

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ  
ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ім В.С. МАРТИНОВСЬКОГО  
ФАКУЛЬТЕТ ПРИКЛАДНОЇ ЕКОЛОГІЇ, ЕНЕРГЕТИКИ  
ТА НАФТОГАЗОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

**МАТЕРІАЛИ**

**XVI Всеукраїнської**

**науково-технічної**

**конференції**

**АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ**

**ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ**

5-7 жовтня 2016 року, м. Одеса



ОДЕСА

2016

## ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

**Голова:**

Сторов Богдан Вікторович – ректор Одеської національної академії харчових технологій, д.т.н., професор.

**Замісники:**

Поварова Наталія Миколаївна – проректор з наукової роботи Одеської національної академії харчових технологій, к.т.н., доцент,

Косой Борис Володимирович – директор Навчально-наукового інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського Одеської національної академії харчових технологій, д.т.н., професор.

**Члени оргкомітету:**

Артеменко С.В.

Бошкова І.Л.

Бошков Л.З.

Василів О.Б.

Гоголь М.І.

Дьяченко Т.В.

Желєзний В.П.

Зацеркляний М.М.

Князева Н.О.

Кологривов М.М.

Котлик С.В.

Крусір Г.В.

Мазур В.О.

Мазур О.В.

Мілованов В.І.

Морозюк Л.І.

Нікулина А.В.

Ольшевська О.В.

Плотніков В.М.

Роганков В.Б.

Роженцев А.В.

Сагала Т.А.

Семенюк Ю.В.

Смирнов Г.Ф.

Тітлов О.С.

Шпирко Т.В.

Хлієва О.Я.

Хмельнюк М.Г.

Хобин В.А.

Цикало А.Л.

Відповідальний за випуск: Тітлов О.С., завідувач кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв

Мова видання: українська, російська, англійська

За достовірність інформації відповідає автор публікації

Рекомендовано до друку Радою факультету прикладної екології, енергетики та нафтогазових технологій, протокол № 2 від 21 вересня 2016 року.

**А 43 Актуальні проблеми енергетики та екології / Матеріали XVI Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Херсон: ФОП Грінь Д.С., 2016. – 312 с.**

**ББК 31:20.1**

**ISBN 978-966-930-137-6**

© Одеська національна академія харчових технологій

© Факультет прикладної екології, енергетики та нафтогазових технологій

## **СЕКЦІЯ 5:**

### **. ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕНЕРГОМАШИНОБУДУВАННЯ**

#### **ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

#### **ОПТИМАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ В ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЦІ І ЕНЕРГОМАШИНОБУДУВАННІ**

а) охлаждение зерна до 8...10 °С сопровождается частичным его осушением: для рапса – 1,13 %, для проса – 0,98 %, при этом 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 %;

б) найденный эффект осушения зерна при его охлаждении позволяет исключить из технологической цепочки процесс высокотемпературной сушки, а это не только сократит энергозатраты при хранении мелкосеменного зерна, но и повысит его качество.

3. На основе проведенного анализа и результатов экспериментальных исследований процессов конвективного теплообмена предложены две схемы системы первичного охлаждения зерна – контейнерного (мобильного) и стационарного типа, каждая из которых может быть использована в фермерских и крестьянских хозяйствах Украины в зависимости от объема перерабатываемой продукции.

#### Литература

1. Продовольственная и сельскохозяйственная организация Объединенных наций (FAO) [Электронный ресурс]. Режим доступа: URL: <http://www.fao.org/home/ru>.
2. Петушенко, С.Н. Современное состояние техники и технологии низкотемпературной обработки и хранения зерна мелкосеменных культур [Текст] / С. Н. Петушенко // Холодильна техніка та технологія. – 2013. – № 2. – С. 71-74.
3. Петушенко С.Н. Разработка систем охлаждения для первичной низкотемпературной обработки и хранения зерна мелкосеменных культур / С.Н. Петушенко, А.С. Титлов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 3/8(75). – С. 50-56. DOI: 10.15587/2312-8372.2015.44139.

УДК 621.575.932

## РАЗРАБОТОК ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ (АХП)

Титлова О.А., канд. техн. наук, доцент, Ольшевская О.В., канд. техн. наук, ст. преп.  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

В состав АХП входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), который реализует безнасосный абсорбционно-диффузионный холодильный цикл. Рабочее тело АХА состоит из природных компонентов – водоаммиачного раствора (ВАР) с добавкой инертного газа.

