

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
КАРШИНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Г.Н. УЗАКОВ

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ПОВЫШЕНИЯ
ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ
ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ
ПЛОДООВОЩЕХРАНИЛИЩ С
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕТРАДИЦИОННЫХ
ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ**

MAJBURIY BERPUL NUSXA



Издательство «Фан»
Академии наук Республики Узбекистан
Ташкент – 2012

Энергосистемы

УДК: 621.311:621.56/57

ББК: 31.39

У 34

621.56/57 - Холодильные установки

В монографии изложены научные основы энергосбережения в системах теплоснабжения плодовоовощехранилищ с использованием нетрадиционных возобновляемых источников энергии. Описаны математические модели тепло- и массообмена в холодильной камере при охлаждении продуктов естественным холодом, исследованы конвективный теплообмен в период охлаждения продуктов при естественной и вынужденной конвекции в штабеле холодильной камеры. Рассмотрены вопросы утилизации теплоты «дыхания» продуктов и вентиляционных выбросов овощехранилищ для подкормки растений углекислым газом в гелиотелище. Даны рекомендации по повышению эффективности совместного использования овощехранилища и гелиосплиц для поддержания температурно-газового режима

Для научных и инженерно-технических работников, аспирантов, студентов и теплотехников, работающих в области проектирования, монтажа и эксплуатации систем теплоснабжения.

ББК 31.39+35.112

Ответственный редактор:

доктор технических наук, профессор *А.Б. Вардияшвили*

Рецензенты:

академик АН РУз, доктор технических наук, профессор *Р.А. Захидов*

доктор технических наук *Т.А. Файзуев*

У 51642
281

У

2013/56
A4304
Alisher Navoiy
O'zbekiston MK

© Издательство "Фан" АН РУз, 2012 г.

ВВЕДЕНИЕ

Топливо-энергетические ресурсы являются необходимым условием существования современной цивилизации. По мере стабильного развития отрасли народного хозяйства Республики и учитывая естественную ограниченность запасов топливо-энергетических ресурсов, при существующих объемах и темпах роста потребления на первый план выходит проблема – энергосбережение. Энергосбережение является приоритетным направлением энергетической политики нашего государства [1,2].

Проблемы энергосбережения топливо-энергетических ресурсов требуют решения ряда задач по использованию не традиционных источников энергии, внедрению энергосберегающих технологий и повышению энергетической эффективности, способствующих уменьшению расхода органического топлива в системах теплохладоснабжения зданий и помещений [3 – 6].

Поэтому в условиях мирового финансово-экономического кризиса руководством нашей страны разработан комплекс мероприятий, направленных на решение ключевых задач, по сокращению энергоемкости технологических процессов и внедрению эффективных систем энергосбережения, бесперебойному энергоснабжению сельских населенных пунктов, реализации мер по ускоренному развитию на селе промышленного производства и строительства, созданию компактных предприятий по хранению и переработке плодоовощной продукции, оснащенных современной техникой и технологиями [1].

В решении поставленных задач особое место занимают холодильники и овощехранилища агропромышленного комплекса, предназначенные для бесперебойного снабжения населения страны пищевыми продуктами, в том числе плодами и овощами.

По решению протокола совещания Кабинета Министров Республики Узбекистан от 11.03.2010 года, поставлены задачи – построить

энергосберегающие и высокоэффективные плодоовощехранилища и холодильники емкостью до 2000 тонн в местах выращивания плодов и овощей.

В настоящее время в нашей стране и за рубежом широкое распространение при хранении плодов и овощей получают хранилища, основанные на принципе активного вентилирования продукции с использованием искусственного и естественного холода. В холодильниках и плодоовощехранилищах искусственный холод вырабатывается мощными парокомпрессионными холодильными установками и системами кондиционирования воздуха. На холодильниках и овощехранилищах все технологические процессы: предварительная обработка продуктов перед хранением (сушка продуктов), охлаждение и длительное холодильное хранение являются энергоскими процессами. Существующие холодильники и овощехранилища потребляют большое количество электрической, тепловой энергии (пар, горячая вода и холод), а также расходуют значительное количество воды. Энергетические затраты на кондиционирование воздуха в овощехранилищах составляют 30 – 50 % от стоимости эксплуатации зданий. Техническое состояние холодильников и их эксплуатация не соответствуют современным требованиям, что приводит к сверхнормативным потерям от усушки и значительным энергетическим затратам при производстве продукции.

На холодильниках и плодоовощехранилищах затраты электроэнергии на выработку искусственного холода, согласно нормативным данным, должны составлять 25 – 30 % от общего количества потребляемой, а фактически, по данным прямых замеров они достигают до 70 – 80 %, а суммарные потери продукции составляют 20 – 35 %.

Одним из перспективных направлений повышения энергоэффективности и эффективного способа экономии энергии, а также защиты окружающей среды, является широкое использование нетрадиционных источников энергии и теплонасосных установок в системах теплоснабжения овощехранилищ, которые способны утилизировать низкопотенциальное тепло вентиляционных выбросов и теплоту «дыхания» продуктов. За счет использования нетрадиционных источников энергии и теплонасосной установки можно достичь значительной экономии первичной энергии, составляющей порядка 20 – 30%.

Для повышения энергоэффективности систем теплоснабжения и решения проблем с рациональными методами хранения продуктов важную роль играет интенсификация теплообменных процессов в холодильных камерах и овощехранилищах. На основе исследования процессов тепло- и массообмена можно решить проблемы, связанные с рациональными теплотехническими и энергосберегающими методами хранения продуктов и создания энергосберегающих режимов работы систем теплоснабжения овощехранилищ. Однако отсутствуют достоверные математические модели теплообменных процессов в овощехранилищах и методика расчета систем теплоснабжения с использованием нетрадиционных источников энергии.

В связи с этим разработка и исследование теоретических основ повышения энергоэффективности систем теплоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии является актуальной проблемой. В данной монографии приведены результаты многолетних исследований по разработке энергоэффективных систем теплоснабжения плодоовощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии. Полученные результаты исследований можно применять на системах, теплоснабжения овощехранилищ теплиц, а также в предприятиях занимающихся переработкой и хранением пищевых продуктов [14], [43].

ГЛАВА 1

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ ОВОЩЕХРАНИЛИЩ

1.1. Состояние и научно-технический анализ работ по энергосбережению в холодильных камерах

На современном этапе развития Узбекистана рациональное использование топливно-энергетических ресурсов является одной из важнейших задач, от успешного решения которой зависят темпы экономического развития страны и благосостояния ее жителей. Один из путей решения этой задачи – снижение удельной энергоемкости валового внутреннего продукта в Узбекистане, способного обеспечить повышение эффективности использования энергии во всех отраслях народного хозяйства.

Поэтому Указом Президента Республики Узбекистан «Об углублении экономических реформ в энергетике Республики Узбекистан» (2001 г.) поставлена задача обеспечения энергетической независимости и безопасности, повышения энергетической эффективности и снижения вредного воздействия энергетики на окружающую среду и намечены основные направления экономии энергетических ресурсов в энергетике республики [2].

По мере обеспечения стабильного развития всей отрасли народного хозяйства и привлечения иностранных инвестиций на первый план выходит проблема, особо обострившаяся в связи с ростом мировых цен органического топлива – энергосбережение. Сопоставление удельной энергоемкости валового внутреннего продукта (ВВП)

в Узбекистане в 2-3 раза выше по сравнению с развитыми странами. Такой высокий уровень энергоемкости ВВП Узбекистана обусловлен сложившейся энергоемкой межотраслевой структурой промышленного производства, технологическим несовершенством основных производственных фондов, недостаточными стимулами к экономии энергии у потребителей. Технически и экономически обоснованный потенциал энергосбережения составляет в стране, по экспертным оценкам, 23–28 % от текущего потребления (15–18 млн.т.н.э) [7; 8].

В основе проблемы энергосбережения лежат основополагающие задачи снижения энергоемкости промышленной продукции. Сложность решения данной задачи заключается в том, что энергоемкость продукции является функцией многих переменных значений, связанных с тепловыми, электрическими, механическими, организационными и другими факторами, влияющими на данный показатель. К ним относятся также факторы, влияющие на глубинные физико-химические процессы производства.

Проблемы энергосбережения при холодильном хранении пищевых продуктов и повышения энергетической эффективности систем теплохладоснабжения овощехранилищ являются первостепенной задачей в сельскохозяйственном производстве. Производство искусственного холода и обеспечение требуемого микроклимата в плодово-овощехранилищах является энергоемким процессом. В связи с этим много работ посвящены вопросу экономии энергоресурсов на предприятиях пищевой промышленности [9-20]. Наиболее эффективным является применение теплонасосных установок для теплохладоснабжения сельскохозяйственных объектов, фруктохранилищ, зернохранилищ и овощехранилищ. Применение теплонасосных установок весьма перспективно в комбинированных системах в сочетании с другими технологиями использования возобновляемых источников энергии (солнечной, ветровой, биоэнергии), т.к. позволяет оптимизировать параметры сопрягаемых систем и достигать наиболее высоких экономических показателей [3,9,10].

Теплохладоснабжение овощехранилищ и холодильников в условиях жаркого, сухого климата потребляет значительное количество энергоресурсов. Проведенный обзор литературных источников пока-

зывает, что в данное время задачи энергосбережения в холодильной промышленности решаются с различной степенью полноты, в частности большинство работ посвящены теплотехническому расчету овощехранилищ и тепловлажностных режимов хранения плодов и овощей.

В настоящее время строительная теплофизика достигла такого уровня развития, что мы имеем реальную возможность рассматривать хранилища как единое энергетическое целое и решать все задачи, связанные с теплотехническим проектированием зданий этого типа, на основе решения баланса сооружения по теплу и влаге.

Однако не рассмотрены вопросы исследования энергобаланса овощехранилищ при изменяющихся климатических условиях и повышении энергетической эффективности систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии. Недостаточно исследован теплообмен и гидравлическое сопротивление в насыпном слое плодов и овощей при охлаждении, не изучены вопросы утилизации теплоты «дыхания» продуктов и вентиляционных выбросов в холодильных камерах.

Анализ научной литературы показал, что в настоящее время проблема энергосбережения в овощехранилищах и холодильниках в большинстве случаев решается без глубинных исследований энергобаланса охлаждаемых помещений и процессов тепло- и массообмена в холодильных камерах, а также отсутствуют необходимые исходные и научные рекомендации, которые позволяли бы с достаточной для инженерных расчетов точностью дать количественный прогноз развития энергетических процессов в плодоовощехранилищах.

Технический прогресс в холодильной технологии требует создания более энергоэффективных систем теплохладоснабжения, рациональных режимов хранения, способствующих уменьшению потерь продукции и энергосберегающей технологии хранения пищевых продуктов.

С этой целью в исследованиях И.Г.Чумака, М.А.Волкова, Г.Б.Чижова, В.З.Жадана, В.А. Выгодина, И.Л.Волкинда и др. разработаны теплотехнические и технологические основы холодильного хранения пищевых продуктов [15, 21-27]. В работах [18-20; 28-30]

рассматриваются основные принципы энергосбережения и снижения потерь продукции при холодильном хранении в плодоовощехранилищах.

В работе [17] разработаны научно-технические основы комплексного решения проблемы снижения потерь сельхозпродукции в послеуборочный период, принципиальные схемы энергосберегающих теплотехнологий хранения растительного сырья. С помощью известных экспериментальных методов исследования определены теплофизические, спектральные, терморадационные, оптические, структурно-механические и гидротермические характеристики материалов в зависимости от важнейших влияющих факторов. Получены зависимости для описания изменения коэффициентов теплопроводности, удельной теплоемкости, температуропроводности, плотности, линейных объемных размеров и т.д.

Автором предложен [17] аналитический метод расчета теплопотерь и теплопритоков через грунт овощехранилищ и исследована комбинированная схема использования солнечной энергии для сушки и хранения сельхозпродукции с использованием абсорбционных тепловых насосов нового поколения.

М.А.Волковым [21] разработана методологическая основа расчета тепловлажностных процессов в плодоовощехранилищах и холодильных камерах. Приводятся основные результаты исследований тепло- и массообменных процессов, протекающих при длительном хранении пищевых продуктов. На основе феноменологической теории тепловлажностных процессов в овощехранилищах предложены методики инженерного расчета температурно-влажностных режимов хранения и определения усушки при холодильном хранении пищевых продуктов.

Процессы в камерах с воздушным охлаждением отличаются от процессов в камерах с батарейными системами охлаждения. Эту особенность учитывает метод определения усушки плодов и овощей, разработанный М.А.Волковым. Большой интерес представляет выведенное в работе [21] соотношение, позволяющее рассчитать тепло- и массообменные процессы в упаковке, а так же формулу для определения «внутренней» усушки.

Г.Б.Чижовым [22] рассмотрены теплообменные процессы, осуществляемые для консервирования пищевых продуктов, путем понижения их температуры. Предложены средства описания температурного поля продуктов при холодильной обработке, количество отводимого тепла, продолжительность и скорость холодильной обработки. Описан также механизм переноса массы в стационарных и нестационарных процессах холодильной технологии. Приведены результаты экспериментальных исследований теплофизических свойств пищевых продуктов при холодильной обработке.

В.З.Жаданом [23-25] исследована закономерность влагообмена между плодоовощной продукцией и воздухом. Разработаны теоретические основы снижения потерь продукции и предложена простая расчетная формула потерь влаги, которая позволяет количественно оценить потери при охлаждении и хранении продукции.

В последние годы в республике и за рубежом проводятся исследования для создания высокоэффективных систем, машин, аппаратов для производства искусственного холода, в том числе энергосберегающего холодильного оборудования. Для создания энерго- и ресурсосберегающей технологии хранения в плодоовощехранилищах в последние годы успешно используются возобновляемые источники энергии [20, 29, 31-36].

С этой целью в работе [31] предложено фруктоовощехранилище с солнечным охлаждением, исследован тепловлажностный режим и разработан метод расчета технологических процессов, получение и использование искусственного холода. Холодильная камера углублена в землю на 1 м и имеет размеры 5х2х2 м.

Перекрытие выполнено из железобетонных плит толщиной 0,2 м, внутренние стены изготовлены из асбоцементных плит толщиной 10 мм, а утеплителем служил котельный шлак. В камере устанавливались два двухъярусных стеллажа, на которые укладывались ящики с сельхозпродукцией в среднем 2700 – 3200 кг. Над камерой на поверхности земли устанавливались три солнечных генератора – адсорбера, площадью 2 м², состоящие из 12 модулей. Компрессор выполнен из трубки диаметром 12 мм, длиной 7,5 м, эмсевичевого типа с оребрением. Испаритель изготовлен из трубы, диаметром 20 мм, длиной 3,2

м, змеевиковый и неоребранный. В процессе экспериментов установлено, что при охлаждении с использованием солнечной холодильной установки суточный перепад температур в хранилище не превышал 3°C , исследован тепловой режим холодильной камеры, производительность и КПД экспериментального фруктоовоцехранилища (рис. 1.1). Однако в предложенном хранилище не предусмотрена система отопления при суровых зимних условиях.

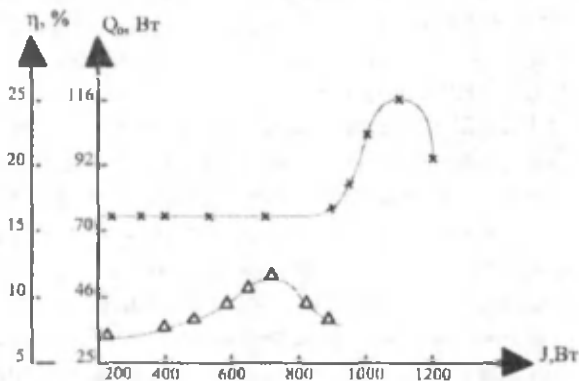


Рис 1.1. Холодопроизводительность и КПД экспериментального фруктоовоцехранилища

Работы [35-38] посвящены разработкам и исследованиям солнечных адсорбционных холодильников и повышения их энергетической эффективности.

В [32] рассматривается способ аккумулялирования естественного холода в подземном резервуаре с помощью пассивных теплопередающих систем – тепловых труб. В работе [33] приводятся результаты исследований солнечной холодильной установки с открытой регенерацией раствора при охлаждении зданий. Экспериментально исследована [34] эффективность работы усовершенствованной конструкции гелиохолодильников и теплоприемника солнечной энергии.

В работе [30] проведено теоретическое и экспериментальное исследование теплотехнологии хранения растительного сырья и изучены тепловлажностные режимы хранения. Предложены аналитические методы расчета теплопритоков через основание здания, разработан метод обобщения основных кинетических закономерностей сушки

хранимой плодоовощной продукции и обобщены оригинальные экспериментальные данные по хранению сельхозпродуктов.

Разработаны методики расчетов системы воздушного охлаждения с позонным воздухом распределением, локализацией теплопритоков и адиабатным увлажнением в рассольных увлажнителях. Предложен способ хранения замороженного мяса в перенасыщенном влагой воздухе с относительной влажностью свыше 100% [39]. В [40] описана низкочастотная технология без генераторного хранения в регулируемой атмосфере, которая в сравнении с традиционной технологией обеспечивает снижение затрат на 25 – 40%.

В работах [41,42] рассматриваются вопросы проектирования охлаждаемых объектов с учетом нестационарно протекающих процессов и тепловлажностная обработка воздуха в овощехранилищах адсорбционного кондиционирования. Мини-овощехранилище [43] содержит корпус из теплоизоляционных щитов, закрывающих камеру хранения овощей внутри, нагреватель, представляющий собой тепловую трубу, соединенную через оконный проем с батареей отопления. Такая конструкция обеспечивает надежность и экономичность мини-овощехранилища, повышает пожарную безопасность и энергоэффективность, т.к. отсутствует потребление электроэнергии. Однако такой вариант бытового овощехранилища не обеспечивает круглогодичное хранение плодов и овощей, особенно в летних условиях.

В работах [44, 45] разработаны автономные системы теплохладоснабжения холодильных камер, в которых работа устройства осуществляется без использования источника электроэнергии и обеспечит быстрое охлаждение помещения.

В научных работах [34, 46, 47] приведены результаты исследований по хранению плодов и овощей и основные конструктивные схемы существующих холодильных камер. Используемые в различных системах хладоснабжения и овощехранилищах холодильные машины потребляют значительное количество электроэнергии. Повышение цен на энергоносители еще больше увеличивает затраты на их эксплуатацию. К тому же холодильные машины дорого стоят, а в условиях рыночной экономики их стоимость будет постоянно возрастать.

Альтернативу холодильным машинам представляют аккумулято-

ры естественного холода. Простейшие аккумуляторы естественного холода стали применять довольно давно, однако конкуренцию холодильным машинам они составить не смогли, в связи с их малой мощностью.

В настоящее время аккумуляторы естественного холода вновь становятся перспективными. Сейчас их широко используют в сельском хозяйстве – для охлаждения молока на молочно-товарных фермах и для других целей. В работе [28] исследуются возможности использования заглубленных льдоаккумуляторов с сезонными охлаждающими устройствами. По конструкции аккумуляторы естественного холода с сезонными охлаждающими устройствами (льдоаккумуляторы) представляют собой замкнутый контур из труб, в которых циркулирует специально подобранный хладоноситель. Верхняя орехренная часть сезонного охлаждающего устройства располагается над поверхностью грунта, нижняя – погружена в водонаполненный заглубленный резервуар (рис. 1.2). Хладоноситель подбирается таким образом, чтобы при отрицательных температурах наружного воздуха в закрытом контуре возникала естественная циркуляция, прекращающаяся при положительных температурах наружного воздуха. При циркуляции хладоносителя происходит охлаждение воды в резервуаре. Охлажденная вода подается в систему охлаждения и отепленная возвращается в резервуар. При циркуляции хладоносителя в охлаждающем устройстве на его колонки, погруженные в воду, намораживается лед. Возвращение отепленной воды приводит к частичному таянию льда и восстановлению первоначальной температуры воды. Большая скрытая теплота таяния льда и высокое термическое сопротивление грунтового массива позволяют эксплуатировать льдоаккумулятор круглогодично. Для дополнительного снижения потерь холода льдоаккумулятора прилегающий к резервуару грунт охлаждают с помощью сезонного охлаждающего устройства, установленного по периметру резервуара. Рассмотренные льдоаккумуляторы перспективны так же для охлаждения фруктоовоцехранилищ, а так же предприятий с тепловой нагрузкой на систему охлаждения до 10^5 кВт·ч/год.

