} = \Delta T_1^n.$$

Сложив эти два уравнения, придем к равенству

$$\bar{T}_л - T_\infty + \bar{T}_{влл} - \bar{T}_{влл} = \bar{T}_л - T_\infty - \frac{q_0 \Delta}{\lambda_n F_n} = \Delta T_1^n + \Delta T_2^n,$$

$$\text{или } \bar{T}_л = T_\infty + \frac{q_0 \Delta}{\lambda_n F_n} + \Delta T_1^n + \Delta T_2^n.$$

Преобразуем среднюю температуру теплого воздуха ($\bar{T}_л$) по формуле (6) и запишем

$$\bar{T}_{1л} - T_\infty = \frac{q_0 \Delta}{\lambda_n F_n} + \Delta T_1^n + \Delta T_2^n - \Delta T_3^n, \quad (8)$$

$$\tau_{лв} = \frac{\zeta}{8} \rho u_{ср}^2.$$

Для канала имеющую форму крылового профиля NASA – 0021 $\zeta = 4.62 Re^{-0.488}$

Соответственно для внешней задачи

$$\tau_{лн} = 0,0296 Re_v^{-0,2} \rho V^2.$$

Используя выражения для $\tau_{лв}$ и $\tau_{лн}$, запишем

$$\Delta T_1^n = \frac{U_{0л}}{\frac{8}{3} \rho c_p \Phi_{лн}},$$

$$\Delta T_2^n = \frac{U_{0л}}{0,0296 \rho c_p^{0,2} \Phi_{лн}^2},$$

$$\Delta T_3^n = \frac{U_{0л}}{2 \rho c_p} = \frac{2 U_{0л}}{\rho c_p}.$$

Приведем последние равенства к удобному для вычислений виду

$$\Delta T_1^n = \frac{32 U_{0л}}{4,62 \rho c_p^{0,512} \Phi_{лн}^2},$$

$$\Delta T_2^n = \frac{U_{0л}}{0,0296 \rho c_p^{0,2} \Phi_{лн}},$$

$$\Delta T_3^n = \frac{2 U_{0л}}{\rho c_p}.$$

Поставим в (8) и получим

$$T_{1л} - T_\infty = q_{0л} \left[\frac{6,938}{Re_v^{0,512} \lambda \Phi_{лн}^2} + \frac{33,8}{Re_v^{0,8} \lambda_{1л}} + \frac{\Delta}{\lambda \Phi_{лн}} - \frac{2}{Re_v \Phi_{лн}} \right], \quad (9)$$

где $T_{1л}$ - температура на выходе из канала, T_∞ - температура окружающей среды, $q_{0л}$ – полное количество тепла, отдаваемая через стенки канала, Φ – смоченный периметр этого сечения, Re – число Рейнольдса.

Последнее уравнение дает возможность определить полное количество тепла $q_{0л}$, отданное лопастью окружающей среде с температурой T_∞ так как $T_{1л}$ мы задаем сами, а все величины, стоящее

в квадратной скобке, могут быть определены количественно при заданных геометрических и динамических параметрах задачи.

Нетрудно видеть величины, стоящее в квадратной скобке, обратно пропорционально числам Рейнольдса и при больших их значениях достаточно малы, что приводит к высоким значениям $q_{0л}$. Поэтому при проведении расчета необходимо подбирать значения Re , или то же самое подбирать величину Q_0 .

Используя последние уровнения определили полное количество теплаи получили зависимость расхода полного количество тепла, отдаваемая через стенки канала от скорости ветра.

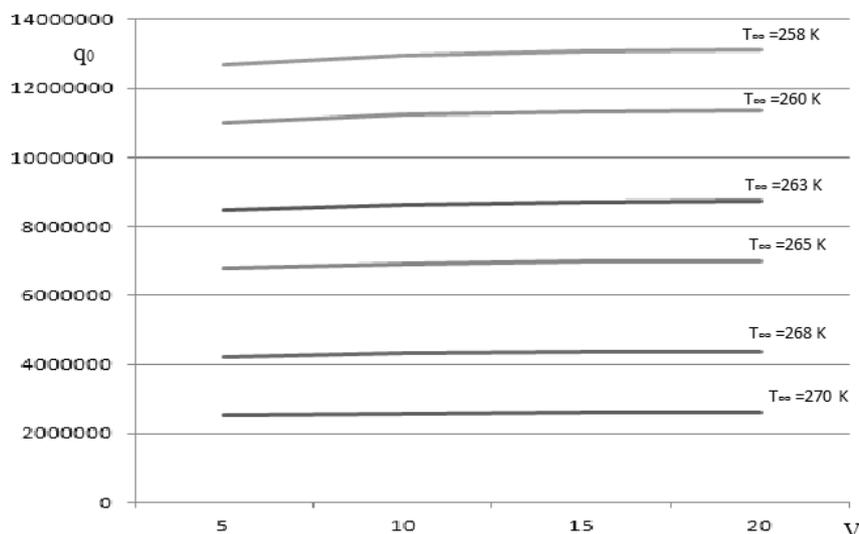


Рис.1 - Зависимость расхода полного количество тепла, отдаваемая через стенки канала от скорости ветра

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Manatbayev R.K., Dauylbaev O., Elubaeva B.T., Sadikova L.A., Tulegenova A.T. Theoretical basis of natural ventilation inside Darrieus. International Journal of Mathematics and Physics V.3, N1.-P.59-61.
2. Ershyna A.K., Manatbayev R.K. *Opredeleliyagidravlicheskosoprotivleniyasimmetrichnogokrylovogoprofilya NASA – 0021. VestnikKazNU, seriyamatematika, mehanika, informatika, 2006 g. №4 (51), S.56-58.*
3. Ershyna A.K., Ershyn SH. A., Ershyn Ch. Sh., Manatbayev R.K. *Sposobteplovoizashityvetroenergoticheskoiustanovkikarusel'nogotipa I konstruktivnoeoformlenie (varianty) dlya ego osushchestvleniya. PatentRossiskoiFederacii. № 2447318, g.Moskva. byul. №10ot10.04.2012g.*

УДК 621.514

СОВРЕМЕННЫЙ ПОДХОД К ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ. РОССИЙСКИЙ ОПЫТ ДАНФОСС В ОБЛАСТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

*А.С. Серавин, М.В. Высокский, ООО «Данфосс»
E-mail: seravin@danfoss.com, vysotskiy@danfoss.com*

Все больше владельцев торговых сетей, логистических центров и других объектов, где используется холодильное оборудование, обращают внимание на возможности снижения энергопотребления. Оптимизацию работы холодильного оборудования можно разделить на три направления:

- применение более эффективного основного оборудования
- поиск оптимального рабочего режима эксплуатации основного оборудования
- энергоаудит работы оборудования.

На сегодняшний день компанией «Данфосс» накоплен богатый опыт по внедрению на постоянной основе различных энергосберегающих технологий. Одной из них является использование частотных преобразователей для управления спиральными герметичными компрессорами.

Частотный преобразователь наиболее востребован на объекте с большим числом потребителей холода, когда нет возможности путем ступенчатого управления добиться необходимой плавности

регулирования. В одном из продуктовых магазинов торговой сети X5 был реализован пилотный проект по использованию спиральных компрессоров Данфосс MLZc частотными преобразователями Данфосс FC.

Достижение необходимой глубины регулирования было получено путем управления при помощи частотного преобразователя только одним компрессором в составе многокомпрессорного агрегата, а остальные управлялись пуском-остановом. Применение частотного преобразователя позволяет производительности компрессора точно следовать за нагрузкой на систему охлаждения. Нет скачков давления. Среднее значение давления кипения выше, чем при ступенчатом регулировании.

Результаты замеров энергопотребления пилотного объекта показали, что решение, предложенное компанией Данфосс, потребляет за отчетный период на 17% меньше электроэнергии, чем стандартное решение торговой сети. В результате торговая сеть включила решение на базе спирального компрессора Данфосс MLZc частотным преобразователем Данфосс FC в техническое задание на строительство новых магазинов и реконструкции.



Рисунок 1 – Общий вид компрессора MLZ и частотного преобразователя FC

Помимо компрессорного оборудования на снижение энергопотребления значительно влияет тип используемых расширительных вентиляей. На данный момент все большее распространение получают электронные расширительные вентили. В отличие от классических механических терморегулирующих вентиляей (ТРВ) электронные расширительные вентили (ЭРВ) Данфосс АКВ работают по принципу поддержания «адаптивного» перегрева.

На рис. 2 схематически изображена зависимость величины минимального стабильного перегрева от нагрузки на испаритель, которая, с одной стороны, защитит компрессор, а с другой – не допустит перерасхода электроэнергии. При увеличении нагрузки интенсивность кипения хладагента в испарителе повышается, соответственно величина перегрева тоже должна увеличиваться, чтобы гарантированно защитить компрессор. При уменьшении нагрузки величину перегрева можно уменьшить для снижения энергопотребления.

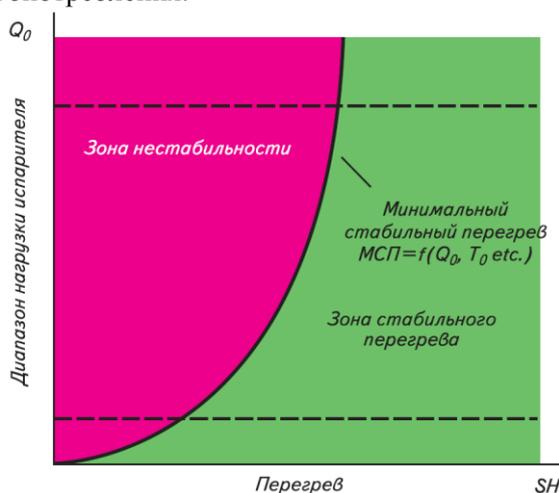


Рисунок 2 – Зависимость минимального стабильного перегрева от нагрузки на испаритель

Теперь для сравнения двух решений наложим на график минимального стабильного перегрева поочередно характеристики ТРВ и ЭРВ, работающего по алгоритму адаптивного изменения уставки перегрева.

Первый вариант решения – механический ТРВ. Как известно, уставка перегрева данного вентиля зависит от степени его открытия. Поэтому его характеристика выглядит как наклонная линия (рис. 3). Очевидно, что при помощи механического ТРВ достичь оптимального значения перегрева (приблизиться к кривой минимального стабильного перегрева) можно только на узком участке значений нагрузок на испаритель (40–60 % от номинала). В остальном диапазоне нагрузок будет наблюдаться перерасход электроэнергии из-за завышенного перегрева по сравнению с оптимальным. Следует также помнить, что наклон характеристики механического ТРВ зависит от перепада давлений на клапане и переохлаждения хладагента, а следовательно, постоянно меняется. В результате добиться на практике приближения характеристики механического ТРВ к кривой минимального стабильного перегрева достаточно сложно.

Второй вариант решения – электронный ТРВ, работающий по алгоритму адаптивного контроля перегрева. Как видно из рис. 4, данный алгоритм позволяет уставке перегрева приближаться к кривой минимального стабильного перегрева во всем диапазоне нагрузок на испаритель, обеспечивая как оптимальное энергопотребление, так и защиту компрессора. Контроллер самостоятельно принимает решение о снижении или повышении уставки перегрева, учитывая введенные ограничения и колебания фактического перегрева. Следовательно, такое решение позволяет добиться максимальной экономии электроэнергии по сравнению с двумя предыдущими. Алгоритм адаптивного изменения уставки перегрева реализован во всех контроллерах производства Danfoss, предназначенных для управления испарителями с электронными ТРВ.

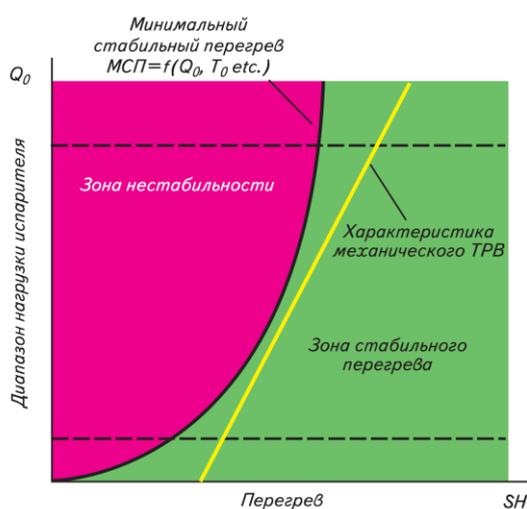


Рисунок 3 – Зависимость уставки перегрева, поддерживаемого механическим ТРВ, от нагрузки на испаритель (степени открытия ТРВ)

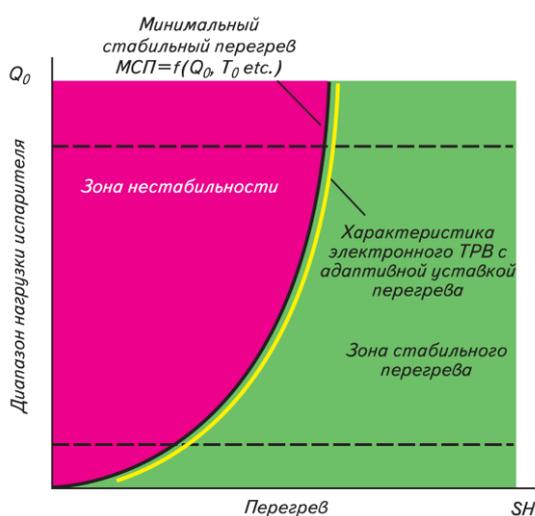


Рисунок 4 – Зависимость уставки перегрева, поддерживаемого электронным ТРВ по алгоритму адаптивного контроля перегрева, от нагрузки на испаритель

Пилотные проекты с такими торговыми сетями, как МАГНИТ, Х5, ЛЕНТА, ОК показали, что внедрение электронных ТРВ Данфосс АКВ по сравнению с решением на механических ТРВ приносит от 10 до 25% энергосбережения, а срок окупаемости составляет менее одного года. Именно

поэтому крупные торговые сети, такие как МАГНИТ, ЛЕНТА, ОК, в 100% своих магазинов используют электронные ТРВ Данфосс АКВ.

А теперь, рассмотрим процесс оптимизации энергопотребления не с точки зрения выбора того или иного оборудования, а с точки зрения поиска оптимального режима его эксплуатации. При первичной настройке холодильной системы на объекте, режим ее работы приводится в соответствие с проектными параметрами магазина. Однако в процессе работы эти параметры могут меняться. Например, корректировки, как правило, требуют данные по нагрузке на холодильное оборудование, режимы выгрузки продуктов, климатическим условиям и т.п. Кроме того, настройки системы могут изменяться обслуживающим персоналом по своему усмотрению. Предугадать любые возможные изменения в работе предприятия заранее невозможно, поскольку здесь играет роль слишком большое число внешних факторов. Решением является использование систем непрерывного мониторинга и динамической оптимизации режимов работы всего комплекса оборудования в зависимости от текущих задач и условий работы.

Система мониторинга Данфосс ADAP-KOOL[®], работает вне зависимости от того, какое именно холодильное оборудование применяется на объекте. Не важно, используются витрины со встроенными морозильными агрегатами, выносные установки или система центрального холодоснабжения. Также не имеет значения, о каком масштабе бизнеса мы говорим: о небольшом магазине или огромном складском комплексе, где торговые площади занимают десятки тысяч квадратных метров. Система позволяет получать данные об оборудовании на объекте, вести журнал температур за продолжительный (более года) период времени, своевременно получать сообщения об авариях, получать доступ в любое время суток через сеть Интернет к любой холодильной единице, удаленно изменять параметры работы оборудования, оптимизировать энергопотребление, поддерживать алгоритмы сохранения качества продукции и т.д.

Отдельно стоит выделить следующие возможности комплексного подхода системы Данфосс ADAP-KOOL[®]: поддержание алгоритмов плавающего давления конденсации и плавающего давления кипения. Поддержание плавающей уставки давления конденсации – это изменение уставки давления в зависимости от температуры окружающей среды. Наибольшее усилие компрессор тратит на сжатие газа в процессе нагнетания. Снижение температуры конденсации всего на 10°C (с+45°C до +35°C) уменьшает энергопотребление компрессора на 19% (на примере компрессора MLZ076T4) и это при том, что холодопроизводительность системы возрастает на 21%. В этом процессе, снижая потребление компрессоров, мы увеличиваем электропотребление вентиляторов конденсатора. Поэтому, изменяя температуру конденсации надо учитывать суммарное потребление всего компрессорно-конденсаторного агрегата. Данный режим реализован в контроллерах фирмы Данфосс. Важно помнить, что существует нижний предел уставки давления конденсации, связанный с работой расширительного устройства (РУ). В зависимости от типа РУ, электронное или механическое, существуют свои минимальные границы уставки давления конденсации, которые ориентировочно находятся в диапазоне +25°C - +15°C.

