

На правах рукописи



КРЫСАНОВ Константин Сергеевич

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ
ВАКУУМНО–ИСПАРИТЕЛЬНЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН С
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОДЫ КАК
ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА**

Специальность 05. 04. 03. – Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

МОСКВА – 2007 г.



003066488

Работа выполнена в **Московском Государственном Университете
Инженерной Экологии (МГУИЭ)**

Научный руководитель:

Доктор технических наук, профессор **МАРИНЮК Борис Тимофеевич**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **БАБАКИН Борис Сергеевич**

кандидат технических наук, доцент **ФРОЛОВ Юрий Дмитриевич**

Ведущая организация:

ЗАО НПО «ХИМСИНТЕЗ»

Защита состоится « 18 » октября 2007 года в 14⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212 145.01 в Московском государственном университете инженерной экологии, 105066, г. Москва, ул. Старая Басманная, 21/4, аудитория имени Л А Костандова (Л-207)

С текстом диссертации можно ознакомиться в библиотеке МГУИЭ

Автореферат разослан « 14 » сентября 2007 года

**Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук,
профессор**



БУТКОВ В. В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы

Развитие холодильной техники в настоящее время находится под влиянием жестких экологических требований. Анализируя наиболее известные, разработанные к настоящему времени в нашей стране и за рубежом синтетические заменители запрещенных к использованию холодильных агентов, можно убедиться, что у каждого из них имеются уязвимые места с позиции выполнения всех экологических, энергетических и эксплуатационных требований, предъявляемых к современным холодильным агентам. Поэтому в перспективе все они могут оказаться объектами разного рода регулирования, которое в конечном итоге сведется к запретам или ограничениям их производства и потребления.

В последние годы возрос интерес к холодильным агентам природного происхождения, к которым относится H_2O . Использование воды как холодильного агента в системах охлаждения является перспективным в сельском хозяйстве, на транспорте, промышленности и науки в последние десятилетия. Вода - экологически чистое вещество, не загрязняющее окружающую среду, не содействует потеплению окружающей среды. Вода может быть как хладагентом, так и хладоносителем. Это значительно уменьшает стоимость и сложность систем охлаждения. Вода химически стабильна, нетоксична, не воспламенима и не вредит окружающей среде. Однако вода как холодильный агент имеет очень низкий уровень рабочих давлений. В результате система должна пропускать большие объемные потоки водяного пара, имея высокие коэффициенты сжатия. По этой причине, машины высокой объемной производительности являются наилучшим выбором. Основной цикл машин, работающих на воде, фактически идентичен парокompрессионному холодильному циклу с традиционными холодильными агентами, за исключением того, что в связи с доступностью и относительной дешевизной воды как холодильного агента, возможно ее использование в разомкнутом цикле. В силу своих специфических свойств для работы с водой не может быть использован существующий парк компрессионного оборудования, поэтому в качестве средств компремирования выбраны скоростные вакуумные насосы ротативного действия.

За рубежом ведутся работы по созданию крупных по холодильной мощности установок, работающие на воде. В них применяют центробежные и осевые компрессоры, наиболее известны работы датского профессора Йохема Паула. В нашей стране данной проблемой в разное время занимались к.т.н., доц. Ивановский с учениками. Создание вакуумно-испарительных холодильных машин малой производительности на основе данных машин не представляется возможным, поскольку КПД машин динамического принципа действия резко снижается при уменьшении потока

пропускаемого газа Требуется также организация промежуточного охлаждения водяного пара, что усложняет и удорожает стоимость установки

Цель работы

Целью работы является изучение режимов работы и снятие характеристик вакуумно-испарительной холодильной машины, способной вести охлаждение воды и водонасыщенных растворов до температуры, близкой к криоскопической

Основные задачи работы

1 Определение рациональных параметров и условий работы малых вакуумно-испарительных холодильных машин

2 Разработка аналитического описания процесса вакуумно-испарительного охлаждения жидкостей и создание на этой основе методики расчета динамики охлаждения жидкости с помощью вакуумно-испарительных холодильных машин

3 Экспериментальное исследование предельных режимов работы вакуумно-испарительных холодильных установок

4 Сравнение энергетической эффективности вакуумно-испарительных холодильных установок с современными парокompрессионными холодильными установками

Научная новизна

Получены экспериментальные данные по динамике охлаждения воды путем вакуумной откачки ее паров из герметичного объема резервуара-испарителя.

Дано аналитическое описание процесса вакуумно-испарительного охлаждения жидкостей на основе чего предложено аналитическое выражение для расчета времени охлаждения массы воды от начальной до конечной температуры Выявлено влияние температуры воды, подаваемой на охлаждение конденсатора на эффективность процесса вакуумного охлаждения воды

Практическая значимость работы

Разработана схема вакуумно-испарительной холодильной установки для охлаждения жидкостей (воды)

Проведено сопоставление эффективности вакуумно-испарительной установки для охлаждения воды с традиционными фреоновыми холодильными установками аналогичного назначения, выявлено преимущество вакуумно-испарительных установок по расходу энергии.