Создана [29] ветротеплонасосная система теплохладоснабжения, где механическая энергия малогабаритного ветродвигателя расходу-

ется не на получение теплоты, а на ее перенос тепловым насосом из овощехранилища во внешнюю среду в летнее время и в обратном направлении зимой. Использование ветротеплонасоса в полевых овощехранилищах наиболее выгодно в районах с теплым и умеренным климатом, он применим для переноса теплоты при относительно небольших перепадах температур (не более 30°C). Для поддержания в овощехранилище температуры $0 - 10^{\circ}\text{C}$ достаточно включать его изредка, с перерывами даже в несколько суток.

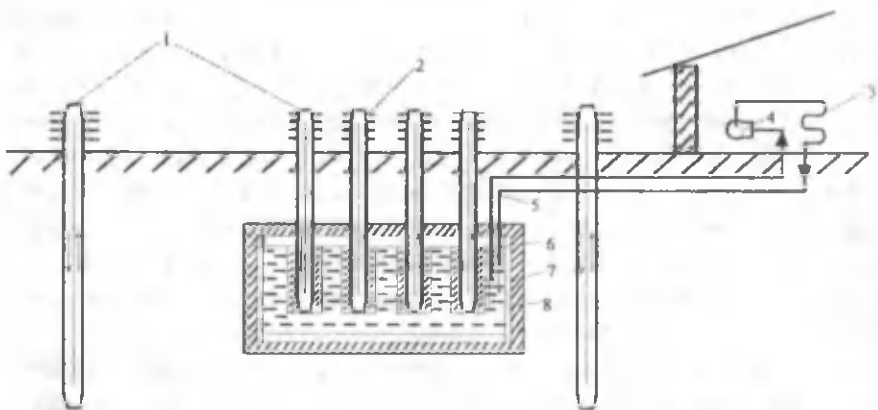


Рис.1.2. Система холодоснабжения с заглубленным льдааккумулятором: 1—охлаждающее устройство; 2—внешний теплообменник; 3—теплообменник системы холодоснабжения; 4—водяной насос; 5—труба для холодной воды; 6—труба для отработанной воды; 7—резервуар; 8—гидроизоляция

Анализ тепломассообмена в опытном овощехранилище показал, что целесообразно уменьшить вентиляцию, ограничившись конвекционным перемещением воздуха. Тепловая инерция грунта используется лучше, если овощехранилище имеет вид траншеи. В работе [29] предложено подземное хранилище, в котором в течение года хранились картофель, морковь и другие овощи (рис.1.3).

В [20] описана экономическая целесообразность проектирования геотермальной вентиляции картофелехранилищ. При этом используется теплоаккумулирующая способность грунта. Геотермальный канал сооружается на глубине 4 м и представляет собой теплоаккумулирующую среду с определенной удельной теплоемкостью в зависимости от типа грунта. Поверхность такого массива грунта вступает

в контакт с теплоносителем (воздушной средой в геотермальном канале), в результате чего происходит теплоотдача. Холодный наружный воздух, проходя по воздуховодам-теплообменникам, нагревается, а теплый воздух летом – охлаждается. Теплота прилегающего массива грунта проникает через геотермальный канал и идет на нагрев проходящего по нему воздуха, в результате чего происходит активная или общеобменная вентиляция в зависимости от способа хранения картофеля. Таким образом, утилизация теплоты Земли на горизонтах, имеющих круглый год постоянную положительную температуру независимо от климатических условий, в системах для создания микроклимата в картофелехранилищах составляет существенный резерв экономии тепловой энергии.



Рис. 1.3. Поперечное сечение траншейного овощехранилища: 1—траншея; 2—объем грунта

В работе [48] предложено фруктоовооцехранилище с природным холодообеспечением. Сохранность скоропортящейся сельскохозяйственной продукции в местах ее выращивания можно обеспечить за счет использования в хранилищах естественного холода.

На рис. 1.4 показано устройство такого хранилища. Пучки полиэтиленовых труб 8 объединены коллекторами 1 и 5, один из которых соединен с нагнетательным вентилятором 2, другой – с воздухораспределительной сетью 7. Трубы уложены ниже глубины промерзания (2,2-2,7 м), но выше уровня стояния грунтовых вод. Возможна прокладка и ниже этого уровня, но при надежной гидроизоляции кладомассива. Для повышения хладоаккумулирующей способности ис-

пользуется фазовый аккумулятор 9. Он выполнен из труб большого диаметра, которые заглушены с торцов и заполнены легкоплавными солями, позволяющими накапливать холод за счет скрытой теплоты фазового перехода (застывание) с последующей отдачей его охлаждаемому воздуху (плавление). Пространство между ними заполнено гравием, песком или другими подобными материалами. Хладоаккумулирующая масса покрыта теплоизоляционным слоем (котельный шлак, торф, керамзитовый гравий, минераловатные изделия и др.), на который уложен слой глины для защиты от воздействия поверхностных вод.

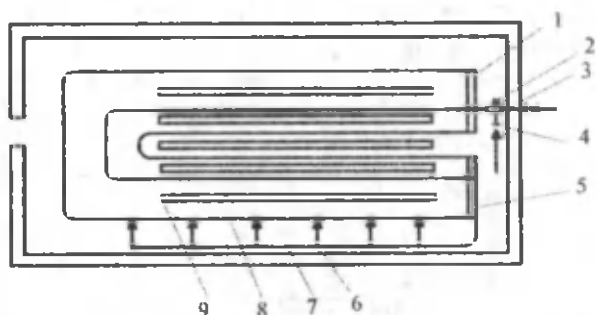


Рис. 1.4. Хранилище с природным холодообеспечением. 1,5—коллекторы, 2—вентилятор; 3,4—шиберы, 6—воздухораспределитель; 7—сеть; 8—труба; 9—фазовый аккумулятор

Геохладоаккумулятор заряжается в осенне-зимний период. Вентилятор 2 при открытом шибере 3 нагнетает наружный воздух в распределительную сеть 7.

При пропуске холодного воздуха через трубы 8, массив и фазовые аккумуляторы охлаждаются. Находящаяся в них соль застывает при температуре 0-5 °С, после чего зарядка считается законченной. Для ее автоматизации можно применять манометрический термометр с контактами верхнего и нижнего уровня. При зарядке задействован только контакт верхнего уровня, с помощью которого работа вентилятора ограничивается заданным пределом наружной температуры (возможна корректировка установленного уровня температуры с учетом, например, срока зарядки). После зарядки исключают контакт геохладоаккумулятора с наружным воздухом закрытием шиберов и

выходных отверстий. При отсутствии продукции в помещении хранят сено или солому, а также покрывают пол опавшей листвой и другими утеплителями, чтобы обеспечить теплоизоляцию.

После поступления продукции включают вентилятор. Внутренний воздух, поступающий через шибер 4 (шибер 3 закрыт) в трубы 8, охлаждается и таким образом в хранилище создается необходимая температура. Она автоматически поддерживается манометрическим термометром за счет работы контакта нижнего уровня.

Значительный объем исследований по разработке экранной системы охлаждения в холодильных камерах проведен в работах [26, 49]. Ими теоретически и экспериментально исследована экранная система охлаждения, получены теплообменные и аэродинамические характеристики холодильных камер с экранной системой охлаждения. В результате продолжительного натурного испытания и производственного опыта показано, что в небольших камерах с экранной системой охлаждения интенсифицируются процессы охлаждения продуктов, снижаются эксплуатационные затраты в результате меньшего расхода электроэнергии при хранении, улучшаются температурно-влажностные условия и сокращаются потери от усушки.

В работах [50, 51] приводятся результаты исследования динамических и статических характеристик температурно-влажностного режима овощехранилищ. На основе теории тепло- и массообмена предложена математическая модель процесса охлаждения продуктов. Однако предложенная математическая модель полностью не учитывает всех тепловлажностных характеристик охлаждаемого объекта.

Анализ научных работ [12-14, 21, 23, 27, 52] и конструктивных схем хранилищ показывает, что для плодов и овощей нет единого мнения авторов об оптимальном температурно-влажностном режиме хранения. Выбор тепловлажностного режима в холодильных камерах зависит от вида продукта, его исходного состояния, природно-климатических условий, особенностей систем теплохладоснабжения, вентиляции и конструктивных решений помещения. Поэтому эти факторы важно учесть при разработке оптимального режима хранения и энергосберегающей технологии в плодовоовощехранилищах.

2013/56 A4304	Alisher Navoiy nomidagi O'zbekiston MK
------------------	--

Температура, относительная влажность и состав газовой среды в массе продукции поддерживаются на требуемом уровне благодаря процессам тепломассообмена, которые происходят между частицами продукции и воздухом, содержащимся в порах насыпи, а также между этим воздухом и поверхностью насыпи с окружающей средой. Сочная плодовоовощная продукция выделяет в период хранения тепло, влагу, углекислый газ и др. продукты обмена, которые необходимо удалять из массы для предотвращения ее самосогревания и переувлажнения. В начале хранения, кроме того, из массы следует удалить аккумулярованное тепло, избытки влаги, которые были внесены при загрузке влажной продукции в хранилище.

До недавнего времени тепломассообмен продукции в хранилище проходил при естественной конвекции. Чтобы он протекал достаточно интенсивно, приходилось увеличивать удельную поверхность массы, соприкасающуюся с окружающей средой. В связи с этим продукцию размещали в закромах сравнительно небольшого размера с решетчатыми стенками и днищем, в решетчатых контейнерах, ящиках и клетках. В хранилищах с естественной вентиляцией трудно регулировать температурный режим, поэтому потери из-за поражения продукции болезнями часто очень большие. Все это приводит к тому, что в таких хранилищах стоимость хранения весьма значительна, да и не всегда в них можно надежно сохранить продукцию.

Лучшими являются методы хранения, позволяющие человеку активно управлять процессом тепломассообмена продукции. Такими являются методы хранения, основанные на принудительной конвекции. Они осуществимы в хранилищах, оснащенных специальным инженерным оборудованием, дающим возможность изменять температуру и относительную влажность воздуха, вентилировать продукцию.

Одним из таких методов является хранение продукции в условиях активной вентиляции, под которой понимается принудительная, равномерная периодическая подача в массу продукции воздуха с определенной температурой, влажностью и скоростью (рис. 1.5).

Применение активного вентилирования основано на таком физическом свойстве насыпи, как пористость. Между отдельными элементами насыпи всегда имеются промежутки, заполненные воздухом, которые образуют систему каналов.

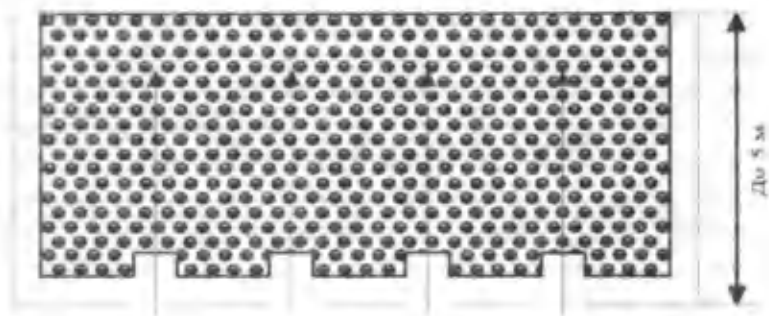


Рис. 1.5. Схема движения охлаждающего воздуха в закромах с картофелем с активной вентиляцией

При активном вентилировании движение воздуха в массе продукции происходит за счет градиента давления, искусственно создаваемого вентиляционными установками, при помощи которых воздушные массы подаются в насыпь или отсасываются из нее. Тепломассообмен между частицами продукции и воздухом при активном вентилировании осуществляется непосредственно в толще продукта; при этом поверхность теплообмена равна поверхности клубней, корнеплодов или луковид. Поверхность 1 т продовольственного картофеля равна примерно 150 м^2 ($G=150 \text{ м}^2/\text{т}$); 1 т моркови – $150\text{-}170 \text{ м}^2$; 1 т лука – репки – $160\text{-}170 \text{ м}^2$; 1 т капусты – 65 м^2 [27]. Изменяя температуру, влажность и скорость вентиляционного воздуха, регулируют интенсивность теплообмена при активной вентиляции. При помощи активной вентиляции также эффективно охлаждают продукцию до оптимальной температуры. В этот период в массу подают воздух, температура которого ниже температуры продукции. Интенсивность теплообмена между частицами продукции и вентиляционным воздухом зависит от температурного градиента (разности температуры между воздухом и охлаждаемыми частицами) и скорости омывающего потока. Чем больше градиент температуры и скорость потока, тем эффективнее теплообмен. С увеличением скорости потока уменьшается толщина пограничного слоя воздуха на поверхности, который препятствует не только газообмену, но и из-за низкой теплопроводности воздуха теплообмену. При увеличении скорости возрастает количе-

ство воздуха, участвующего в теплообмене, что также имеет большое значение для интенсификации охлаждения.

Минимальная скорость воздушного потока в насыпи картофеля, лука – 0,1 – 0,15 м/с, а максимальная – 0,5 м/с [27]. Ограничение скорости вызвано стремлением не допустить срыва пограничного слоя с элементов продукции, что может привести к излишним потерям влаги. Важной задачей активного вентилирования при хранении продукции является поддержание в сухом состоянии поверхности клубней, корнеплодов, поэтому вентилирование проводят не менее 4-6 раз в сутки по 15-30 мин. Даже в тех случаях, когда температура продукции не отклонялась от оптимальной.

Температура и относительная влажность воздуха в плодохранилищах периодически изменяются под влиянием наружных метеорологических условий. При этом главную роль играют долговременные факторы воздействия окружающей среды – сезонные колебания температуры и влажности наружного воздуха, интенсивности солнечной радиации, силы и направления ветра. Поэтому, по нашему мнению, эти факторы надо учитывать в исследованиях тепловлажностного режима хранения и следует разработать методику теплотехнического расчета холодильной камеры в зависимости от динамики изменения температуры внешней среды, для районов с жарким, сухим климатом.

В работах [53-59] рассматриваются общие вопросы энергосбережения в системах теплохладоснабжения зданий и сооружений, перспективы использования низкопотенциальной тепловой энергии с применением теплонасосных установок.

Проведенный анализ литературных источников показывает, что большинство работ посвящены исследованию тепловлажностных режимов хранения пищевых продуктов и теплотехническому расчету микроклимата охлаждаемых помещений. Как видно из анализа, малоизученными являются вопросы повышения энергоэффективности систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии на основе глубокого исследования тепломассообменных процессов в камерах хранения плодов и овощей.

1.2. Состав и структура энергетического хозяйства холодильных предприятий

Холодильник – это промышленное предприятие, предназначенное для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящихся продуктов. Холодильные предприятия потребляют электрическую и тепловую энергию (пар и холод), а также расходуют значительные количества воды. Электрическую энергию применяют для приведения в движение холодильных машин и аппаратов, вентиляторных установок, освещения помещений, тепловую – для получения пара и горячей воды, используемых на технологические цели и хозяйственные нужды, холод – для термической обработки продуктов, поддержания заданного технологического режима и хранения продукции при заданной температуре, воду – для осуществления теплообменных процессов, увлажнения воздуха, мойки оборудования и помещений, выработки готовой продукции, производства пара и др.

Чтобы обеспечить производство необходимой энергией, на холодильных предприятиях создают энергетические хозяйства, представляющие собой совокупность генерирующих, преобразующих и потребляющих энергетических ресурсов. В энергетическое хозяйство большинства холодильных предприятий входят теплосиловое хозяйство с котельными, паровыми и воздушными сетями; электросиловое хозяйство с электроцехами, трансформаторными подстанциями, генераторными установками, аккумуляторными участками, распределительными щитами, электросетями, холодильные системы с компрессорными цехами, бассейнами или градирнями для охлаждения воды и охлаждающими сетями; водоснабжающее хозяйство с водопроводными сетями, водонасосными станциями, артезианскими скважинами и канализацией (рис. 1.6).

Состав энергетического хозяйства холодильника зависит от видов энергии, вырабатываемых на собственных энергетических установках и получаемых от централизованной энергосистемы, а также от применяемых энергоносителей.

В зависимости от способа организации энергетического хозяйства различают холодильные предприятия, которые производят необходи-

мую энергию всех видов на собственных энергетических установках, предприятия, получающие энергию всех видов, кроме холода, со стороны, а также предприятия, вырабатывающие энергию частично на собственных энергетических установках, а частично получающие ее со стороны.



Рис. 1.6. Структура энергетического хозяйства холодильных предприятий

Основными задачами энергетического хозяйства являются бесперебойное снабжение производства энергией и энергоносителями всех видов, надежная эксплуатация и рациональное использование энергопреобразующих установок, совершенствование процессов производства энергии различных видов, максимальная экономия электрической и тепловой энергии, воды и холода, снижение их себестоимости, повышение энергоэффективности систем теплохладоснабжения, улучшение показателей использования и системы учета потребления всех видов энергии.

Холодильные предприятия расходуют большое количество воды, получать которую можно из городского водопровода, из водоемов или артезианских скважин с помощью насосных станций.

При использовании воды, которая содержит минеральные соли, в теплообменных аппаратах и паровых котлах образуется накипь, что ухудшает теплообмен и, как следствие, увеличивает энергетические затраты.

Если жесткость воды повышена, то сооружают специальные установки для смягчения воды.

В целях рационального использования топливно-энергетических ресурсов и составления энергетических балансов и их анализа необходимо знать основные показатели получения, использования и преобразования энергетических ресурсов, а также стоимостные показатели энергопотребления. Показателями использования энергоресурсов являются удельные расход энергии; норма расхода энергоносителя на единицу продукции; коэффициенты полезного действия установок, вырабатывающих и потребляющих энергию; потери энергии в сетях; мощность энергопотребителей; максимум потребления энергии в единицу времени; коэффициент мощности $\cos \varphi$; коэффициент нагрузки двигателей. Эти показатели необходимы для контроля потребления энергии, соблюдения оптимальных параметров технологического процесса и планирования энергопотребления.

Для процессов, связанных с преобразованием энергоносителей, устанавливают показатели преобразования энергии с учетом энергетических потерь, возникающих при переходе энергии одного вида в другой. К таким показателям относят КПД котельной установки, удельный расход тепла на выработку электрической энергии, расход электрической энергии на производство холода.

Стоимостными показателями энергопотребления является себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии, 1 МДж тепла, 1 м³ воды, 1 м³ газа, 1 т угля (в условном топливе), а также удельный вес затрат на энергию в себестоимости продукции. Эти показатели рассчитывают с учетом затрат на передачу, трансформацию, преобразование энергии, потери в сети [60].