Исследования и разработки, позволяющих снизить энергопотребление в бытовых холодильных приборах абсорбционного типа, выполняются в направлениях: совершенствования термодинамических циклов, режимов работы и конструкций элементов АХП; рационального использования искусственного холода; совершенствования режимов работы, способов и систем управления АХП [1,2]. Разработки, выполненные в рамках первых двух направлений, могут быть реализованы исключительно на этапе проектирования, т.к. предполагают изменение конструкции АХА, тогда, как в третьем – реализуемы как на этапе проектирования, так и в процессе эксплуатации. Поэтому, рассмотрим подробнее именно последнее направление. Современные исследования в данном направлении связаны с работами отечественных [3-6] и зарубежных ученых.

Основной акцент в них сделан на решение проблемы энергоэффективности АХП при эксплуатации в широком диапазоне температур наружного воздуха. Известно [3,4], что АХП, как и другие холодильные приборы проектируются, в первую очередь, для поддержания заданного уровня охлаждения в охлаждаемых камерах в «жестких» условиях эксплуатации (для Украины это 32 °С). И если для компрессионных аналогов снижение температуры наружного воздуха до 10 °С (при более низкой температуре есть опасность поломки компрессора при пуске из-за загустевания масла) только увеличивает энергетическую эффективность холодильного прибора, то для абсорбционных моделей ситуация неоднозначна. В АХП, как и в компрессионных аналогах, снижение температуры наружного воздуха способствует уменьшению теплопритоков в охлаждаемые камеры и улучшает условия отвода холодильного цикла в окружающую среду. Однако в АХП хорошие условия отвода тепла с теплорассеивающих элементов негативно влияют на подачу аммиака из генератора АХА в конденсатор.

Проведенные исследования ставили целью анализ влияния подводимой в генераторном узле АХА тепловой мощности на режимы работы и энергетическую эффективность АХП в комплексе.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

– изучить особенности конструкции кипятильника-генератора и их влияние на нормальное функционирование в составе АХП;

– провести экспериментальные исследования работы АХП и отдельных его элементов в условиях «жесткой» эксплуатации (при повышенной температуре воздуха окружающей среды 25...32 °С) при различных значениях величины подводимой к генератору тепловой мощности.

В качестве объекта исследования был использован двухкамерный АХП «Киев-410» типа АШ-160. Для проведения экспериментальных исследований влияния на работу АХП и его элементов подводимой в генераторном узле тепловой мощности было использовано автоматизированное рабочее место (АРМ) [7]. Для изучения статических свойств АХП при помощи АРМ были организованы автоматизированные эксперименты, которые можно рассматривать как получение квазистатических характеристик.

Первоначально в результате автоматизированного эксперимента был получен набор квазистатических характеристик АХП по каналам «подводимая к генератору АХА тепловая мощность – температуры поверхности элементов АХА в контрольных точках» для исследуемого АХП. На следующем этапе исследований были получены квазистатические характеристики АХП по тем же каналам, но при других условиях работы подъемного участка дефлегматора АХА:

1) при интенсивном отводе тепла с поверхности дефлегматора в окружающую среду при помощи воздушного вентилятора, мощностью 3 Вт;

2) в квазиadiaбатном режиме – с тепловой изоляцией дефлегматора по всей длине его подъемного участка.

Тепловая изоляция и обдув дефлегматора вентилятором позволили промоделировать различные условия окружающей среды.

В современных конструкциях АХА кипятильник-генератор, в дальнейшем генератор, выполнен в виде перекачивающего термосифона – трубки с небольшим внутренним диаметром (4,0...4,2 мм) – капилляра. В нижней части генератора, заполненной крепким 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 [8]. Образующаяся в результате подвода тепла парожидкостная смесь (ПЖС) обладает меньшей, по сравнению с жидким ВАР плотностью и, в соответствии с законом Архимеда, поднимается в верхнюю часть термосифона.

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.

Выбор внутреннего диаметра и высоты подъемной части генератора производится разработчиками АХП 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.

В случае увеличения внутреннего диаметра при неизменной тепловой нагрузке и высоте подъемной части генератора режим снарядного течения, сопровождающийся 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 – 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. 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, 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.

Оптимальное соотношение ( $b_{\text{опт}}$ ) между количеством поднятой жидкости и количеством полученного пара для реализации цикла АХА имеет место 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, достигаются максимальные значения теплового коэффициента цикла АХА.

Средняя часть указанного диапазона соответствует значениям оптимальных тепловых мощностей при работе в условиях температур воздуха окружающей среды 24...26 °С.

В сторону меньших значений тепловых мощностей  $b_{\text{опт}}$  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 движение  $b_{\text{о}}$  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, подтверждаются и теоретическим анализом циклов как безнасосных, так и насосных АХА.