Алгоритм плавающей уставки давления кипения основан на возможности контроллеров производительности Данфосс совместно с системой мониторинга ADAP-KOOL[®] изменять давление кипения, одновременно отслеживая температуру контролируемой среды. Блок мониторинга один раз в 20 мин обращается к каждому контроллеру потребителя на предмет температуры в объеме. Если температуры находятся в пределах уставки и дифференциала, то блок отправляет команду «повысить температуру кипения на 1 К» на контроллер централи. В случае если температура в объеме хотя бы одного из потребителей выходит за рамки уставки + дифференциала, то блок мониторинга отправляет команду на понижение температуры кипения. При этом диапазон регулирования температуры кипения ограничивается заданным пределом.

На рис.5 показаны параметры работы одного из пилотных объектов – продуктового магазина:

- 1 – температура конденсации, °C
- 2 – среднее часовое энергопотребление, кВт*ч
- 3 – температура кипения, °C
- 4 – температура воздуха в охлаждаемом объеме, °C

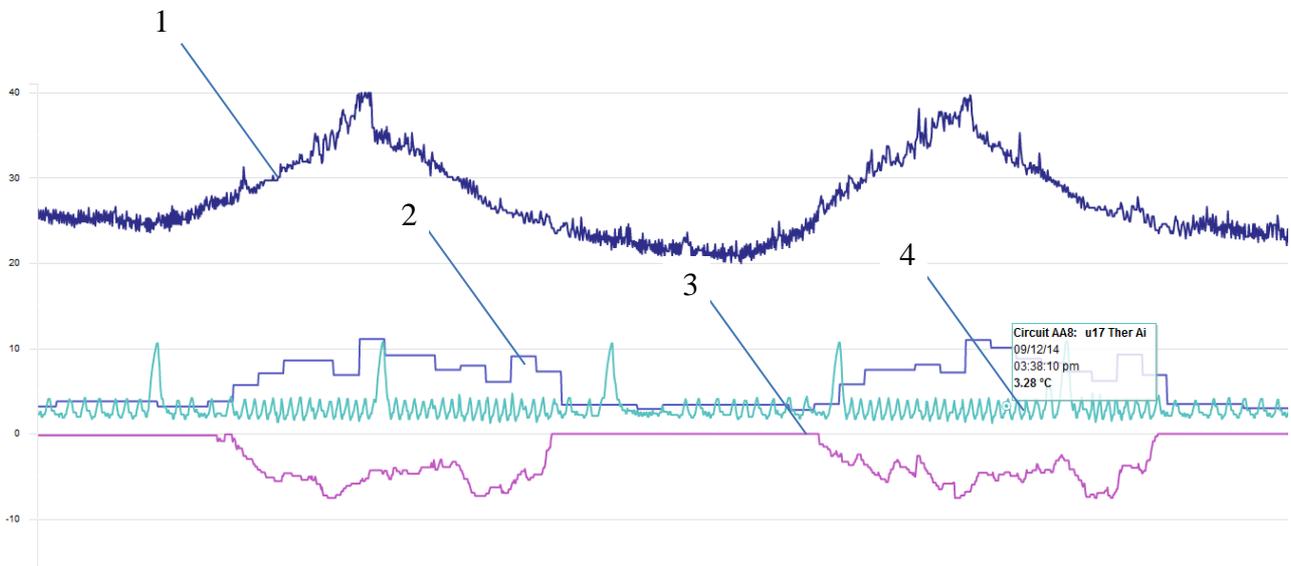


Рисунок 5 – Пример реализации комплексного подхода Данфосс ADAP-KOOL®

Использование алгоритма плавающей уставки давления конденсации совместно с плавающей уставкой давления кипения позволяет снизить годовое энергопотребление на 15-20%.

Стоит отметить, что далеко не всегда используя самое современное оборудование, подключенное к системе удаленного мониторинга и настроенное по всем канонам энергосбережения, удастся сохранить энергопотребление на низком уровне. Не каждая компания готова держать в штате отдельного сотрудника, в обязанности которого бы входили функции по отслеживанию параметров работы объекта, непрерывной оптимизации настроек и ежедневного удаленного мониторинга работы холодильного оборудования. Поэтому без адаптивного мониторинга и диспетчеризации специалистами стороннего call-центра когда-то достигнутая экономия быстро теряется. Сегодня все больше владельцев торговых сетей и холодильных терминалов обращают внимание на возможности предлагаемого компанией Данфосс сервиса – энергоаудита RetailCare.

Главные задачи энергоаудита – выявить источники нерациональных энергозатрат и неоправданных потерь энергии; разработать на основе технико-экономического анализа рекомендации по их ликвидации; предложить программу по экономии энергоресурсов и рациональному энергопользованию; предложить очередность реализации предлагаемых мероприятий с учетом объемов затрат и сроков окупаемости. Эффект специалисты энергосервисных компаний, имеющие необходимые компетенции, знания и навыки. Помимо затрат на электроэнергию и эксплуатацию, работая по аутсорсингу с профессиональной энергосервисной компанией, заказчик получает дополнительные преимущества. Во-первых, это самый короткий и быстрый путь получения экономии, необходимой для повышения конкурентоспособности производства. Во-вторых, внедряемые энергоэффективные мероприятия освобождают обслуживающий персонал от работ, лежащих вне сферы их компетенции (например, от поиска и доставки необходимых для модернизации оборудования и технологиями). В-третьих, снижаются технические риски на выполняемые работы, так как энергосервисная компания несет полную ответственность и гарантирует качество выполнения услуг.

Таким образом, сэкономленное время персонала и финансы заказчик сможет использовать более эффективно, увеличивая тем самым доходы предприятия, уделяя больше времени на разработку и реализацию новых проектов, совершенствование своих услуг. При этом внося свою лепту в сохранение экологии и чистоты окружающего мира.

Некоторые примеры реализованных проектов сервиса RetailCare:

- логистический центр «Томилово 1» – снижение затрат на электроэнергию на 45%, срок окупаемости затрат на модернизацию составил 20 дней;
- логистический центр «РЦ Подольск» – снижение затрат на электроэнергию на 40%, срок окупаемости затрат на модернизацию – 22 дня;
- складской комплекс «Рябиновая СК-2» – снижение затрат на электроэнергию на 42%, срок окупаемости затрат на модернизацию – 22 дня.

В заключение стоит отметить, что применение комплексного подхода к энергосбережению, предлагаемого компанией Данфосс, позволяет на практике добиться снижения энергопотребления в пределах 33%.

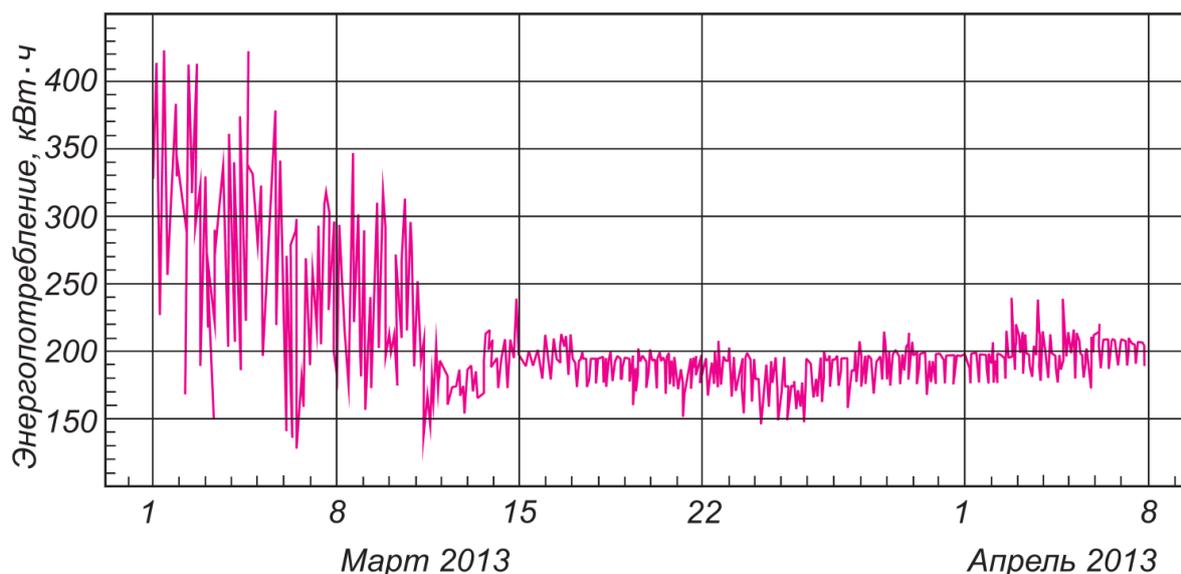


Рисунок 6 – Пример снижения энергопотребления с помощью сервиса RetailCare

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Высоцкий М.В., Бычков Е.Ю. Энергосервис в холодоснабжении // Холодильная техника. – №3. – 2014. – С. 2-3.
2. Высоцкий М.В. Практический эффект применения комплексных решений энергосбережения в российских проектах // Холодильная техника. – №4. – 2014. – С. 2-4.
3. Козьма С.Ю. // Холодильный бизнес. – №2. – 2011. – С. 34-36.
4. Катраев М.Ю. // Холодильная техника. – №4. – 2011. – С. 4-5.
5. Катраев М.Ю., Сачков В.В. /danfoss.ru– С. 1-2.

УДК 621.757:697.7

РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СУДОВОЙ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

А.А. Димитров, О.Ю. Яковлева, М.Г. Хмельнюк

*Учебно-научный институт холода, криотехнологий и экоэнергетики им. В.С. Мартыновского,
Одесская национальная академия пищевых технологий*

E-mail: a.dimitrov.osar@gmail.com, osarja@gmail.com, hmel_m@ukr.net

Growing demand, limited resources and the negative environmental impacts of mankind's exploitation of energy has emphasized the necessity to utilize our finite resources wisely. Our common goal is to find out the most efficient, cost effective and least polluting way of the energy using. Trigeneration has been emerged as the fast growing techniques to increase efficiency and reduce overall emissions.

Trigeneration or combined heating, cooling and power (CHCP) production is becoming an increasingly important energy-saving option, particularly on a small-scale basis. Conventional CHCP system is the combination of a traditional combined heat and power (CHP) system that cogenerates electricity and heat, with a refrigeration cycle driven by waste heat.

Marine transport as cargo ships, all-type LNG carriers, bulkers etc. can be a suitable source of secondary energy resources for driving trigeneration systems. The ship power plants (SPP) of modern vessels are based on high-power steam turbine or diesel engines of approximately from 10 to 25 MWatt of power. This makes their SPPs a source of high quantity of waste heat which is, as a rule, used for heating the water for technical and technological needs. Moreover, this waste heat can also be used for supplementary electricity generation in ORC cycles or cooling generation in heat driven refrigerating systems. Thus, the energy saving and environment pollution problem could be solved using trigeneration technology.

At the present time, a number of trigeneration systems and their configurations for different purposes are theoretically and experimentally researched. Most of the studies are related to computational simulation techniques of large- and small-scale trigeneration systems [1-8]. The studied trigeneration systems were based on absorption chillers as cooling generators. In the paper [11] the authors proposed using an ejector refrigerating machine (ERM) as a cooling generator for ship trigeneration systems and proved its reliability and feasibility.

The main goal of this paper is to present the probable configuration of test bench, which is specially designed for ERM based ship trigeneration systems. This type of test benches must provide the possibility of carrying out the experiments in wide range of operational parameters, fast setting up, stable keeping and smooth adjustment of the necessary heat modes, simple and durable evaluation of the main energy coefficients of trigeneration machine.

The schematic diagram of proposed test bench is shown at Fig. 1. The primary mover can either be a diesel engine or a gas turbine engine with an electric generator connected. It can be also a tank with electric heater inside, which allows setting up and changing the heating mode flexibly. However, one of the goals of further investigation is to give possibility to obtain the data about CO₂ emissions changing. The waste heat of exhaust gases and the heat from engine cooling system are used to make a generator heat load. The engine and the electric generator can be installed separately or the serially produced diesel-generator sets and micro-turbines can be used.

H. C. Jung et al. [14] proposed to utilize the exhaust gas from prime mover using a finned tube heat exchanger that heats the heat-transfer agent (ethylene-glycol).

At the test bench, which is proposed by us, the heat-transfer agent is passed directly to ERM generator by circulating pump 26. The ethylene-glycol mass flow adjustment is made by the pump inverter with respect to the generating temperature measurements of a PID temperature controller within $\pm 0.5^\circ\text{C}$.

The high pressure working vapor from generator 1 passes through the liquid separator into the nozzle of ejector 3, expanded there and ejected the cooled vapor from the evaporator 6 through the liquid separator 4 and heat exchanger RHE-1 5. The mixture of working and ejected flows is then compressed into the ejector diffuser and passes through the heat exchanger RHE-2 7 into the condenser 8. Heat removal from the condenser is made with the help of specially designed refrigerating machine. This allows us to carry out the experiments in a wide range of condensing temperatures independently from the climate conditions.

Liquid refrigerant then passes from the condenser 8 to receiver 10 due to self-flowing. The liquid comes through the cleaning filter 11 due to the suction of the feed pump 12, after which it splits into two flows.

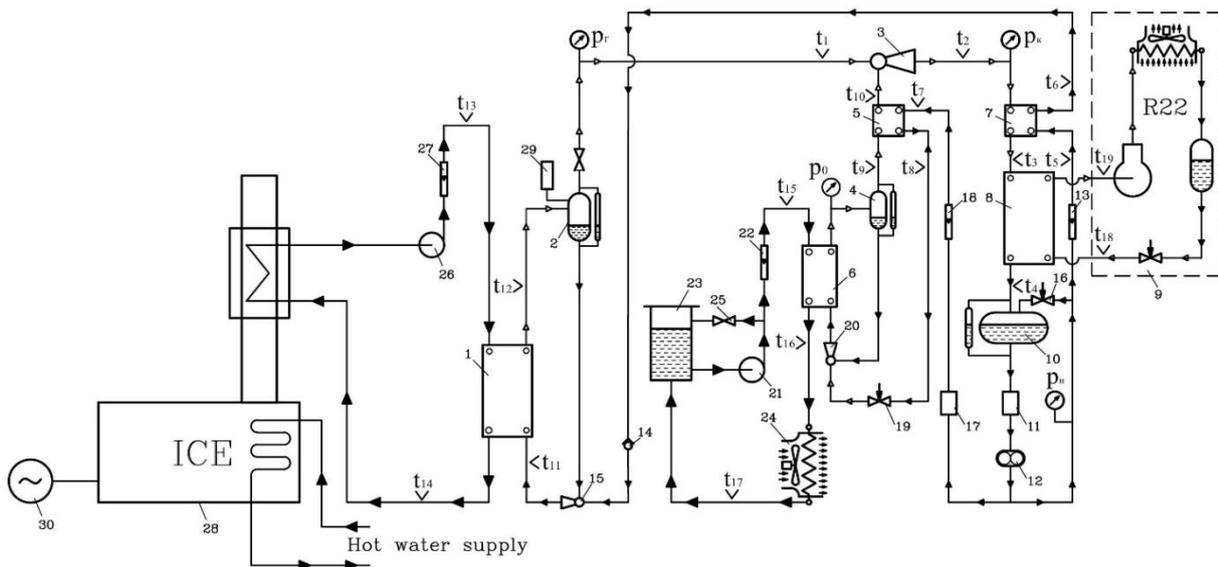


Figure 1 – Schematic diagram of the proposed test bench

- 1 – generator; 2, 4 – liquid separators; 3 – ejector; 5 – RHE-1; 6 – evaporator;
- 7 – RHE-2; 8 – condenser; 9 – compression refrigerating machine; 10 – receiver;
- 11 – cleaning filter; 12 – feed pump; 13, 18 – rotameters; 14 – return valve;
- 15, 20 – injectors; 16 – by-pass expansion valve; 17 – filter-dryer; 19 – TEV;
- 21, 26 – circulating pumps; 22, 27 – flow meters; 23 – accumulator tank; 24 – air cooler;
- 25 – by-pass valve; 28 – IC engine; 29 – safety valve; 30 – electric generator (alternator)

One flow returns to generator 1 passing through the rotameter 13, RHE-2 7, the return valve 14 and the injector 15. The by-pass expansion valve adjusts the working liquid mass flow. The rest of the liquid returns back to the receiver.