За последние годы в СНГ и зарубежных странах осуществлен ряд мер по улучшению технического состояния холодильников, плодохранилищ и их компрессорных цехов, совершенствованию технологии холодильной обработки и хранения продуктов, внедрению прогрессивных систем теплоснабжения холодильных камер. Однако, несмотря на проведенную работу, техническое состояние многих хранилищ и холодильников, их эксплуатация не соответствует современным требованиям, что приводит к сверхнормативным

потерям от усушки и значительным энергетическим затратам при производстве продукции. В настоящее время имеется необходимость в дальнейшем совершенствовании систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных и вторичных энергетических ресурсов.

В связи с этим, необходимо рассмотреть вопросы, связанные с повышением энергетической эффективности систем теплохладоснабжения и вентиляции плодоовощехранилищ и холодильников, на базе внедрения прогрессивных теплохладификационных систем, эффективного теплообменного оборудования, аккумуляторов естественного холода и систем утилизации вторичных энергоресурсов.

Проведенные обследования технического состояния и анализ работ существующих плодоовощехранилищ показывают, что они в большинстве случаев не отвечают современным требованиям тепловлажностной обработки и хранения вследствие несовершенства структуры холодильных камер, технологических процессов, систем теплохладоснабжения, вентиляции и увлажнения воздуха. Так, в настоящее время ощущается острый дефицит хранилищ для фруктов и овощей в местах выращивания и потребления, потребности в них удовлетворены лишь на 40 – 50 %. Отсутствуют надежные организационные схемы холодильной защиты урожая и холодильные средства, необходимые для их осуществления. Недостаточно изучены сложные взаимосвязи основных влияющих факторов и общего механизма возникновения потерь при транспортировке плодоовощного сырья от поля к потребителю. Анализ имеющихся данных показал, что суммарные потери на пути от поля к потребителю составляют 20 – 35 % массы собранного урожая. При этом увеличиваются транспортные расходы в связи с ростом цен на органическое топливо. Особенно значительны потери продуктов при кратковременном хранении в местах выращивания, на полях, удаленных от централизованных систем энергоснабжения.

Существующие мобильные средства предварительного охлаждения имеют незначительную емкость, узко специализированы по видам охлаждаемой продукции, а в ряде случаев характеризуются сложностью выбранных технических средств охлаждения в полевых условиях. Они по указанным выше причинам не могут быть использованы

для кратковременного хранения продуктов в полевых условиях. Все это требует разработки и создания передвижных плодоовощехранилищ с автономным энергоснабжением и замкнутым энергобалансом для кратковременного хранения плодов и овощей в местах выращивания.

Анализируя данные по энергетическому хозяйству холодильников и стационарных овощехранилищ, можно сделать вывод, что в эксплуатации некорректно решаются вопросы теплоснабжения. Для эффективного использования топливно-энергетических ресурсов необходимо исследовать энергобаланс холодильников и овощехранилищ, тщательно изучить их системы энергоснабжения и изыскивать способы использования вторичных энергоресурсов и естественного холода для технологических процессов.

1.3. Энергетический баланс овощехранилищ и определение основных направлений энергосбережения в системах теплоснабжения

Как было указано, энергосбережение является приоритетным направлением энергетической политики нашего государства, поэтому в условиях мирового финансово-экономического кризиса руководством нашей страны разработан комплекс мероприятий Антикризисной программы, направленный на решение ключевых задач по сокращению энергоемкости и внедрению эффективной системы энергосбережения [1].

Актуальность энергосбережения определяется постепенным истощением запасов и увеличением стоимости органического топлива, усложнением экологической ситуации в связи с последствиями выброса продуктов сгорания, высокой удельной энергоемкости валового внутреннего продукта и снижением эффективности энергетического и энергоиспользующего оборудования [3, 6].

Энергоемкость промышленной продукции или энергетическая эффективность является основным показателем энергосберегающих мероприятий и технологий в любой отрасли народного хозяйства. Энергоемкость холодильного хранения пищевых продуктов в холодильных

камерах и овощехранилищах является функцией многих переменных, связанных тепловыми, электрическими, механическими, технологическими, физико-химическими, организационными, а также другими факторами производства, влияющими на данный показатель. Исходя из этого, для разработки энергосберегающих мероприятий в овощехранилищах необходимо учитывать все факторы, позволяющие минимизацию энергетической составляющей в себестоимости выпускаемой продукции.

На холодильных предприятиях и овощехранилищах все технологические процессы: предварительная обработка продуктов перед хранением (сушка продуктов), охлаждение и долгосрочное холодильное хранение являются энергоемкими процессами. Существующие холодильники и овощехранилища потребляют большое количество электрической, тепловой энергии (пар и холод), а также расходуют значительное количество воды. Рассматривая овощехранилище как единое энергетическое целое, можно решать все задачи, связанные с энергосбережением и теплотехническим проектированием зданий этого типа, на основе исследования решений уравнений энергодоланса.

Энергетический баланс (энергодоланс) промышленного предприятия, его подразделения технологической линии, установки аппарата, являются частным выражением закона сохранения энергии (первого закона термодинамики). Энергетический баланс является важной характеристикой состояния энергетического хозяйства предприятия и отражает полное количественное соответствие между суммой подведенной энергии (приходной частью), с одной стороны, и суммой полезной энергии и потерь (расходной частью) с другой. Составление и анализ энергодолансов направлены на решение следующих основных задач: оценку фактического состояния и эффективности энергоиспользования на предприятии, выявление причин возникновения и определение потерь энергоресурсов и энергоносителей; выявление и оценку резервов экономии топлива и энергии и разработку мероприятий, направленных на снижение этих потерь; определение рациональных размеров энергопотребления в производственных и технологических процессах и установках; получение исходной ин-

формации для решения вопросов создания нового оборудования и совершенствование технологических процессов с целью снижения энергетических затрат; оптимизация структуры энергетического баланса предприятия в результате выбора оптимальных направлений и способов применения неградиционных и вторичных энергетических ресурсов.

Энергетический баланс овощехранилищ является важной характеристикой и отражает полное количественное соответствие между суммой подведенной энергии и суммой полезной энергии и потерь. Составление и исследование энергобалансов овощехранилищ позволяют создать энергоэффективную систему теплохладоснабжения с использованием нетрадиционных источников энергии, выявить основные направления энергосбережения процессах охлаждения и хранения в холодильных камерах.

Овощехранилища должны обеспечивать сохранность выращенной сельскохозяйственной продукции и круглогодичное обеспечение населения продуктами питания. Овощехранилища представляют собой специальный класс зданий по параметрам микроклимата и наличию биологически активного сырья.

Важнейшим требованием к хранению овощей и фруктов является низкая температура (0-10 °С), которая поддерживается на постоянном уровне за счет работы холодильных установок. Хранение при низких температурах обязательно даже при использовании новых способов хранения, таких как наличие регулируемой газовой среды. Другим важным условием хранения является высокая относительная влажность воздуха. Оптимальные значения температуры и относительной влажности для хранения различных видов овощей и фруктов представлены в табл. 1.1.

Влажность воздуха может поддерживаться работой систем кондиционирования воздуха. Кондиционирование воздуха в помещениях для хранения сельскохозяйственной продукции допускается предусматривать по требованиям технологии хранения продукции при экономической целесообразности, если заданные метеорологические условия и чистота воздуха в них не могут быть обеспечены вентиляцией, в том числе вентиляцией с испарительным охлаждением воздуха.

Таблица 1.1

Оптимальные условия хранения овощей и фруктов

Наименование	Температура °С	Относительная влажность воздуха, %
Абрикосы	-0,5 – 0	90
Ананасы	-0,6 – 0	90
Апельсины	1 – 6	85-90
Баклажаны	8 – 10	90
Бананы	12 – 14	90-95
Виноград	-1,0 – 0	85
Вишня	0	90-95
Грибы	0	90
Грейпфруты	3 – 10	85-90
Киви	-0,5	85-90
Груши	-1,7 – 0,5	90-95
Дыни	0 – 2	85-90
Кабачки	0	85-90
Капуста	-1 – 0	85-90
Картофель	2 – 4	90
Сладкий картофель	-13	90-95
Клубника	-0,6 – 0	90-95
Лимоны	2 – 6	85-90
Лук	-3 – -1	70-80
Морковь	0	90-95
Огурцы	8 – 10	90-95
Помидоры (зеленые)	13	90-95
Помидоры (зрелые)	7	85-90
Персики	-0,6 – 0	90
Петрушка	-0,6 – 0	90-95
Перец	8 – 10	90-95
Томаты	0	85-90
Редис	0	90-95
Салат	-0,6 – 0	90-95
Свекла	0 – 2	85-95
Слива	-0,6 – 0	90-95
Черешня	-1,1 – 0,6	90-95
Чеснок	-3 – -1	65-70
Яблоки	-1 – +4	90

При работе овощехранилищ происходит испарение влаги с поверхностей овощей и фруктов и последующая конденсация влаги на поверхности охлаждающих приборов холодильных установок. Внешние теплопритоки, поступающие в камеры холодильников через наруж-

ные ограждения, вызывают усушку продуктов, а в ряде случаев являются основной причиной их порчи и снижения товарного качества. По данным Международного института холода, сокращение внешних теплопритоков в камеры хранения производственных холодильников на 25 % приводит к уменьшению усушки продуктов 13 %.

Для поддержания требуемого микроклимата в хранилищах необходим учет не только всех составляющих материального и теплового балансов, но и повышенная точность расчета каждого из них.

Общий тепловой поток определяется из уравнения теплового баланса в результате предварительного расчета его отдельных составляющих.

Наиболее общее выражение уравнения теплового баланса хранилища соответствует плодоовощехранилищу, в котором следует учитывать физиологические процессы в растительном сырье (в первую очередь, «дыхание» овощей и фруктов) и биофизические процессы (испарение, охлаждение и т.д.):

$$\Sigma Q = Q_{Pj} + Q_{Wj} + Q_{Mj} + Q_{Ej} + Q_{Tj} + Q_{Aj} + Q_{Gj} + Q_{Bj} + Q_{Zj} + Q_{Tu} + Q_{Lu} + Q_{Au} + Q_{Ru} + Q_{Gu} + Q_{Wu} + Q_{I} \quad (1.1)$$

где ΣQ – суммарный тепловой поток, Вт; Q_P – теплоприток через ограждения, кровлю и полы, Вт; Q_W – теплоприток, возникающий в результате применения технологической вентиляции и открывания дверей, Вт; Q_M – теплоприток, эквивалентный работе вентиляторов, транспортеров и т.д., Вт; Q_E – теплоприток от освещения, Вт; Q_T – теплоприток от транспортных механизмов, Вт; Q_A – тепло, выделяемое работающими людьми, Вт; Q_{A_1} – тепло, вносимое продуктами при охлаждении или замораживании, Вт; Q_G – тепло «дыхания» растительного сырья в процессе охлаждения и хранения, Вт; Q_B – тепло, отводимое от строительных конструкций, изоляции, машин и т.д. при понижении температуры в холодильнике, Вт; Q_Z – тепло, отводимое при понижении температуры хладоносителя, Вт; Q_I – тепло, отводимое при замерзании влаги на поверхностях охлаждающих аппаратов, если их температура ниже 0 °С, либо тепло, выделяющееся в мокрых охладителях при поглощении рассолом влаги из воздуха, Вт. Индексы: j – характеризуют явное тепло, u – характеризуют скрытое тепло либо тепло, вносимое влаговыделениями.

Поскольку теплопритоки изменяются во времени, можно определить часовые потребности в энергии ΣQ_{max} и ΣQ_{min} .

В таком случае суточный тепловой поток составляет

$$Q_{24} = 24\Sigma Q_{min} \quad (1.2)$$

либо

$$Q_{24} = 24\Sigma Q_{max} \quad (1.3)$$

Если разница между этими величинами большая, то при проектировании во внимание следует принимать ΣQ_{max} .

В целях научно-технического анализа нами составлен опытно-расчетный баланс электрической энергии холодильного предприятия г. Карши ОАО «Кашкадарё озик-овқат моллари», вместимостью 3000 т овощей (табл.1.2).

Таблица 1.2

Баланс электрической энергии холодильного предприятия ОАО «Кашкадарё озик-овқат моллари» за 2009 г.

Статьи баланса	Баланс электрической энергии		
	Приход кВт·час	Расход электрической энергии	
		кВт·час	в %
I. Энергия со стороны, т.е. приход	971657	-	-
II. Потребители электрической энергии:			
а) компрессорный цех;		914097	94,076
б) хлебопекарный цех;		12000	1,235
в) освещение холодильных камер:			
Камера № 1		1500	0,155
Камера № 2		1500	0,155
Камера № 3		1500	0,155
Камера № 4		3000	0,31
Камера № 5		1500	0,155
Камера № 6		2000	0,202
Камера № 7		2000	0,20
Камера № 8		3360	0,346
Камера № 9;		3100	0,313
г) система освещения территории и административного корпуса		26100	2,7
Баланс энергии	971657	971657	100 %

Анализ и результаты исследования энергетического баланса холодильного предприятия г. Карши показывают, что основная часть (90–94 %) потребляемой электрической энергии расходуется в компрессорном цехе, для привода компрессоров холодильных установок и машин. Доля систем освещения и прочих нужд составляет около 6–10%. Техническое состояние холодильников и их эксплуатация не соответствуют современным требованиям, что приводит к сверхнормативным потерям от усушки и значительным энергетическим затратам при производстве продукции. Анализ годовых фактических затрат показывает, что в общей сумме расходы электроэнергии составляют более 35% [61]. На холодильных предприятиях и плодоовощехранилищах затраты электроэнергии на выработку искусственного холода, согласно нормативным проектным данным, должны составлять от 25 – 30 % общего количества потребляемой, а фактически, по данным прямых замеров, они достигают до 70 – 80 %.

Вопросы снижения энергозатрат в настоящее время приобретают первостепенное значение в связи с уменьшением запасов органического топлива и ежегодным увеличением производственных мощностей предприятий. На расход электроэнергии в холодильниках влияет много факторов, которые можно подразделить на зависящие от принятых проектных решений (этажности холодильника и его типа, свойств теплоизоляции, систем теплохладоснабжения, применяемого оборудования, удельных тепловых нагрузок и т.д.) и от уровня и совершенства эксплуатации теплохладификационных установок. Создание оптимального режима хранения в холодильниках и овощехранилищах осуществляется с помощью систем охлаждения, отопления, вентиляции и увлажнения воздуха [61]. Сезонное колебание температуры наружного воздуха сильно влияет на нагрузку теплохладификационной установки. При понижении температуры окружающей среды уменьшается нагрузка на компрессоры холодильных машин, а с повышением температуры наружного воздуха возрастает теплоприток в камеру и соответственно увеличивается нагрузка на холодильную установку, и расход энергии на охлаждение.

Поэтому весьма важен режим энергопотребления предприятий холодильной промышленности по месяцам. Холодильники и плодоовощехранилища можно отнести к предприятиям с сезонными изменени-

ями электропотребления. Так как в овощехранилищах работа систем теплоснабжения и вентиляционно-увлажнительных установок зависит от природно-климатических условий окружающей среды, их энергопотребление носит сезонный характер.

Таблица 1.3

Годовые фактические затраты холодильного предприятия г. Карпи

Статьи затрат	Единица измерения	Цена за единицу, сум	Количество		Сумма, в сумам	
			На единицу холода (норма)	На всю продукцию	На всю продукцию	На единицу холода
1. Электроэнергия силовая	кВт·ч	58,79	на 1000Ккал холода 0,53 кВт	914097 (1724711 Ккал холод)	53739762	31,16
2. Вода производственная	м ³ /год			6500	5343700	
3. Сырье и основные материалы: - расход аммиака - смазочное масло ХА-30	кг кг	196,62 2976,65	4,5 0,030 гр. (за/час 1 цилиндр)	4300 2894,2	845497 8615146	884,76 89,3
4. Заработная плата рабочих связанных с производством холода	Сум				27846099	
5. Цеховые расходы: - зарплата - амортизация оборудования - текущий ремонт - содержание зданий и оборудования - прочие расходы					27846099 18683440 13000000 15000000 4629881	
Итого:					147703525	

Расходы электрической энергии холодильника г. Карши по месяцам за 2009 год определили опытно–производственным методом на основе результатов замеров расхода электрической энергии. На основании полученных данных построен годовой график расхода электроэнергии холодильного предприятия г. Карши (рис. 1.7).

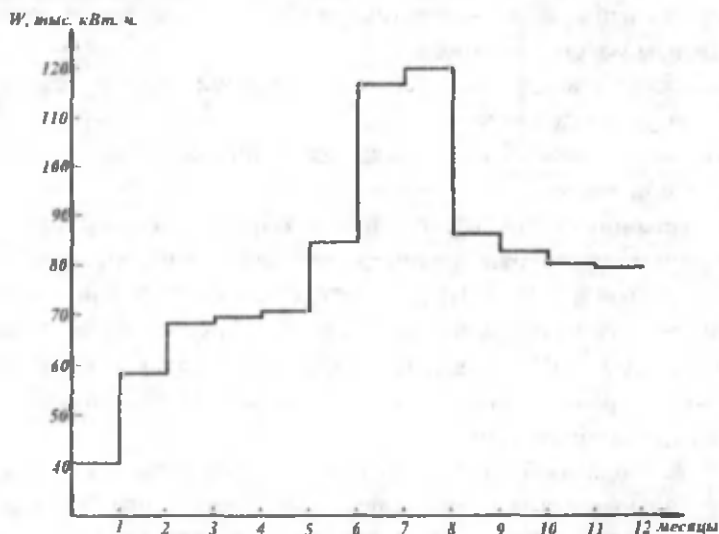


Рис.1.7. Годовой график расхода электроэнергии холодильного предприятия за 2009 г.

Как видно из рис.1.7, энергопотребление холодильника вместимостью 3000 т в условиях г. Карши в летнем режиме (июль) хранения, в 3 раза больше, чем в зимнем режиме (январь). Зимой, когда температура наружного воздуха снижается ниже 0 °С, требуется отопление холодильных камер. Расход тепловой энергии, кроме систем отопления, идет на подогрев воды для систем увлажнения воздуха, а также на горячую воду с температурой 50 – 60 °С для мойки полов, инвентаря и подъемно-транспортных средств.

По результатам исследований существующих систем теплохладоснабжения овощехранилищ и на основе анализа их энергобаланса можно определить следующие направления энергосбережения:

- разработка и внедрение теплонасосной системы теплохладоснабжения овощехранилищ;

- утилизация теплоты вентиляционных выбросов, теплоты «дыхания» продуктов и использование вторичных энергоресурсов с помощью тепловых насосов;
- проектирование углубленных овощехранилищ и применение низкзатратной технологии хранения в регулируемой среде;
- использование и аккумулирование ночного естественного колода на грунтовом массиве хранилища;
- разработка и внедрение энергоэффективной системы «холодильная камера - гелиотеплица»;
- разработка многофункциональных овощехранилищ с собственным энергобалансом;
- оптимизация систем теплоснабжения холодильных камер с учетом сезонных колебаний температуры наружного воздуха.

Проведенные в 1997–2010 гг. исследования показывают, что важнейшим требованием к хранению овощей и фруктов является низкая температура ($0 - +10$ °С) и высокая относительная влажность воздуха (80–95%), которая поддерживается за счет работы холодильных установок и систем кондиционирования воздуха [61].

Наиболее целесообразно применять тепловые насосы, когда имеются стабильные источники низкопотенциального тепла (холодильная камера) с температурой 10–40 °С и погребитель теплоты (система отопления гелиотеплицы) с температурой 50–90 °С. Определена энергетическая эффективность применения теплового насоса в системах теплоснабжения овощехранилищ и зданий [61, 62]. Разработана теплонасосная система теплоснабжения энергоэффективной системы «овощехранилище– гелиотеплица» и подана заявка на изобретение (№ FAP 20090120 от 22.12.2009 г.). Выявлены резервы экономии энергии в углубленных овощехранилищах, где наблюдается более стабильный температурный режим, и внешние теплопригоки уменьшаются в 3,5 – 4,0 раза, по сравнению с наземными хранилищами.