Предложена методика расчета вакуумно-испарительной холодильной установки с учетом конечной пропускной способности вакуумной

коммуникации и зависимости теплоты испарения жидкости от температуры Показана возможность использования в качестве насос–компрессора вакуумно–испарительной холодильной установки образцов вакуумных насосов выпускаемых отечественной промышленностью

Выявлена возможность работы основного вакуумного насоса в режиме детандирования с возвратом работы на вал электродвигателя

Апробация работы

Основные результаты диссертации опубликованы в 6 научных работах, список которых приведен в конце реферата

Результаты исследований были представлены на 22ом конгрессе по холоду в Китае, Refrigeration Creates the future, “Vacuum-evaporative refrigeration and ice generation installation”.

Установка была представлена на всероссийской выставке научно–технического творчества молодежи НТТМ–2007

Структура и объем работы

Объем диссертации составляют 110 страниц, включающих 35 рисунков, 12 таблиц Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов и предложений, списка используемой литературы, включающего ссылки на 103 источника

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение

Обоснована актуальность проблемы Показана роль природных холодильных агентов в сохранении окружающей среды

Глава 1. Вода как эффективный холодильный агент и холодоноситель. Состояние вопроса и задачи исследования.

Освещено состояние вопроса применения воды как холодильного агента Описан принцип действия и области применения вакуумно–испарительных холодильных установок Приводятся действующие в настоящее время холодильные установки использующие в качестве рабочего вещества воду, а также сопоставление их с традиционными холодильными установками

Проанализированы и классифицированы работы, посвященные исследованиям в этой области На основе публикаций отечественных и зарубежных авторов выявлено, что вода как холодильный агент имеет множество преимуществ по сравнению с традиционными холодильными агентами Недостатки вакуумно испарительных холодильных машин,

использующих воду как холодильный агент, компенсируются экологической безупречностью и энергетической эффективностью

В зарубежной научно-технической литературе практически отсутствуют публикации по использованию двухроторных вакуумных насосов в холодильных установках на воде как хладагенте. В отечественной литературе имеются единичные публикации по данной проблеме, в которых пока не отражены важнейшие и принципиальные вопросы, относящиеся к данной тематике

Предложенные в известной литературе физико-математические модели процесса вакуумно-испарительного охлаждения малоприспособлены для использования в инженерной практике

Исследования по определению предельных режимов работы вакуумно-испарительной холодильной установки на основе двухроторных вакуумных насосов не проводились

Сравнение энергетических параметров установок использующих воду как холодильный агент в зарубежных публикациях проводились для замкнутых циклов и машин большой мощности. В отечественных публикациях производились лишь весьма поверхностные сравнения вакуумно-испарительных холодильных машин с разомкнутым циклом с пароконденсационными холодильными машинами. Кроме того, для сравнения брались устаревшие образцы пароконденсационных машин

Создание вакуумно-испарительных холодильных установок в нашей стране в настоящее время находится в стадии развития. Учитывая потребность сельского хозяйства и малого предпринимательства в экологически чистых машинах малой холодопроизводительности, обоснована необходимость исследования в данной области

Глава 2. Расчетно-теоретическое исследование. Аналитическое описание динамики охлаждения жидкости в вакуумно-испарительных холодильных установках

Описание процессов вакуумно-испарительного охлаждения жидкостей основано на физических представлениях о процессах, происходящих в слое спокойной жидкости, находящейся в изначальном состоянии в герметичном контейнере при атмосферном давлении

Принцип действия вакуумной холодильной машины основан на том, что в процессе кипения охлаждаемой жидкости в испарителе при давлении ниже атмосферного (5 - 30 мм рт. ст.) происходит интенсивный отвод тепла с порциями паров, которые конденсируются в водяном конденсаторе

Охлаждаемая жидкость заправляется в бак-испаритель, который затем вакуумируется с помощью вспомогательного насоса. Как только давление в испарительной системе достигнет необходимого значения (10-30 мм рт. ст.), включается основной насос, осуществляющий дальнейшее понижение давления до требуемого уровня 5-7 мм рт. ст., при работе которого и

происходит основной процесс вакуумного кипения охлаждаемой жидкости. При кипении жидкости часть ее переходит в паровую фазу, за счет чего происходит понижение температуры, откачиваемые пары воды направляются в конденсатор, где происходит отвод тепла за счет охлаждающей воды.

При составлении аналитического описания вакуумного-охлаждения воды сделаны следующие допущения:

- поле температур по глубине слоя жидкости однородно,
- температура стенки сосуда-испарителя равна температуре жидкости,
- теплота парообразования жидкости γ постоянна и не зависит от давления,
- масса охлаждаемой жидкости остается постоянной.

Для описания вакуумного охлаждения применим исходные условия. В герметичной полости находится жидкость с известными теплофизическими свойствами: плотностью ρ , молекулярной массой μ , теплотой испарения γ . Исходная масса жидкости m_0 занимает часть герметичной полости, паровое пространство которой подвергается динамическому вакуумированию с эффективной скоростью откачки $S_{эф}$.

