

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ
ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ДЕРЖАВНОЇ СЛУЖБИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ УКРАЇНИ
У МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТІ
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ГДАНСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
ЗАХІДНО-ПОМЕРАНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
КОШАЛІНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
АТ «ЗАВОД «ЕКВАТОР»
КОМПАНІЯ «АМІКО ГРУПП»
ДП «ДЕЛЬТА-ЛОЦМАН»
ТОВ "ЮСК СЕРВИС"
ТОВ «ЕВЕРІ»

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

МАТЕРІАЛИ

X міжнародної науково-технічної конференції

Том 1.

26 – 28 вересня 2019 р.

*Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9 м. Миколаїв*

УДК 001.895:629.5
И66

ОРГАНІЗАТОРИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ
ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ДЕРЖАВНОЇ СЛУЖБИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ УКРАЇНИ
У МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТІ
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ГДАНСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
ЗАХІДНО-ПОМЕРАНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
КОШАЛІНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
АТ «ЗАВОД «ЕКВАТОР»
КОМПАНІЯ «АМІКО ГРУПП»
ДП «ДЕЛЬТА-ЛОЦМАН»
ТОВ "ЮСК СЕРВИС"
ТОВ «ЕВЕРІ»

**Матеріали публікуються за оригіналами, наданими авторами.
Претензії до організаторів не приймаються.**

Відповідальний за випуск:
Блінцов Володимир Степанович

И66 **Інновації** в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. у 2 томах. Т. 1 — Миколаїв : НУК, 2019. — 628 с.

ISBN 978-966-321-368-2

У збірнику наведені матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в судобудуванні та океанотехніці». Збірник становить інтерес для наукових працівників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК 001.895:629.5

ISBN 978-966-321-368-2

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2019

Abstract. It is shown that, based on the varying rate of increment in the annual production of cold (annual refrigeration capacity) due to the change in the thermal load in accordance with current climatic conditions, it is necessary to select such a design thermal load for the air conditioning system (installed refrigeration capacity of chillers), which ensures the achievement of maximum or close to it annual production of cold at a relatively high rate of its increment. In order to determine the installed refrigeration capacity, which provides the maximum rate of increase in the annual refrigerating capacity (annual production of cold), the dependence of the increment on the annual refrigerated capacity, relative to the installed refrigeration capacity, on the installed refrigeration capacity, has been analyzed. Based on the results of the research, a method has been proposed for determining the rational thermal load of the air conditioning system (installed – the design refrigeration capacity of the chiller) in accordance with the changing climatic conditions of operation during the year, which provides nearby the maximum annual production of cold at relatively high rates of its growth.

Key words: air conditioning, waste heat recovery chiller, thermal load, refrigeration capacity, climatic conditions.

Трушляков Е.И., Радченко Н.И., Портной Б.С., Зубарев А.А., Кантор С. А.

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА СОГЛАСНО ТЕМПУ ПРИРАЩЕНИЯ ГОДОВОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Аннотация. Показано, что исходя из различного темпа приращения годового производства холода (годовой холодопроизводительности), обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на систему кондиционирования воздуха (установленную холодильную мощность холодильных машин), которая обеспечивает достижение максимального или близкого к нему годового производства холода при относительно высоких темпах его приращения. С целью определения установленной холодильной мощности, которая обеспечивает максимальный темп приращения годовой холодопроизводительности (годового производства холода), проанализирована зависимость приращения годовой холодопроизводительности, относительно установленной холодильной мощности, от установленной холодильной мощности. По результатам исследований предложено метод определения рациональной тепловой нагрузки системы кондиционирования воздуха (установленной – проектной холодопроизводительности холодильной машины) в соответствии с меняющимися климатическими условиями эксплуатации в течение года, которое обеспечивает близкое максимальному годовому производству холода при относительно высоких темпах его приращения.

Ключевые слова: кондиционирование воздуха, теплоиспользующая холодильная машина, тепловая нагрузка, холодопроизводительность, климатические условия.

УДК 621.575:620.91: 621.565.8

РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ

Титлов А.С., доктор технических наук, профессор¹,

Цой А.П., кандидат технических наук, доцент²

Алимкешова А.Х.², Джамашева Р.А.²,

¹ Одесская национальная академия пищевых технологий; ² Алматинский технологический университет

¹ Украина, Одесса; ² Республика Казахстан, Алматы

¹ ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-1908-5713>, ¹ E-mail: titlov1959@gmail.com,

² E-mail: teniz@bk.ru

Аннотация. Выполнен анализ возможностей использовать ночное радиационное излучение (НРО) для дополнительного отвода тепла от элементов системы жидкостного охлаждения. Для повышения энергетической эффективности автономных систем охлаждения предложено использовать абсорбционные водоаммиачные холодильные машины и парокомпрессионные холодильные машины, которые позволяют в светлое время суток создавать запасы холода в системе холодоаккумуляции.