Таким образом, решение проблемы энергосбережения и выбора рациональных систем теплоснабжения овощехранилищ требует проведения научных исследований только на основе рассмотрения комплекса «овощехранилище + система энергоснабжения + микроклимат камеры + окружающая среда» как единой энергетической системы.

Результаты анализа имеющихся литературных данных показывают, что в ряде стран широко ведутся научно-исследовательские работы по исследованию тепловлажностных режимов хранения пищевых продуктов, изучению тепло- и массообменных процессов в плодоовощехранилищах, созданию и испытанию высокоэффективных холодильных камер, а также экономические аспекты их применения.

Все эти работы позволили в значительной степени продвинуть вперед научные и технологические разработки. Многочисленность факторов, влияющих на энергозатраты в теплотехнологических процессах хранения плодоовощной продукции, привела к выполнению научно-исследовательских работ, в которых исследовалось количественное влияние их на эффективность материально-технической базы, обеспечивающей эти процессы. Необходима систематизация имеющихся сведений для выявления оптимальных режимов хранения продуктов, а также работы теплотехнического оборудования при организации этих процессов.

Проблему, связанную с разработкой рациональных способов хранения пищевых продуктов, можно решить только на основе глубоких исследований основных процессов, протекающих в продуктах при хранении. При этом важно также знать характер взаимосвязи между продуктами и окружающей средой. При разработке рациональных способов снижения потерь плодоовощных продуктов при хранении наряду с изменениями, протекающими в продуктах, важно знать тепло- и массообменные процессы, происходящие в плодоовощехранилищах. В настоящее время практически отсутствуют четкие, научно-обоснованные рекомендации по ряду вопросов расчета процессов тепло- и массообмена в штабелях холодильной камеры и проектирования систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии. В этом плане поставленная в настоящей работе проблема, связанная с повышением энергоэффективности систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии, является актуальной и имеет важное народнохозяйственное значение.

ГЛАВА 2

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОДОВООВОЩНЫХ ПРОДУКТОВ ПРИ ХОЛОДИЛЬНОМ ХРАНЕНИИ

2.1. Факторы, влияющие на тепломассообменные процессы и усушку продуктов при их охлаждении

Тепломассообменные процессы в плодоовощехранилищах, теплообмен между охлаждающим воздухом и продуктом, тепловой режим камеры и усушка продуктов при хранении, а также расход холода при установлении оптимального температурного режима в камерах зависит от теплофизических параметров объектов хранения (плодов и овощей).

В большинстве случаев теплофизические характеристики пищевых продуктов, т.е. теплоемкость, теплопроводность, плотность и температуропроводность (c , λ , ρ , a) при исследованиях принимаются из справочников, как табличные данные, определенные различными авторами-исследователями.

Однако эти данные не всегда хорошо согласуются, для некоторых продуктов отсутствуют достоверные данные о теплофизических характеристиках.

Поэтому, прежде чем исследовать тепломассообмен и тепловлажностный режим в хранилищах была поставлена цель – эксперимен-

тельно исследовать, уточнить и конкретизировать теплофизические характеристики хранимых продуктов и получить достоверные результаты.

Теоретические исследования теплофизических характеристик различных материалов даны в работах П.Дебая, Т.Шервуда, А.С.Предводителя, А.В.Лыкова, А.Ф.Чудновского, Н.Б.Варгафтика, Г.М.Кондратьева, В.Д.Шевелькова, Г.Н.Дульнева, А.Миснара и других крупнейших теплофизиков [63]. Многими авторами было доказано, что теплопроводность, теплоемкость и коэффициент температуропроводности коллоидных капиллярно-пористых тел находятся в сложной зависимости от их структуры и от механизма передачи энергии. В связи с этим вводятся понятия эквивалентных (эффективных) коэффициентов.

Плоды и овощи относятся к коллоидным капиллярно-пористым пищевым материалам, особенностью которых является подверженность к значительной усушке в процессе охлаждения, что приводит к изменению теплофизических характеристик (ТФХ) овощей. ТФХ определяют скорость протекания процессов охлаждения пищевых продуктов. К числу ТФХ продуктов относятся: коэффициент теплопроводности λ , коэффициент температуропроводности a и удельная теплоемкость c . ТФХ a , λ , c зависят от физической природы вещества. Коэффициент теплопроводности зависит от давления, температуры и влажности. С возрастанием температуры коэффициент теплопроводности (λ) увеличивается примерно по линейному закону, но различно для разных видов пищевых продуктов.

Теплопроводящие свойства влажных материалов характеризуются коэффициентом теплопроводности, а для характеристики теплоинерционных свойств вводят коэффициент температуропроводности (a), который определяется по формуле (в $\text{м}^2/\text{с}$):

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}, \quad (2.1)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность материала, кг/м³.

Коэффициент температуропроводности характеризует скорость выравнивания температуры в различных точках температурного поля

тела, и показывает, при прочих равных условиях, нагреется или охладится быстрее то тело, которое имеет больший коэффициент теплопроводности. Потеря влаги плодоовощной продукцией за период охлаждения на определенную разность температур прямо пропорциональна ее теплоемкости. Классическая молекулярно-кинетическая теория определяет теплоемкость тела (c) как первую производную внутренней энергии тела по абсолютной температуре

$$c = \frac{dU}{dT}, \quad (2.2)$$

где dU – изменение внутренней энергии тела, Дж; dT – изменение температуры, К.

Усушка овощей и плодов в штабеле при постоянных теплопритоках – величина постоянная. Поэтому изменение любого фактора испарительной способности продукции (скорость движения воздуха, влияющая на коэффициент влагообмена, удельная площадь поверхности продукции, коэффициент испарительной способности и т.д.) влечет за собой соответствующее изменение дефицита влажности воздуха. Удельную площадь поверхности яблок, картофеля и лука можно определить по следующей приближенной зависимости [23]:

$$F^{\text{п}} = \frac{8}{d\rho_{\text{п}}}, \quad (2.3)$$

где d – средний геометрический размер (диаметр) продукта, м;
 $\rho_{\text{п}}$ – физическая плотность продукции, т/м³.

Удельная площадь поверхности некоторых продуктов приведена в табл. 2.1.

Насыпную плотность плодов и овощей шарообразной формы можно вычислить по следующей приближенной формуле:

$$\rho_{\text{нд}} = \frac{\pi}{6} \rho_{\text{п}} \varepsilon_{\text{нд}}, \quad (2.4)$$

где $\varepsilon_{\text{нд}}$ – коэффициент, учитывающий полидисперсность продукции (неравномерность геометрических размеров);

$$\varepsilon_{\text{нд}} = 1,05 \div 1,15.$$

Исследованию теплофизических свойств пищевых продуктов посвящен ряд работ в зарубежных публикациях. Однако числовые данные о теплофизических свойствах продуктов, представленные в руководствах и справочниках, не всегда согласуются между собой.

Таблица 2.1

Удельная площадь поверхности продуктов

Продукция	Температура хранения	Теплота «дыхания» при 0°C	Насыпная плотность	Физическая плотность	Диаметр продукта	Удельная площадь поверхности продукта
	t	q	ρ_n	ρ	d	F
	°C	Вт/т	т/м ³	т/м ³	м	м ² /т
Яблоки	0 ÷ +1	10,0 ÷ 12,1	0,5	0,88	0,05	181
Картофель	2 ÷ +4	10,0	0,73	1,08	0,05	148
Капуста	0	14,5	0,40	0,73	0,18	61
Лук	0	11,0	0,56	0,94	0,05	170
Морковь	0	13,5	0,62	1,04	0,035	194

Несовпадение опубликованных данных о теплофизических свойствах продуктов, видимо, более всего зависит от различия исследованных объектов и от совершенства примененных методов исследования.

Сказанное о различиях свойств продукта в пределах одного наименования в полной мере относится к теплофизическим свойствам, а разнообразие применяемых методов исследования теплофизических свойств дает повод думать, что этим усугубляется разница получаемых данных. Исследователи, работая с одним и тем же объектом, редко применяют параллельно разные методы в целях их сравнительной оценки, а поэтому нет ясных данных, позволяющих сопоставить влияние различий свойств объекта и влияние различий методов определения на итоговые числовые выражения теплофизических свойств продуктов.

Проведенные расчеты [61, 64] показывают значительность влияния теплофизических свойств объекта на длительность и другие важные характеристики теплофизических процессов холодильной технологии, когда такие характеристики получаются путем вычисления. Поэтому при расчете теплофизических процессов холодильной технологии требуется осмотрительно выбирать числовые выражения теплофизических свойств продуктов из опубликованных данных.

В практике хранения картофеля и овощей для активного вентилирования насыпи применяют скорость движения воздуха $0,05 - 0,5$ м/с. При обосновании режима активного вентилирования, необходимо учитывать сортовые особенности продукта, средние температуры хранения в период года и ориентировочные сроки хранения продукции. Продолжительность охлаждения картофеля, капусты, лука зависит от расчетной зимней температуры и может составлять $360 - 1000$ ч. Быстрое охлаждение загруженной продукции, как правило, не применяется, так как большинство видов плодов и овощей хорошо переносит довольно продолжительное хранение при положительной температуре. Отдельные виды плодов и овощей (яблоки, картофель) нуждаются в медленном охлаждении. Проведенные исследования показывают, что ТФХ продуктов являются решающими факторами при разработке оптимальных тепловлажностных режимов хранения плодов и овощей.

В теории теплообмена тела рассматриваются как сплошная среда, наделенная макроскопическими теплофизическими свойствами (a, λ, c). ТФХ (a, λ, c), входящие в условия однозначности, должны быть заранее известны как при аналитическом решении задач теплообмена, так и при обобщении результатов экспериментальных исследований.

Теплофизические свойства изменяются в широких пределах в зависимости от природы тела и его термодинамических параметров, поэтому экспериментальные методы являются практически единственным способом их получения.

2.2. Экспериментальное исследование теплофизических характеристик картофеля и овощей

Тепло- и массообмен в процессах охлаждения и хранения определяется теплофизическими характеристиками (ТФХ) плодов и овощей. Имеющиеся в литературе данные о ТФХ плодов и овощей ограничены, соответствуют начальной влажности и не отражают их изменение в процессе холодильного хранения продуктов. Для достоверного моделирования и исследования процессов тепло- и массообмена в

холодильных камерах необходимо иметь данные ТФХ, в зависимости от изменения влажности и температуры продукта, как объектов хранения [63].

Наиболее важными теплофизическими свойствами пищевых продуктов являются теплоемкость, теплопроводность и температуропроводность. Нами были исследованы ТФХ картофеля. Для определения коэффициента температуропроводности картофеля использовали метод акалориметра, разработанный Г.М.Кондратьевым и Г.Н.Дульневым [65]. Нами создан экспериментальный стенд, разработан методика измерений и расчетов [64].

Схема экспериментальной установки для определения температуропроводности приведена на рис.2.1.

Согласно теории Г.М.Кондратьева коэффициент температуропроводности исследуемого материала прямо пропорционален темпу охлаждения, т.е.

$$a = Km, \quad (2.5)$$

где K – коэффициент формы образца исследуемого материала; m – темп охлаждения при $\alpha \rightarrow \infty$ ($B_i \rightarrow \infty$) и $t_c = \text{const}$; α – коэффициент теплоотдачи на границе среды – образец; B_i – критерий Био; t_c – температура среды.

Исследования проводились на образцах картофеля простой формы. Из симметрических мест отборного картофеля пробочным сверлом вырезали несколько цилиндрических образцов. В один из них вводили на глубину 0,6 высоты образца спай дифференциальной термопары. Затем образец испытуемого картофеля плотно вставляли в a -калориметр.

a -калориметр представляет собой тонкостенный металлический сосуд, наполненный исследуемым материалом и имеющий дифференциальную термопару. a -калориметр имеет форму цилиндра с диаметром $d = 60$ мм и длиной $l = 100$ мм.

Выполнение a -калориметра в виде закрытого стакана позволяет избежать попадания влаги внутрь исследуемого материала. Значение коэффициента формы K для цилиндра длиной l и радиусом R определяется выражением [64, 65].

$$K = \frac{1}{\left(\frac{2,405}{R}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2} \quad (2.6)$$

В нашем случае $K = 13 \times 10^{-6}$.

Предварительное нагревание α -калориметра велось в сушильном шкафу с электрическим нагревателем. В качестве среды $B_1 \rightarrow \infty$ использован жидкостный термостат, где интенсивное перемешивание практически обеспечивает $\alpha \rightarrow \infty$ и $t_c = \text{const}$. Темп охлаждения, характеризующий относительную скорость изменения температуры тела во времени, определяется соотношением:

$$m = -\frac{1}{t} \frac{\partial}{\partial \tau} = \frac{\ln \theta_1 - \ln \theta_2}{\tau_2 - \tau_1}, \quad (2.7)$$

где $\theta_1 = t_1 - t_c$; $\theta_2 = t_2 - t_c$ - значения избыточных температур в фиксированной точке продукта в моменты τ_1 и τ_2 , t_1 и t_2 - температуры α -калориметра (продукта) в моменты τ_1 и τ_2 .

Установка для измерения температуропроводности состоит из калориметра 1, жидкостного термостата 6 и измерительных приборов. В качестве термостата использован жидкостный лабораторный термостат типа СЖМЛ - 19/2. Поставлены хромель - копелевые термопары, градуированные по ГОСТ 3044-61. Образцы в сушильном шкафу прогревались на $30 + 40^\circ\text{C}$ выше, чем в термостате. После нагревания калориметр переносился из сушильного шкафа в жидкостный термостат и охлаждался, причём показания гальванометра записывались через малые промежутки времени ($\tau = 30$ ссек), отсчет его производился с помощью секундомера. По измеренным температурам с помощью формулы (2.7) определяли темп охлаждения m . Коэффициент температуропроводности (a) вычислен по формуле (2.5).

Коэффициент теплопроводности картофеля λ определяли методом цилиндрического зонда. При этом в качестве калориметров использованы те же сосуды, что и в опытах по определению температуропроводности нескольких образцов картофеля. Коэффициент теплопроводности картофеля определяли по формуле:

$$\lambda = \frac{Q \cdot K}{(t_1 - t_2)}, \quad (2.8)$$

где t_1 и t_2 – температуры на изотермических поверхностях, соответствующих диаметрам d_1 и d_2 ; K – коэффициент формы; l – длина цилиндра.

$$K = \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \cdot \left(\frac{l}{2\pi l}\right) \quad (2.9)$$

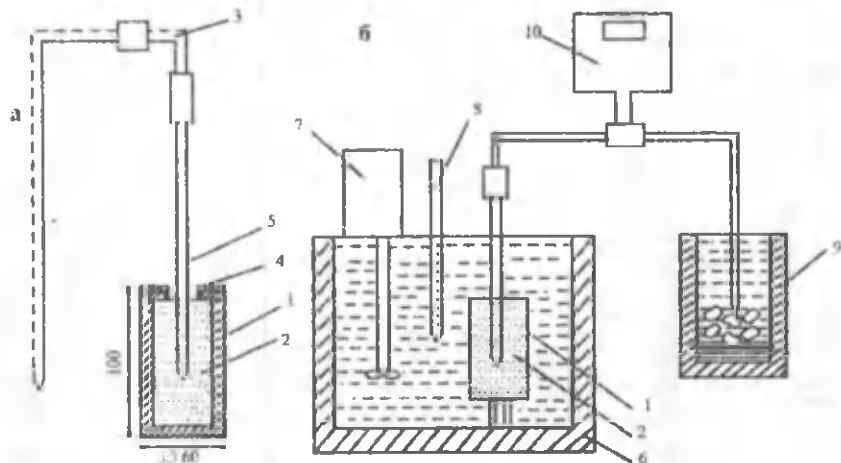


Рис.2.1. Цилиндрический калориметр (а) и экспериментальная установка для определения коэффициента температуропроводности (б): 1 – цилиндрический калориметр; 2 – исследуемый материал; 3 – дифференциальная термопара; 4 – крышка калориметра; 5 – защитная трубка; 6 – термостат; 7 – блок терморегулятора; 8 – термометр; 9 – сосуд Дюара; 10 – потенциометр

Результаты опытов аппроксимированы и приведены в виде кривых на рис.2.2.

Анализ данных показывает, что коэффициент теплопроводности λ с повышением температуры растет прямолинейно, коэффициент температуропроводности – a увеличивается криволинейно, а объемная теплоемкость C_v почти не изменяется с ростом температуры.

Для расчета изменения температуры продукции необходимо знать основные теплофизические характеристики как отдельных видов продуктов, так их насыпного слоя. Характеристики картофельной насыпи – эффективную пористость m (или скважистость) и удельную площадь поверхности F_n определяли по формулам [21]:

$$m = 1 - \frac{\rho_n}{\rho}, \quad (2.10)$$

$$F_n = \frac{6(1-m)}{d}, \quad (2.11)$$

где ρ_n – насыпная плотность картофеля, $\rho_n = 0,7 \text{ т/м}^3$; ρ – физическая плотность картофеля, $\rho = 1,08 \div 1,095 \text{ т/м}^3$; d – средний геометрический размер (диаметр) продукта, $d = 50 \text{ мм}$; $m = 0,36$; $F_n = 76,8 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

$C_p \cdot 10^3, \lambda, \text{ Вт/м}\cdot\text{К}; a \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$

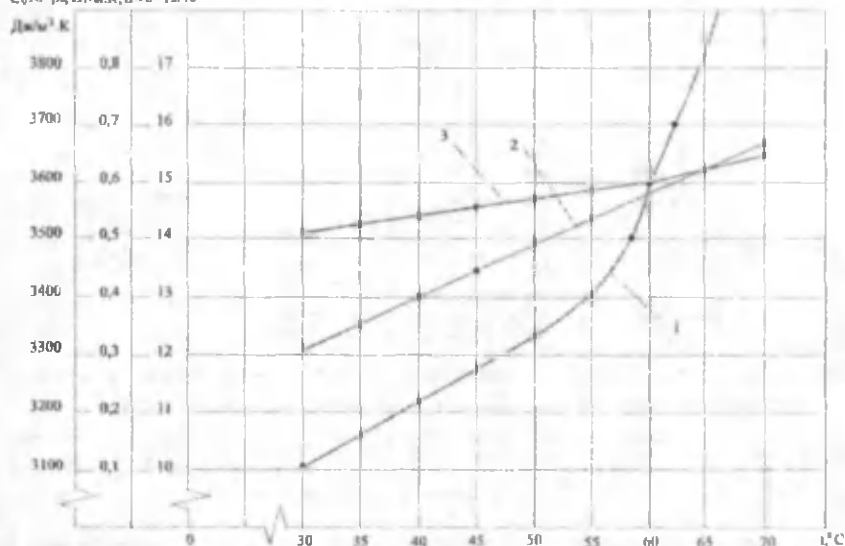


Рис.2.2. Кривые зависимости ТФХ картофеля: 1 – температуропроводность; 2 – теплопроводность; 3 – объемная теплоемкость

Эффективную теплопроводность насыпи картофеля определяли по выражению

$$\lambda_n = \lambda \frac{1 - \left(1 - \frac{n\lambda}{\lambda_n}\right) m}{1 + (n-1)m}, \quad (2.12)$$

где $n = 3\lambda / (2\lambda_n + \lambda) = 1,471$; λ_n – теплопроводность внутриштабельного воздуха, $\lambda_n = 0,025 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ [21]; λ – коэффициент теплопроводности картофеля по данным эксперимента $\lambda = 0,56 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Следовательно, эффективная теплопроводность насыпи картофеля составляет - $\lambda_s = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Проведенные исследования показывают, что теплофизические характеристики влияют на скорость протекания процесса охлаждения пищевых продуктов. Теплоемкость плодоовощной продукции является одним из основных факторов, влияющих на ее усушку при охлаждении. При рассмотрении динамики процесса охлаждения элементов штабеля сопоставляют внутреннее и внешнее термическое сопротивление продуктов, отношение которых носит название критерия Био (B_i):

$$B_i = \frac{R_{\text{внут}}}{R_{\text{внеш}}} \quad (2.13)$$

$$R_{\text{внут}} = \frac{r}{\lambda} \quad (2.14)$$

$$R_{\text{внеш}} = \frac{1}{\alpha_n \cdot \zeta} \quad (2.15)$$

где r – радиус элемента продукции, м; λ – коэффициент теплопроводности продукции, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $R_{\text{внут}}$ – внутреннее термическое сопротивление продукта, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; α_n – коэффициент теплоотдачи продукта, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; ζ – эмпирический коэффициент, $\zeta = 1,64$.