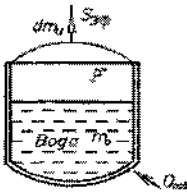


Рисунок 1 - Схема вакуумного воздействия на охлаждаемую жидкость

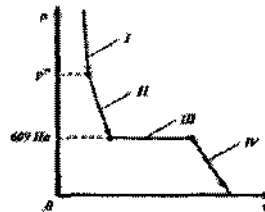


Рисунок 2 - Этапы вакуумного охлаждения воды

На первом этапе вакуумной откачки давление в паровом пространстве герметичного резервуара понижается до давления насыщенных паров при начальной температуре залитой в него жидкости. Производится дегазация жидкости, которая сопровождается псевдокипением поверхностных слоев. На втором этапе откачки происходят понижение упругости насыщенных паров, интенсивный отвод тепла с порциями паров рабочего вещества, температура жидкости в герметичном резервуаре падает. Третий этап характеризуется замерзанием жидкости при постоянной упругости паров над льдом. Четвертый этап характеризуется дальнейшим снижением давления упругости насыщенных паров над льдом, что приводит к понижению температуры ледяного массива. Дальнейшее уменьшение упругости насыщенных паров приводит к снижению температуры массива льда. Для эффективного охлаждения жидкости используются первые два этапа процесса вакуумной откачки.

Элементарное количество тепла, отнимаемого от жидкости (воды), направленной в испаритель Q_{IV} , составит

$$dQ_w = C_w m_0 dT \quad (1)$$

Охлаждение жидкости связано с отводом тепла от корпуса испарителя, что можно выразить в виде.

$$dQ_M = C_M m_M dT \quad (2)$$

где C_M - массовая теплоемкость жидкости при средней температуре, dT - элементарный температурный интервал процесса, m_M - масса испарителя

В тепловой баланс требуется ввести составляющую теплопритока от окружающей среды, который зависит от разности температур, времени и площади поверхности сосуда. Окружающая среда имеет более высокую температуру, чем охлаждаемый объект, и, как следствие, теплоприток к охлаждаемому объекту уменьшает производительность установки в целом.

При отсутствии надежной теплоизоляции на корпусе испарителя основной теплоприток, влияющий на интенсивность охлаждения, можно выразить по формуле

$$dQ_{нов} = K \cdot F \cdot (T_{OC} - T) d\tau, \quad (3)$$

где

$Q_{нов}$ - теплоприток через стенку, F - поверхность бака-испарителя, T_{OC} - температура окружающей среды, $d\tau$ - элементарный временной интервал процесса, K - коэффициент теплопередачи

С учетом теплопритока через стенку и теплоаккумуляции массы корпуса испарителя отводимое количество тепла можно представить как

$$dQ_0 = (C_w \cdot m_0 + C_M \cdot m_M) dT + K \cdot F \cdot (T_{OC} - T) d\tau \quad (4)$$

Данное количество тепла отводится за счет эффекта вакуумного испарения жидкости. В терминах холодильной мощности это можно представить в виде произведения скорости откачки основного насоса $S_{\text{ЭФ}}$ на теплоту испарения жидкости r и плотности откачиваемых насосом насыщенных паров жидкости ρ'' . Элементарную массу испаряющейся жидкости dm выразим через $S_{\text{ЭФ}}$ и плотность насыщенных паров ρ''

$$dm_u = \rho'' \cdot S_{\text{ЭФ}} \cdot d\tau \quad (5)$$

С учетом вышеизложенного, уравнение теплового баланса процесса вакуумной откачки при принятых выше обозначениях будет иметь вид

$$(C_w \cdot m_0 + C_M \cdot m_M) dT + K \cdot F \cdot (T_{OC} - T) d\tau = r \cdot dm_u, \quad (6)$$

Где dm_u - элементарное количество испаряющейся жидкости

Соответственно плотность насыщенных паров ρ'' определим из уравнения Клапейрона-Менделеева через давление паров P и температуру T , молекулярную массу вещества μ

$$\rho'' = \frac{P \cdot \mu}{R \cdot T} \quad (7)$$

Для воды как наиболее распространенного объекта охлаждения давление упругости насыщенных паров P выразим через уравнение

$$P = 609 \cdot \exp \frac{19,7 \cdot (T - 273)}{T} \quad (8)$$

Подставив в (6) выражения (7) и (5), получим уравнение теплового баланса в дифференциальной форме:

$$(C_w m_0 + C_M \cdot m_M) dT + K F (T_{oc} - T) d\tau = r \frac{P \cdot \mu}{R \cdot T} S_{эф} d\tau, \quad (9)$$

Подставляя выражение (9) в уравнение (8) и разделяя переменные, получим

$$\tau = -(C_w m_0 + C_M m_M) R \int_{T_H}^T \frac{T dT}{r S_{эф} 609 \exp \frac{19,7 (T - 273)}{T} + K F (T_{oc} - T)}, \quad (10)$$

При принятых допущениях это наиболее точное соотношение для определения времени охлаждения воды начальной массы m_0 , учитывающее как скорость откачки, так и теплопритоки извне