Ключевые слова: *ночное радиационное охлаждение, солнечная абсорбционная водоаммиачная холодильная машина, охлаждение молока*

ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на высокие темпы индустриализации и электрификации в современном мире, во многих странах имеется значительное количество территорий, где или отсутствуют источники электроснабжения, либо их качество неудовлетворительно. Одним из таких примеров являются фермерские и крестьянские хозяйства, которые находятся в местах заготовки и первичной обработки продукции животного и растительного происхождения.

Особенно остро стоят проблемы качественного обеспечения первичной холодильной обработки мясных и молочных продуктов в соответствии с технологическими требованиями. И, если в регионах с холодным климатом можно еще использовать известные издавна технологии применения водного льда [1], то в странах с умеренным и тропическим климатом нужно применять только искусственное охлаждение.

Из всего спектра современного холодильного оборудования для решения задач автономного искусственного охлаждения наиболее эффективными, с энергетической точки зрения, во-первых, являются парокompрессионные холодильные машины (ПКХМ), работающие от дизель-генераторов или солнечных батарей [2].

Во-вторых – теплоиспользующие абсорбционные холодильные машины, источником тепловой энергии для которых служат потоки нагретых газов или жидкостей [3, 4]. Как показал сопоставительный анализ, для условий работы в автономном режиме можно использовать только водоаммиачные абсорбционные холодильные машины (АВХМ).

В последнее время, в связи с требованием энергоэффективности и сокращением времени использования синтетических холодильных агентов (фреонов) холодильным системам, наблюдается стабильный интерес к пассивным способам охлаждения. Одним из таких способов является охлаждение за счет радиационного излучения в космическое пространство. Любая поверхность, обращенная к ночному небу, при определенных условиях может излучать больше тепловой энергии, чем получать обратно от окружающей среды [5]. Данный эффект носит название ночного радиационного охлаждения (НРО) и за счет него можно поддерживать температуру теплоносителя ниже температуры окружающего воздуха.

Использование НРО в значительной степени определяется особенностями климата того или иного региона. В определенных климатических условиях холодильные системы, использующие радиационное излучение будут работать более эффективно, чем в других. Влияние климата на работу систем данного типа исследовалось в работах [6–8].

Установлено, что на возможность использования НРО влияют такие атмосферные параметры, как скоростью ветра, влажность воздуха, прозрачность атмосферы для инфракрасного излучения в диапазоне от 8 до 13 микрометров [8].

Исследования работы холодильных систем, использующих НРО, проводились во многих регионах планеты с различными климатическими условиями. Это и северные районы Таиланда с влажным жарким климатом [9] и Копенгаген, Милан, Афины [10]. Изучались режимы охлаждения офисных помещений во время теплого периода года (с 1-мая по 30-сентября). Исследована возможность охлаждения материала с фазовым переходом для аккумуляции холода, создаваемого при помощи НРО. В Австралии [11] стоимость системы охлаждения пытались снизить путем совмещения системы НРО с солнечными батареями (фото-вольтажными панелями).

Цель исследования – разработать схемы и конструкции автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных возобновляемых источников энергии.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛОВ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Циклы АВХМ реализуются в насосной и безнасосной схеме [12]. Насосные схемы имеют более высокую энергетическую эффективность, но имеют в своем составе циркуляционный насос и не автономны. Безнасосные схемы автономные, но недостаточно эффективны. Рабочее тело насосных АВХМ – водоаммиачный раствор (ВАР), безнасосных – ВАР с добавкой инертного газа (водорода). 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 [13].

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 t_w [13]. Поэтому, реальным параметром, который может изменяться является только температура греющего источника t_h . Для работы с низкпотенциальными источниками тепловой энергии разработан алгоритм расчета циклов АВХМ насосного типа.

При проведении расчетов циклов АВХМ была разработана подсистема библиотечных функций термодинамических и теплофизических свойств чистого аммиака и ВАР, основанная на использовании стандартных функций аппроксимации (линейной либо сплайновой) системы MathCAD [14].

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_{WD} – 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_o .

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла t_h .

Актуальность исследования связана с тем, что не все режимы работы АВХМ могут быть организованы при недостаточно высокой температуре 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_o 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 °С; минус 15 °С; минус 5 °С. Для каждого значения t_{ob} проводился расчет с фиксированным значением t_w с диапазоном 25...43 °С с шагом в 1 °С. Для заданных значений t_{ob} и t_w проводился расчет кратности циркуляции с переменной t_h с шагом в 1 °С.

В случае, если численные значения кратности циркуляции ВАР положительны, то делается вывод, о том, что режим работы АВХМ может быть реализован, а в противном случае – режим работы не существует.