При равенстве внутренней и внешней термических сопротивлений – $B_i = 1$. Отклонение численного значения B_i от единицы означает, что в общем тепловом потоке возникает локальное торможение – или внутри продукции ($B_i > 1$), или на ее поверхности (если $B_i < 1$). Критерий Био (B_i) зависит от теплопроводности и от размеров картофеля. Коэффициент теплопроводности картофеля больше, чем теплопроводности лука и яблок, поэтому внутреннее термическое сопротивление меньше, чем лука и яблок.

2.3. Динамика изменения теплофизических характеристик картофеля при холодильном хранении

Потеря влаги плодоовощной продукцией за период охлаждения на определенную разность температур прямо пропорциональна ее теплоемкости, а последняя зависит от содержания в продукции су-

хих веществ (СВ). Справочные данные, как правило, не отражают эту зависимость, и теплоемкость продукции рассматривают как постоянную. В лучшем случае учитывают температуру, но она оказывает меньшее влияние на теплоемкость, чем содержание сухих веществ. Это объясняется разной теплоемкостью воды и сухих веществ, теплоемкость воды составляет 4,19 кДж/(кг·К), теплоемкость сухих веществ плодовоовощной продукции близка к 1,47 кДж/(кг·К).

Содержание сухих веществ зависит от вида продукции, ее сорта и условий выращивания. Для опытов использовали сорта картофеля с белой мякотью. В картофеле в зависимости от вида ткани (кора, внешняя или внутренняя сердцевина) содержание сухого вещества составляет от 15 до 32%. Массовая доля (на сухое вещество) усвояемых углеводов (крахмала, редуцирующих сахаров, сахарозы) составляет от 78 до 84,5%; пектиновых веществ (протопектины, пекгин) 1,3 – 6,9%; неусвояемых углеводов (целлюлозы, гемицеллюлозы) 4,6 – 5,3%; белка 2,8 – 13,5%; золы 2 – 4,7%; витаминов, мг (%): С–34(65,9); В₁–0,57(1,49); В₂–0,19(0,49); РР–1,99(3,70).

Содержание сухого вещества в картофеле определяли в начале охлаждения (перед хранением), после охлаждения до оптимальной температуры ($t_{оп} = +4\text{ }^{\circ}\text{C}$), и в период хранения с помощью лабораторного рефрактометра ИРФ – 22. Содержание сухих веществ в картофеле в начале и в конце охлаждения составило соответственно 15 и 25%. В период хранения картофеля из-за неизбежного процесса влагообмена происходит усушка продукта и увеличивается содержание сухих веществ, в процентном соотношении. После основного периода хранения содержание сухого вещества картофеля составило около 35%.

Для определения удельной теплоемкости картофеля применили калориметрический метод [65]. Схема установки для исследования теплоемкости представлена на рис. 2.3.

Температуру исследуемого картофеля измеряли хромель-копелевой термопарой с точностью до 0,1%, ЭДС термопары с помощью потенциометра. Были использованы два сосуда Дьюара, один из которых заполнен льдом 5, а в другом помещен исследуемый картофель 4. В сосудах помещены термопары, соединенные последовательно с потенциометром 3, показывающие абсолютную разность темпера-

тур ΔT исследуемого картофеля относительно 273 К льда. В сосуде с картофелем был помещен электрический нагреватель, напряжение которого регулировалось автотрансформатором 2. Для получения устойчивого напряжения от электрической сети, подаваемого к нагревателю, перед автотрансформатором включен стабилизатор напряжения 1. По результатам замеров в соответствующей формуле подсчитывали коэффициент удельной массовой теплоемкости картофеля. Опыты проводились при различных мощностях электронагревателя и с содержанием сухого вещества картофеля 15,25 и 35%. Результаты экспериментов приведены на рис.2.4.

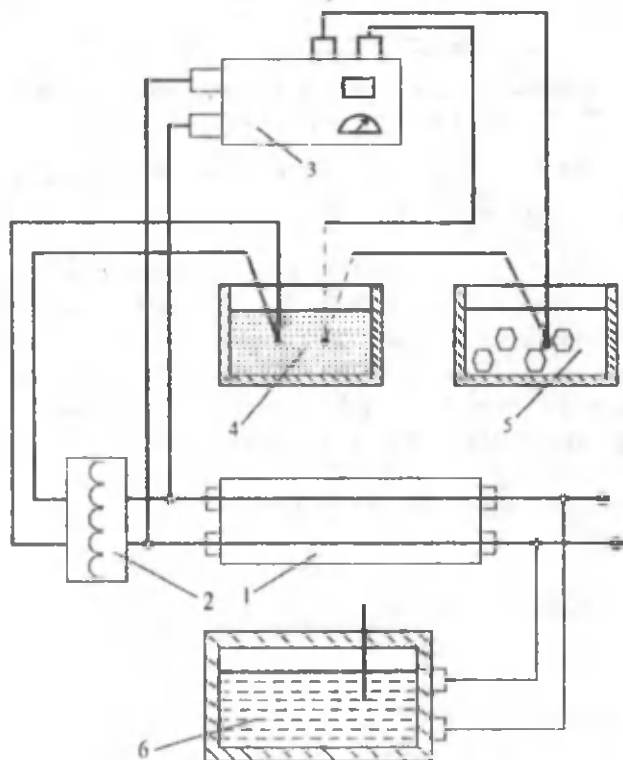


Рис.2.3. Схема установки для исследования теплоемкости картофеля калориметрическим методом. 1—стабилизатор напряжения; 2—ЛАТР; 3—потенциометр; 4—сосуд с исследуемым продуктом; 5—сосуд со льдом; 6—термостат

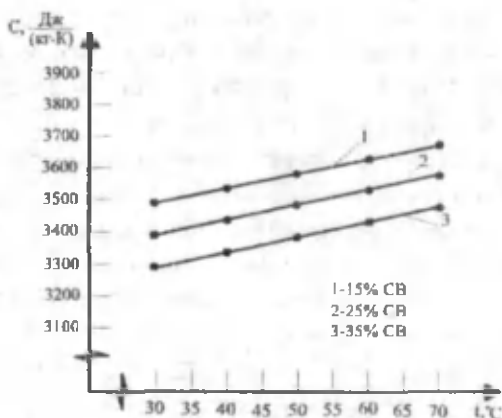


Рис.2.4. График изменения удельной теплоемкости картофеля в зависимости от содержания СВ

По результатам эксперимента установлено, что удельная теплоемкость картофеля при длительном хранении уменьшается с повышением сухих веществ от 15 до 35%.

Построение графика $C = f(t, СВ)$ по результатам опыта показывает, что опытные точки достаточно близко располагаются около прямой линии, поэтому аппроксимирующую формулу задаем в виде $y = a_0 + a_1 x$ ($c = a_0 + a_1 t$).

При отыскании коэффициентов в формуле, вид которой известен, используем метод наименьших квадратов (МНК).

Вычислительная схема метода наименьших квадратов включает в себя следующие основные этапы. Сначала задается вид эмпирической формулы:

$$y = y(x, a_0, a_1, \dots, a_m) \quad (2.16)$$

Затем записывается выражение для квадратичного функционала:

$$S = \sum_{i=1}^n W_i [y_i - Y(x_i, a_0, a_1, \dots, a_m)]^2 \quad (2.17)$$

Далее записываются необходимые условия минимума S :

$$\frac{\partial S}{\partial a_0} = 0; \quad \frac{\partial S}{\partial a_1} = 0, \dots, \quad \frac{\partial S}{\partial a_m} = 0. \quad (2.18)$$

Из решения полученной таким образом системы нормальных уравнений находим коэффициенты a_j . Применение МНК становится

особенно простым, если искомая эмпирическая формула представляет собой линейную функцию.

Введем обозначения: $y = c$ и $x = t$, ниже приведены опытные величины теплоемкости каргофеля:

а) при СВ = 15%

X_i	30	40	50	60	70
y_i	3510	3550	3580	3630	3680

б) при СВ = 25%

X_i	30	40	50	60	70
y_i	3430	3460	3485	3510	3530

в) при СВ = 35%

X_i	30	40	50	60	70
y_i	3350	3380	3400	3415	3420

Решение задачи проводим по следующей схеме:

1) задаем формулу в виде $y = a_0 + a_1 x$;

2) записываем выражение для квадратичного функционала

$$S = \sum_{k=1}^{n-5} (y_k - a_0 - a_1 x_k)^2; \quad (2.19)$$

3) записываем условие минимума S :

$$\frac{\partial S}{\partial a_0} = 0; \quad \frac{\partial S}{\partial a_1} = 0. \quad (2.20)$$

Получаем систему из $m = 2$ нормальных уравнений и находим ее решение:

$$\begin{cases} \alpha_{00} a_0 + \alpha_{01} a_1 = \beta_0 \\ \alpha_{10} a_0 + \alpha_{11} a_1 = \beta_1 \end{cases} \quad (2.21)$$

$$\alpha_{00} = n; \quad \alpha_{01} = \sum X_i; \quad \alpha_{10} = \sum X_i; \quad \alpha_{11} = \sum X_i^2; \quad \beta_0 = \sum Y_i; \quad \beta_1 = \sum Y_i X_i. \quad (2.22)$$

В нашем случае: при СВ = 15% -

$$\alpha_{00} = 5; \quad \alpha_{01} = 250; \quad \alpha_{11} = 62500; \quad \beta_0 = 17950; \quad \beta_1 = 901700;$$

$$\begin{cases} 5a_0 + 250a_1 = 17950 \\ 250a_0 + 62500a_1 = 901700; \end{cases} \quad (2.23)$$

$$a_0 = 3485,8;$$

$$a_1 = 0,084.$$

Тогда искомое уравнение имеет следующий вид:

$$y = 3485,8 + 0,084t \quad \text{или} \quad c = 3485,8 + 0,084t. \quad (CB = 15\%)$$

Теплопроводность картофеля λ определяли методом цилиндрического зонда [61, 64].

Обработанные результаты опытов приведены на рис.2.5. Анализ данных показал, что зависимость коэффициента теплопроводности можно записать в виде:

$$\lambda = f(t; CB). \quad (2.24)$$

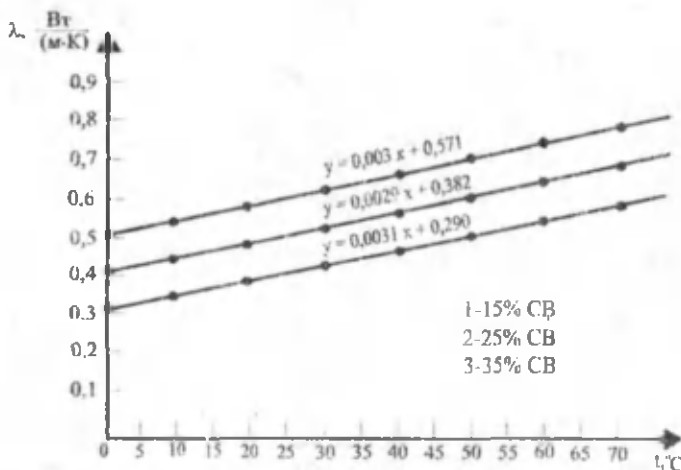


Рис.2.5. График изменения теплопроводности картофеля в зависимости от содержания СВ

Из графика (рис.2.5) получены следующие уравнения зависимостей коэффициента теплопроводности картофеля от температуры и от содержания сухих веществ (СВ):

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,003t + 0,571 \quad (CB = 15\%); \\ \lambda &= 0,0029t + 0,382 \quad (CB = 25\%); \\ \lambda &= 0,0031t + 0,290 \quad (CB = 35\%). \end{aligned} \quad (2.25)$$

Анализ экспериментальных данных показывает, что коэффициент теплопроводности картофеля при длительном хранении (с повышением содержания СВ) уменьшается, а с увеличением температуры повышается.

2.4. Определение погрешности при измерениях теплопроводности, температуропроводности и теплоемкости картофеля

Погрешность измерений определялась по методикам [66, 67]. На основе формулы $a = km$ относительную ошибку измерений температуропроводности можно найти по выражению

$$\frac{\Delta a}{a} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta K}{K}\right)^2 + \left(\frac{\Delta m}{m}\right)^2}, \quad (2.26)$$

где Δ – абсолютные ошибки измерения величин.

Относительная погрешность измерения коэффициента формы определялась из выражения:

$$\frac{\Delta K}{K} = (\Delta R + \Delta l) / (R + l). \quad (2.27)$$

Абсолютная максимальная погрешность измерения размеров калориметра ($R=30$ мм; $l=100$ мм) составляет $\Delta R = \Delta l = \pm 1$ мм, следовательно, $\Delta K/K = 0,015$.

Относительную погрешность измерения темпа охлаждения отыскиваем по выражению:

$$\frac{\Delta m}{m} = \frac{\Delta(\ln t_1 - \ln t_2)}{(\ln t_1 - \ln t_2)} + \frac{\Delta(\tau_2 - \tau_1)}{(\tau_2 - \tau_1)} \quad (2.28)$$

При интервалах времени $\tau_2 - \tau_1 = 30$ максимальная абсолютная погрешность измерения времени:

$$\begin{aligned} \Delta(\tau_2 - \tau_1) &= \pm 1 \text{ с,} \\ \frac{\Delta(\tau_2 - \tau_1)}{(\tau_2 - \tau_1)} &= \pm 0,0333. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Абсолютная погрешность измерения температуры:

$$\Delta t = \pm (\Delta t_m + \Delta t_n + \Delta t_z + \Delta t_y + \Delta t_d), \quad (2.30)$$

где $\Delta t_m = \pm 0,2$ °C – погрешность контрольных термометров; $\Delta t_n = \pm 0,5$ °C – погрешность, вносимая измерением термо-ЭДС вольтметра (поенциометра); $\Delta t_z = \pm 0,25$ °C – погрешность градуировки термопар; $\Delta t_y = \pm 0,4$ °C – погрешность, вносимая установкой термопары в исследуемый материал [66]; $\Delta t_d = \pm 0,02$ °C – точность термостатирования.

Если пределы температур от 30 до 70 °С, то относительная ошибка измерения их изменений:

$$\frac{\Delta(\ln t_1 - \ln t_2)}{(\ln t_1 - \ln t_2)} = 0,05'. \quad (2.31)$$

Таким образом, согласно (2.30) подсчитываем:

$$\frac{\Delta a}{a} = \pm 0,085\%; \quad \frac{\Delta a}{a} \cdot 100\% = \pm 8,5\%. \quad (2.32)$$

Относительная погрешность измерения теплопроводности описывается выражением:

$$\frac{\Delta \lambda}{\lambda} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta l}{l}\right)^2 + \left[\frac{(\Delta t_1 + \Delta t_2)}{t_1 + t_2}\right]^2 + \left[\frac{\Delta \ln \frac{d_2}{d_1}}{\ln \frac{d_2}{d_1}}\right]^2}. \quad (2.33)$$

Относительная погрешность измерения количества тепла определялась по сумме:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta U}{U} + \frac{\Delta J}{J} + \frac{\Delta Q_T}{Q_T}, \quad (2.34)$$

где $\frac{\Delta U}{U} = \pm 0,025$ – относительная погрешность измерения напряжения;

$\frac{\Delta J}{J} = \pm 0,01$ – относительная погрешность измерения силы тока;

$\frac{\Delta Q_T}{Q_T} = \pm 0,025$ – относительная погрешность измерения количества

тепла за счет теплопередачи через защитную трубку зонда [66].

Относительная погрешность измерения размеров калориметра составляет:

$$\frac{\Delta l}{l} = \pm \frac{1}{100} = \pm 0,01; \quad \frac{\Delta \ln \frac{d_2}{d_1}}{\ln \frac{d_2}{d_1}} = \pm 0,042. \quad (2.35)$$

Абсолютная погрешность измерения температуры определяется суммой

$$\Delta t = \pm (\Delta t_m + \Delta t_n + \Delta t_o + \Delta t_{y1} + \Delta t_{y2}), \quad (2.36)$$

где $\Delta t_{y1} = \pm 0,4$ – погрешность, вносимая установкой термопары на поверхность калориметра; $\Delta t_{y2} = \pm 0,45$ – погрешность, вносимая установкой термопары в зонд.

Если пределы температуры от 30 до 70 °С, то относительная ошибка измерения их изменений

$$\frac{\Delta(t_2 - t_1)}{(t_2 - t_1)} = \pm 0,052. \quad (2.37)$$

Таким образом, относительная погрешность измерения теплопроводности составила:

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \pm 0,072; \quad \frac{\Delta\lambda}{\lambda} \cdot 100\% = \pm 7,2\%. \quad (2.38)$$

Относительная погрешность определения теплоемкости вычислена по формуле:

$$\frac{\Delta C_v}{C_v} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta a}{a}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\lambda}{\lambda}\right)^2}. \quad (2.39)$$

Таким образом, подсчитано, что

$$\frac{\Delta C_v}{C_v} = \pm 0,106; \quad \frac{\Delta C_v}{C_v} \cdot 100\% = \pm 10,6\%. \quad (2.40)$$

ГЛАВА 3

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ ОВОЩЕХРАНИЛИЩ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕТРАДИЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

3.1. Теоретические основы энергосбережения при применении теплонасосной установки в овощехранилищах

Важнейшей задачей рационального развития энергетики является экономия и эффективное использование в народном хозяйстве топливно-энергетических ресурсов наряду с полным обеспечением защиты окружающей среды. В настоящее время на теплоснабжение жилых, общественных и промышленных зданий, теплохладоснабжение овощехранилищ и холодильников, а также на низкотемпературные тепловые процессы в различных отраслях промышленности и сельскохозяйственного производства расходуется более половины всего добываемого природного газа [7].

Поэтому энергосбережение при помощи тепловых насосов, использующих рассеянную в окружающей среде тепловую энергию или утилизирующих вторичные энергоресурсы для теплохладоснабжения различных отраслей промышленности и сельскохозяйственного производства с наименьшими затратами является актуальной проблемой.

Использование тепловых насосов для отопления, горячего водоснабжения и теплохладоснабжения представляет собой способ, аль-

тернативный другим способам, таким как традиционное сжигание органического топлива, центральное паровое или водяное отопление, электрообогрев и др. [68].

Тепловой насос представляет собой устройство, позволяющее передать теплоту от более холодного тела к более нагретому, за счет использования дополнительной энергии (чаще всего – механической). Применение тепловых насосов – один из важных путей утилизации теплоты вторичных энергетических ресурсов [69].