В инженерной расчетной практике часто требуется проведение быстрых приближенных оценок и расчетов времени охлаждения воды с начальной массой m_0 от начальной температуры T_H до конечной T_K , которая выше $0^\circ C$. С достаточной для инженерных расчетов точностью упругость паров воды можно выразить по эмпирической формуле

$$P = 609 e^{0,07(T-273)} \text{ (Па)} \quad (11)$$

Данное уравнение дает результаты с приемлемой точностью до 3-5% в данном диапазоне $+30 \text{--} +3^\circ C$ (рис 1)

Подставив выражение для P в дифференциальное соотношение и интегрируя его получим результирующее уравнение

$$\tau = -\frac{(C_w m_0 + C_M m_M) R e^{273b}}{r \mu S_{эф} A b} \left[-e^{-bT_K} (T_K + 14,28) + e^{-bT_H} (T_H + 14,28) \right], \quad (13)$$

где b , A – эмпирические коэффициенты для воды равные, соответственно $b=0,07$, $A=606,5$

Глава 3. Экспериментальное исследование режимов работы вакуумно-испарительной холодильной машины при охлаждении воды.

Для изучения режимов работы и снятия характеристик вакуумно-испарительной холодильной машины на кафедре Холодильной и криогенной техники Московского государственного университета инженерной экологии была создана экспериментальная вакуумно-испарительная холодильная установка, схема которой представлена на рисунке 3 Основное назначение установки исследование динамики охлаждения пресной воды и параметров, влияющих на процесс

Испаритель представляет собой сосуд из химического стекла емкостью 20л с герметично закрывающейся крышкой, паровое пространство которого соединяется с насосно-конденсаторным агрегатом вакуумной коммуникацией Предварительные опыты показали, что сетевая вода содержащая незначительное количество солей и дистиллированная вода дают одинаковый результат поэтому во всех опытах использовалась сетевая вода подготовленная фильтрованием от механических примесей и ржавчины

В состав агрегата входят водяной кожухотрубный конденсатор и два вакуумных насоса, один из которых является основным, а другой вспомогательным Основной насос ротативного принципа действия обеспечивает откачку паров охлаждаемой жидкости при ее кипении в испарителе и их сжатие до давления конденсации В качестве основного вакуумного насоса использовали двухроторные машины отечественного производства, производительностью 50 л/с (малый насос) и 150л/с (большой насос), а вспомогательного - 5 л/с

Конденсатор кожухотрубный, с водяным охлаждением Конденсация паров осуществляется в межтрубном пространстве, вода протекает внутри трубок

Приборы и датчики, установленные в различных частях системы, позволяют проводить необходимые измерения, такие как температура кипения, температура конденсации, и другие параметры. Все датчики температур представляют собой хромель-копелевые термопары

На установке предусмотрено измерение напряжения, силы тока и мощности, подаваемых на основной и вспомогательный насосы, что позволяет оценить затраты энергии на производство холода

Систематические ошибки при испытаниях удавалось существенно уменьшить путем тарирования средств измерения измерительными приборами с более высокой точностью Вероятность появления предельных погрешностей показаний приборов составляет около 5% Случайные погрешности минимизировались путем сравнения с большинством аналогичных точек при построении характеристик

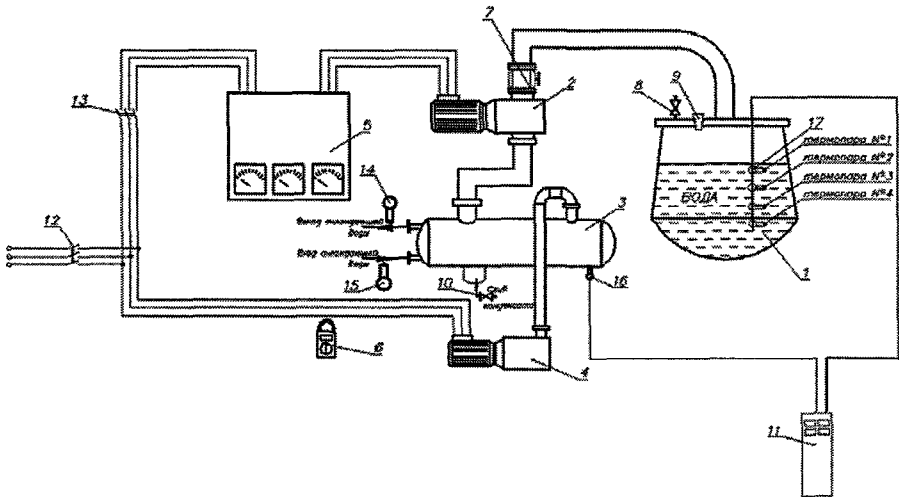


Рисунок 3 - Схема вакуумно-испарительной установки для охлаждения жидкостей

1 - бак испаритель, 2 - основной насос, 3 - водяной кожухозмеевиковый конденсатор, 4 - вспомогательный вакуумный насос, 5 - мультиметр аналоговый, 6 - мультиметр цифровой, 7 - вакуумный вентиль, 8 - вентиль напекатель, 9 - заливная горловина, 10 - вентиль слива конденсата, 11 - цифровой приемник преобразователь сигнала с термопар, 12 - включатель вспомогательного вакуумного насоса, 13 - включатель основного вакуумного насоса, 14 - термометр температуры воды выходящей из конденсатора, 15 - термометр температуры воды входящей в конденсатор, 16 - термопара температуры конденсации, 17 - термопарный датчик температур воды в испарителе