Анализ этих результатов показывает, что АВХМ в системе с солнечным коллектором на воде в качестве теплоносителя может найти применение только в системах кондиционирования воздуха при температуре охлаждающей среды не выше 36...37 °С.

Для работы в системах охлаждения с температурами до минус 30 °С необходима температура греющей среды 140...150 °С. Как показал анализ при низких температурах охлаждающей среды и греющего источника зона дегазации может иметь отрицательные значения, т.е. цикл АВХМ не может быть реализован.

Анализ полученных результатов расчета позволяет сделать следующие выводы.

Во-первых, в диапазоне расчетных параметров имеет место максимум энергетической эффективности АВХМ. Наиболее явно наличие максимума для условий работы при температурах охлаждающей среды 20–32 °С и низких температурах объекта охлаждения (минус 25 °С).

При снижении температур объекта охлаждения максимум энергетической эффективности смещается в область высоких температур греющей среды, а его численные значения уменьшаются.

Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С максимум теплового коэффициента цикла имеет место при температуре объекта охлаждения 110 °С, при минус 15 °С – при 120 °С, при минус 25 °С – при 140 °С, соответственно значения теплового коэффициента составляют: 0,53; 0,44; 0,34.

Анализ результатов расчета показал, что такой ход расчетных зависимостей объясняется следующим.

В области низких температур греющей среды (до максимума теплового коэффициента) – высокой кратностью циркуляции ВАР между генератором и абсорбером (от 6 до 112), которая обусловлена узкой областью дегазации ($\Delta \zeta = 0,006...0,033$).

В области высоких температур греющей среды (после максимума теплового коэффициента) – увеличением доли воды в паровом потоке водоаммиачной смеси, выходящем из генератора. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С рост доли пара воды в смеси составляет от 0,036 до 0,408, т.е. более, чем в 10 раз.

В первом случае имеют место дополнительные теплопритоки в генератор с потоком крепкого ВАР.

Во втором случае, несмотря на снижение кратности циркуляции ВАР, тепловая нагрузка в генераторе увеличивается из-за дополнительных энергетических затрат на выпаривание абсорбента – воды. Рост тепловой нагрузки дефлегматора при этом также увеличивается более, чем в 10 раз (при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С – от 0,024 кДж/кг до 2,200 кДж/кг).

Уменьшение теплового коэффициента цикла АВХМ при снижении уровня температур объекта охлаждения объясняется тем, что для таких режимов требуется ВАР с повышенной долей абсорбента. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С снижение температуры объекта охлаждения от минус 5 °С до минус 25 °С требует снижение доли аммиака в слабом ВАР от 0,439 до 0,129. При этом, несмотря на снижение тепловой нагрузки генератора из-за уменьшения кратности циркуляции жидкости, опережающее неблагоприятное воздействие на энергетическую эффективность цикла АВХМ оказывает процесс дополнительного выпаривания пара воды из ВАР.

В расчетном диапазоне во всех случаях увеличение температуры греющего источника приводит к резкому уменьшению мощности циркуляционного насоса, перекачивающего крепкий раствор из абсорбера в генератор. Как показали расчеты, при температурах греющего источника от 90 °С до 130 °С (в зависимости от температуры охлаждающей среды) мощность циркуляционного насоса имеет максимальное значение. В дальнейшем с ростом температуры греющего источника наблюдается ее асимптотическое снижение и медленное уменьшение. Наибольшие изменения при этом происходит при повышенных температурах охлаждающей среды (32 °С). Такой ход зависимостей объясняется увеличением зоны дегазации в абсорбере при снижении массовой доли аммиака в слабом ВАР.

Таким образом, результаты моделирования позволяют определить наиболее энергетически выгодные режимы работы АВХМ с различными источниками тепловой энергии (температуры от 47 до 140 °С) и проводить разработку систем охлаждения для широкого диапазона температур охлаждения (минус 30...15 °С).

РАЗРАБОТКА АВТОНОМНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭФФЕКТА НОЧНОГО РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Система на базе ПКХМ

Рассмотрим для примера, технологию НРО в системе охлаждения молока на фермах (рис. 1).

В ночное время, когда отсутствует солнечная радиация, жидкий хладоноситель 4 с низкой температурой заморозки подается с помощью насоса 3 к теплорассеивающей панели 9. Панель 9 устанавливается под открытым небом и сбрасывает тепло в космическое пространство за счет радиационного инфракрасного излучения, а в атмосферный воздух за счет конвективного теплообмена. При отсутствии тепловой нагрузки температура хладоносителя и атмосферного воздуха выравнивается. При дальнейшей циркуляции наблюдается эффект НРО и хладоноситель охлаждается ниже температуры атмосферного воздуха до 5-10 °С [15].