The second flow passes to the evaporator 6 through the filter-dryer 17, the rotameter 18, the RHE-1 5, the thermo-expansion valve 19 and the injector 20.

The injectors 15 and 20 are used for intaking the saturated working fluid from the liquid separators 2 and 4, mixing it with the main flow and discharging it to the generator 1 and evaporator 6 respectively. The heat exchange process can be intensified by this method.

The evaporator 6 heat load is supplied by its feeding with the ethylene-glycol solution from the accumulator tank 23, with the help of the circulating pump 2, through the rotameter 22. After cooling in 4 – 6°C, the solution passes to the air cooler 24, receives a heat there and returns to the accumulator tank 23, closing the circuit. The evaporator heat load adjustment and the specification of the boiling temperature within $\pm 0.5^\circ\text{C}$ are made by setting the circulating pump 21 net capacity with the help of by-pass valve 25.

This test bench can be constructed due to use of the serially produced heat exchangers, valves, measuring devices and devices of automatic control and parameters adjustment. V. A. Petrenko et al. [18] recommend to use high efficient brazed plate heat exchangers of KAORI company (Taiwan) as a generator, condenser, evaporator and RHEs.

The test bench is rigged for the estimating the heat loads and main energy characteristics of the ship trigeneration system (STS) as cooling capacity Q_0 , generation heat Q_g , thermal efficiency $\zeta = Q_0/Q_g$, entrainment ratio $U = G_0/G_w$ and electrical load Q_e by special inspection equipment

The working and ejection mass flow rates are measured by the rotameters 13 and 18, calibrated to $\pm 3\%$. The mass flow rates of ethylene-glycol solutions in the generator 1 and evaporator 6 circuits are measured by the standard rotameters, calibrated to $\pm 5\%$ accuracy.

As a measuring system of the working, ejection and mixed flows pressure and temperature, the electronic sensors within $\pm 5\%$ (pressure) and $\pm 0.2 - 0.7^\circ\text{C}$ (temperature) are used. All the parameters are fixed by a multifunctional recorder and transmitted to PC. The measured places are shown on the Fig. 1. The average values of 4 – 5 measurements of established operating mode are passed for processing, herewith the working vapor temperature changing is assumed not more than 0.5°C and the condensing and evaporating temperatures – not more that 0.2°C .

The generator, evaporator, hot and cold vapor pipelines are good insulated. In order to control visually the level of liquid refrigerant, the level indicators are installed in the liquid separators 2, 4 and receiver 10. For the purpose to prevent emergency conditions due to pressure increasing in generator, the safety valve 29 has to be installed in the liquid separator 2.

In the papers [13, 16-18] the electrically driven gear pump of KAYABA HYDRAULIC COMPONENTS (Japan) is recommended as a feed pump 12. These types of pumps are usually used in the hydraulic systems of construction, transport and agriculture machinery. The feed pump of KP05 model is shown at the Figure 2.

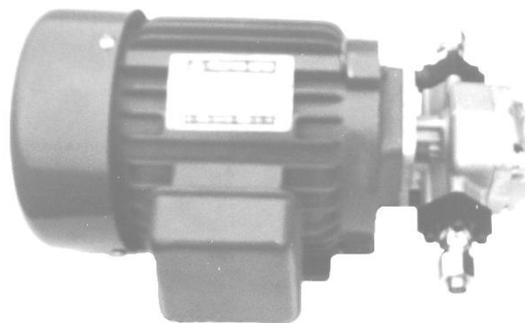


Figure 2 – Photograph of hydraulic gear pump recommended as a system feed pump

For the estimating the influence of geometrical parameters of the ejector setting on the ejector's efficiency, the experimental ejector with built-up nozzles and mixing chambers has to be constructed. Its primary parameters depend on the operating conditions and power of STS and are defined on the design stage.

In order to carry out a complete investigation of STS the next experiment methodology is proposed. The system studies both in design and off-design conditions. The purpose of investigation in design condition is to find the ejector geometrical characteristics which provide the maximum entrainment ratio at

the nominal parameters P_g , P_c , P_0 . During first phase the ejector with cylindrical and conical-cylindrical mixing chamber is studied. In the same time, it is possible to define the main ejector geometrical parameters as distance between nozzle output and mixing chamber input, a ratio of the mixing chamber input section area and the area of its cylindrical part β and their influence on the ejector's entrainment ratio.

During off-design conditions the influence of deviation of operating parameters on the STS efficiency with an optimal (design) ejector. The ERM efficiency is evaluated by entrainment ratio $U = G_0/G_w$ and coefficient of thermal efficiency $\zeta = Q_0/Q_g$ which can be obtained using system heat loads and mass flow rates. The refrigerant mass flow rates can be estimated by direct measurements or from the energy balances of the evaporator, condenser and generator.

In the further investigation phases the influence of generating temperature t_g on the working flow rate G_w through the ejector's nozzle is evaluated. This determines the most appropriate and stable conditions of primary energy source. All the experimental errors and inaccuracies have also to be defined and considered before the experimental data processing.

The experimental study of trigeneration systems is necessary to conduct the expanding the existing experimental data and looking for the new methods of energy efficiency, improvement and optimization of STS circuit design. Moreover, some of existing mathematical and computational models of TS are incomplete and require wide experimental ground and confirmation.

REFERENCES

1. Fahad A. Al-Sulaiman, Ibrahim Dincer, Feridun Hamdullahpur. Exergy modeling of a new solar driven trigeneration system // *Solar Energy*, 85 (2011), pp. 2228-2243;
2. Denilson Boschiero do Espirito Santo. An energy and exergy analysis of a high-efficiency engine trigeneration system for a hospital: A case study methodology based on annual energy demand profiles // *Energy and Buildings* 76 (2014), pp. 185-198;
3. Giovanni Ciampi, Antonio Rosato, Michelangelo Scorpio, Sergio Sibilio. Experimental analysis of a micro-trigeneration system composed of a micro-cogenerator coupled with an electric chiller // *Applied Thermal Engineering* 73 (2014), pp. 1309-1322;
4. Maria Puig-Arnavat, Joan Carles Bruno, Alberto Coronas. Modeling of trigeneration configurations based on biomass gasification and comparison of performance // *Applied Energy* 114 (2014), pp. 845-856;
5. Gianfranco Chirro, Pierluigi Mancarella. Matrix modelling of small-scale trigeneration system and application to operation optimization // *Energy* 34 (2009), pp. 261-273;
6. Piero Colonna, Sandro Gabrielli. Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR) // *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), pp. 381-396;
7. E. Teopa Calva, M. Picón Núñez, M. A. Rodríguez Toral. Thermal integration of trigeneration systems // *Applied Thermal Engineering* 25 (2005), pp. 973-984;
8. Lin Lin, Yaodong Wang, Tarik Al-Shemmeri, Tom Ruxton, Stuart Turner, Shengchuo Zeng, Jincheng Huang, Yunxin He, Xiaodong Huang. An experimental investigation of a household size trigeneration // *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), pp. 576-585;
9. Kamal Kishore Khatri, Dilip Sharma, S. L. Soni, Deepak Tanwar. Experimental investigation of a CI engine operated Micro-Trigeneration system // *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), pp. 1505-1509;
10. G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio. Experimental results of a micro-trigeneration installation // *Applied Thermal Engineering* 38 (2012), pp. 78-90;
11. A. Dimitrov, O. Yakovleva, M. Khmelniuk. Trigeneration as a method of high efficient utilization of secondary energy resources of the ship power plant // *Казахстан-холод 2014: Сборник докладов международной научно-технической конференции (27 февраля 2014 г.) – Алматы: АТУ, 2014, с. 40-43;*
12. Ian W. Eames, Ali E. Ablwaifa, Volodymyr Petrenko. Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa // *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), pp. 2833-2840;
13. Petrenko V. O., Kirillov V. C., Ierin V. O. A design and development of an experimental marine ejector refrigeration machine // *Bulletin of Odessa National Maritime University* (2006), No. 19, pp. 81-101;
14. Hyung-Chul Jung, Leighton Taylor, Susan Krumdieck. An experimental and modelling study of a 1 kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid // *Energy* (under the publishing process) 2015, pp. 1-14;
15. Басок Б. И., Коломейко Д. А. Анализ когенерационных установок. Часть III. Сравнительный анализ схемных решений когенерационных установок // *Пром. Теплотехника*, 2006, т. 28, №5;
16. Петренко В. А., Кириллов В. Х., Воловик А. С. Расчетно-теоретическое исследование судовой эжекторной холодильной машины // *Вестник Одесского национального морского университета*. – 2005. - №18 – с. 155-171;
17. Петренко В. А. Исследование эжекторной холодильной машины на фреоне R142. – Дис. канд. тех. наук, Одесса, 1978;
18. В. А. Петренко, А. С. Воловик. Сопоставление экспериментальных и расчетных показателей и характеристик эжекторной холодильной машины, работающей на хладагенте R141b. Часть 1 // *Холодильная техника и технология*, №5 (103), 2006, с. 33-38.

ВЛИЯНИЕ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА КОЛИЧЕСТВО ПАССИВНОГО ХОЛОДА ЗА СЧЕТ ЭФФЕКТИВНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Цой А.П., к.т.н.¹; Грановский А.С.¹; Бараненко А.В., д.т.н.²; Цой Д.А.²;
 1 – Алматинский технологический университет, г. Алматы, Республика Казахстан
 2 – Университет ИТМО, Санкт-Петербург, Россия

В последнее время наблюдается стабильный интерес к пассивным способам охлаждения. Их использование дает возможность снизить негативное воздействие на окружающую среду, а также сократить энергопотребление холодильных систем. Одним из таких способов является охлаждение за счет эффективного излучения.

Эффективное излучения (ЭИ) в космическое пространство – альтернативный, возобновляемый способ охлаждения, малоизученный для использования в технических целях. Если расположить некоем образом к ночному небу, то она при определенных условиях может излучать больше энергии, чем получать обратно от окружающей среды. В результате ее температура может поддерживаться ниже температуры окружающего воздуха. Этот эффект можно использовать для создания холодильных систем.

Возможность применения эффективного излучения для охлаждения в значительной степени определяется особенностями климата того или иного региона. В определенных климатических условиях, будут работать более эффективно, чем в других.

Большинство исследований по применению ЭИ проводилось в южных регионах: в Таиланде [1], Китае [2], Намибии [3], на юге США [4,5].

Во всех перечисленных работах, основное внимание уделяется применению ЭИ в системах кондиционирования воздуха в летний период. Возможности применения ЭИ в условиях резко-континентального климата северных регионов мало изучены. Единственные известные исследования по применению ЭИ в условиях климата Казахстана и России проведены авторами данной работы [6,7].

Здесь нет необходимости охлаждать воздух в жилых помещениях в течение всего года. Большую часть времени температуры воздуха здесь достаточно низкие. В это время системы охлаждения воздуха простаивают, а при помощи ЭИ можно получать температуры ниже 0°C. Такие низкие температуры можно использовать не только в системах кондиционирования, но и в промышленных системах охлаждения.

Таким образом, в данной работе предполагается оценить холодопроизводительность холодильных систем, использующих ЭИ, в условиях холодного климата северных регионов земного шара, а также сравнить полученные результаты с наблюдаемыми в условиях теплого климата южных регионов.

Моделируемая система охлаждения

В данном случае нас не интересует работа холодильной системы какой-либо определенной конструкции. Необходимо определить, какое максимальное количество холода может быть получено за счет эффективного излучения в условиях определенного климата.

Для этого рассмотрим, какое количество теплоты может быть отдано в окружающую среду от горизонтальной излучающей пластины, обращенной к ночному небу. Температуру излучающей пластины будем считать постоянной. Этого можно добиться, если под излучающей пластиной расположить нагревательный элемент. Излучающая пластина находится во взаимодействии с окружающей средой. К ней может подводиться некоторое количество теплоты за счет конвекции Q_{conv} и излучения Q_{rad} , а также за счет теплопроводности Q_{cond} от нагревательного элемента. Количество теплоты, которое необходимо подвести для поддержания температуры пластины, будет равно количеству теплоты, отданному в окружающую среду или холодопроизводительности.

Расчет потока эффективного излучения

Для расчета потока эффективного излучения будем использовать две методики: [8] и [9, с. 55].

Первая методика:

$$q_{rad} = \delta_{rad} \left[\sigma T_{amb}^4 k_w k_c + k_{dt} \right] \quad (1)$$

где k_w – коэффициент, учитывающий влияние содержания водяного пара в воздухе приземного слоя атмосферы;

k_c – коэффициент, учитывающий влияние облачности. Рассчитывается согласно данным, приведенным в работе;

k_{dt} – поправка на разницу температур между температурой излучающей поверхности и температурой воздуха, Вт;

$$k_w = 0,264 - 0,0052 (T_{dew} - 273,15); \quad (2)$$

$$k_{dt} = \sigma [T_{rad}^4 - T_{amb}^4] \quad (3)$$

$$k_c = 1 - cR_1^2; \quad (4)$$

где c – коэффициент, учитывающий влияние географической широты на поток эффективного излучения:

$$c = 0,0043 \cdot x + 0,5036. \quad (5)$$

Вторая методика:

$$q_{rad} = \delta_{rad} \sigma [T_{rad}^4 - T_{sky}^4] \quad (6)$$

Для расчета условной температуры неба T_{sky} используется следующая формула:

$$T_{sky} = T_{amb} \cdot (\delta_{sky} + CF_{al})^{0,25} \cdot CF_{cl}^{0,25}, \quad (7)$$

где

$$CF_{cl} = 1 + 0,0224R_2 - 0,0035R_2^2 + 0,00028R_2^3; \quad (8)$$

$$CF_{al} = 0,12(p - 1); \quad (9)$$

$$\delta_{sky} = 0,787 + 0,764 \log \left(\frac{T_{dew}}{273} \right). \quad (10)$$

Расчет конвективных теплопотоков

Количество теплоты, передаваемое за счет конвекции с поверхности площадью 1 м^2 :

$$q_{conv} = \alpha (T_{rad} - T_{amb}), \quad (11)$$

Для нашего случая будем считать, что ветер не обдувает излучающую поверхность. Этого можно добиться путем её экранирования набором пластин, как предложено в статье [10]. Для этого случая коэффициент теплоотдачи может быть определен по формуле [11]:

$$\alpha = 1,78 (T_{rad} - T_{amb})^{1/3}. \quad (12)$$

Суммарное количество холода за ночь

Несмотря на то, что в последние годы были разработаны покрытия, позволяющие использовать ЭИ для охлаждения и в дневное время [12], будем считать, что полезное охлаждение излучающей поверхности происходит исключительно в ночное время. Тогда общее количество холода, которое может быть произведено за одну ночь:

$$Q = 60 (q_{rad} + q_{conv}) \tau_n. \quad (13)$$

Данные о климате для расчетов

Расчеты проведем для условий, наблюдаемых в городах из таблицы 1.