Достоверность методики расчета вакуумно-испарительных холодильных установок подтверждена удовлетворительным согласованием распределения расчетных и экспериментальных данных по изменению температуры воды в баке испарителе с течением времени (рисунок 4)

Экспериментально показано, что градиент температур в слое охлаждаемой воды при охлаждении не превышал 1 К. Для исследования градиента температур экспериментальная установка, находящаяся в МГУИЭ, была модернизирована, в бак испаритель были установлены 4 независимые термопары, которые находились на разных глубинах. Схема распределения термопар представлена на рисунке 5

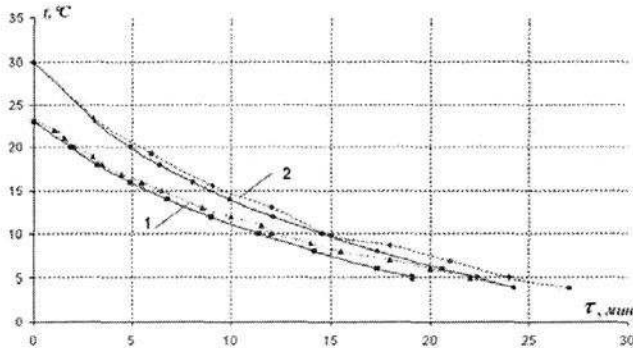


Рисунок 4 - Экспериментальные и расчетные кривые динамики охлаждения воды

1 - скорость откачки основного насоса 50л/с, заправка 20л, начальная температура воды: +23°C (сплошная линия построена по расчетным данным, прерывистая - по экспериментальным).

2 - скорость откачки основного насоса 150л/с, заправка 40л, начальная температура воды +30°C (сплошная линия построена по расчетным данным, прерывистая - по экспериментальным).

Результаты опыта показаны на рисунке 6. Очевидно, что разница температур между верхними и нижними слоями жидкости составляет не более 1К и лишь при температурах 0-5°C приближается к 1,5К. Это обусловлено тем что с понижением температуры интенсивность кипения падает и слои жидкости менее интенсивно перемешиваются. Но даже при околонулевых температурах разница температур слоев составляет не более 1,5К. Это дает возможность в установках вакуумного охлаждения воды при малых заправках не использовать мешалки и, тем самым, существенно сократить капитальные и эксплуатационные затраты у конечного потребителя.

В инженерной практике применения холодильных установок важен такой параметр как температура конденсации, т.к. от этого параметра зависит возможность использования тех или иных типов конденсаторов. Для исследования данного вопроса на установке, расположенной в МГУИЭ, был проведен ряд опытов, с разной температурой воды, подаваемой на конденсатор. Температура воды, подаваемой на конденсатор, была 15, 25, 33 и 38°C. Результаты опытов представлены на рисунке 7.

Как видно из рисунка 7, с повышением температуры воды, подаваемой на конденсатор, время, требующееся для охлаждения воды, растет. Это обусловлено тем, что конденсатор работает менее эффективно и температура конденсации возрастает с увеличением температуры охлаждающей воды.

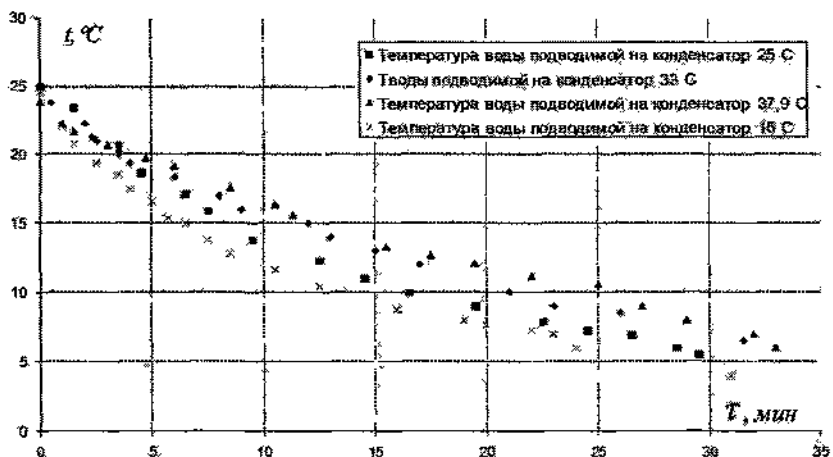


Рисунок 7 - Зависимость динамики охлаждения воды от температуры охлаждающей воды, подаваемой на конденсатор

С повышением температуры охлаждающей конденсатор воды идет резкое ухудшение производительности конденсатора, за счет чего значительно возрастает потребление энергии основным насосом. Дальнейшее повышение температуры воды, подаваемой на конденсатор, до 39°C показало, что конденсация происходит частично, что приводит к значительным нагрузкам на основной насос и к замедлению скорости охлаждения. Как следствие, становится проблематичным использование конденсатора воздушного охлаждения (КВО) в вакуумно-испарительных системах охлаждения жидкостей.