Хладоноситель 4 далее поступает в бак-аккумулятор 5 и охлаждает бак 7 с молоком 6. Если хладоноситель 4 не может охладить молоко до требуемой температуры, то подключают ПКХМ 1. Испаритель 2 ПКХМ 1 охлаждает хладоноситель 4 и молоко 6 до нужной температуры. Мешалка 8 интенсифицирует процесс охлаждения молока 6. После охлаждения молока 6 до требуемой температуры, открывается запорный вентиль 11 и производится слив продукта в бак 10.

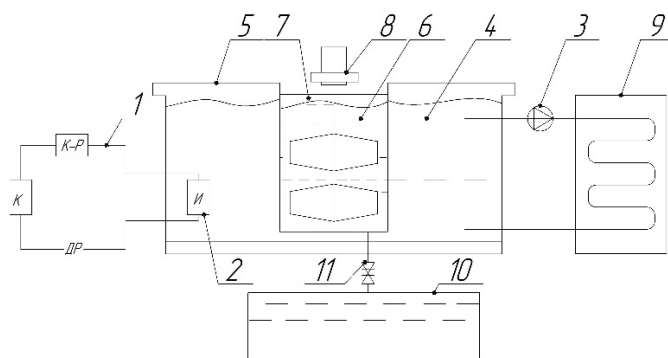


Рис. 1. Система охлаждения молока с использованием НРО и ПКХМ: 1 – ПКХМ, 2 – испаритель ПКХМ, 3 – насос хладоносителя, 4 – хладоноситель, 5 – бак-аккумулятор холода, 6 – молоко, 7 – емкость для молока, 8 – мешалка, 9 – теплорассеивающая панель, 10 – бак для охлажденного молока, 11 – запорный вентиль

При включенні в схеми систем охолодження ПКХМ необхідно оцінити їх енергетичну ефективність при роботі в широкому діапазоні температур атмосферного повітря. Слід оцінити можливість застосування дозволених в даний час холодильних агентів для умов роботи ПКХМ в складі систем охолодження молока з ефектом НРО. Для цього був виконаний розрахунок термодинамічних параметрів простейшого циклу ПКХМ без регенеративного теплообмінника і переохолодження рідини перед дроселюванням. При розрахунку використані робочі тіла ПКХМ: R134a; R717 (аміак); R22; R600 (ізобутан); R744 (CO₂). Температура кипіння робочих тіл ПКХМ приймалась рівною $t_0 = 0$ °С, а температура конденсації варіювалась: $t_k = 10; 20; 30; 40$ °С. При розрахунку використаний класичний алгоритм [16] з визначенням в характерних точках циклу температур, тисків кипіння (P_0) і конденсації (P_k) і розрахунку удільної холодопродуктивності (q_0), удільної роботи стиснення в компресорі (l), холодильного коефіцієнта (ϵ).

Аналіз результатів розрахунку показує, що: а) зниження рівня температур атмосферного повітря від 40 °С до 10 °С сприятливо сказується на енергетичній ефективності циклів ПКХМ, так, в середньому має місце зростання холодильного коефіцієнта в 4-6 раз, а для аміака – в 17,3 раз; б) максимальна енергетична ефективність циклу ПКХМ серед розглянутих робочих тіл відзначається у аміака.

СИСТЕМА НА БАЗЕ АВХМ

Система охолодження (рис. 2–4) містить теплоізолювану ємкість 1 з кришкою 2. В нижній частині ємкості 1 встановлений канал з запірним вентиляем 3 для періодичного відводу охолодженого продукту. Збір і зберігання охолодженого молока здійснюється в ємкості 4.