Известно, что теплота низкого потенциала является продуктом технической деятельности человека, причем, чем ниже ее температурный уровень, тем больше этой теплоты безвозвратно теряется, рассеиваясь в окружающей среде. Примером носителей такой теплоты может служить нагретый воздух, уходящий в атмосферу из систем вентиляции и кондиционирования, или теплые бытовые и промышленные сточные воды, имеющие температуру примерно 20–40 °С. Очень часто единственным экономически оправданным способом утилизации теплоты таких вторичных энергетических ресурсов является применение тепловых насосов. Тепловые насосы могут использовать не только теплоту, выработанную в различных технических устройствах, но и теплоту природных источников – воздуха, воды естественных водосмоов, грунта, солнечной радиации.

Главное применение тепловых насосов в настоящее время – нагрев теплоносителя для систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения зданий. Однако их можно использовать и для технологических целей.

Тепловые насосы различаются, прежде всего, способом, который применяется для преобразования теплоты. Поскольку тепловые насосы и холодильные установки имеют одинаковый принцип действия, то типы тепловых насосов совпадают с типами холодильных установок. Применяют парокомпрессионные, абсорбционные, пароэжекторные и термоэлектрические тепловые насосы.

Другой важный вид классификации тепловых насосов – тип источника энергии, который используется для преобразования теплоты. Это могут быть электродвигатель, газовая турбина, двигатели внутреннего сгорания, механическая энергия струи пара и т.д. Часто тепловые

насосы разделяют по виду рабочего агента (фреоновые, аммиачные, воздушные и др.) и типу теплоносителей, отдающих и воспринимающих теплоту (воздух – воздух, вода – воздух, вода – вода и т.д.).

Наибольшее распространение в настоящее время получили парокомпрессионные тепловые насосы, использующие в качестве рабочего агента фреон и аммиак.

Так же, как и холодильные машины, тепловые насосы относят к трансформаторам тепла. Принципиального различия в работе и конструкции между ними не существует. Различаются лишь назначение и температурный уровень получаемой теплоты. Цель холодильной машины – получение теплоты с температурой ниже уровня температуры окружающей среды, т.е. производство холода. Холод в парокомпрессионной холодильной установке получается с помощью теплоносителя (рассолы, антифризы, воздух, вода), выходящего из испарителя. Цель теплового насоса – получение теплоты, которая в случае парокомпрессионного теплового насоса получается в виде нагретого теплоносителя (воды, воздуха), выходящего из конденсатора [70].

Принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса и его цикл в диаграмме $T - S$ приведен на рис. 3.1.

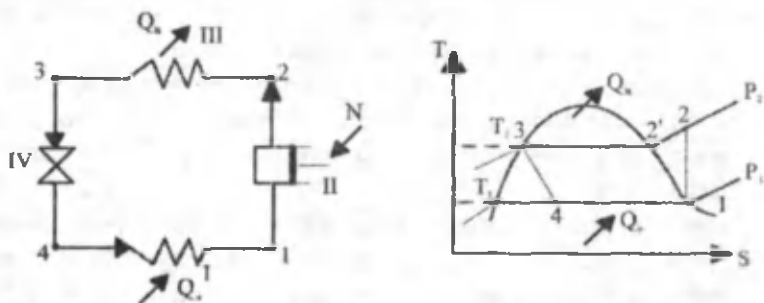


Рис.3.1. Схема парокомпрессионного теплового насоса и его цикл в $T - s$ диаграмме: I – испаритель; II – компрессор; III – конденсатор; IV – дроссель

Тепловой насос работает за счет подведенной в компрессор механической работы. Привод компрессора может осуществляться от электрического или теплового двигателя. В компрессоре (процесс 1 – 2) повышается давление рабочего вещества, находящегося в паро-

образном состоянии, от давления P_1 до давления P_2 , затем в конденсаторе (процесс 2 – 3) при постоянном давлении происходит конденсация рабочего вещества. Получаемое при конденсации тепло передается потребителю при температуре T_2 , например, нагревая воду, направляемую в систему отопления. В дросселе происходит расширение рабочего вещества до давления P_1 с его частичным испарением (процесс 3 – 4). Далее рабочее вещество полностью превращается в пар при температуре T_1 в испарителе, где отбирается теплота от ее источника, например, от нагретого вентиляционного воздуха или продуктов сгорания.

Основными энергетическими характеристиками теплового насоса являются коэффициент преобразования (трансформации) тепла, термодинамический КПД, удельная стоимость, т.е. стоимость, отнесенная к теплопроизводительности теплового насоса.

Коэффициент преобразования тепла представляет собой отношение получаемой тепловой мощности к затрачиваемой мощности на привод компрессора. Он выше единицы и существенно зависит от температуры холодного источника теплоты T_1 и температуры получаемого горячего теплоносителя T_2 . В результате работы теплового насоса мы можем получить примерно в 2÷8 раз больше теплоты, чем в случае непосредственного подогрева теплоносителя в электрокалорифере [47; 71]:

$$\varphi_1 = \frac{Q_a}{N} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}, \quad (3.1)$$

где Q_a – получаемая тепловая мощность, Вт; N – затрачиваемая мощность на привод компрессора, Вт.

$$Q_a = Q_0 + N, \quad (3.2)$$

где Q_0 – теплота, получаемая от низкопотенциального источника, Вт.

Коэффициент преобразования тепла не является коэффициентом полезного действия теплонасосной установки. Известно, что качество вида энергии зависит от его способности превращаться в другой вид энергии. Если механическая работа в идеальном процессе может быть полностью превращена в другой вид энергии, то теплота даже в идеальном процессе, лишь частично превращается в механическую работу. Степень превращения теплоты в работу характеризуется рабо-

тоспособностью или эксэргией потока теплоты и существенно зависит от температурного уровня потока теплоты, а также от температуры окружающей среды.

Термодинамическое совершенство теплового насоса определяется его эксэргетическим КПД. Он может быть вычислен следующим образом:

$$\eta_s = \frac{Q_B \cdot w}{N} \quad (3.3)$$

Здесь w – температурная функция, или коэффициент работоспособности теплоты, определяемая как

$$w = \frac{T_1 - T_{\text{окр}}}{T_2} \quad (3.4)$$

где $T_{\text{окр}}$ – температура окружающей среды, К.

Как видно, эксэргетический КПД теплонасосной установки (ТНУ) всегда меньше единицы. Коэффициент преобразования теплового насоса ϕ зависит от температур T_1 и T_2 , и с уменьшением температурного перепада $\Delta T = T_2 - T_1$ повышается.

Характеристики теплового насоса во многом зависят от применяемого рабочего вещества. В качестве рабочего вещества чаще всего применяются различные фреоны (хладоны) – галогенопроизводные предельных углеводородов. Используются такие фреоны, как R134a, R-407C, а также озонобезопасный фреон R-142 В и аммиак R-717. Характеристики фреонов во многом определяют коэффициент преобразования тепла и, следовательно, экономичность теплового насоса.

В овощехранилищах требуемый микроклимат для хранения плодов и овощей создается системами отопления, охлаждения, вентиляции и увлажнения воздуха. В системах энергоснабжения овощехранилищ основными потребителями энергии являются компрессоры, воздухоохладители, вентиляторы различных мощностей и циркуляционные водяные насосы. Энергетические затраты на теплохладоснабжение составляют 40 – 50 % от стоимости эксплуатации хранилищ. Одним из путей снижения энергетических затрат на хранение плодов и овощей является оптимизация режимов работ теплохладификационных систем, создание альтернативных систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием теплонасосных установок (ТНУ), а

также энергосбережение утилизацией природной теплоты и холода, использованием вторичных энергоресурсов. Современные ТНУ позволяют в одной и той же установке осуществлять нагревание и охлаждение различных технологических сред, что особенно важно для современных плодоовощехранилищ, которые являются потребителями большого количества тепла и холода.

Проведенный анализ существующих систем теплохладоснабжения овощехранилищ и их энергетический баланс показывают, что необходимо провести энергосберегающие мероприятия по следующим направлениям:

1. Организация учета и контроля за использованием энергоносителей в холодильных камерах.

2. Объемно-планировочные, конструктивно-строительные меры по энергосбережению.

3. Энергосбережение посредством совершенствования систем теплохладоснабжения и их элементов.

4. Энергосбережение утилизацией природной теплоты и холода с использованием тепловых насосов.

5. Разработка, создание и внедрение энергосберегающих систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных и вторичных энергоресурсов.

Наибольший энергетический и экономический выигрыш от тепловых насосов можно достичь применением комплексных систем тепло- и хладоснабжения при получении холода и тепла на любом из возможных для данной системы температурном уровне. Наиболее выгодным вариантом с позиций энергетического анализа является режим одновременной (существующей) потребности в охлаждении и отоплении. Оба потребителя могут быть соединены друг с другом посредством теплового насоса.

Система теплохладоснабжения – плодоовощехранилище с ТНУ позволяет одновременное охлаждение камеры и получение горячей воды температурой до 60 °С для технологических нужд и доувлажнения воздуха. За последние годы проведены большие работы по внедрению ТНУ для целей теплохладоснабжения зданий различного назначения. Эффективность ТНУ во многом зависит от температуры

отбираемой низкотемпературной теплоты среды, чем она выше, тем ниже затраты в испарителе и требуется меньше дополнительной энергии для повышения ее потенциала до уровня, требуемого для использования.

3.2. Разработка принципиальной схемы систем теплохладоснабжения овощехранилищ с теплонасосной установкой

Создание и регулирование оптимального тепловлажностного режима в плодоовощехранилищах для хранения плодов и овощей требует значительного расхода энергетических и водных ресурсов. Регулирование температурного режима в плодоовощехранилищах достигается несколькими способами (охлаждение, отопление и кондиционирование воздуха). Охлаждение хранилищ осуществляется путем использования искусственного и естественного холода, повышение температуры – отоплением или кондиционированием воздуха. Искусственный холод – есть теплота, температурный уровень которой ниже температурного уровня окружающей среды. Искусственный холод вырабатывается в холодильных машинах, потребляющих различные виды энергии (например, механической и тепловой).

Наиболее сложно в хранилищах регулировать относительную влажность воздуха, которая оказывает значительное влияние на величину количественных и качественных потерь продуктов. Известно, что при низкой влажности воздуха возрастает естественная убыль массы и повышается потеря продуктов. Поэтому в плодоовощехранилищах необходимо производить увлажнение воздуха водой или паром [27]. При хранении плодов и овощей в холодильных камерах требуется поддерживать высокую относительную влажность воздуха (80-95%). Паровое доувлажнение воздуха или увлажнение воздуха перегретым паром требует больших энергетических затрат и при обработке воздуха паром несколько повышается его температура, что нежелательно, особенно в режиме охлаждения камер.

Искусственное увлажнение воздуха в период охлаждения целесообразно только в южных регионах, где необходимо подавать на 1т

картофеля более 80 – 100 м³ наружного воздуха в час. По технологическим нормам на каждый килоджоуль удаляемого из камеры хранения тепла необходимо подавать к приточному воздуху примерно 1,1 л воды [27].

Проведенные исследования показывают, что в эксплуатируемых холодильниках с регулируемой газовой средой (РГС) вместимостью 1000 т расходуются 0,74 л/с воды, 28,9 кВт тепловой энергии, 13 – 27 м³/ч природного газа и 230 кВт электрической энергии. При этом удельный расход электрической энергии на хранение 1 т продукции в период хранения, в зависимости от природно-климатических условий, составляет около 1100 – 2000 кВт·ч/т [72].

Традиционные системы охлаждения, отопления, воздухообмена и увлажнения воздуха в хранилищах не отвечают современным требованиям, приводят к сверхнормативным потерям продуктов при хранении и значительным энергетическим затратам.

Поэтому в последние годы значительно возрос интерес к проблеме использования нетрадиционных источников энергии в связи с ограниченностью запасов органического топлива и задачами по защите окружающей среды от загрязнений. Перспективным направлением является создание альтернативных систем теплохладоснабжения овощехранилищ в условиях жаркого-сухого климата с использованием теплонасосных установок (ТНУ).

Нами разработана принципиальная схема систем теплохладоснабжения овощехранилищ с теплонасосной установкой и способы утилизации теплоты вентиляционных выбросов и «дыхания» продуктов для получения горячей воды в аккумуляторном баке, со встроенным конденсатором холодильной машины. При температуре охлаждаемой среды 0÷15 °С можно получить горячую воду температурой 50 °С. Емкость бак-аккумулятора такого водоподогревателя составляет до 600 л (рис. 3.2).

Создано экспериментальное углубленное овощехранилище со строительным объемом $V_{\text{ср}} = 180 \text{ м}^3$ (ХК-180). Конструктивные характеристики опытной холодильной камеры ХК-180 для хранения яблок зимних сортов приведены в табл. 3.1.

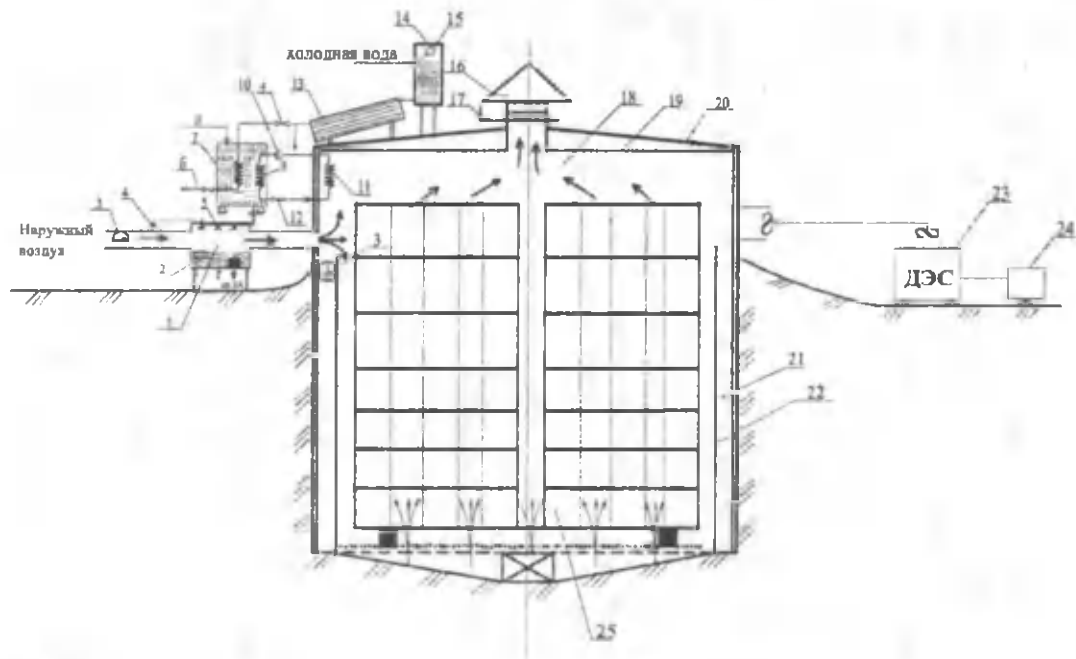


Рис. 3.2. Принципиальная схема систем теплохладоснабжения экспериментального углубленного овощехранилища с ТНУ: 1 – блок увлажнения воздуха; 2 – перелив; 3 – вентилятор; 4 – задвижка; 5 – форсунки; 6 – горячая вода; 7 – бак-аккумулятор; 8 – подпитка; 9 – конденсатор ТНУ; 10 – компрессор ТНУ; 11 – испаритель ТНУ; 12 – регулирующий вентиль ТНУ; 13 – плоский солнечный коллектор; 14 – расходной бак холодной воды; 15 – поплавковый регулятор уровня воды; 16 – вытяжной канал; 17 – шибер; 18 – холодильная камера; 19 – экран ПВД; 20 – кровля камеры; 21 – воздушная прослойка; 22 – кровля камеры; 23 – ДЭС; 24 – пиролизная установка; 25 – штабель продуктов

Таблица 3.1

Основные конструктивные характеристики холодильной камеры ХК-180

Ширина, В, м	Длина, L, м	Высота, Н, м	Строительная площадь, $F_{стр}$, m^2	Строитель- ный объем, $V_{стр}$	Вмести- мость, $G_{пр}$, т
6,0	10	3,0	60	180	24

Система теплохладоснабжения холодильной камеры ХК – 180 состоит из ТНУ, систем увлажнения воздуха и вентиляции. Предложенная система работает на двух режимах, т.е. в режиме охлаждения и отопления в зависимости от природно-климатических условий местности. В режиме охлаждения испаритель ТНУ 11 отбирает теплоту из камеры и охлаждается внутренний воздух камеры. Затем холодильный агент сжимается в компрессоре 10 и перегретый пар поступает в конденсатор 9. Теплота конденсации холодильного агента в конденсаторе нагревает воду в бак-аккумуляторе 7. Полученная подогретая вода в конденсаторном узле теплового насоса с форсунками разбрызгивается для увлажнения приточного воздуха. После конденсации жидкий холодильный агент поступает на регулирующий вентиль 12 и затем в испаритель ТНУ 11. Использование низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов и теплоты «дыхания» продуктов для подогрева воды позволяют сэкономить первичную энергию по сравнению с паровым увлажнением приточного воздуха. Холодильная камера ХК-180 имеет автономную систему энергоснабжения – дизельную электростанцию (ДЭС) 23, работающую на собственном альтернативном биотопливе из отходов плодоовощехранилища. На крыше камеры установлены плоские солнечные коллекторы 13, которые позволяют дополнительно получить горячую воду для технологических и бытовых нужд хранилища. В режиме охлаждения задвижка 4 будет в закрытом положении. При необходимости вентилирования камеры естественным холодом ночного воздуха, включается система активной вентиляции. В режиме отопления камеры холодильный агент циркулирует в противоположном направлении. При этом испаритель ТНУ в камере выполняет функцию конденсатора, а конденсатор бака – аккумулятора испарителя. В этом режиме задвижка 4

имеет открытое положение, и горячая вода от солнечных коллекторов поступает в бак-аккумулятор, тем самым поддерживает повышенные температурного уровня низкопотенциальной среды. Комбинированное использование солнечных коллекторов и тепловых насосов в режиме отопления камеры позволяет повысить энергетическую эффективность системы.

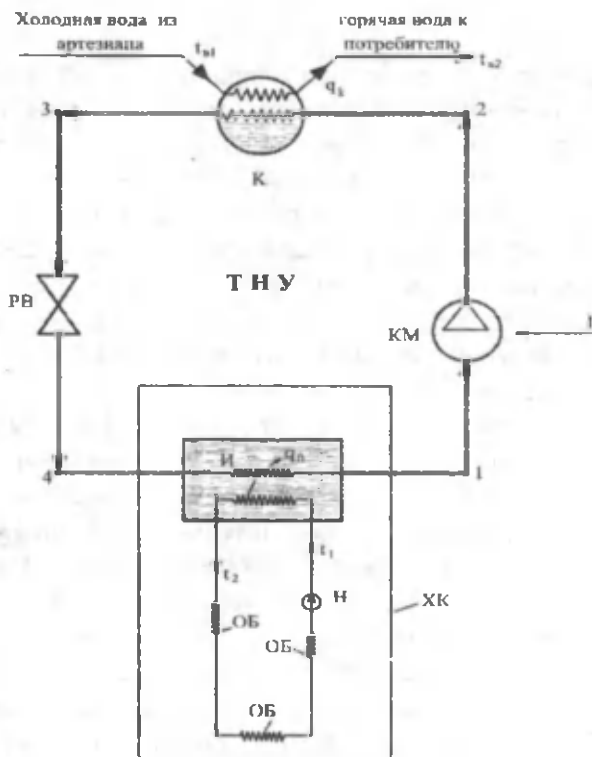


Рис. 3.3. Принципиальная схема систем теплохладоснабжения подземной холодильной камеры с ТНУ: ТНУ – теплонасосная установка; И – испаритель ТНУ; КМ – компрессор ТНУ; К – конденсатор ТНУ; РВ – регулирующий вентиль; ОБ – охлаждающая батарея; ХК – холодильная камера; Н – насос; 1,2,3,4 – характерные точки цикла ТНУ

Таким образом, предложенная теплонасосная система теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии, утилизацией теплоты «дыхания» продуктов и

вентиляционных выбросов позволяет сэкономить энергетические и водные ресурсы для поддержания тепло- и влажностного режима в холодильной камере.