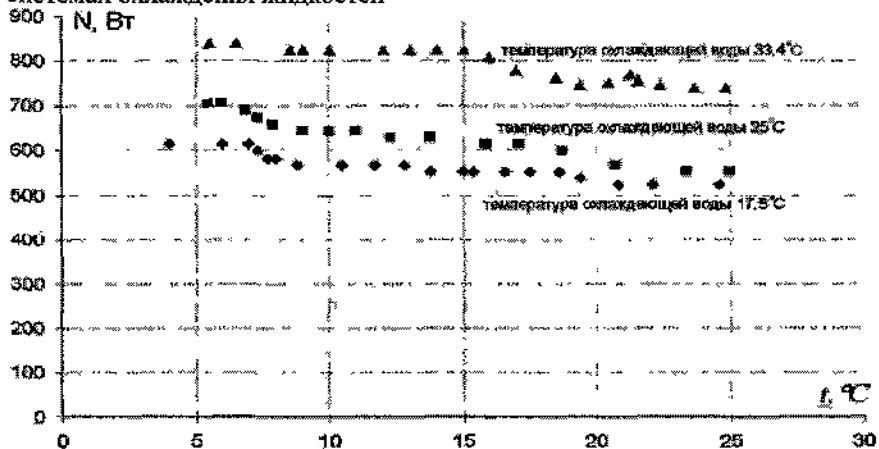


Рисунок 8 - Зависимость потребляемой мощности от температуры охлаждающей воды, подаваемой на конденсатор

Однако показатели установки и расход энергии при температурах воды на конденсатор 25°C и 33 4°C позволяют с уверенностью заявлять возможность работы вакуумно-испарительной машины с водой из градирни (рисунок 8)

В вакуумной холодильной установке большая часть потребляемой электроэнергии приходится на основной вакуумный насос, установленная мощность электродвигателя которого составляла 1.5 кВт Для доказательства данного утверждения нами были проведены испытания стенда с заменой вспомогательного вакуумного насоса большей мощности на маломощную машину, со скоростью откачки 0,5л/сек Процедура испытаний включала 3 варианта испытаний

- 1) на протяжении всего опыта работал вспомогательный вакуумный насос, со скоростью откачки 5л/сек (базовый вариант),
- 2) вспомогательный насос был заменен маломощным насосом, со скоростью откачки 0,6 л/сек,
- 3) после предварительного вакуумирования и включения основного насоса, вспомогательный вакуумный насос был отключен от вакуумной системы

Как видно из рисунка 10 в опыте № 3 время охлаждения 20 л воды увеличилось в два раза По сравнению со штатным режимом, возрос расход энергии на привод основного вакуумного насоса Это можно объяснить тем, что все неконденсируемые газы скапливались в коммуникации, повышая давление в полости конденсатора и нагнетательном трубопроводе основного вакуумного насоса, что негативно сказалось на его производительности, и как следствие, на времени всего процесса

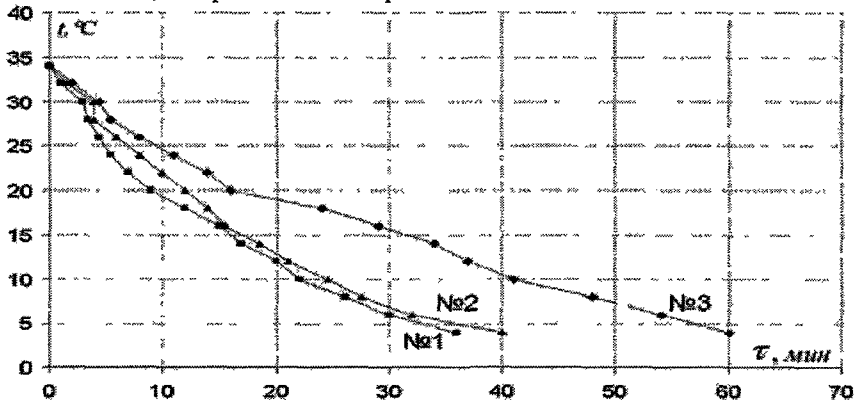


Рисунок 9 - График сравнения скорости охлаждения воды от скорости откачки вспомогательного вакуумного насоса

№1 вспомогательный вакуумный насос 5л/сек,

№2 вспомогательный насос 0,6л/сек,

№3 после предварительного вакуумирования и включения основного насоса, вспомогательный вакуумный насос был отключен от вакуумной системы