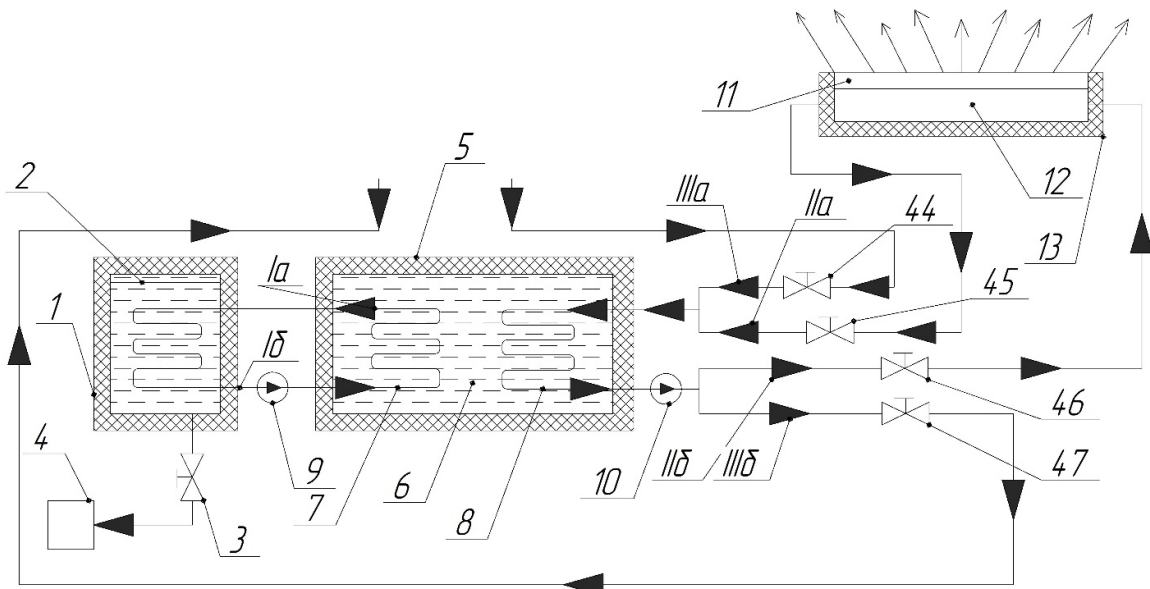


Рис. 2. Схема системи охолодження молока з теплорозсіваючою панеллю: 1 – ємкість з молоком, 2 – кришка, 3 – запірний вентиль, 4 – ємкість для молока, 5 – бак-акумулятор ледяної води, 6 – ледяна вода, 7 – теплообмінник з водою, 8 – теплообмінник з рассолом, 9 – циркуляційний насос ледяної води, 10 – насос для рассола, 11 – теплорозсіваюча панель, 12 – система каналів, 13 – теплоізоляційне покриття, 44, 45, 46 і 47 – вентилі

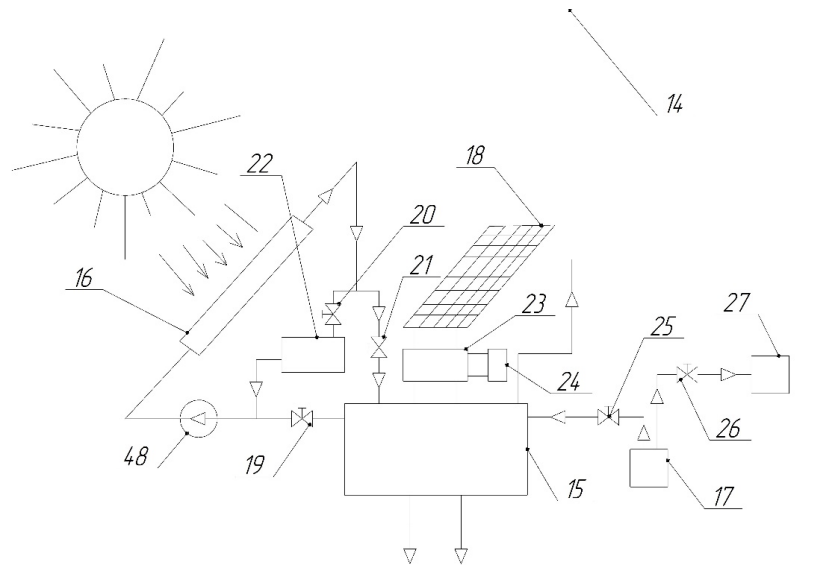


Рис. 3. Система генерации искусственного холода: 14 – холодильная система, 15 – АВХМ, 16 – солнечный коллектор, 17 – генератор топочных газов, 18 – солнечные батареи, 19, 20 и 21 – запорные вентили, 22, 24 и 27 – потребители тепла, 23 – система преобразования постоянного тока, 25 и 26 – запорно-регулирующие вентили, 48 – циркуляционный насос