Для сравнительного анализа энергетического режима разработан второй вариант систем теплохладоснабжения надземного хранилища с ТНУ типа «вода – вода» (рис. 3.3).

Надземная холодильная камера со строительным объемом 180 м³ состоит из холодильной камеры, теплонасосной установки типа «вода – вода» и систем водоснабжения. Испаритель ТНУ в холодильной камере установлен в открытой водяной емкости и охлаждает воду. Охлажденная вода по трубопроводам и охлаждающим батареям движется по периметру холодильной камеры. В качестве источника тепла низкого потенциала используется холодная вода из систем охлаждения камеры. Артезианская вода в конденсаторном узле нагревается до температуры 50 – 55 °С и применяется для технологических нужд хранилища. Проведенные исследования показывают, что утилизация низкопотенциального тепла с одновременным охлаждением камеры хранения продуктов и получения горячей воды повышает энергетическую эффективность применения ТНУ.

Разработан третий вариант системы теплохладоснабжения холодильной камеры с собственным энергоснабжением и регулируемой газовой средой (рис. 3.4).

Целью разработки является упрощение технологической системы теплохладоснабжения, создание условий для замкнутого теплового баланса, регулирование газовой среды и замедление процессов дозревания, удлинение сроков хранения плодов и овощей, снижение убыли массы плодов и овощей, оптимизация процесса увлажнения, утилизация теплоты «дыхания» плодоовощных продуктов и вентиляционных выбросов.

В предложенной системе требуемый газовый состав обеспечивается комбинированной установкой, где приготавливаются биодизельные топлива и пиролизные топливные газы из растительных отходов. Полученное топливо сжигается на дизельной электрической станции (ДЭС) для получения электрической энергии и выхлопных газов для собственного использования в холодильной камере. Выработанная

электрическая энергия применяется для электропотребления привода компрессоров, вентиляторов и насосов в системе теплохолодоснабжения, а выхлопные газы используются для регулирования газовой среды холодильной камеры.

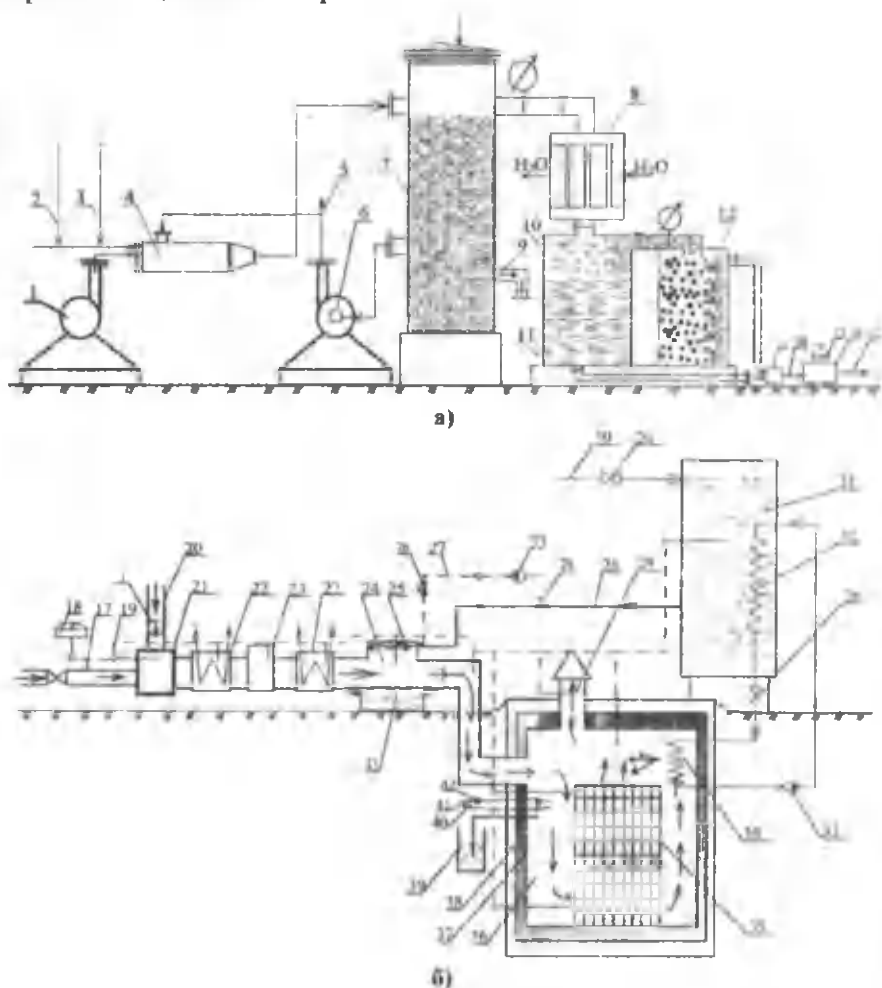


Рис. 3.5. Принципиальная схема систем теплохолодоснабжения холодильной камеры с собственным энергоснабжением: а) схема приготовления биодизельного топлива и пиролизных газов из растительных отходов холодильной камеры: 1 - воздушодувка; 2 - печное топливо; 3 - некоонденсирующийся

газ; 4—топка; 5—избыточный пиролизный газ; 6—дымосос; 7—реактор (стальной) с теплоизоляцией; 8—конденсатор-холодильник; 9—люк для выгрузки древесного угля; 10—емкость для нефтеподобного топлива; 11—нефтеподобное топливо; 12—газгольдер; 13—топливный аппарат; 14—обогащенная парожидкостная смесь; 15—клеммы для съема электрической энергии; 16—дизельная электростанция; 17—выхлопной газ, состоящий преимущественно из CO_2 ; б) холодильная камера с РГС и увлажнителями воздуха; 17—выхлопной газ, состоящий преимущественно из CO_2 ; 18—логаметр; 19—термодатчики; 20—трубы для подачи воздуха; 21—смесительная камера; 22—теплообменник; 23—избирательный очиститель—скруббер; 24—камера для увлажнения воздуха; 25—форсунки; 26—регулирующий вентиль; 27—сжатый воздух из компрессора; 28—трубопровод воды для увлажнения воздуха; 29—вытяжной вентиляционный канал; 30—подпиточная вода; 31—бак-аккумулятор; 32—конденсатор теплового насоса; 33—компрессор теплового насоса; 34—испаритель теплового насоса; 35—штабель для продуктов; 36—холодильная камера; 37—стена холодильной камеры из пенобетона; 38—теплоизоляционный слой из пенополиуретана; 39—гидроэлеватор; 40—газообменник-диффузор; 41—кассета с адсорбентами; 42—вентилятор; 43—поддон для избыточной воды.

Система теплохладоснабжения с собственным энергоснабжением, представленная на рис. 3.4, работает следующим образом: воздухоподувка 1 обеспечивает воздухом топку 4, в топку поступают печное топливо 2, неконденсирующие (пиролизные) газы 3 и выхлопные газы 5 с помощью дымососа 6, где происходит сгорание, образующиеся топочные газы поступают в термический реактор 7, в котором загружены измельченные и слегка прессованные растительные отходы, где они пиролизуются при температуре 250 – 400 °С в течение 3600 сек. Образующиеся парогазовые смеси направляются в конденсатор-холодильник 8 и охлаждаются проточной водой при температуре окружающей среды. В реакторе оставшиеся твердые остатки в виде древесного угля (18–20 %) выгружаются люком 9 и отправляются к потребителю. Конденсат в виде нефтеподобной жидкости (20–25 %) 11 и пиролизные газы (14–18 %) из конденсатора-холодильника поступают в емкость 10. Пиролизные газы через расходомер поступают в газгольдер 12, а из емкости 10 нефтеподобная жидкость 11 и пиролизные газы поступают в топливный аппарат 13. Полученная газожидкостная смесь 14 используется в ДЭС 16, где вырабатывается электрическая энергия (мощность 250 кВт, напряжение 380 В). Элек-

трическая энергия через автомат электрощитом 15 расходуется на собственные нужды систем теплохолодоснабжения. Выхлопные газы 17 из ДЭС поступают по трубопроводу в смесительную камеру 21 и смешиваются с наружным воздухом из трубы 20. Температурный режим в системах теплохолодоснабжения контролируется термодатчиками 19 и многоточечным потенциометром 18. Далее газоздушная смесь охлаждается в первом теплообменнике 22. В скруббере 23 газоздушная смесь очищается и поступает на второй теплообменник 22 для вторичного охлаждения. Затем в увлажнительной камере 24 орошается теплой водой, поступающей из бака-аккумулятора 31. Холодильная камера состоит из пенобетонной стены 37, теплоизоляционного слоя из пенополиуретана 38, толщиной $5 \div 10^{-2}$ м, гидрозатвора 39, штабеля для укладки плодов и овощей 35, испарителя теплового насоса 34, вытяжного вентиляционного канала 29, газообменника-диффузора 40 со съемной адсорбентной кассетой, вентилятора 42. Компрессор теплового насоса 33 сжимает холодильный агент и направляет в бак-аккумулятор 31. Пары холодильного агента охлаждаются в конденсаторе теплового насоса 32, затем через регулирующий вентиль 26 поступают в испаритель теплового насоса 34. Бак-аккумулятор заполняется подпиточной водой 30 через вентиль 26.

Предложенная система имеет отличительные признаки от других систем в: использовании дизельной электрической станции (ДЭС), работающей на биодизельном топливе собственного изготовления, приготовлении биодизельного топлива и пиролизного газа из растительных отходов с помощью термических реакторов, получении электрической энергии и выхлопных газов, обогащенных углекислым газом (CO_2). Кроме того, в системе получается горячая вода за счет утилизации теплоты вентиляционных выбросов камеры.

Производимая электрическая энергия с помощью ДЭС, работающей на биодизельном топливе и пиролизном газе, расходуется на собственные нужды системы теплохолодоснабжения холодильной камеры при хранении плодов и овощей.

Проводились эксперименты для хранения яблок и картофеля в опытной холодильной камере с РГС при температуре $0 \div +4$ °С и относительной влажности воздуха 90 – 95 %. Содержание CO_2 и ки-

слорода в атмосфере камеры проверили газоанализаторами. Необходимая газовая смесь CO_2 5 – 10 % и кислорода 10 – 16 % в камере устанавливается через 10 – 18 часов.

Результаты исследований показывают, что при хранении плодов и овощей в камере с собственным энерго- и газоснабжением с регулируемой газовой средой позволяет в 1,5 – 2,0 раза сократить потери и продлить сроки хранения примерно на 20 – 30 суток [72, 73].

3.3. Расчет тепловлажностного баланса холодильной камеры с учетом динамики теплопритоков

Требуемый оптимальный режим температуры и влажности воздуха в хранилищах создается системами отопления, охлаждения, вентиляции и увлажнения воздуха, а также теплотехническими характеристиками ограждений. С точки зрения условий теплотехнической работы хранилища относятся к группе зданий с тяжелым режимом [15, 27, 62].

Для разработки эффективных систем теплохладоснабжения, оптимизации тепловой нагрузки на холодильную установку, требуемого воздухообмена и оптимальных теплотехнических характеристик ограждений производим теплотехнический расчет хранилища.

Теплотехнический расчет основывается на составлении теплового и влажностного баланса хранилища, т.к. хранилище можно рассмотреть как единое энергетическое целое и решать все задачи, связанные с теплотехническим проектированием зданий этого типа. Теплотехнический расчет хранилища производим, согласно методике [27, 62, 74, 75].

Нами исследован тепловлажностный баланс опытного углубленного плодоовощехранилища с учетом динамики изменения теплопритоков в зависимости от параметров наружного воздуха. План и поперечный разрез опытного углубленного плодоовощехранилища со строительным объемом 180 м³ представлен на рис. 3.6.

Уравнение теплового баланса хранилища имеет следующий вид:

$$Q_o = Q_{\text{вн}} + Q_{\text{пр}} + Q_{\text{д}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{экс}} + Q_{\text{сп}}, \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

где Q_o – суммарный (общий) теплоприток в холодильную камеру, подлежащий отводу холодильными установками, Вт; $Q_{\text{вн}}$ – теплоприток

через ограждающие конструкции камеры, Вт; $Q_{отп}$ – теплоприток от охлаждаемых продуктов к воздуху, Вт; $Q_{дх}$ – теплота «дыхания» продуктов, Вт; $Q_{вв}$ – тепловой поток, поступающий с наружным вентиляционным воздухом, Вт; $Q_{ср}$ – теплопритоки от солнечной радиации, Вт; $Q_{иск}$ – эксфильтрационные теплопритоки, Вт; $Q_{гр}$ – теплоприток от грунта в камеру, Вт.

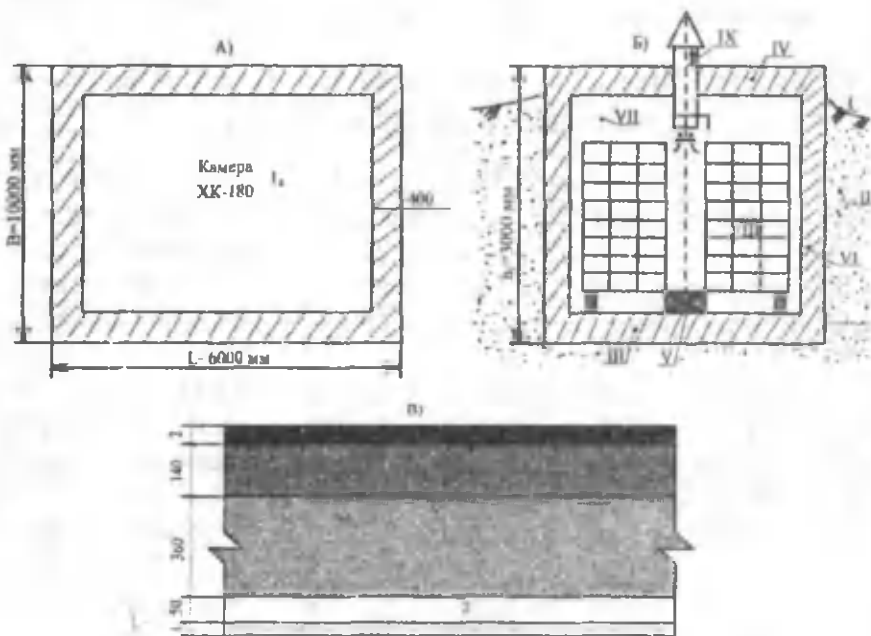


Рис.3.6. План (А) и поперечный разрез (Б) опытного углубленного плодовоовощехранилища ХК-180. I-поверхность земли; II-грунтовой массив; III-под, бетон толщиной $\delta=50$ мм; IV-кровля (В). состоит из: 1-прозрачного экрана ПВД $\delta=1$ мм; 2-воздушной прослойки $\delta_{вп}=50$ мм; 3-ж/б плиты (6х1, 2) – 8 штук, $\delta=360$ мм; 4-керамзитного слоя $\delta=140$ мм; 5-2 слоя рубероида $\delta=2$ мм на битумной мастике; V-приточный вентиляционный канал; VI-наружное ограждение $\delta=400$ мм, пенобетон; VII-охлаждаемое помещение; VIII-шпатель овощей; IX-вытяжной канал

Расчет теплового баланса камеры выполняем в следующей последовательности. В опытной холодильной камере ХК-180 размером 6000÷10000 мм охлаждаются яблоки в деревянной таре. Средняя тем-

температура воздуха в камере за цикл охлаждения $t_k = +0$ °С. Поступающие с температурой $t_1 = 25$ °С яблоки охлаждаются перед хранением до температуры $t_2 = 6$ °С.

Строительная площадь пола камеры

$$F_{\text{стр}} = L_k \times B_k, \quad (3.6)$$

где L_k — длина камеры, $L_k = 10$ м; B_k — ширина камеры, $B_k = 6$ м.

Тогда $F_{\text{стр}} = 60 \text{ м}^2$.

Вместимость камеры определяем с учетом нормы загрузки камеры:

$$G = F_{\text{стр}} \times g_F, \quad (3.7)$$

где g_F — норма загрузки камеры, отнесенная к 1 м² строительной площади камеры. В нашем случае $g_F = 400$ кг/м² [76-78]. Вместимость холодильной камеры ХК — 180 для хранения яблок зимних сортов $G = 24$ т.

Продолжительность охлаждения упакованных в тару (деревянные ящики) яблок τ можно найти из зависимости

$$\tau = \frac{1}{m} \cdot \ln \frac{t_1 - t_k}{t_2 - t_k} = \frac{1}{0,0000161} \cdot \ln \frac{25 - 0}{6 - 0} = 88640 \text{ сек} = 24,6 \text{ час}, \quad (3.8)$$

где m — темп охлаждения яблок, с⁻¹ (для яблок в таре $\tau = 0,0000197 \div 0,0000161$ с⁻¹); t_1, t_2 — температура яблок, соответственно, начальная ($t_1 = 25$ °С) и конечная ($t_2 = 6$ °С).

Теплоприток через ограждающие конструкции камеры определяем по формуле:

$$Q_{\text{с.пр}} = K_n F_n (t_n - t_a) + K_{\text{кр.пл}} F_{\text{кр.пл}} (t_n - t_a), \quad (3.9)$$

где $K_n, K_{\text{кр.пл}}$ — коэффициент теплопередачи соответственно наружной стены и плоской кровли, Вт/(м²·К); F_n — площадь поверхности наружных стен, м²; $F_{\text{кр.пл}}$ — площадь поверхности перекрытия камеры, м²; t_n — температура наружного воздуха, °С; t_a — температура наружного воздуха с учетом влияния солнечной радиации, °С.

Коэффициент теплопередачи наружной стены определяется по формуле:

$$K_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (3.10)$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к стенке, Вт/(м²·К); δ — толщина слоев материала стенки, м; λ — коэффициент те-

плопроводности материалов стенки, Вт/(м·К); α_n – коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки к внутреннему воздуху, Вт/(м²·К).

В теплотехнических расчетах значения α_n и α_a можно принимать согласно [75].

$$\alpha_n = 11,6 + 29,06 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad \alpha_a = 8 + 11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

В работе влияние ветра на коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции учитывалось по формулам [75]:

$$\text{для наружных стен } \alpha_n = 5,8 + 11,63\sqrt{w};$$

$$\text{для перекрытий (кровли) } \alpha_n = 8,7 + 2,56\sqrt{w};$$

где w – скорость ветра, м/с.