Таблица 1 – Координаты городов

№	Город	Широта (северная)	№	Город	Широта (северная)
1	Бангкок	13°45'	7	Петропавловск	54°51'
2	Каир	30°03'	8	Омск	54°58'
3	Владивосток	43°07'	9	Москва	55°45'
4	Алматы	43°15'	10	Казань	55°47'
5	Усть-Каменогорск	49°57'	11	Санкт-Петербург	59°57'
6	Астана	51°11'	12	Норильск	69°20'

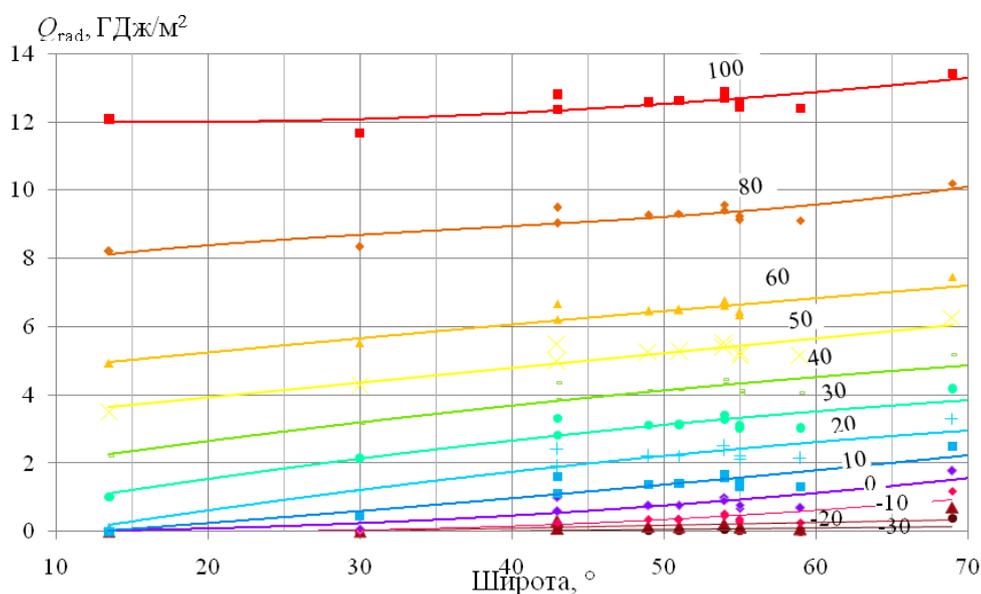
В расчетах будем использовать почасовые записи метеорологических условий с метеостанций [13]. Продолжительность ночей определим согласно следующим базам данных [14]. Атмосферное давление принимаем согласно данным [15, с. 39] в зависимости от высоты над уровнем моря. Температуру излучающей поверхности будем задавать в диапазоне от -30 до +100°С.

Используя значения параметров атмосферного воздуха, рассчитаем средний ночной поток эффективного излучения по формулам (1) и (6) и конвективный теплоприток по формуле (11). Далее по формуле (13) на основе данных о продолжительности ночи рассчитаем количество холода, получаемое за ночь. Просуммировав полученные количества холода за каждую из ночей, получим суммарное количество холода за месяц и за год. При этом суммируются значения только в те дни, когда поток эффективного излучения q_{rad} был положительным. Т.е. предполагается, что холодильная система будет включаться только в условиях, когда какое-либо охлаждение вообще возможно.

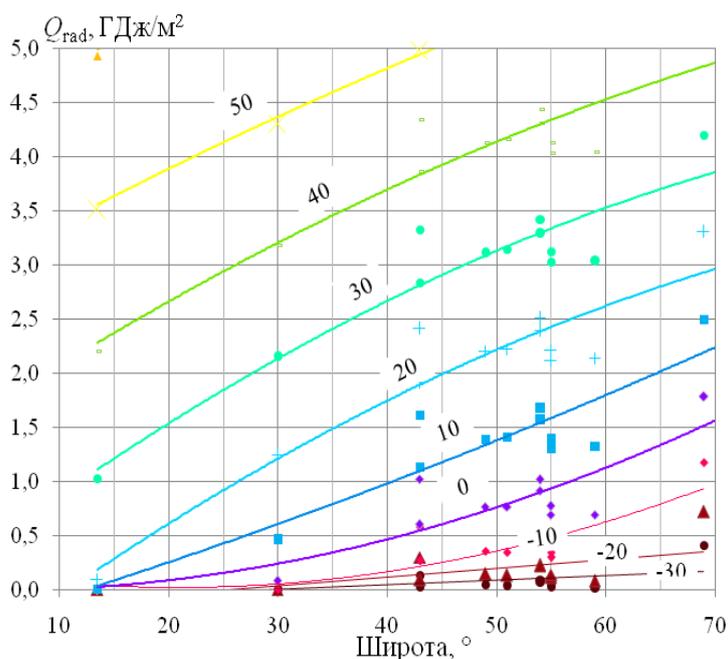
В Бангкоке сезонные изменения холодопроизводительности системы отсутствуют. В Астане и Норильске количество холода, производимое в зимнее время, значительно превышает количество холода, производимое в летнее время.

В условиях Норильска в летнее время количество производимого холода равняется нулю. Вызвано это тем, что здесь в этот период наблюдается полярный день, когда Солнце в течение всех суток не заходит за горизонт.

Результаты расчета общего количества холода, получаемого с 1 м^2 излучающей поверхности за год за счет эффективного излучения (без учета конвекции) в зависимости от географической широты и заданной температуры излучающей поверхности, представлены на рисунке 1 (а, б).



(а)



(б)

Рисунок 1 – Количество теплоты Q_{rad} , отводимое от излучающей пластины за счет эффективного излучения. На рис. а показаны кривые при температуре излучающей поверхности от -30 до $+100^{\circ}\text{C}$. На рис. б показаны расчеты при температуре излучающей поверхности от -30 до $+50^{\circ}\text{C}$

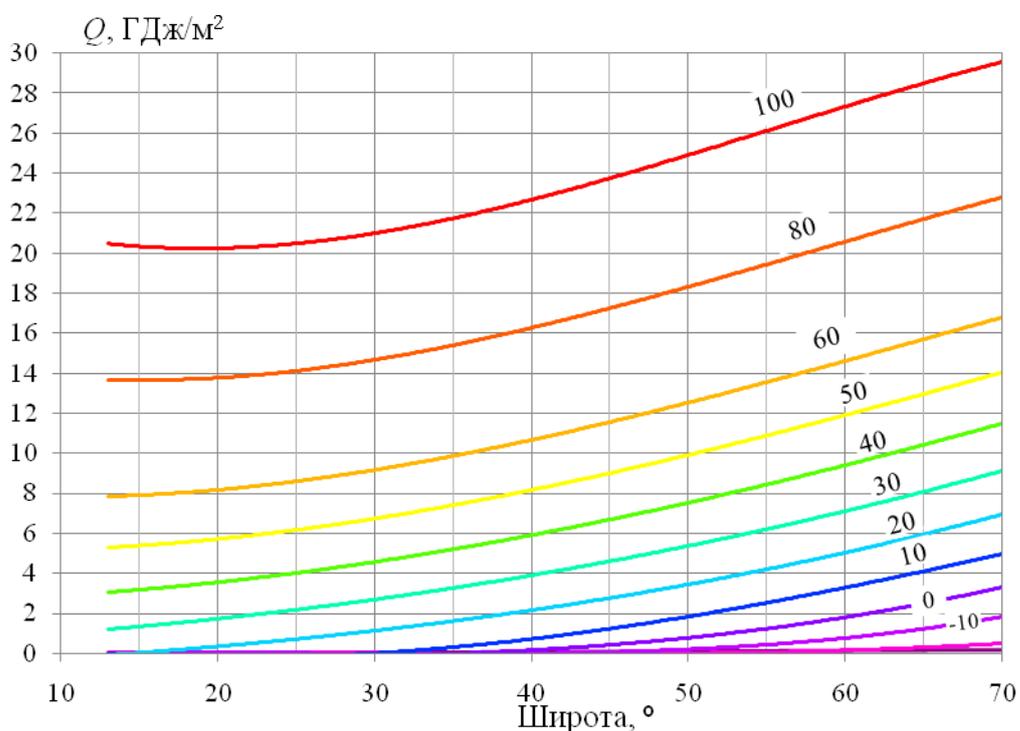
Из рисунков видно, что с увеличением географической широты, увеличивается и количество холода, производимого излучающей поверхностью за год.

Наибольшие отклонения от общей закономерности наблюдаются во Владивостоке (43° с.ш.) и Санкт-Петербурге (59° с.ш.). По всей видимости, это вызвано близостью этих городов к океану, что оказывает значительное влияние на климат.

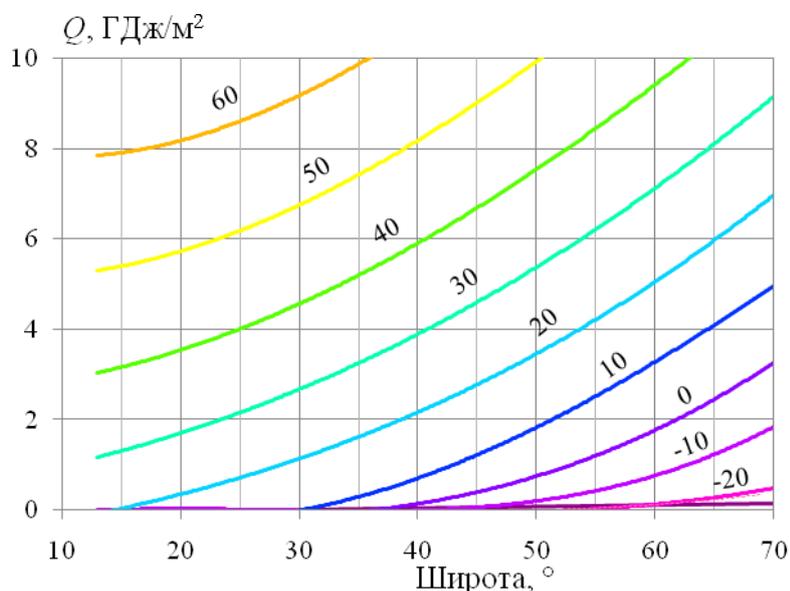
Результаты расчетов суммарного количества холода за год по методике 1 и методике 2 практически совпадают. Их расхождение не превышает 150 МДж/м^2 .

Конвекция начинает препятствовать процессу охлаждения при следующих условиях: в Бангкоке при $t_{rad} < 30^{\circ}\text{C}$, в Каире при $t_{rad} < 20^{\circ}\text{C}$, в Астане при $t_{rad} < -10^{\circ}\text{C}$ и Норильске $t_{rad} < -27^{\circ}\text{C}$.

Далее просуммируем количество холода, получаемое при совместном действии эффективного излучения и конвекции (см. рис. 2).



(a)



(б)

Рисунок 2 – Суммарное количество холода, получаемого за счет конвекции и эффективного излучения с 1 м² излучающей поверхности. На рис. (а) показаны кривые при температуре излучающей поверхности от -30 до +100°С. На рис. (б) показаны расчеты при температуре излучающей поверхности от -30 до +60°С.

Различия при расчете по методике 1 и 2 в данном случае практически не заметны.

В Бангкоке охлаждение излучающей поверхности возможно при условии, что её температура будет не ниже 20°С. В Каире наименьшая температура излучающей поверхности должна быть не ниже 10°С. В Астане достижимые температуры до -10°С и Норильске до -20°С.

Увеличение температуры излучающей поверхности на 1°С вызывает увеличение суммарного количества холода, получаемого за год, в среднем на 100...150 МДж.

Суммарное количество холода, которое может быть получено за счет ЭИ, в северных регионах значительно больше количества холода, получаемого в южных регионах. Здесь основное количество холода производится в зимние месяцы, когда увеличивается продолжительность ночи и снижается среднедневная температура атмосферного воздуха.

В южных регионах (Бангкок и Каир) сезонные изменения холодопроизводительности системы практически отсутствуют.

В Бангкоке использование ЭИ затруднительно даже для применения в системах кондиционирования воздуха. В Каире его можно использовать только для кондиционирования. В городах, расположенных севернее Астаны, ЭИ можно применять как в системах кондиционирования в течение всего лета, так и в промышленных системах охлаждения в течение осени, зимы и весны при рабочих температурах близких к 0°С. В Астане ЭИ можно использовать для получения температур до -10°С, а в Норильске до -20°С.

В северных городах, расположенных за полярным кругом, фактором ограничивающим количество холода, производимое за счет ЭИ в летнее время, является продолжительность ночи. Для этих регионов важно рассмотреть возможность создания холодильных систем, которые бы использовали радиационное излучение и в условиях, когда Солнце находится невысоко над уровнем горизонта.

Условные обозначения

c – коэффициент, учитывающий влияние географической широты на поток эффективного излучения;

k_w – коэффициент, учитывающий влияние содержания водяного пара в воздухе приземного слоя атмосферы;

k_c – коэффициент, учитывающий влияние облачности. Рассчитывается согласно данным, приведенным в работе

k_{dt} – поправка на разницу температур между температурой излучающей поверхности и температурой воздуха, Вт/м²;

p – атмосферное давление, бар;

q_{cond} – тепловой поток за счет теплопроводности, Вт/м²;

q_{conv} – конвективный тепловой поток, Вт/м²;

q_{rad} – поток эффективного излучения, Вт/м²;

Q_{conv} – количество теплоты, отводимое от единицы площади излучающей поверхности за счет конвекции, МДж/м²;

Q_{rad} – количество теплоты, отводимое от единицы площади излучающей поверхности за счет действия эффективного излучения, МДж/м²;

R_1 – общая степень облачности в долях от единицы, $0 \leq R \leq 1$;

t – температура, °С;

T – температура, К;

T_{rad} , T_{sky} , T_{amb} , T_{dew} – соответственно температуры излучающей поверхности радиатора, ночного неба, воздуха и точки росы воздуха, К;

δ_{rad} , δ_{sky} – относительная излучательная способность поверхности радиатора и безоблачного ночного неба;

τ_n – продолжительность ночи, равная времени между закатом и восходом Солнца, минут;

Q – количество теплоты, отводимое от единицы площади излучающей поверхности за счет совместного действия излучения и конвекции, МДж/м²;

R_1 – степень облачности. Для безоблачного неба $R = 0$, а для полностью закрытого облаками неба $R = 1$;

R_2 – степень облачности, баллов. Для безоблачного неба $R = 0$, а для полностью закрытого облаками неба $R = 10$;

x – географическая широта в градусах в диапазоне от 0° до 90°;

q – тепловой поток, Вт/м²;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К;

σ – постоянная Стефана-Больцмана, $5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴);

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Prommajak, T. Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand / T. Prommajak, J. Phonruksa, S. Pramuang // Int. J. Renew. Energy. – 2008. – Vol. 3, № 1. – P. 33–40.
2. Qingyuan, Z. Potentials of passive cooling for passive design of residential buildings in China / Z. Qingyuan, L. Yu // Energy Procedia. – 2014. – Vol. 57. – P. 1726–1732.
3. Dobson, R.T. Thermal modeling of a night sky radiation cooling system / R. T. Dobson // J. Energy South Africa. – 2005. – Vol. 16, № 2. – P. 20–31.
4. Kimball B. Cooling performance and efficiency of night sky radiators / B. Kimball // Sol. energy. – 1985. – Vol. 34, № 1. – P. 19–33.
5. NightCool: Nocturnal radiation cooling concept – Long term performance evaluation [Text] : contract report / Solar Energy Center; D. S. Parker, Sherwin J. R., Hermelink A. H., Moyer N. – Florida, December 2009. – FSEC-CR-1835-09. – UCF/FSECCContractNo. 20126034
6. Цой, А. П. Использование эффективного излучения в холодильной системе открытого катка / А. П. Цой, А. В. Бараненко, А. Я. Эглит // Вестник Международной Академии Холода. – 2012. № 4. С. 8–11.
7. Цой, А. П. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство / А. П. Цой, А. С. Грановский, Д. А. Цой, А. В. Бараненко // Холодильная техника. – 2014. – № 12. – С. 36–41.
8. Цой, А. П. Моделирование и математическая программа для расчета величины эффективного излучения / А. П. Цой, А. С. Грановский, А. В. Бараненко // Вестник МАХ. – 2014. – № 1. – С. 7–10.
9. Samuel, D.G.L. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review / D.G.L. Samuel, S.M.S. Nagendra, M.P. Maiya // Build. Environ. – 2013. – Vol. 66. – P. 54–64.
10. Golaka, A.R.T. Night radiative cooling and underground water storage in a hot humid climate: a preliminary investigation / A.R.T. Golaka, R.H.V. Exell // Proc. 2nd Reg. Conf. Energy Technol. Toward a Clean Environ. – Phuket, 2003. – P. 10–16.
11. Anderson, T. Performance of an unglazed solar collector for radiant cooling / T. Anderson, M. Duke, J. Carson // Aust. Sol. Cool. – Sydney: Australian solar cooling interest group, 2013.
12. Raman, A.P. Passive radiative cooling below ambient air temperature under direct sunlight / A. P. Raman, M. A. Anoma, L. Zhu, E. Rephaeli, Sh. Fan, // Nature. – 2014. – Vol. 515. – P. 540–544.
13. Расписание погоды гр5 [Электронный ресурс] : Архив данных о погоде по городам мира. – 2014. – Режим доступа: <http://гр5.kz>, свободный.
14. Восход Солнца [Электронный ресурс] : Онлайн калькулятор продолжительности суток. – 2014. – Режим доступа: <http://voshod-solnca.ru/>, свободный.
15. Атмосфера : справочник / под. общ. ред. Ю. С. Седунова. – Ленинград: Гидрометеиздат, 1991. – 510 с. : ил.