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, 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, в потоке слабого ВАР на входе в абсорбер не достигается массовая концентрация 0,15...0,18. 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. «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 позиционных режимов управления показал, что «ждущий» режим целесообразно применять при работе только в диапазоне температур воздуха окружающей среды от 19...20 до 26...27 °С. При низких температурах воздуха снижается коэффициент рабочего времени (КРВ) АХА, т.е. время работы АХА уменьшается и становятся нецелесообразными затраты энергии для длительного поддержания генератора 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.  $b < b_{\text{опт}}$ . Кратность циркуляции жидкого ВАР между генератором и абсорбером минимальна, но слабый ВАР обеднен по аммиаку ниже оптимальных значений до 0,10...0,12.

В генерируемом паром 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 характеризується низькою енергетичною ефективністю из-за значительного количества выпаренной воды. Как показано, 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, но при его реализации необходимо помнить об ограничении температуры греющей поверхности трубки термосифона значением 180...190 °С из-за опасности возникновения процесса активной коррозии.

#### **Выводы.**

1. Наиболее перспективным направлением энергосберегающих разработок АХП является совершенствованием способов и систем автоматического управления. Это связано, в первую очередь с тем, что полученные разработки могут быть внедрены не только в процессе проектирования новых АХП, но и на уже эксплуатирующихся моделях.

2. В штатных системах автоматического управления в качестве управляющего воздействия используется величина мощности, подводимой к генератору АХА. Все разработки, так или иначе, связанные с повышением энергетической эффективности АХП, предлагают эксперименты с этим управляющим воздействием. Однако, чрезмерное занижение или завышение величины мощности может привести к срыву процесса производства искусственного холода в АХП или даже к выходу из строя его составляющих. Поэтому был проведен комплексный анализ процессов теплообмена, проходящих в генераторе АХА.

3. В результате проведенных исследований из всего диапазона значений подводимой тепловой мощности было выделено 5 типов режимов работы генератора (I-V). Выделен энергетически эффективный режим II. Показано, что 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.

#### **Литература**

1. Zohar A. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance / A. Zohar et al. // Applied thermal engineering. – 2007. – №27. – P. 2213–2219.
2. Dincer I. Developments in Absorption Refrigeration Systems / I. Dincer, T.A. Ratlamwala. // Integrated Absorption Refrigeration Systems. Springer International Publishing. – 2016. – С. 241–257.
3. Ищенко И.Н. Усовершенствование режимных параметров водоаммиачных абсорбционных холодильных агрегатов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды : дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Ищенко И.Н. – Одесса, 2013. – 178 с.
4. Селиванов, А.П. Абсорбционные холодильные аппараты сезонного типа. Современное состояние и тенденции развития / А.П. Селиванов // Збірник наукових праць НУК. – 2013. – № 5-6. – С.82–88.
5. Мазур А.В. Повышение энергетической эффективности тепловых процессов пищевых технологий средствами гарантирующего управления : дис. канд. техн. наук : 05.13.07 / Мазур А.В. – Одесса, 2006. – 208 с.
6. Мазур А.В. Тепловые процессы пищевых технологий как объекты управления: общность особенностей и принципов повышения энергетической эффективности / А.В. Мазур / Збірник наукових праць ОНАХТ. – 2007. – Вип. 30. – Т. 1. – С. 237–241.
7. Тітлова О.О. Автоматизированное рабочее место исследователя тепловых процессов в абсорбционных холодильных приборах / О.О. Тітлова. // Автоматизация технологических и бизнес-процессов. – 2011. – С. 60–64.
8. Титлов А.С. Энергосберегающие режимы работы перекачивающих термосифонов АДХМ / А.С. Титлов, Д.С. Тюхай // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25.– № 4. – С.76–79.