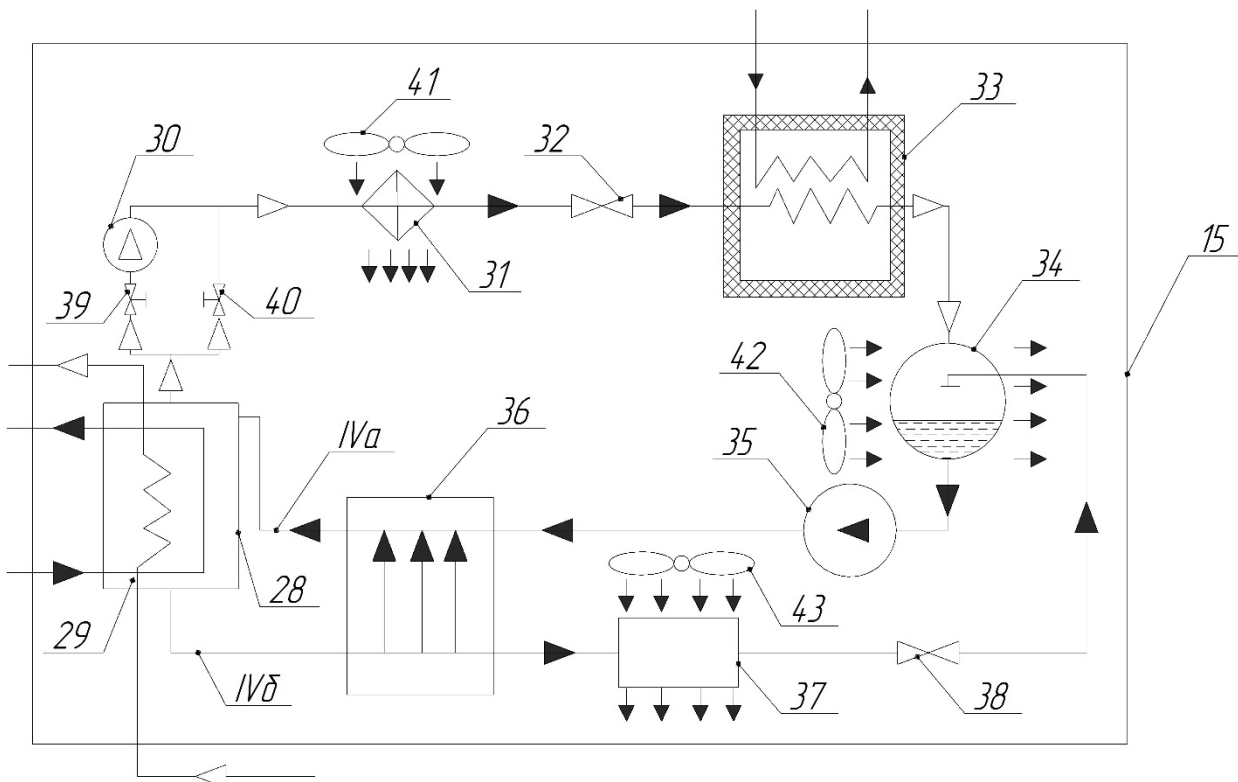


Рис. 4. Схема АВХМ с бустер-компрессором в составе системы охлаждения молока: 28 – генератор, 29 – ВАР, 30 – бустер-компрессор, 31 – конденсатор с воздушным охлаждением, 32 – дроссельное устройство жидкого аммиака, 33 – рассольный испаритель, 34 – абсорбер с воздушным охлаждением, 35 – циркуляционный насос крепкого ВАР, 36 – регенеративный теплообменник растворов, 37 – воздушный охладитель слабого ВАР, 38 – дроссельное устройство слабого ВАР, 39 и 40 – запорные вентили, 41, 42 и 43 – воздушные вентиляторы теплорассеивающих элементов АВХМ

«Ночной» режим охладження молока.

Для охладження рассола используется теплорассеивающая панель 11, обеспечивающая охладнение рассола на 5...10 °С ниже атмосферного воздуха.

Такой режим охладнения может быть эффективно использован в зимнее время и переходные периоды года (весна-осень) без холодильной системы.

Рассол при помощи насоса 10 прокачивается по теплообменнику 8 при открытых вентилях 46 и 45 и закрытых вентилях 44 и 47. За счет радиационного охладнения пластины 11 производится охладнение рассола в каналах 12.

В «ночном» режиме используется как естественный холод атмосферы Земли, так и радиационное излучение в космическое пространство, а электрическая энергия используется только для работы циркуляционного насоса 10.

Выводы

1. Разработана методика моделирования режимов АВХМ и проведен анализ полученных результатов в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров (температура окружающей среды – 17...47 °С, температура объекта охладнения – минус 30...15 °С).

В основе методики лежит оригинальный алгоритм поиска минимально необходимой температуры греющей среды в зависимости от температур объекта охладнения и охладняющей среды реальной АВХМ. Показано, что при реализации традиционных циклов АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охладняющей среды (от 10 до 32 °С) и объектов охладнения (от минус 25 до минус 5 °С). Для достижения таких оптимальных режимов необходимо соответствующая комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

2. Разработаны перспективные схемы автономных систем охладнения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных возобновляемых источников энергии, в том числе и с использованием технологии НРО.

При разработке изучены особенности работы ПКХМ в условиях низких температур атмосферного воздуха (до 10 °С). Показаны значительные энергетические преимущества при работе конденсатора ПКХМ в условиях низких температурах атмосферного воздуха. В качестве рабочего тела ПКХМ рекомендован аммиак (R717), обеспечивающий максимальную энергетическую эффективность среди рассмотренных аналогов: R134a, R22, R600 (изобутан), R744 (CO₂).

При работе в системах охладнения АВХМ с солнечными коллекторами с водой, в качестве теплоносителя, предложена схема с бустер-компрессором перед конденсатором.