УДК 536.46.:532.517.4

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРЕНИЯ ЖИДКИХ ТОПЛИВ, ВПРЫСКИВАЕМЫХ В КАМЕРУ СГОРАНИЯ ПРИ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЯХ

¹Аскарова А. С., ¹Болегенова С. А., ¹Шортанбаева Ж. К., ¹Березовская И. Э.,

¹Бекмұхамет А., ¹Максутханова А. М., ¹Мукашева Г. К.

¹Казахский национальный университет им. аль-Фараби, г. Алматы, Республика Казахстан

Значительный интерес для энергетической отрасли в области снижения антропогенного воздействия на окружающую среду представляют фундаментальные исследования в области горения, разработки новых и совершенствования существующих технологических процессов по улучшению процессов сжигания топлив и применению альтернативных видов топлив. Это позволит обеспечить снижение выбросов в атмосферу загрязняющих веществ.

Энергетика является одной из ведущих отраслей промышленности многих индустриально развитых стран, в которых принят переход на путь ее инновационного развития, заключающийся в радикальном изменении системы взглядов на ее роль и место в современном и будущем обществе. Новая система взглядов нашла свое отражение в концепции SmartGrid-умная энергосистема, которая должна являться основной национальной политики энергетического и инновационного развития любой страны и должна учитываться при развитии отечественной энергетики.

Следует отметить, что более 80% всей производимой в мире энергии вырабатывается за счет сжигания органического топлива. Другие источники энергии: ядерная энергетика, гидроэнергетика, солнечные и ветряные электростанции в ближайшие десятилетия не смогут конкурировать с традиционными способами ее получения. Ограниченность ресурсов ископаемого топлива диктует необходимость поиска более экономичных способов его сжигания, а масштабы промышленного производства таковы, что проблема образования вредных веществ при горении выходит на первый план.

В данной статье представлены результаты вычислительных экспериментов по исследованию влияния впрыскиваемой массы, скорости и начальной температуры на процессы распыла, воспламенения и горения жидкого топлива при высоких давлениях и числах Рейнольдса в цилиндрической камере сгорания. Создана стохастическая модель распыла жидких топлив, впрыскиваемых в камеру сгорания при высоких давлениях и высоких числах Рейнольдса. Представлены основные уравнения математической модели горения жидких топлив, впрыскиваемых в камеру сгорания (1 – 7).

Уравнение неразрывности для m -той компоненты записывается следующим образом:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho_m \vec{u}) = \vec{\nabla} \left[\rho D \vec{\nabla} \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}_m^s \delta_{m1}, \quad (1)$$

где ρ_m - это массовая плотность компоненты m , ρ - полная массовая плотность, u - скорость жидкости.

Уравнение переноса импульса для жидкой фазы записывается следующим образом:

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{u} \vec{u}) = -\frac{1}{a^2} \vec{\nabla} p - A_0 \vec{\nabla} \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \vec{\nabla} \vec{\sigma} + \vec{F}^s + \rho \vec{g}, \quad (2)$$

где p - давление жидкости.

Уравнение внутренней энергии имеет следующий вид:

$$\frac{\partial(\rho l)}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{u} l) = -\rho \vec{\nabla} \vec{u} + (1 - A_0) \vec{\sigma} \vec{\nabla} \vec{u} - \vec{\nabla} \vec{J} + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s, \quad (3)$$

\dot{Q}^c и \dot{Q}^s - источниковые члены, обусловленные тепловыделением в результате химической реакции и тепла, которое приносит впрыскиваемое топливо.

Также решаются два дополнительных уравнения движения для турбулентной кинетической энергии k и скорости ее диссипации ε :

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} k) = -\frac{2}{3} \rho k \vec{\nabla} \cdot \vec{u} + \sigma \cdot \nabla \vec{u} + \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \vec{\nabla} k \right) \right] - \rho \varepsilon + \dot{W}^s, \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} \varepsilon) = -\left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon 1} - c_{\varepsilon 2} \right) \rho \varepsilon \vec{\nabla} \cdot \vec{u} + \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \vec{\nabla} \varepsilon \right) \right] +$$

$$+ \frac{\varepsilon}{k} \left[c_{\varepsilon 1} \vec{\sigma} \vec{\nabla} \vec{u} - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + c_s \dot{W}^s \right]$$

Уравнение состояния для смеси газов:

$$p = R_0 T \sum_m (\rho_m / W_m), \quad (6)$$

Изменение температуры капли обусловлено уравнением баланса энергии:

$$\rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 c_l T_d - \rho_d 4 \pi r^2 RL(T_d) = 4 \pi r^2 Q_d, \quad (7)$$

где c_l – удельная теплоемкость жидкости, $L(T_d)$ – удельная теплота парообразования, и Q_d – теплопроводность на поверхности капли в единичном объеме. Уравнение (7) означает, что энергия, подводимая к капле, нагревает ее, вследствие чего происходит испарение.

Температура в камере сгорания менялась от 700 К до 1500 К. Значения давления в камере составили 100 бар для октана и 80 бар для додекана, скорость впрыска топлива равна 350 м/с в обоих случаях (взяты из предыдущих исследований).

На рисунках 1–2 представлены некоторые результаты вычислительных экспериментов: распределения капель жидкого топлива по радиусам (октан и додекан), соответственно. Анализируя полученные данные, можно сказать, что по понятным причинам, с увеличением температуры в камере сгорания размер капель жидкого топлива уменьшается, но незначительно.

Сравнивая поведение октана и додекана, можно заметить, что капли у обоих видов топлив распространяются в одних и тех же пределах: поднимаются на одну и ту же высоту 1,2 см в данный момент времени и по ширине камеры также происходит равномерное распределение капель до 0,2 см, т.е. пары октана и додекана достигают одной высоты, и их концентрация на оси примерно совпадает.

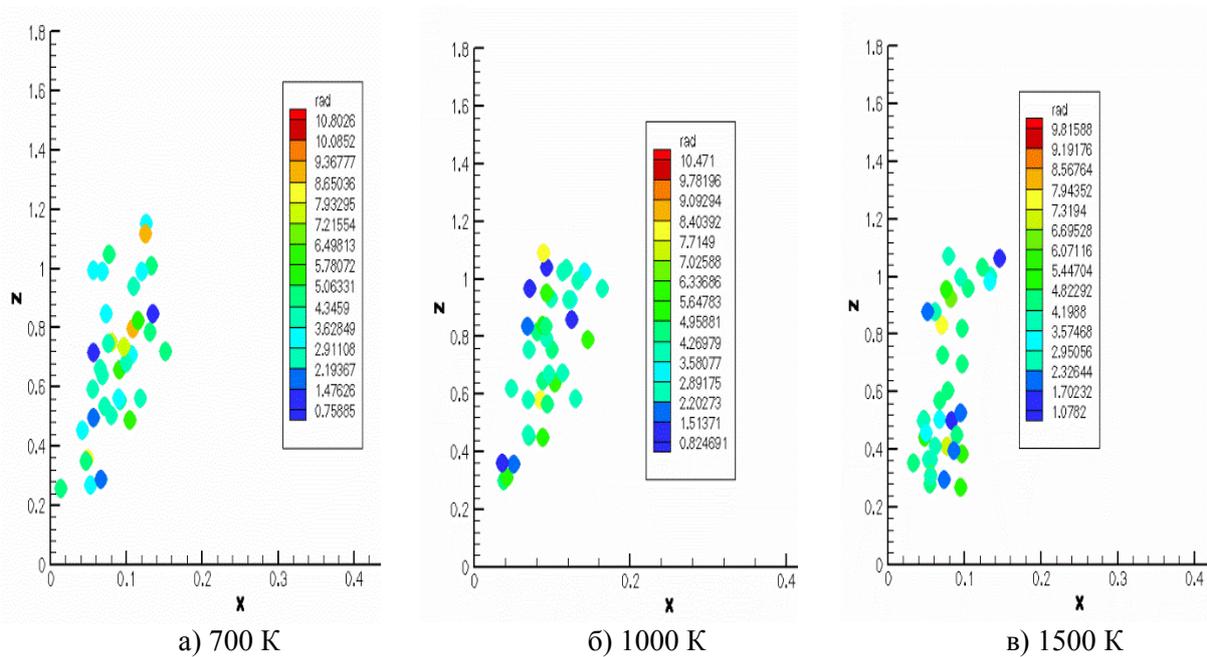


Рисунок 1 - Распределение капель октана по радиусам (rad, мм) в пространстве камеры сгорания в момент времени $t=0,8$ мс при различной начальной температуре

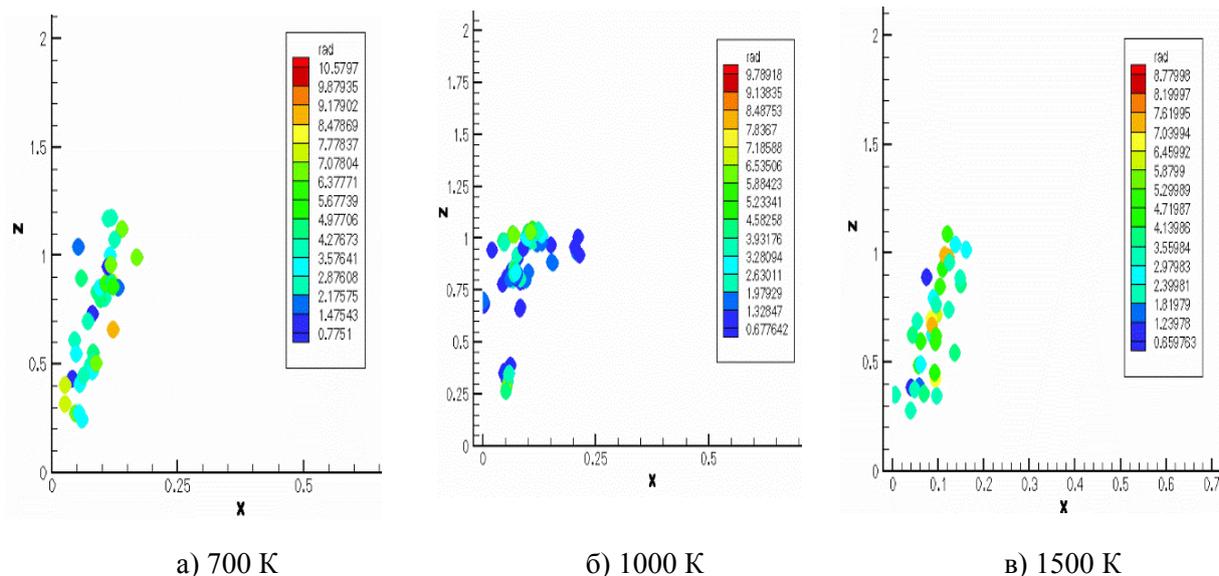


Рисунок 2 - Распределение капелек додекана по радиусам (rad, мм) в пространстве камеры сгорания в момент времени $t = 0,8$ мс при различной начальной температуре

Как показывает анализ рисунка 3, если окислитель в камере сгорания имеет температуру выше 900 K, то в этом случае наблюдается горение жидкого топлива с большим тепловыделением и разогревом камеры. Так при сжигании октана при $T = 900$ K выделяется $T_g = 1726$ K и как следствие при $T = 1500$ K выделяется $T_g = 2208$ K. Наибольшее влияние начальная температура в камере сгорания оказывает на горение додекана, поскольку увеличение начальной температуры от 900 K до 1500 K приводит к увеличению максимальной температуры от 2080 K до 2685 K.

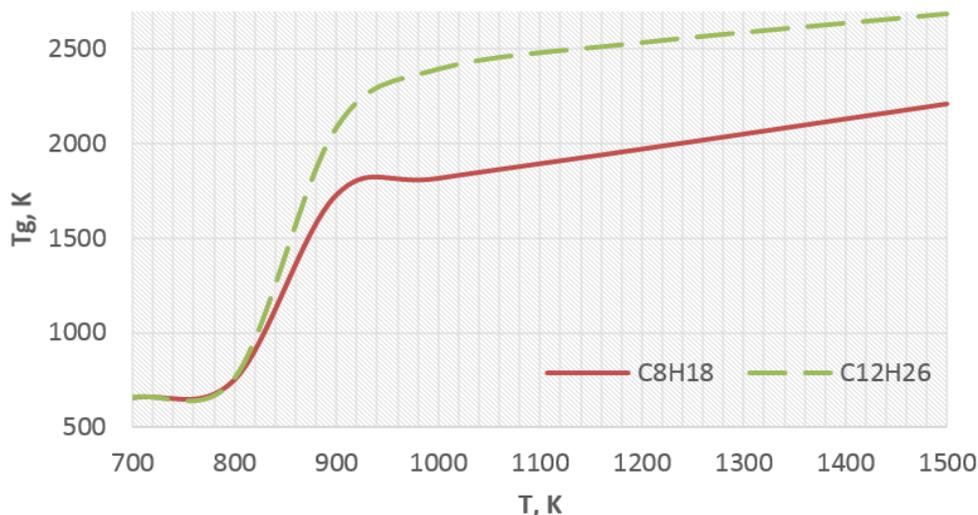


Рисунок 3 – Максимальная температура горения топлива в зависимости от начальной температуры газа в камере

На рисунке 4 приведен график распределения максимальной концентрации CO_2 для двух сжигаемых топлив в зависимости от начальной температуры газа в камере сгорания. При горении додекана концентрация образующегося углекислого газа принимает наибольшее значение 0,148 г/г при начальной температуре 1000 K и минимальное 0,120 г/г при $T = 900$ K. При сжигании октана при $T = 900$ K и выше наблюдается незначительное увеличение концентрации CO_2 которое составляет 0,085 г/г.

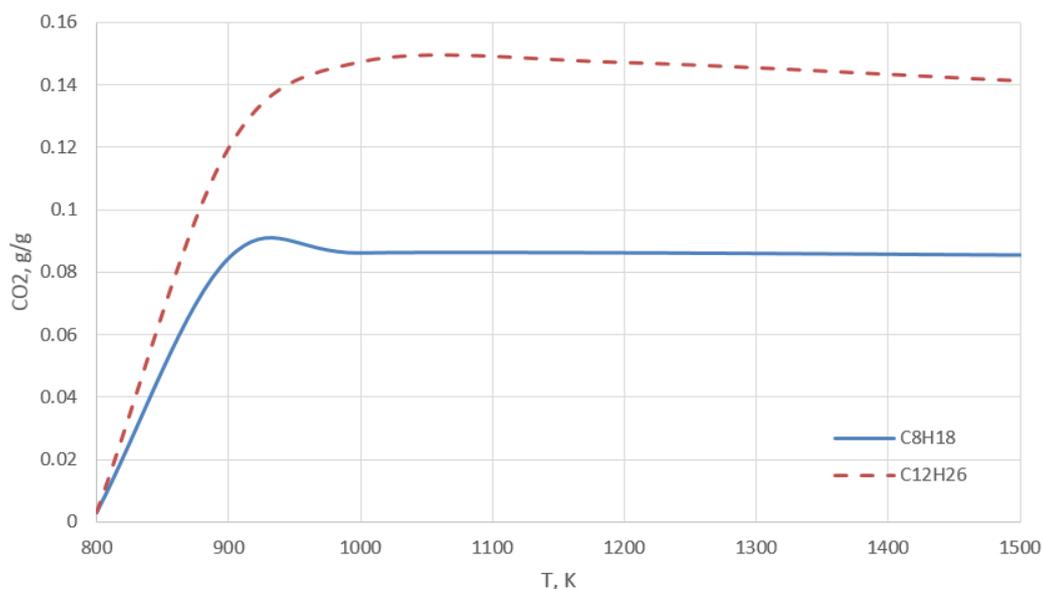


Рисунок 4 – Зависимость концентрации образованного углекислого газа от начальной температуры газа в камере

На рисунках 5 показано изменение со временем температуры в камере сгорания для двух видов жидкого топлива при начальной температуре окислителя 900 К. В начальный момент времени в области распыла топлива температура немного понижается вследствие затрат тепла на испарение капель топлива. Рост давления приводит, по вполне понятным причинам, к уменьшению области высоких температур и к задержке времени воспламенения $t=2,5 \cdot 10^{-3}$ с, а большая часть камеры сгорания имеет температуру около 1000 К (рис. 5 а). Когда смесь паров топлива с окислителем воспламеняется, топливо начинает гореть, и большая часть камеры по ширине охвачена факелом (рис. 5 б). При давлении 100 бар горение октана протекает с выделением тепла 1726 К (рис. 5).