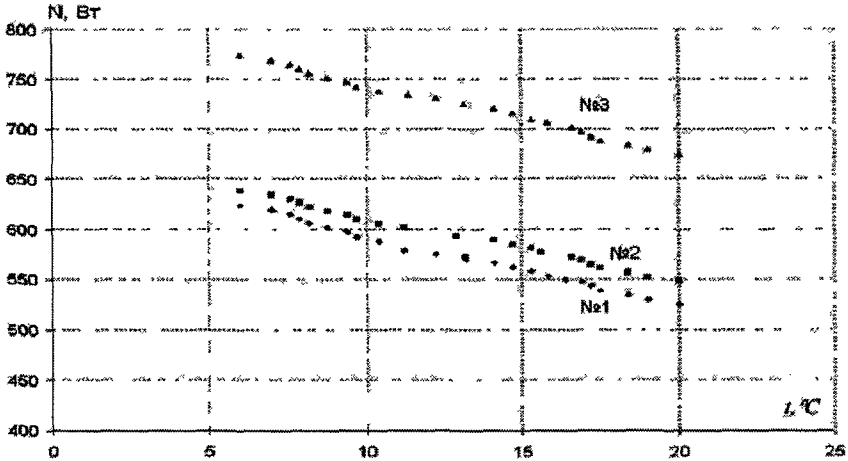


Рисунок 10 - График зависимости потребляемой мощности от температуры охлаждаемой воды

В опыте № 2 уменьшение скорости откачки дополнительного насоса почти в 10 раз, с 5 л/сек до 0,6 л/сек, практически не повлияло на увеличение периода охлаждения заправленной воды в испарителе. Это объясняется тем, что с откачкой паров воды справляется конденсатор, а вспомогательный насос служит только для предварительного вакуумирования и удаления из системы неконденсируемых газов (воздуха). В этом случае потребляемая мощность основного насоса 680Вт, превосходит мощность вспомогательного насоса, которая составляла 120 Вт.

Влияние скорости откачки вспомогательного насоса на энергопотребление основного можно проследить на рисунке 10. При полностью отключенном дополнительном насосе энергопотребление основного насоса резко возрастает, что, как указано выше, связано с накоплением в нагнетательных коммуникациях основного насоса неконденсируемых газов, которые не отводятся вспомогательным насосом. Однако рост энергии на основном насосе при сильном уменьшении скорости откачки дополнительного насоса является незначительным и не вносит значительного вклада в энергопотребление. Как видно из рисунка 3, уменьшение скорости откачки дополнительного насоса в 10 раз привело к незначительному увеличению энергии, потребляемой основным насосом.

4. Практическое применение вакуумно-испарительных холодильных машин.

Холодильная техника является энергоемкой отраслью промышленности. Тарифы на электроэнергию растут как для индивидуальных потребителей, так и для предприятий. Применение

вакуумно–испарительных холодильных машин приведет к экономии электроэнергии как в промышленности, так и в сельском хозяйстве

В агропромышленном комплексе такие машины удобны для охлаждения молока, т.к., кроме меньшего по сравнению с фреоновыми машинами энергопотребления, они не требуют высококвалифицированного обслуживания, и при этом является экологически безопасным

Применение вакуумно-испарительных холодильных установок в кондиционировании также выгодно, т.к. вода является одновременно и хладоносителем, и холодильным агентом, что сильно упрощает систему и уменьшает расходы на электроэнергию

Составлен промышленный ряд вакуумно–испарительных установок на основе выпускаемых отечественной промышленностью насос–компрессоров типа ДВН 50 и ДВН 150

Также водяные установки могут эксплуатироваться на предприятиях пищевой промышленности, для охлаждения продуктов, содержащих в своем составе воду, или для охлаждения и транспортировки, например, живой рыбы

Приведены расчетные и экспериментальные характеристики вакуумно–испарительных установок и проведено сравнение с аналогичными парокompрессионными установками использующими в качестве холодильного агента фреоны

Парокompрессионная установка работает на фреоне R22 и состоит из спирального компрессора 2 с конденсатором водяного охлаждения 3 и бака испарителя со щелевым кипением холодильного агента 1. Установка, предназначена для охлаждения тонны молока, потребляет 5 кВт электроэнергии и охлаждает молоко с $+34^{\circ}\text{C}$ до $+4^{\circ}\text{C}$ за 2,5 часа времени

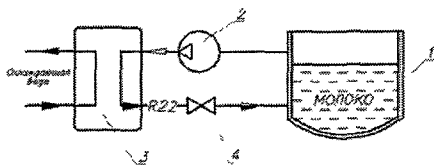


Рисунок 11 - Схема парокompрессионной холодильной установки для охлаждения молока

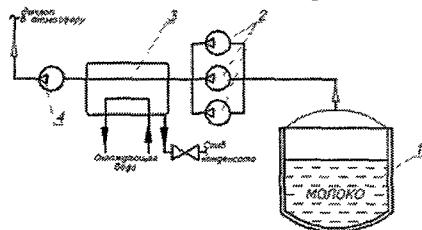


Рисунок 12 - Схема вакуумно-испарительной холодильной установки для охлаждения молока