Список литературы

- [1] Босин И.Н. (1993). *Охладнение молока на комплексах и фермах*. М.: Колос.
- [2] Перельштейн Б.Х. (2008). *Новые энергетические системы*. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-т.
- [3] Морозюк Л.И. (2014). Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования. *Холодильна техніка та технологія*, 5(151), 23-29.
doi:<http://dx.doi.org/10.15673/0453-8307.5/2014.28695>.
- [4] Титлов А. С., Сагала, Т. А., Артюх, В. Н., & Дьяченко Т. В. (2017). Анализ перспектив использования парорезекторной и абсорбционной холодильных установок для охладнения технологического газа и получения жидкого углеводородного топлива. *Холодильная техника и технологія* 53(6), 11-18.
doi:<https://doi.org/10.15673/ret.v53i6.920>.
- [5] Kimball B.A. (1985). Cooling performance and efficiency of night sky radiators. *Solar Energy*, 34, 1, Elsevier Science Ltd. Printed in the U.S.A., 19-33.
- [6] Цой А.П., Грановский А.С., Цой Д.А., Бараненко А.В. (2015). Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство. *Холодильная техника*, 1, 43–47.
- [7] Yong C. et al., (2015). Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel. *Renewable Energy*, 74, 627-632.
- [8] Zhiguang Zhou, Xingshu Sun, Peter Bermel. (2016). *Radiative cooling for thermophotovoltaic systems. Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV*, San Diego, California, August 28, 2016.
- [9] Prommajak T., Phonruksa J., Pramuang S. (2008). Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand. *Int. J. Renew. Energy*, 3, 1, 33–40.
- [10] Eleftherios Bourdakis, Ongun B. Kazanci, Bjarne W. Olesen, F. Grossule (2016). *Simulation Study of Discharging*

- PCM Ceiling Panels through Night - time Radiative Cooling*. ASHRAE Annual Conference, St. Louis, 2016.
- [11] Imroz Sohel M., Zhenjun Ma, Paul Cooper, Jamie Adams, Lloyd Niccol and Stefan Gschwander. (2014). *A Feasibility Study of Night Radiative Cooling of BIPVT in Climatic Conditions of Major Australian Cities*. Asia – Pacific solar research conference, November 2014.
- [12] Осадчук Е.А., Титлов А.С., С.Ю. Мазуренко С.Ю. (2014). Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха. *Холодильна техніка та технологія*, 4, 54–57.
- [13] Титлов А.С. (2006). Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами. *Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій*, 29, 194–200.
- [14] Осадчук Е.А., Титлов А.С. (2011). Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора. *Наукові праці ОНАХТ*, 39, 178–182.
- [15] Цой А.П., Грановский А.С., Мачуев Ю.И., Филатов А.С. (2015). Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство. *Вестник МАХ*, 3, 28–33.
- [16] Мартыновский В.С., Мельцер Л.З., Минкус Б.А. (1982). *Холодильные машины: справочник*. М.: Легкая и пищевая пром-ть.

Titlov A., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R.

Development of cooling systems based on renewable sources of heat energy

Text of the annotation. *The analysis of the possibilities of using nighttime radiation (NRA) for additional heat removal from the elements of the liquid cooling system was performed. To increase the energy efficiency of autonomous cooling systems, it was proposed to use absorption water-ammonia chillers and vapor compression chillers, which will allow to create cold reserves in the cold-accumulation system during daylight hours.*

Keywords: *night radiation cooling, solar absorption water-ammonia chiller, milk cooling*

Тітлов О. С., Цой О. П., А. Х. Алімкешова А. Х., Джамашева Р. А.

Розробка систем охолодження на базі поновлюваних джерел теплової енергії

Текст анотації. *Виконано аналіз можливостей використовувати нічний радіаційне випромінювання (НРО) для додаткового відводу тепла від елементів системи рідинного охолодження. Для підвищення енергетичної ефективності автономних систем охолодження запропоновано використовувати абсорбція водоаміачних холодильні машини і парокompресійні холодильні машини, які дозволять в світлий час доби створювати запаси холоду в системі холодоаккумуляції.*

Ключові слова: *нічний радіаційне охолодження, сонячна абсорбційна водоаміачних холодильна машина, охолодження молока*

УДК 621.436.13

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МОД ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВНОГО ВОЗДУХА ТЕПЛОИСПОЛЮЮЩЕЙ УСТАНОВКОЙ

к.т.н. Андреев А.А., к.п.н. доцент Андреева Н.Б.,

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

Проблема снижения топливной экономичности при повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды особенно остро стоит в высоконаддувных судовых длинноходовых МОД, степени повышения давления воздуха в которых $\pi_k = 3 \dots 4,5$, в перспективе $\pi_k = 5$, а температура наддувочного воздуха достигает $220 \dots 260$ °С, соответственно возрастают и потери теплоты с охлаждающей наддувочный воздух водой и выпускными газами.