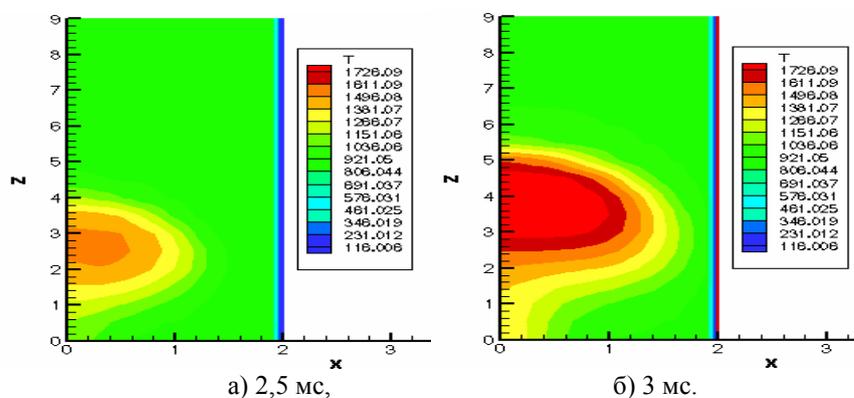


Рисунок 5 – Распределение температуры в камере сгорания при горении октана в моменты воспламенения (а) и горения (б)

При реакции углеводородных топлив с кислородом происходит разложение молекул топлива до CO_2 и H_2O в виде двухэтапной реакции. Первый этап — это разложение молекул топлива до CO и H_2O , а на втором этапе окисление до CO_2 . Результаты вычислительного эксперимента по влиянию начальной температуры в камере сгорания на образование паров воды показаны на рис. 6. При температуре 900 К с ростом давления в камере сгорания, концентрация паров воды невелика и равна 0,039 г/г для октана (рис. 6 а) и 0,046 г/г для додекана (рис. 6 б).

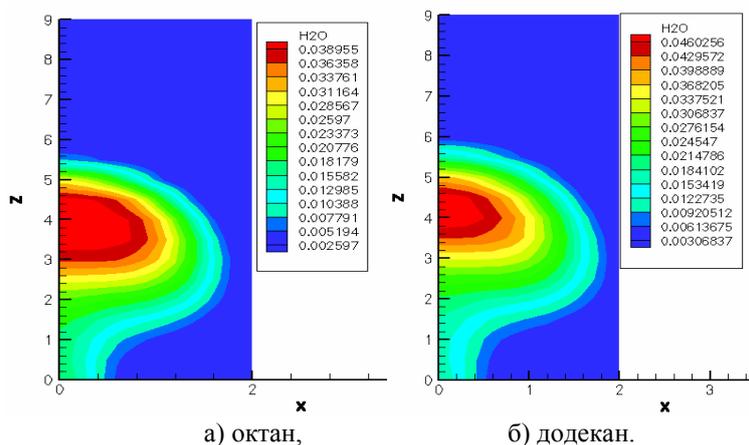


Рисунок 6 – Распределение паров воды в момент времени 3 мс

На рисунке 7 показано, что, как и следовало ожидать при высоких давлениях, чем интенсивней проходит реакция, тем больше образовывается CO_2 . При температуре окислителя 900 К выделяется минимальное количество 0,120 г/г двуокиси углерода для додекана (рис. 7 б) и для октана незначительная концентрация углекислого газа равна 0,085 г/г. (рис. 7 а), которая лежит в допустимых пределах в обоих случаях.

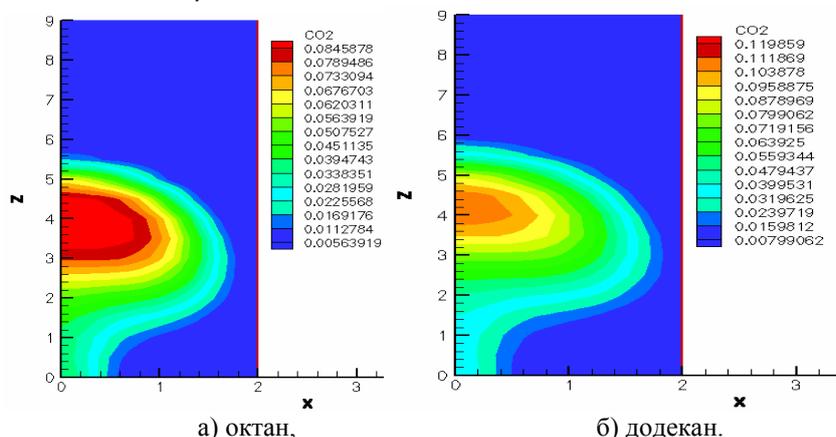


Рисунок 7 – Концентрационные поля углекислого газа в момент времени 3 мс

Таким образом, по результатам всех полученных результатов за оптимальную принята температура газа в камере сгорания равная 900 К. По полученным результатам разработаны рекомендации по определению оптимального режима горения октана и додекана: при высоких давлениях и высоких числах Рейнольдса согласно которым при температуре окислителя в 900 К происходит воспламенение и процесс горения топлива, камера прогревается до высоких значений температур, при полном сгорании топлива концентрации образующихся продуктов реакции, H_2O и CO_2 наименьшие.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. A. Askarova, S. Bolegenova, V. Maximov, A. Bekmuhamet, M.T Beketaeva., Investigation of turbulent heat and mass transfer in high- and chemically reacting flows.// International journal of Mathematics and Physics, ISSN 2218-7987. Vol 3.- №2, 2012.- p. 174-180.
2. Аскарлова А.С., Болегенова С.А., Волошина И.Э., Рыспаева М.Ж. Компьютерное моделирование процесса образования продуктов реакции при сжигании жидких топлив//Труды международном научно-техническом конгрессе. - Красноярск, 2010. - 91-92 с.
3. A. Askarova, S. Bolegenova, V. Maximov, A. Bekmuhamet, Numerical research of aerodynamic characteristics of combustion chamber BKZ-75 mining thermal power station // Journal “ProcediaEngineering”, Volume 42, 2012, pp. 1250-1259.
4. Алияров Б.К., Алиярова М.Б., Сжигание казахстанских углей на ТЭС и на крупных котельных., Алматы-2012. -130с.
5. А.А.Юн, Б.А.Крылов. Расчеты моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двух фазных течений в программном комплексе Fastest-3D: Учебное пособие. - М.: Изд-во МАИ, 2007. – 116 с.: ил. ISBN 978-5-7035-1854-0.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ОХЛАЖДАЮЩИЙ ЭФФЕКТ КОСМИЧЕСКОГО ПРОСТРАНСТВА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ РЕГИОНОВ

*к.т.н., профессор Цой А.П.; магистрант Шалипова А.А.; Мустамбаев Н.К.; к.т.н., Ли В.Т.
Алматинский технологический университет, г.Алматы, Республика Казахстан
E-mail: assel-91@mail.ru*

В условиях высокого потребления топливно-энергетических ресурсов страны, постепенного истощения запасов традиционных видов топлива, ежегодного роста цен на энергоресурсы, и, как следствие, ухудшение экологической ситуации, становится актуальным вопрос использования возобновляемых источников энергии.

Особенностью холодильных систем, использующих охлаждающий эффект космического пространства (ОЭКП), является то, что их работоспособность в значительной степени зависит от климатических условий региона, в котором они эксплуатируются.

Для того чтобы ответить на вопрос, где и каким образом можно использовать ОЭКП, необходимо изучение климатических условий в различных регионах. При помощи известных теоретических методов [1] предполагается автоматизировать изменения величины ночного радиационного охлаждения в течение всего года. Ссылаясь на расчеты и исследования, взятые из работы [2], которые проводились для городов, расположенных на территории Казахстана и России: Алматы, Владивостока, Усть-Каменогорска, Омска, Петропавловска, Казани, Москвы и Санкт-Петербурга, произведена автоматизация системы холодоснабжения.

Данная программа проектирования выбирает режим работы комбинированной системы в зависимости от температуры охлаждающего объекта в том или ином регионе, предусматривает изучение особенностей и специфики автоматизации данной системы с целью её комплексного использования при разработке мониторинга и управления комбинированной системы холодоснабжения для любой местности, зная её климатические условия.

Основной величиной, определяющей величину ночного радиационного охлаждения, является поток эффективного излучения.

По уже известным формулам для расчета эффективного излучения, изученным в работе [2], разработана автоматизированная система проектирования и прогнозирования тепло-холодоснабжения при различных климатических условиях:

$$q_{эф} = \delta[q(T_{в}) \cdot k_{вп} \cdot k_{об} + k_{ст}], \quad (1)$$

где $q_{эф}$ – поток эффективного излучения, Вт/м²;

$T_{вп}$ – температура поверхности излучающего объекта, °К;

$T_{в}$ – температура воздуха, °К;

$k_{вп}$ – коэффициент, учитывающий влияние содержания водяного пара в воздухе приземного слоя атмосферы;

$k_{об}$ – коэффициент, учитывающий влияние облачности. Рассчитывается согласно данным, приведенным в работе;

$k_{ст}$ – поправка на разницу температур между температурой излучающей поверхности и температурой воздуха, Вт;

Автоматизация процессом управления холодильной установки в соответствии с рисунком 1 условно состоит из 4 режимов работы тепло-холодоснабжения: «кондиционирование воздуха», «накопление холода в баке-аккумуляторе», «режим накопления тепла» и «режим отстоя»:

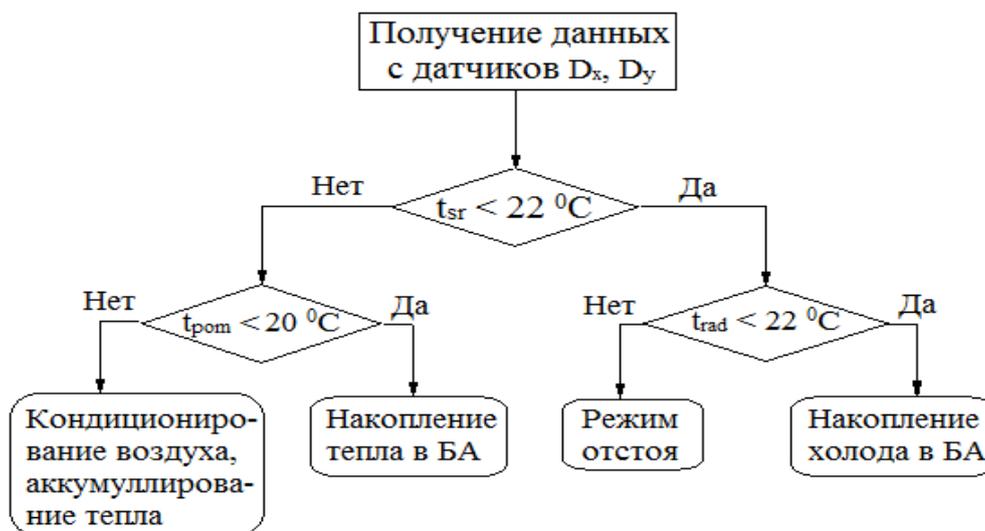


Рисунок 1 – Алгоритм выбора фазы управления

1) система работает в режиме «кондиционирования воздуха» и «аккумулялирования тепла для горячего водоснабжения» тогда, когда температура в помещении выше $t_{пом} > 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;

2) система переходит в режим «накопления холода в баке-аккумуляторе» тогда, когда температура радиатора ниже $t_{rad} < 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температура окружающей среды ниже $t_{sr} < 22\text{ }^{\circ}\text{C}$;

3) система работает только в «режиме накопления тепла» тогда, когда температура окружающей среды выше $t_{sr} > 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температура в помещении ниже $t_{пом} < 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4) Система переходит в «режим отстоя» или нерабочее состояние при тех условиях, когда день и токр. среды выше $22\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Автоматизация данной системы в среде графического программирования LabView была рассмотрена в работе [3]. Днем данная установка использует солнечное излучение, а ночью охлаждается за счет эффективного излучения.

На вкладке (рисунки 2–6) «Расчет теоретически-возможной холодопроизводительности ОЭКП для разных городов» представлены расчеты и графики холодопроизводительности для городов: Алматы, Владивосток, Усть-Каменогорск, Омск, Петропавловск, Казань, Москва, Санкт-Петербург по изученной методике, рассмотренной в работе [2].

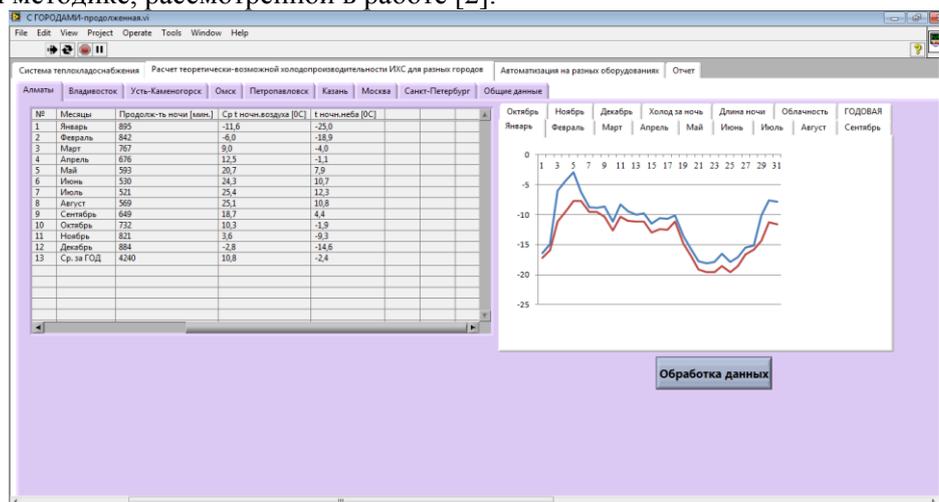


Рисунок 2 – Интерфейс программы управления ХС (вкладка «Расчет теоретически-возможной холодопроизводительности ОЭКП для разных городов», расчеты для города «Алматы»)

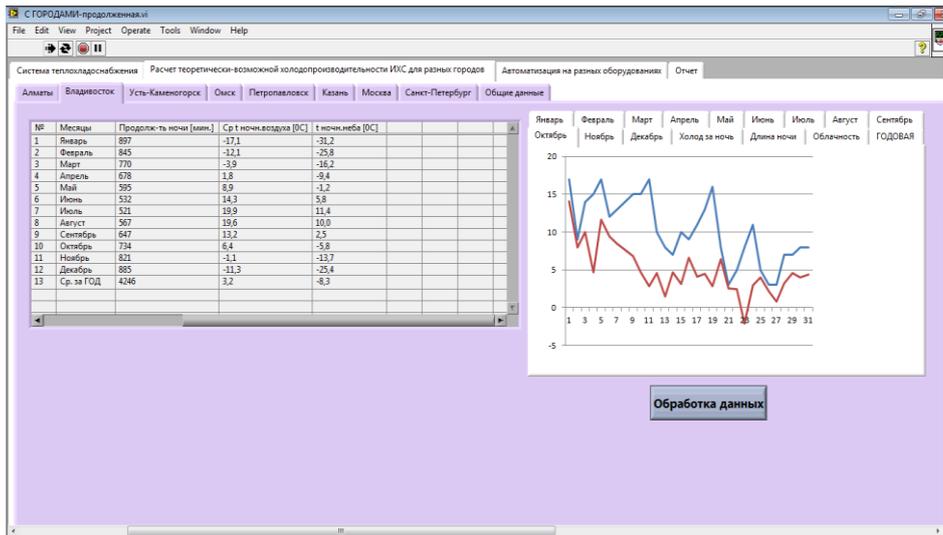


Рисунок 3 – Интерфейс программы управления ХС (вкладка «Расчет теоретически-возможной холодопроизводительности ОЭКП для разных городов», расчеты для города «Владивосток»)