|   |     |
|---|-----|
| ЕКОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВОГО ВОДОТРУБНОГО КОТЛА<br>ДКВР – 10/14 <i>Редько А.О., Давіденко А.В.</i> .....  | 199 |
| ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК<br>НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ С КОМПОЗИЦИОННЫМИ<br>КАПИЛЛЯРНЫМИ СТРУКТУРАМИ <i>Шаповал А.А., Стрельцова Ю.В.</i> .....                     | 201 |
| РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПРОЕКТУВАННЯ ТА ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЙ РОЗМОРОЖУВАННЯ<br>М'ЯСА В ТУШАХ, ПІВТУШАХ ТА ЧЕТВЕРТИНАХ <i>Желіба Ю.О., Желіба Т.О.</i> .....  | 204 |
| ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ <i>Кифоренко В. С., Кіріяк Г.В.</i> .....  | 205 |
| КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ТА ПРОГНОЗУВАННЯ ВПЛИВУ ВИРОБНИЦТВА <i>Коваль В.Г.</i> .....  | 207 |
| ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПРОМЫШЛЕННЫХ<br>ХОЛОДИЛЬНЫХ КАМЕРАХ <i>Лисица А. Ю., Петухов И. И., Михайленко Т. П., Немченко Д. А.</i> .....   | 208 |
| РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ЛЬДОАКАМУЛЯТОРІВ ІЗ ВРАХУВАННЯМ<br>ДИНАМІКИ КРИСТАЛІЗАЦІЇ ТА ПЛАВЛЕННЯ ЛЬОДУ<br><i>Пилипенко О.Ю., Засядько Я.І., Форсюк А.В., Грищенко Р.В.</i> .....                                    | 210 |
| ВИМОГИ ДО ПРОЕКТУВАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВОГО АПАРАТА<br>ДЛЯ ВІДНОВЛЕННЯ МОЛОКА <i>Постнов Г.М., Червоний В.М., Шипко Г.М.</i> .....   | 211 |
| ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯМ БУДІВЛІ<br><i>Басок Б.І., Давіденко Б.В., Лисенко О.М.</i> .....  | 213 |
| ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СИСТЕМАМИ<br>КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА <i>Жихарева Н. В.</i> .....   | 216 |
| АНАЛИЗ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ УСТАНОВКИ РЕГУЛЯТОРОВ ДЛЯ<br>ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ НАСОСОВ СИСТЕМ БЕЗОПАСНОСТИ РЕАКТОРНЫХ<br>УСТАНОВОК <i>Скалозубов В.И., Чжоу Хушуй.</i> .....                                       | 219 |
| МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛОВ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ<br>ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ <i>Озолин Н.Е., Титлов А.С., Краснопольский А.Н.</i> .....  | 225 |
| НОВЫЕ СХЕМЫ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН<br>ДЛЯ РАБОТЫ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА<br><i>Осадчук Е.А., Васылив О.Б., Кирилов В.Х., Мазуренко С.Ю.</i> .....            | 238 |
| МОБИЛЬНАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ЗЕРНА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР<br><i>Петушенко С.Н., Олейник Е.В.</i> .....   | 241 |
| РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ<br>АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ (АХП) <i>Титлова О.А., Ольшевская О.В.</i> .....  | 243 |
| ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИСКУССТВЕННОГО ХОЛОДА НА<br>МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОТЕРЬ<br>ПРИРОДНОГО ГАЗА <i>Титлов А.С., Дьяченко Т.В., Артюх В.Н., Альсаид Хекмат</i> ..... | 247 |
| ЗАСТОСУВАННЯ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ДЛЯ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ<br>ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ, НАПІВФАБРИКАТІВ І СИРОВИНИ <i>Титлов О.С., Приймак В.Г.</i> .....  | 247 |
| ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ АБСОРБЦИОННЫХ<br>ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН <i>Мазуренко С.Ю., Озолин Н.Е., Савинков П.В.</i> .....   | 249 |
| АНАЛІЗ МЕТОДІВ НАДКРИТИЧНОЇ ФЛЮЇДНОЇ ЕКСТРАКЦІЇ<br><i>Лук'янова О.С., Бошкова І.Л.</i> .....  | 250 |
| ПРИМЕНЕНИЕ ВПРЫСКА ПЕРЕГРЕТОЙ ЖИДКОСТИ В ТЕРМОПРЕССОРНОЙ<br>СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВНОГО ВОЗДУХА ДВС <i>Коновалов Д.В., Кобалава Г.А.</i> .....  | 253 |
| ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ КОМПРЕССИИ В СИСТЕМЕ<br>ТУРБОНАДДУВА СРЕДНЕОБОРОТНЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ<br><i>Коновалов Д.В., Джурунская А.А.</i> .....  | 255 |
| ТЕНДЕНЦІЇ ЕКСПОРТУ, ІМПОРТУ СПГ У СВІТІ <i>Дьяченко Т.В., Артюх В.М.</i> .....  | 257 |
| ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ СПОСОБ СНИЖЕНИЯ КОНТАКТНОГО<br>СОПРОТИВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРА И ПЛОСКОСТИ <i>Титлов А.С., Двирный В.В.</i> .....  | 260 |

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ  
ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ім В.С. МАРТИНОВСЬКОГО  
ФАКУЛЬТЕТ ПРИКЛАДНОЇ ЕКОЛОГІЇ, ЕНЕРГЕТИКИ  
ТА НАФТОГАЗОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

## **МАТЕРІАЛИ**

**XVI Всеукраїнської  
науково-технічної конференції**

# **АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ**

**5-7 жовтня 2016 року, м. Одеса**

Підписано до друку 28.09.2016 р.  
Формат 60x84/8. Папір Офс.  
Ум. арк. 34,64 . Наклад 300 примірників.

Видання та друк: ФОП Грінь Д.С.,  
73033, м. Херсон, а/с 15  
e-mail: dimg@meta.ua  
Свід. ДК № 4094 від 17.06.2011