Прежде чем оценивать эффективность охлаждения наддувочного воздуха в теплоиспользующей системе охлаждения, проанализируем возможность интегрирования такой системы в систему наддува судового МОД.

Секція № 5. ХОЛОД НА ТРАНСПОРТІ, В ЕНЕРГЕТИЦІ ТА АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ

Трушляков Є.І., Радченко М.І., Портной Б.С., Зубарєв А.А., Кантор С.А. Раціональне теплове навантаження системи кондиціонування повітря за темпом прирощення річної холодопродуктивності.....	423
Титлов А.С., Цой А.П., Алимкешова А.Х., Джамашева Р.А. Разработка систем охлаждения на базе возобновляемых источников тепловой энергии.....	426
Андреев А.А., Андреева Н.Б. Повышение эффективности мод охлаждением наддувочного воздуха теплоиспользующей установкой	433
Талибли Р.Е., Хмельнюк М.Г. Вплив холодильної промисловості на довкілля.....	435
Безродний М.К., Притула Н.О., Опанасюк І. Ю. Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з використанням відпрацьованого повітря.....	441
Безродний М.К., Майстренко О.О. Термодинамічний аналіз теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання.....	444
Трушляков Є.І., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Ткаченко В.С., Я. Зонмін, Фордуй С.Г. Визначення встановленої холодопродуктивності системи кондиціонування зовнішнього повітря за поточними тепловими навантаженнями.....	447
Бушманов В.М., Когут В.О., Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Моделирование процессов теплообмена в контактных аппаратах.....	452
Когут В.О., Бушманов В.М., Косой Б.В., Жихарева Н.В. Цикл обеспечивающий бесперебойную работу контактного теплообменника.....	453
Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. Засоби стабілізації температури продукту та зниження енергетичних витрат при роботі холодильного обладнання.....	455
Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. Охолодження ємності з акумулюючою здатністю для зберігання і транспортування продукту.....	458
Дорошенко А.В., Гончаренко А.С., Демьяненко Ю.И. Низкотемпературные водоохладители испарительного типа. Разработка и анализ их принципиальных возможностей.....	461
Дорошенко А.В., Халак В.Ф. Солнечные многофункциональные абсорбционные системы тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха.....	465
Яковлев Ю.А., Яковлева О.Ю. Новий напрямок підвищення ефективності турбомашин.....	471
Яковлева О.Ю., Остапенко О.В., Хмельнюк М.Г., Яковлев Ю.О. Енергоефективні проекти та їх реалізація в промисловому секторі.....	473
Волчок В.О. Моделювання властивостей сумішей холодогентів на основі вільної енергії Гельмгольца.....	477
Радченко А.М., Трушляков Є.І., Портной Б.С., Фордуй С.Г., Кантор С.А. Проектне навантаження градієнтів систем охолодження відповідно до поточних кліматичних умов.....	480
Трушляков Є.І., Радченко Н.И., Ткаченко В.С. Регулирование холодопроизводительности систем кондиционирования приточного воздуха.....	483
Трушляков Є.І., Радченко А.М., Ткаченко В.С., Кантор С.А. Удосконалення системи кондиціонування зовнішнього повітря комбінованого типу.....	488
Трушляков Є.І., Радченко А.М., Портной Б.С., Фордуй С.Г. Методи визначення теплового навантаження систем кондиціонування повітря з урахуванням поточних кліматичних умов.....	493
Радченко Р.М., Зубарєв А.А., Бойчук В.В., Остапенко О.В., Коновалов А.В., Фордуй С.Г., Цуцман В.В. Дослідження ефективності охолодження повітря тригенераційної газопоршневої установки.....	498
Трушляков Є.І., Радченко А.М., Ткаченко В.С., Портной Б.С., Фордуй С.Г., Кантор С.А. Ступеневий принцип розподілу теплового навантаження в системі кондиціонування повітря.....	504
Я. Зонмін, Радченко А.М., Портной Б.С. Порівняння ефективності охолодження повітря на вході ГТУ для різного клімату.....	509
Я. Зонмін, Радченко М.І., Портной Б.С. Порівняння ефективності охолодження повітря на вході ГТУ за помірного та тропічного клімату.....	513
Радченко А.М., Портной Б.С., Я. Зонмін Порівняння екологічної ефективності охолодження повітря на вході ГТУ в умовах помірного та субтропічного клімату.....	517
Радченко А.М., Портной Б.С., Я. Зонмін Метод визначення раціональної холодопродуктивності системи охолодження повітря на вході ГТУ за поточним тепловим навантаженням.....	521