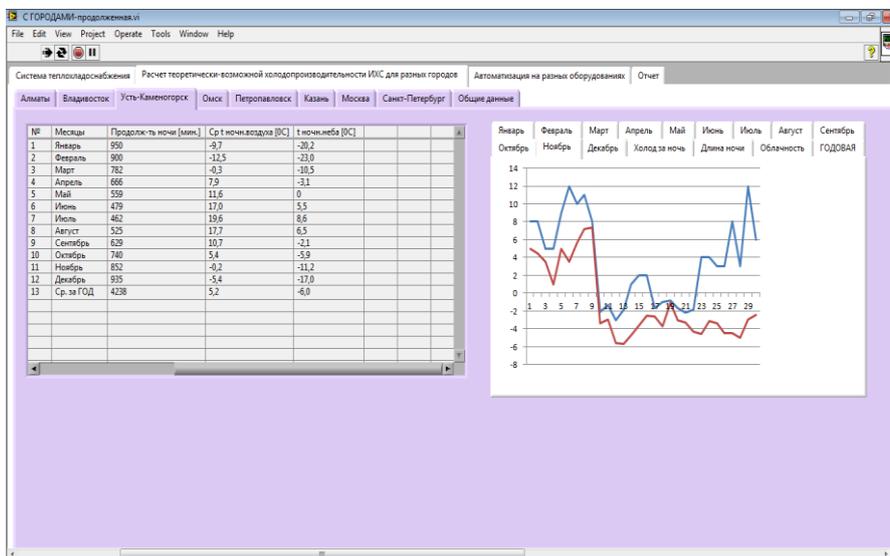


Рисунок 4 – Интерфейс программы управления ХС (вкладка «Расчет теоретически-возможной холодопроизводительности ОЭКП для разных городов», расчеты для города «Усть-Каменогрск»)

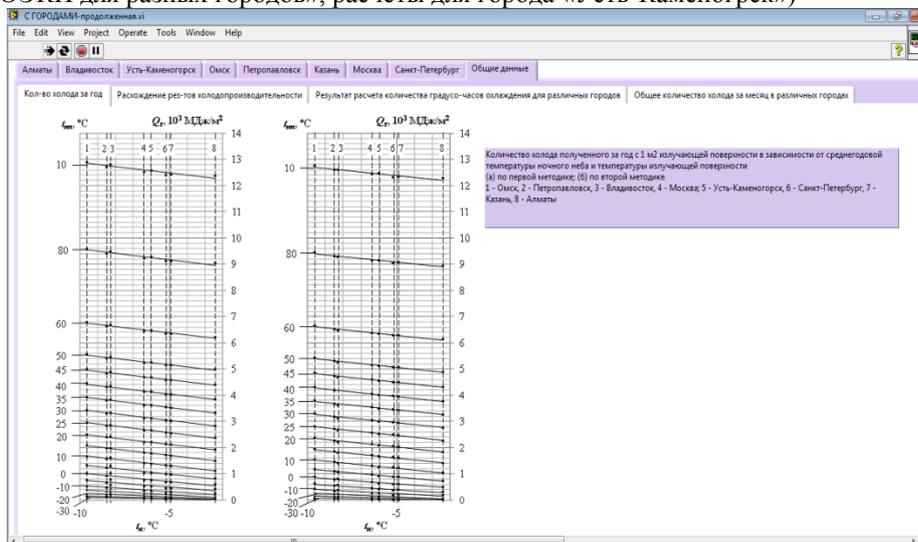


Рисунок 5– Интерфейс программы управления ХС (вкладка «Расчет теоретически-возможной холодопроизводительности ОЭКП для разных городов», расчеты для города «Количество выработанного холода за год»)

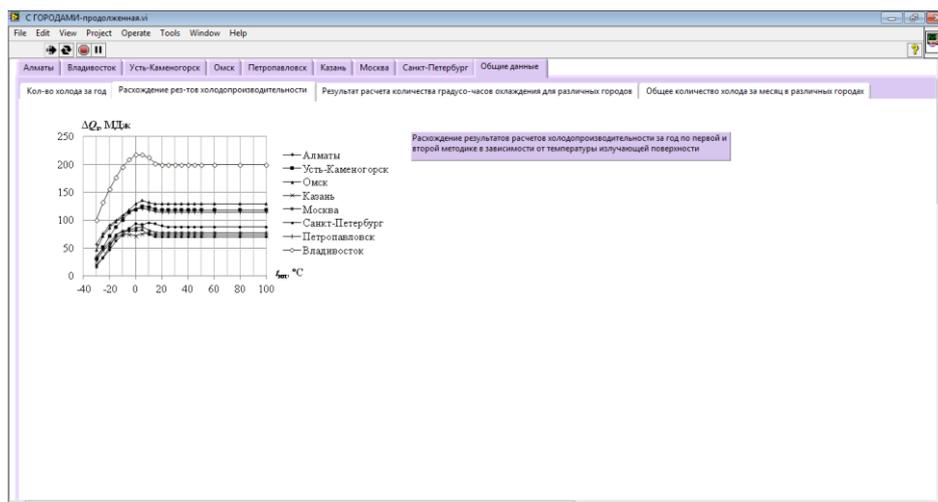


Рисунок 6 – Интерфейс программы управления ХС (вкладка «Расчет теоретически-возможной холодопроизводительности ОЭКП для разных городов», расчеты для города «Расхождение результатов холодопроизводительности»)

Разработанный интерфейс программы управления комбинированной системой холодоснабжения, представленный на рисунках 2 – 6 может применяться в условиях резко континентального климата и работает в двух режимах: в режиме ночного охлаждения и в режиме дневного нагрева теплоносителя. Данная программа применима к разработанной беспроводной автоматизированной комбинированной системе тепло-холодоснабжения [3].

Также, данная программа проектирования в зависимости от температуры охлаждающего объекта в том или ином регионе, выбирает режим работы тепло-холодоснабжения для рассматриваемого города. Разработанная система дает возможность прогнозирования в режиме удаленного доступа. Таким образом, в зависимости от температурного уровня рассматриваемого объекта и его местонахождения, разработанная программа реализует систему автоматизированного проектирования.

На рисунке 7 изображен интерфейс испытательного стенда, который состоит из следующих основных элементов: радиатора 6, вентиля для регулирования расхода хладоносителя 7, насоса 4, бака-аккумулятора холода 1, системы трубопроводов 2, 5 и 8 для транспортирования хладоносителя. Для задержания механических примесей перед насосом установлен фильтр 3.

Хладоноситель забирается насосом из бака-аккумулятора и подается в радиатор. Пройдя через радиатор, хладоноситель возвращается обратно в бак-аккумулятор. Регулятор расхода хладоносителя может быть использован для изучения влияния скорости движения хладоносителя на холодопроизводительность.

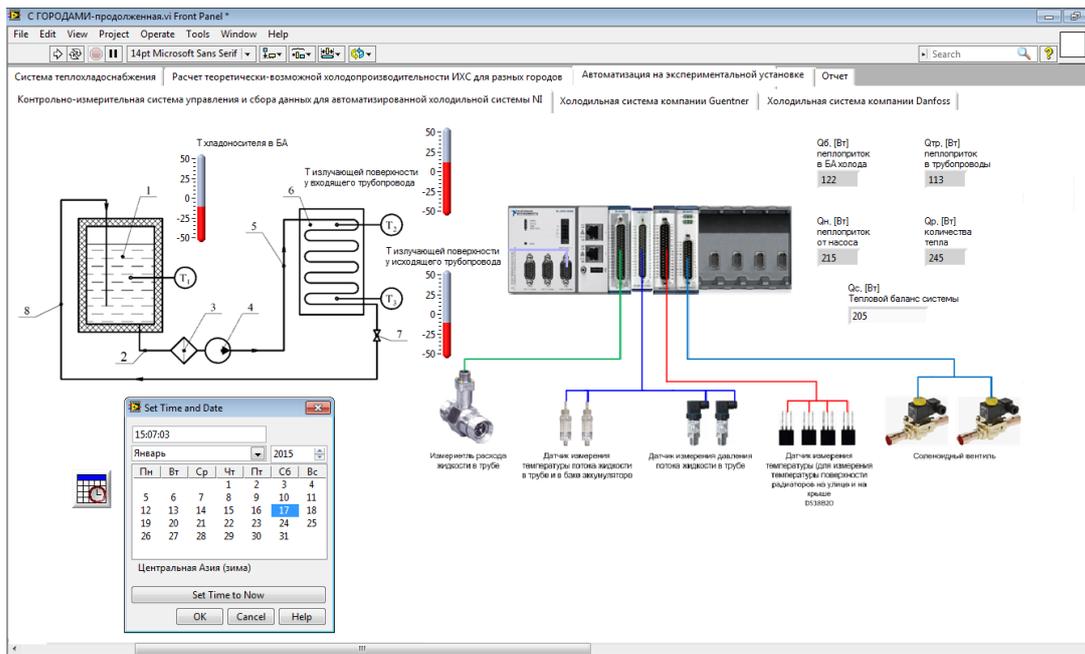


Рисунок 7 – Интерфейс программы управления ХС (вкладка «Автоматизация системы холодоснабжения»)

Таким образом, данные полученные с датчиков температуры (T_1 , T_2 , T_3) передаются на контроллер реального времени, где информация генерируется и обрабатывается по указанным ниже формула расчета теплового баланса. После чего обработанная информация выдается на экран компьютера.

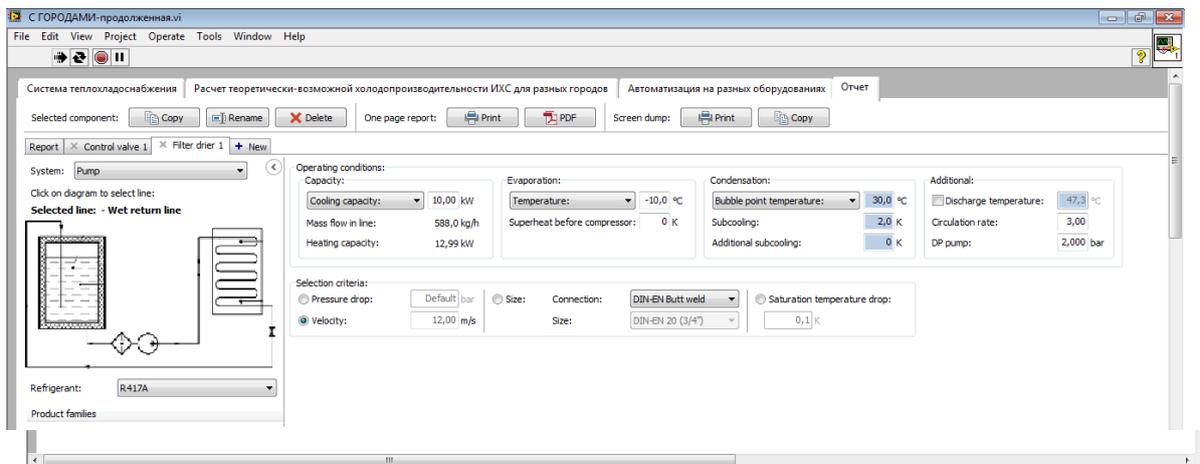


Рисунок 8 – Интерфейс программы управления ХС (вкладка «Отчет»)

На рисунке изображена вкладка «Отчет», которая выдает на печать или экспортирует любую выбранную систему холодоснабжения с необходимыми параметрами датчиков в Microsoft Office Word, Excel или формат PDF.

Разработанная программа автоматизированного проектирования в зависимости от температуры охлаждающего объекта в том или ином регионе, позволяет выбирать режим работы теплохолодоснабжения, а также прогнозировать холодопроизводительность рассматриваемого города удаленным способом в режиме реального времени.

Результаты работы внедрены и используются в учебных процессах ТОО «Тениз», ознакомиться с программой можно на сайте maxteniz.kz.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Samuel D.G.L., Nagendra S.M.S., Maiya M.P. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review // Build. Environ. /ElsevierLtd. – 2013. – Vol. 66. – P. 54–64.

2. Цой А.П., Грановский А.С., Цой Д., Бараненко А.В.. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство // Холодильная техника. – 2014. – № 12. – С. 36–41.

3. Шалипова А.А., Цой А.П. Беспроводная автоматизация теплохладоснабжения с использованием солнечного и ночного радиационного излучения. Сборник докладов IV Международной научно-технической конференции «КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2014» - Алматы, 2014. – С.118-121.

УДК 621.56

КЛАССИФИКАЦИЯ ХЛАДОНОСИТЕЛЕЙ И ИХ АНАЛИЗ

А.П. Цой, А.А. Круглов, Р.Р. Тазитдинов

Алматинский технологический университет, г.Алматы, Республика Казахстан

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет

информационных технологий, механики и оптики, г.Санкт-Петербург, Россия

E-mail: teniz@bk.ru, t.r_92@mail.ru

В последнее время все больший интерес вызывают системы с использованием промежуточного хладоносителя. Такой спрос обусловлен существующими экологическими проблемами и возникающими с ними вопросами, связанными с тенденцией сокращения применения хладонеров и более широкого применения природных холодильных агентов. Одним из основных требований к безопасности эксплуатации аммиачных установок является снижение аммиакоемкости за счёт более полного использования промежуточных хладоносителей. [1]. А принятые Монреальский и Киотские протоколы по а также возникновению парникового эффекта в атмосфере из-за выбросов хладонеров требуют сокращения их использования в холодильных установках [2].

В связи с этим применение промежуточных хладоносителей расширяется. Хладоносители предлагается классифицировать следующим образом: твердые и жидкие, последние в свою очередь подразделяются в группы в зависимости от химических свойств (рисунок 1).

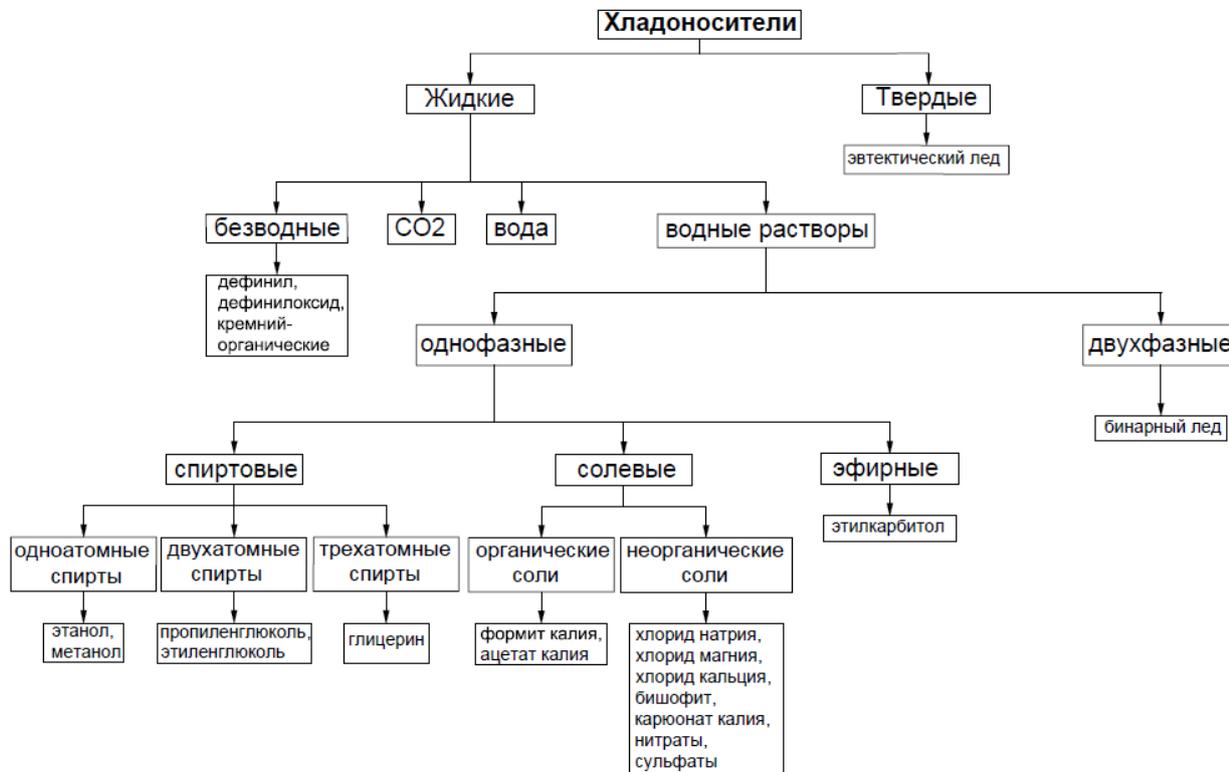


Рисунок 1 - Классификация хладоносителей

К твердым хладоносителям относится эвтектический лёд. Эвтектический лёд – замороженные водные растворы солей твердой формы, используется как аккумулятор холода. Таяние

эвтектического льда происходит при криогидратной температуре, то есть на инизшей среди всех водных растворов той же соли. При использовании эвтектиков формы с оттаявшим раствором отправляются в холодильник для повторно замораживания [3].