Вакуумно-испарительная холодильная установка, представленная на рисунке 12, состоит из 3–х насосов ДВН150 2, включенных в вакуумную магистраль, параллельно потребляющих 12 кВт электроэнергии, и дополнительного насоса 4, потребляющего 500 Вт электроэнергии. Также в установке присутствует бак испаритель 1 и водяной конденсатор 3

Суммарно вакуумно-испарительная установка потребляет 4.1 кВт электрической мощности

Время охлаждения тонны молока для вакуумно-испарительной установки, рассчитанное по формуле, составляет 2,2 часа. Количество электроэнергии, затраченной на охлаждение тонны молока, равно соответственно 13 25кВт*ч для парокомпрессионной установки и 9кВт*ч для вакуумно-испарительной

Наглядно характеристики двух сравниваемых установок представлены в таблице 1

Таблица 1 Сравнение параметров парокомпрессионной холодильной машины работающей на R22, и вакуумноиспарительной холодильной машины.

	Парокомпрессионная установка	Вакуумно-испарительная
Холодильный агент	R22	молоко
Охлаждаемый объект	молоко	молоко
Заправка, л	1000	1000
Потребляемая электрическая мощность, кВт	5,3	4,1
Потребляемая электроэнергия, кВт*ч	13,25	9
Время охлаждения молока с +34°С до +4°С, час	2,5	2,2

Как видно из таблицы 1, вакуумно-испарительная холодильная машина по энергетическим параметрам превосходит традиционную парокомпрессионную установку на фреоне. Кроме того, парокомпрессионная установка использует кипение хладагента в щели при температуре -3°С, следовательно, возможно подмораживание молока у стенок сосуда, что негативно сказывается на качестве продукта.

Выводы

- Экспериментально подтверждены энергетические и экологические преимущества вакуумно-испарительного охлаждения воды и водосодержащих пищевых жидкостей, по сравнению с существующими парокомпрессионными установками, работающими на традиционных холодильных агентах.

- На основе физической модели предложено аналитическое описание процесса вакуумного испарительного охлаждения воды и водосодержащих жидкостей.

- Разработана инженерная методика расчета вакуумно-испарительных холодильных установок.

- Предложен конструктивный ряд вакуумно-испарительных холодильных установок для охлаждения воды и молока.

- Полученные экспериментальные данные подтверждают методику расчета вакуумно-испарительных холодильных установок
- Выявлены предельные характеристики по условиям охлаждения конденсатора
- Выявлена возможность работы основного вакуумного насоса в режиме детандирования с возвратом работы на вал электродвигателя

Условные обозначения:

μ – молекулярная масса воды, g – теплота испарения воды, m_0 – исходная масса жидкости, $S_{эф}$ – эффективной скоростью откачки, Q_w – количество тепла отведенное от жидкости, Q_M – количество тепла отведенное от стенок сосуда, C_M – массовая теплоемкость жидкости при средней температуре, T_H , T_K – температуры воды начальная и конечная, m_M – масса испарителя, $Q_{нов}$ – теплоприток через стенку, F – поверхность бака-испарителя, T_{OC} – температура окружающей среды, $d\tau$ – элементарный временной интервал процесса, K – коэффициент теплопередачи, ρ'' – плотности откачиваемых насосом насыщенных паров жидкости, P – давление паров воды в испарителе, dm_u – элементарное количество испаряющейся жидкости

Основные результаты работы освещены в следующих публикациях:

- 1 БТ Маринюк, КС Крысанов «Вакуумно-испарительные водоохлаждающие установки» // Холодильная техника. – 2005 – №10 – с 31–32
- 2 ВТ Маринюк, КС Крысанов, АЕ Ермолаев «Vacuum-evaporative refrigeration and ice generation installation» 22nd international congress of refrigeration, Refrigeration creates the future August 21-26, 2007, Beijing, P R China ICR07-B2-60
- 3 БТ Маринюк, КС Крысанов «Энергетическая эффективность вакуумно-испарительного охлаждения воды» // Холодильный бизнес – 2006 – № 6 – с.30–34
- 4 БТ Маринюк, КС Крысанов «Высокотемпературные режимы вакуумного охлаждения воды» // Холодильный бизнес – 2005 – №7 -с 10–11
5. БТ Маринюк КС Крысанов, АЕ Ермолаев «Вакуумные холодильные установки и холодоаккумуляторы водного льда» // Труды кафедры «холодильная и криогенная техника» Техника низких температур, сборник научных статей - М 2006 - с 42-46
- 6 БТ Маринюк КС Крысанов, А.Е Ермолаев, ДВ Сусликов «Экологически чистый вакуумно-испарительный метод охлаждения пищевых жидкостей содержащих воду » // Материалы конференции «Современные тенденции развития техники низких температур» - Техника низких температур и экология -М 2007 – с 37–38

Подписано в печать « » сентября 2007 г.

Печать офсетная. Бумага 80 гр/м²

Формат 60 x 90/16. Объем 1,0 п.л

Тираж 100 экз. Заказ №

Оригинал подготовлен автором

Отпечатано на множительной технике МГУИЭ

105066, г. Москва, ул. Старая Басманная, 21/4