Жидкие хладоносители подразделяются на водные растворы и безводные. Безводные хладоносители из-за относительно низких теплофизических свойств и высокой стоимости имеют ограниченное применение. Водные растворы на основе спиртов, солей и эфиров нашли широкое применение в производстве и являются самыми распространенными на сегодняшний день. Также к жидким хладоносителям относится обычная вода. Вода обладает отличными теплофизическими характеристиками, безопасна для жизнедеятельности человека и окружающей среды. Но диапазон ее применения ограничен положительным по Цельсию интервалом температур. Коррозионная активность и накипеобразования при использовании воды сегодня решается с помощью введения ингибиторов коррозии, и добавок для растворения накипи серии СП-В[4].

Экологически безопасен жидкий диоксид углерода. Вязкость его значительно ниже воды и в 100 раз ниже, чем у водного раствора пропиленгликоля. Диоксид углерода обеспечивает высокие коэффициенты теплопередачи, малые гидравлические потери при транспортировке по трубопроводам, исключительную компактность систем. Системы с CO_2 поддерживают избыточное давление (в тройной точке давление превышает 0,518 МПа)[5].

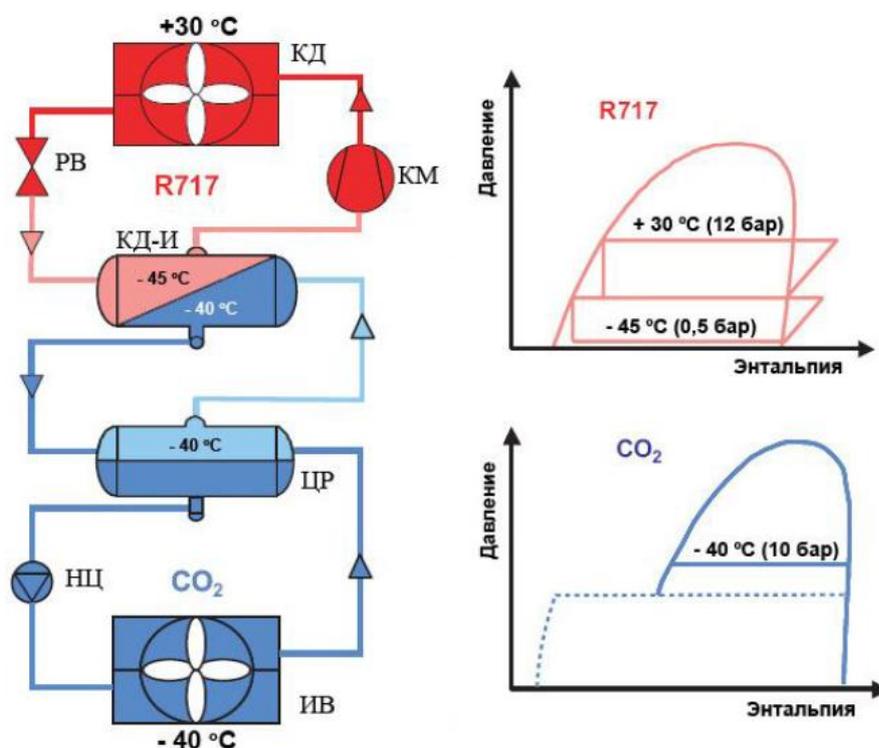


Рисунок 2 - Каскадная система с использованием CO_2 в качестве хладоносителя: КМ – компрессор; КД – конденсатор; РВ – регулирующий вентиль; КД-И – конденсатор-испаритель; ЦР – циркуляционный ресивер; НЦ – циркуляционный насос; ИВ – испаритель.

С точки зрения энергетической эффективности и уровней давления значительно более выгодные применения можно найти в промышленных и крупных коммерческих холодильных установках. При использовании диоксида углерода в качестве промежуточного хладоносителя (рисунок 2), в нижней ветви каскада компрессор CO_2 не используется. Диоксид углерода подается в испаритель насосом, а потом возвращается в циркуляционный ресивер. Пар конденсируется в теплообменнике $\text{CO}_2/\text{R717}$. Холодильная машина верхнего каскада обычно в этом случае двухступенчатая. Рабочий диапазон температур испарения и конденсации для каскадных установок достигается при сравнительно высоком уровне давлений CO_2 . Эти давления в некоторых случаях значительно превышают допустимые значения для типовых стандартных элементов холодильных машин. Поэтому некоторые фирмы разработали для коммерческих холодильных машин оборудование, предназначенное для работы с CO_2 . Так, швейцарская фирма AlfaLaval предлагает воздухоохладители промышленной серии Airmax II HP с рабочим давлением до 50 бар и

воздухоохладители коммерческой серии AlfaCubic на CO₂. Холодопроизводительность промышленной серии воздухоохладителей от 8 до 155 кВт, а коммерческой - от 2 до 56 кВт [15].

Водные растворы на основе одноатомных спиртов этанола и метанола обладают низкими температурами замерзания, однако возможности использования ограничены низкими температурами кипения, высокой летучестью, а также пожароопасностью. Метанол ещё к тому же вреден для здоровья человека.

Наиболее популярными хладоносителями среди спиртов являются пропиленгликоль и этиленгликоль. Этиленгликоль обладает лучшими теплопередающими свойствами и значительно дешевле пропиленгликоля, но его недостатком является токсичность (даже ядовит по ГОСТ 19710-83), что не рекомендуется для охлаждения напитков и пищевых продуктов [5]. При температурах ниже минус 20°C у этиленгликолей резко возрастает вязкость, что приводит к значительным затратам энергии на обеспечение их циркуляции в системах охлаждения.

Использование глицерина влечет за собой к проблемам коррозии и подбору уплотняющих материалов. По токсичности и другим свойствам глицерин близок к пропиленгликолевому рассолу, но обладает более высокой вязкостью [6].

Пропиленгликоль один из самых безопасных хладоносителей для охлаждения пищевых продуктов. Концентрированный пропиленгликоль является пищевой добавкой (E1520) со значением LD₅₀ более 20000 мг/кг. При содержании в хладоносители более 50% воды он не относится к пожаровзрывоопасным по ГОСТ 12.1.044-89 "Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения". Однако из-за высокой вязкости оптимальный диапазон его эксплуатации составляет от плюс 2°C до минус 20°C [7]. Несмотря на высокую стоимость, хладоносители на основе пропиленгликоля оказались конкурентоспособными на мировом и российском рынках. Коррозионная активность пропиленгликоля ниже, чем у большинства известных водных растворов солей и спиртов, что позволяет применять недорогие низколегированные стали для оборудования и снизить стоимость используемого оборудования и трубопроводов во вторичном контуре холодильного оборудования. Пропиленгликоль не проявляет коррозионной активности к неполярным резинам и полимерам. Вторичный контур холодильных систем, работающий на основе пропиленгликоля, обеспечивает высокие теплофизические свойства и минимальный уровень затрат при эксплуатации. При этом долговечность вторичного контура сопоставима со сроком морального старения оборудования (15-30 лет) [8].

Водные растворы органических солей: ацетат калия, формиат калия (фирменные названия - «Tyfoxit», «Freezium») пригодны к использованию при низких температурах до минус 55°C, обладают высокой теплопроводностью (до 0,56 Вт/м·К). Вязкость ниже, чем у хладоносителей на основе многоатомных спиртов. Недостаток - коррозионная активность (хотя и значительно ниже, чем у растворов солей). Кроме того, они плохо совместимы с мягкими припоями и хлорид-содержащими флюсами. Формиатные хладоносители имеют, бесспорно, ряд существенных положительных свойств: низкая вязкость, хорошая теплопроводность и высокая удельная теплоемкость, нетоксичность, невоспламеняемость, быстрая биоразрушаемость. Высокая теплопроводность приводит к быстрой и эффективной теплопередаче даже при низкой скорости жидкости. Способность формиатных хладоносителей передавать тепло позволяет применять меньшие по размерам теплообменники, что ведет к экономии средств за счет снижения материалоемкости оборудования. Они совместимы с большинством материалов традиционно используемых в холодильной технике. Все вышесказанное свидетельствует о том, что формиатные хладоносители имеют преимущества при температурах ниже минус 20°C. Ацетатные хладоносители несколько уступают формиатным по большинству теплофизических и органолептических свойств, но характеризуются более низкой температурой замерзания и более плавной кривой зависимости вязкости и температуры замерзания от концентрации [8].

В интервале температур от минус 20°C до минус 40°C широкое распространение получили солевые хладоносители на основе неорганических солей. Неорганические соли широко распространены из-за сочетания их доступности, дешевизны и хороших теплофизических характеристик, однако содержащиеся чаще всего в них хлориды обладают высокой коррозионной активностью, а щелочноземельные катионы при высоких концентрациях склонны к накипеобразованию [9]. Хлорид калия и магниевые соли могут повреждать пищевые продукты. Высокая концентрация хлорида кальция может быть опасна для пищевода человека при попадании раствора внутрь. Продукты взаимодействия хлоридов со стенками оборудования (нержавеющая сталь, медь и др.), обладают большей токсичностью, чем сам хладоноситель [10].

Двухфазный хладоноситель рассол – лед, предложенный В.А. Чижиковым, сегодня называется бинарным льдом, айсларри (iceslurry), pumpableice [11].

Бинарный лед – это суспензия мелкокристаллического льда сферической формы с диаметром частиц, не превышающих 500 мкм. Кристаллы льда разделяются жидкой фазой, тем самым предотвращает образования снежных комков[12].

Бинарный лед получают из естественного раствора – морской воды, или из пресной с добавлением этиленгликоля, пропиленгликоля, хлорида кальция, этанола и других веществ. Массовая доля льда в смеси может варьироваться от 10% до 60%, в зависимости от области применения. Бинарный лед с массовой долей льда до 25% считается гомогенной ньютоновской жидкостью. Если концентрация выше 25% система проявляет свойства псевдоэластичного неньютоновского флюида [5]. Свободной транспортировки хладоносителя по трубам поддаются даже суспензии, содержащие до 60% льда по объему и реализующие низкотемпературные уровни, требуемые для техники умеренного охлаждения. Интенсивность теплоотдачи возрастает с увеличением доли льда, причем иногда даже в большой степени, чем от увеличения скорости движения хладоносителя.

Охлаждающая способность бинарного льда в 4-6 раз больше чем у обычной воды за счет высокой удельной теплоты плавления льда (335 кДж/кг при 0°C). Это позволяет при том же расходе хладоносителя, что и в случае использования рассола, уменьшить диаметры трубопроводов, поверхности теплообменных аппаратов и снизить энергетические расходы на прокачку[13]. Еще одной особенностью использования бинарного льда является возможность аккумуляции холода. Аккумуляция холода в ночное время имеет выгоду не только потому, что в ночное время значительно ниже тарифы на электричество, но и значительно ниже температура конденсации у систем с воздушными конденсаторами, градирнями и так далее [14].

Благодаря экологическим и высоким теплофизическим свойствам двухфазного хладоносителя, (бинарного льда) применение его находит все больше поклонников среди специалистов и является актуальным для изучения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ахметзянов М.Т. Лазарев А.Г. Холодильные установки с промежуточным хладоносителем // Холодильная техника. 2003. №9. с 30-33.
2. Электронный ресурс: http://bitzer.ru/files/File/technoinfo/Refrigerant_report13.pdf
3. Зайцев В.П. Холодильная техника// Государственное издательство торговой литературы, 1962 г. – 339 с.
4. Электронный ресурс <http://hladonositeli.ru/st4.php>
5. Цветков О.Б. Лаптев Ю.А. Одно- и двух фазные жидкие хладоносители// Холодильная техника. 2001. №10.- С 8-12.
6. Цветков О.Б. Хладагенты, хладоносители и холодильные масла - ностальгия о будущем/ Материалы докладов и сообщений XI Российской конференции по теплофизическим свойствам веществ. Том I. СПб., 2006-С. 14-15.
7. Электронный ресурс http://www.holodilshchik.ru/index_holodilshchik_best_article_issue_4_2008.htm
8. Кириллов В.В. аспирант Бочкарев И.Н. Анализ свойств используемых хладоносителей и пути оптимизации их свойств с помощью электролит содержащих растворов. // <http://refrigeration.ihbt.ifmo.ru/file/article/7697.pdf>
9. Шаповаленко А.Я., Свешников А.В., Зенкин И.Ф. Новый хладоноситель в старом оборудовании - способ повышения эксплуатационной безопасности предприятий. //Холодильная техника. 2006. №8.- С.40-43
10. Успенская Л.А. Хладоноситель «НОРДВЕЙ» - лучшее становится доступным. //Холодильный бизнес. – 2003, №12 – С.26-27.
11. Чижиков В.А. Охлаждение двухфазным хладоносителем // Холодильная техника. Секция холодильных установок: Тр. республ. науч. конф. – Л.: ЛТИХП, 1972.
12. В. В. Миненков, А.В. Зимин, М.Г. Хмельнюк. Влияние примесей на процессы получения и применения бинарного льда.//Холодильная техника и технология. 2013. №4.- С24-30
13. Ice Slurries// Proceed. of an Intern. Meeting in Horw/Lucerne, Switzerland, 16 – 18 May, 2001. – 170 p.
14. Дворжак З. Бинарный лед. // Холодильный бизнес. – 2000. №3. -С 7-9
15. Горбенко Г. А. Чайка И. В. Гакал П. Г.. Применение диоксида углерода (CO₂) в холодильных технологиях.// Вестник компании «ЕС-Инжиниринг»

Авторский алфавитный указатель

Абаканов Т.Д.	6	Носков А.Н.	37
Аргымбаева А.Е.	13	Проць Р.Н.	66
Аскарова А.С.	137	Притула В.В.	100
Березовская И.Э.	137	Петренко Е.В.	9
Бекмұхамет А.	137	Потапов В.А.	47
Болегенова С.А.	137	Петушенко С.Н.	71, 79
Белецкий Э.В.	9	Редунов Г.М.	74, 82
Белоусов А.М.	16	Селиванов А.П.	95
Болдырев С.В.	18	Семенюк Д.П.	47
Болдырев А.В.	18	Солодка А.В.	100
Бондаренко В.Л.	26	Серавин А.С.	123
Бошкова И.Л.	100	Садыров Р.К.	6
Бараненко А.В.	132	Сандыбаев Е.Е.	120
Воскресенский В. Ю.	116	Титлов А.С.	41, 62, 66, 71, 74, 79, 82, 87
Высоцкий М.В.	123	Тарасенков Д.С.	37
Васылив О.Б.	41, 52, 62	Тимофеев И.В.	82
Гожелов Д.П.	82	Татаренко Ю.В.	23
Грановский А.С.	132	Титлова О.А.	87
Димитров А.А.	128	Тарасов С.С.	107
Данилов Н.П.	13	Тазитдинов Р.Р.	147
Дьяченко Т.В.	26	Осадчук Е.А.	41
Дьяченко О.В.	26	Фуркало С.В.	52
Дзино А.А.	21	Филатов А.С.	114
Жердев И.А.	107	Харчук С.И.	16, 18
Ищенко С.В.	52	Холодков А.О.	74, 87
Ищенко И.Н.	57	Хмельнюк М.Г.	128
Исрафилов И.Х.	16, 18	Цой Д.А.	132
Ким И.А.	13	Цой А.П.	132, 142, 147
Ким Д.С.	103	Шлейкин А.Г.	13
Казаков Д.В.	6	Шортанбаева Ж.К.	137
Коченков Н.В.	32	Шалипова А.А.	142
Коченков В.Н.	32	Юлгушев А.Э.	92
Коротков В.А.	23	Яковлева О.Ю.	128
Краснопольский А.Н.	62		
Корж Е.Г.	26		
Кудашев С.Н.	66		
Коваленко Е.А.	52		
Крупененков Н.Ф.	110, 114		
Каласов Н.Б.	120		
Калиев Б.	120		
Круглов А.А.	147		
Ли В.Т.	142		
Ли А.Н.	6		
Манатбаев Р.К.	120		
Муравьев О.А.	107		
Малинина О.С.	21		
Мустамбаев Н.К.	142		
Максутханова А.М.	137		
Мукашева Г.К.	137		

Технический редактор

Тусупова Ж.М.

Редактор

Кутнякова Е.Ю.

Компьютерная верстка

Дуйсенгалиева А.Д.

За стиль и орфографию авторов редакция ответственности не несет

Сдано в набор 18.05.15. Подписано в печать 08.06.15.

Формат 60x84 1/18. Бумага офсетная. Печать RISO.

Объем 9,0 у.п.л. Тираж 50 экз. Заказ № 271

Отпечатано в издательском отделе АТУ

050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100