В расчете приняты следующие значения теплотехнических параметров рассматриваемой стены:

$$\alpha_n = 29,06 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad \alpha_a = 11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи наружных стен равен:

$$K_n = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи перекрытия камеры вычислим по формуле:

$$K_{\text{пер}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{\text{ж/б}}}{\lambda_{\text{ж/б}}} + \frac{\delta_{\text{из}}}{\lambda_{\text{из}}} + \frac{\delta_{\text{руб}}}{\lambda_{\text{руб}}} + \frac{\delta_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{пр}}} + \frac{1}{\alpha_a}}; \quad (3.11)$$

где $\delta_{\text{ж/б}}$ – толщина ж/б перекрытия, м; $\delta_{\text{из}}$ – толщина теплоизоляционного слоя, м; $\delta_{\text{руб}}$ – толщина рубероида на битумной мастике, м; $\delta_{\text{пр}}$ – толщина воздушной прослойки, м; $\lambda_{\text{ж/б}}$ – коэффициент теплопроводности ж/б материала, $\lambda_{\text{ж/б}} = 1,55 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\lambda_{\text{из}}$ – коэффициент теплопроводности изоляционного материала, $\lambda_{\text{из}} = 0,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\lambda_{\text{руб}}$ – коэффициент теплопроводности рубероида, $\lambda_{\text{руб}} = 0,075 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\lambda_{\text{пр}}$ – коэффициент теплопроводности воздушной прослойки, $\lambda_{\text{пр}} = 0,025 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Подставляя теплотехнические и конструктивные параметры рассматриваемой кровли холодильной камеры, находим коэффициент теплопередачи $K_{\text{пер}} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для определения тепловой нагрузки на камерное оборудование и подбора охлаждающих установок вычисляем максимальный теплоприток в холодильную камеру.

Расчетная температура наружного воздуха в условиях г.Карши $t_{\text{нр}} = 30,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta t_p = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ – дополнительная разность температур от солнечной радиации [79,80].

Тогда температура наружного воздуха с учетом влияния солнечной радиации равна:

$$t_n' = t_n + \Delta t_p = 30,2 + 18^\circ \text{C} = 48,2^\circ \text{C}.$$

Так как конструкция хранилища углубленного типа, поэтому раздельно вычисляем площади поверхности наружной стены, ограниченной с наружным воздухом $F_{\text{ст}p}'$ и грунтовым массивом $F_{\text{ст}p}''$:

$$F_n = F_{\text{ст}p}' + F_{\text{ст}p}''. \quad (3.12)$$

Тогда уравнение (3.9) примет следующий вид:

$$Q_{\text{ст}p} = K_n F_{\text{ст}p}' (t_n - t_n') + K_n F_{\text{ст}p}'' (t_n - t_n') + K_{\text{ст}p} F_{\text{ст}p} (t_n - t_n'). \quad (3.13)$$

$F_{\text{ст}p}' = 32 \text{ м}^2$; $F_{\text{ст}p}'' = 64 \text{ м}^2$; теплоприток через ограждение составляет $Q_{\text{ст}p} = 1436,5 \text{ Вт}$.

Теплоприток от охлаждаемых продуктов, упакованных в ящики:

$$Q_{\text{пр}} = \left[G_{\text{пр}} C_{\text{пр}} \frac{t_1 - t_2}{\tau} + G_T C_T \frac{t_{T1} - t_{T2}}{\tau} \right], \quad (3.14)$$

где $C_{\text{пр}}$ – удельная теплоемкость продукта, Дж/(кг·°C); C_T – удельная теплоемкость тары, Дж/(кг·°C); G_T – масса тары, кг; t_{T1} и t_{T2} – начальные и конечные температуры тары, °C; $t_{T1} = 25^\circ \text{C}$; $t_{T2} = 3^\circ \text{C}$; $G_T = 0,1 \cdot 24000 = 2400 \text{ кг}$. $Q_{\text{пр}} = 20220,76 \text{ Вт}$.

Теплоту «дыхания» продуктов определяем по формуле [23].

$$Q_d = G_{\text{пр}} \cdot q_0 = G_{\text{пр}} \cdot q_0 \cdot e^{kt}, \quad (3.15)$$

где q_0 – удельная теплота «дыхания» продукта при $t_n = 0^\circ \text{C}$, $q_0 = 12 \text{ Вт/т}$.

Тогда при $t = 0^\circ \text{C}$; $Q_d = 24 \cdot 12 = 288 \text{ Вт}$.

Теплоприток с вентиляционным наружным воздухом:

$$Q_B = G_B \rho_a c_p \Delta t, \quad (3.16)$$

где G_B – расход приточного воздуха, м³/с; $\rho_a = 1,29 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха; c_p – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°C); Δt – разность температур наружного и внутреннего воздуха, °C.

В режиме активной вентиляции естественным холодом Q_B отводится из камеры. При вентиляции камеры наружным воздухом при температуре $t_n > t_n'$ теплопоступления с вентиляционным воздухом учитываются в тепловом балансе. При батарейном охлаждении $Q_B = 0$.

Эксплуатационные теплопритоки определяются по формуле [27,74,76]:

$$Q_{\text{эк}} = q_{\text{окс}} + q_n + q_{\text{зд}} + q_{\text{от}}, \quad (3.17)$$

где $q_{осв}$, $q_{л}$, $q_{эл}$, $q_{дв}$ – теплопритоки соответственно от системы освещения, людей, электродвигателей и при открывании дверей. В расчетах $Q_{зис}$ можно применять 15-20% от $Q_{нв}$.

$$Q_{зис} = 0,15 \cdot Q_{нв} = 3033,12 \text{ Вт}, \quad (3.18)$$

Максимальный теплоприток в камеру, т.е. тепловая нагрузка на камерное оборудование составляет: $Q_{н} = 24978,38 \text{ Вт} \approx 24,98 \text{ кВт}$.

Все теплопритоки непрерывно изменяются и в общем случае без достаточной закономерности. Однако теплопритоки $Q_{осв}$ и $Q_{л}$, обусловленные влиянием наружной окружающей среды, меняются в связи с сезонными и суточными колебаниями температуры, влажности атмосферного воздуха и солнечной радиации. Поэтому необходимо составить годовые графики теплопритоков или динамику изменения теплопритоков в холодильную камеру в зависимости от параметров внешней среды в период хранения продуктов. В этих целях, на основе полученных расчетных и экспериментальных данных определены теплопритоки в камере хранения по месяцам (рис.3.7).

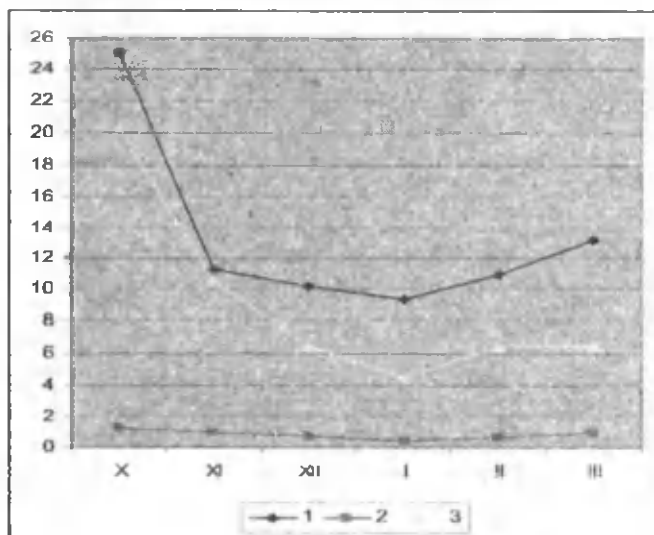


Рис. 3.7. Динамика изменения теплопритоков в холодильной камере в период хранения. 1 – суммарные теплопритоки с учетом изменения теплоты «дыхания»; 2 – теплопритоки через ограждения камеры; 3 – теплоприток от охлаждаемых продуктов с учетом теплоты «дыхания»

Как видно из рис. 3.7, тепловыделения процесса хранения зимних сортов яблок составляют 51 – 82 % от суммы всех теплопритоков в холодильную камеру и изменяются в 2,5 – 3,0 раза.

Влажностной баланс холодильной камеры ХК – 180 имеет следующий вид:

$$W_0 = W_{\text{впр}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{в}} + W_{\text{ис}} + W_{\text{у}} + W_{\text{рлс}}, \quad (3.19)$$

где $W_{\text{впр}}$ – влагоприток, вызванный диффузией водяных паров через ограждения, кг/ч; $W_{\text{пр}}$ – влаговыделение от продуктов, кг/ч; $W_{\text{в}}$ – влагоприток, обусловленный обменом газовой среды камеры с наружным воздухом через неплотности в ограждениях, гидроклапан и установка регулирования газовой среды, кг/ч; $W_{\text{ис}}$ – эксплуатационный влагоприток, включающий влаговыделение людьми, находящимися в камере, $W_{\text{вв}}$ и влагоприток при воздухообмене во время открывания дверей и $W_{\text{ис}}$, кг/ч; $W_{\text{у}}$ – влагоприток от увлажняющей установки, кг/ч; $W_{\text{рлс}}$ – влагоприток от установки регулирования газовой среды, кг/ч.

В связи с герметизацией ограждающих конструкций и спецификой эксплуатации камер с РГС составляющие общего уравнения влажностного баланса $W_{\text{впр}}$, $W_{\text{в}}$ и $W_{\text{ис}}$ относительно малы и их можно не учитывать. Тогда уравнение влажностного баланса принимает вид:

$$W_0 = W_{\text{пр}} + W_{\text{у}} + W_{\text{рлс}}. \quad (3.20)$$

Оттуда количество влаги (в кг/ч), требуемое для увлажнения газовой среды в камере:

$$W_{\text{у}} = W_0 - W_{\text{пр}} - W_{\text{рлс}}. \quad (3.21)$$

При $W_{\text{у}} = 0$ увлажнять или осушать газovou среду камеры не требуется, так как в этом случае параметры ее на выходе воздухоохладителя удовлетворяют условиям влажностного баланса камеры. При $W_{\text{у}} > 0$ газovou среду необходимо искусственно увлажнять, а при $W_{\text{у}} < 0$ – осушать.

Для увлажнения газовой среды используют пар или тонко распыляемую воду. В обоих случаях влагу вводят в поток газовой среды на выходе ее из воздухоохладителя, обеспечивая этим лучшее распределение и поглощение влаги окружающей средой.

Анализ влажностного баланса опытной холодильной камеры показывает, что влаговыделение от хранимых продуктов, т.е. потери влаги продукцией ($W_{\text{пр}}$) сильно влияют на потребную производительность

увлажнительных устройств, для компенсации дефицита влаги в газовой среде и обеспечения оптимального влажностного режима хранения.

Для оценки значения W_{np} во влажностном балансе и количества влаги, требуемого для увлажнения газовой среды в камере можно использовать выражение [23]:

$$W_{np} = (Q / \epsilon_1) \cdot \tau, \quad (3.22)$$

где Q – общий теплоприток в холодильную камеру, кВт; ϵ_1 – тепло-влажностная характеристика процесса охлаждения, кДж/кг; τ – период хранения, сек.

Для температуры $t_{\text{в}} = 0 \div 15$ °С можно использовать следующее уравнение [23]:

$$\epsilon_1 = 6385 - 147 t_{\text{в}}, \quad (3.23)$$

где $t_{\text{в}}$ – средняя температура охлаждающего воздуха в хранилище (холодильной камере).

В нашем случае при хранении яблок зимних сортов ($t_{\text{в}} = 0 \div 2$ °С) $\epsilon_1 = 6385 \div 6238$ кДж/кг.

Как видно из (3.22), потери влаги продуктом при данной температуре прямо пропорциональны теплопритоку к охлаждающему воздуху.

Обоснование величины теплопритоков к охлаждающему воздуху не представляет трудностей. При первичной обработке холодом эта величина представляет собой физическое тепло, выделяемое продукцией. В период хранения все тепло, воспринимаемое воздухом хранилища, в поле гравитационных сил воздействует на продукцию и вызывает ее усушку. Оно складывается из теплоты «дыхания» продуктов, трансмиссионных теплопритоков, поступающих к воздуху хранилища, и тепла, выделяемого оборудованием. Для исследования тепловлажностного режима хранилища расчетно-экспериментальным путем определены потери влаги продукцией в период хранения яблок зимних сортов, и результаты представлены на рис. 3.8.

Аналогичные расчеты тепловлажностного баланса произведены для надземной холодильной камеры со строительным объемом 180 м³. Ниже приведена конструктивная схема надземного хранилища (рис. 3.9).

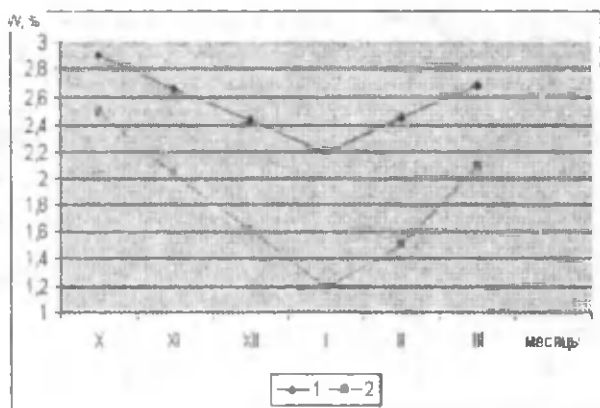


Рис.3.8. Сопоставление потери влаги продукцией (яблоко) в хранилищах.
 1—надземное хранилище; 2—углубленное хранилище с ТНУ

Природно-климатические условия местности – решающий фактор продолжительности эксплуатационного периода овощехранилищ и величины энергетических расходов на хранение продуктов в холодильных камерах. В связи с этим изучены метеорологические условия г. Карши.

Средняя годовая температура воздуха г. Карши равна 15,4 °С (прил. 1., табл. 1) в годовом ходе минимум температуры приходится на январь 0,7 °С, а максимум приходится на июль 29,9 °С. Наиболее значительный рост температуры приходится от марта к апрелю: от 0,9 к 16,2 °С, соответственно. Начиная с августа, происходит снижение температуры воздуха, (режим) наиболее резкое ее снижение отмечается при переходе от сентября к октябрю [77].

Несмотря на то, что средняя месячная температура в г. Карши всегда положительна, в отдельные годы ртутный столбик термометра может опускаться ниже нуля даже в сентябре (-2 °С) и в апреле (-4 °С). Наибольшие периодические колебания температуры отмечаются в переходные периоды и зимой.

Средняя годовая упругость водяных паров в г. Карши составляет 8,8 гПа. Наибольшие значения упругости водяных паров отмечаются в июле (12,1 гПа) и в мае (12,0 гПа); наименьшие – в январе (5,4 гПа) (прил. 2, табл.2), средняя годовая относительная влажность составля-

ет 55 %; в течение года относительная влажность меняется от 80 % в январе до 30 % в июле [77].

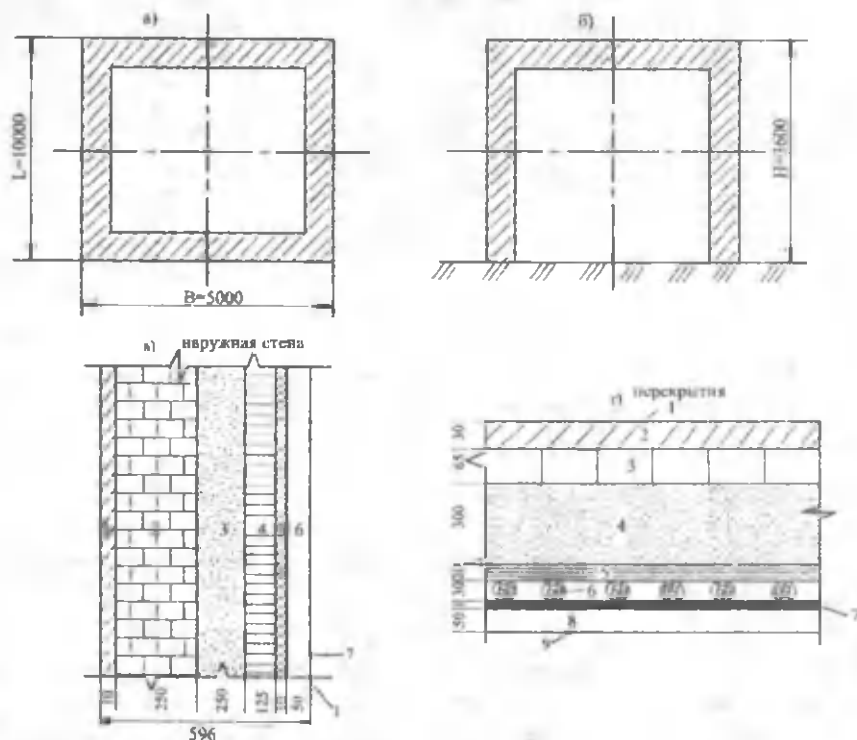


Рис 3.9. Конструктивная схема надземного плодовоовощехранилища: а) план; б) поперечный разрез; в) поперечное сечение наружной стены: 1 – штукатурка; 2 – кирпич; 3 – опилки (теплоизоляция); 4 – глиняный кирпич; 5 – штукатурка; 6 – воздушная прослойка; 7 – металлическая фольга; г) поперечное сечение перекрытия: 1 – кровля (исбоцемент); 2 – глиняно-соломенная затирка; 3 – глиняный кирпич; 4 – опилки (теплоизоляция); 5 – камыш; 6 – деревянные доски; 7 – металлический лист; 8 – воздушная прослойка; 9 – полиэтилен ПВД

В среднем за год в г. Карши наблюдается 137 ясных дней и 82 пасмурных дня.

Ветровой режим г. Карши формируется в основном под влиянием рельефа местности и общециркуляционных факторов. В г. Карпи в течение всего года преобладают ветры северного (19 %), северо-восточного, восточного и северо-западного направлений (по 17 %) в

среднем за год. Скорость ветра в среднем за год составляет 3,3 м/с [77] наибольшие скорости отмечаются в летнее время 3,7 – 4,4 м/с, самые малые характерны для ноября – 2,6 м/с.

При расчете тепловлажностного режима хранения необходимо учитывать изменение температуры, относительной влажности наружного воздуха, скорость ветра и солнечной радиации. На изменение динамики теплопритоков в холодильную камеру влияет суточное и годовое колебание температуры наружного воздуха. Для определения расчетной температуры наружного воздуха на период охлаждения использован метод средних температур, основанный на аналитической зависимости между амплитудой и фазой годового хода температуры наружного воздуха (t_n , °C), выраженной в формуле А.У. Франгука [21,23,27]:

$$t_n = t_{\text{ср}} - \left(\frac{A_t}{2} \right) \cos z, \quad (3.24)$$

где $t_{\text{ср}}$ – среднегодовая температура в данной местности, °C; A_t – амплитуда годовых колебаний температуры наружного воздуха, определяется как разность между средними температурами самого теплого и самого холодного месяца, °C; z – время, сут (условно принято считать, что 1 сут = 1° и все месяцы имеют по 30 дней).

Для г. Карши $t_{\text{ср}} = 15,4$ °C; $t_{\text{июл}} = 23,2$ °C; $t_{\text{янв}} = -8,5$ °C; $A_t = 31,7$ °C.

По этой формуле, а также на основании многолетних метеорологических данных построены кривые изменения температуры наружного воздуха за годовой период для города Карши (рис. 3.10). Температурные данные наружного воздуха приняты по средним многолетним метеорологическим данным для г. Карши по [77].

Сопоставление графиков колебаний температуры показывает, что принятие для расчетов формулы вполне допустимо. Годовой ход параметров наружного воздуха для условий г. Карши по многолетним данным показан на рис. 3.11.

При совместном действии расчета наружной температуры и потока суммарной солнечной радиации $I_{\text{ред}}$ в теплый период года используется понятие условной наружной температуры $t_{\text{вс}}$

$$t_{\text{вс}} = t_n + \Delta t_{\text{сол}} = t_n + a I_{\text{ред}} / \alpha_n, \quad (3.25)$$

где $t_{\text{вс}}$ – эквивалентная действию солнечной радиации температурная добавка; a – коэффициент поглощения тепла солнечной радиации по-

верхностью ограждения; α_n – коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения.

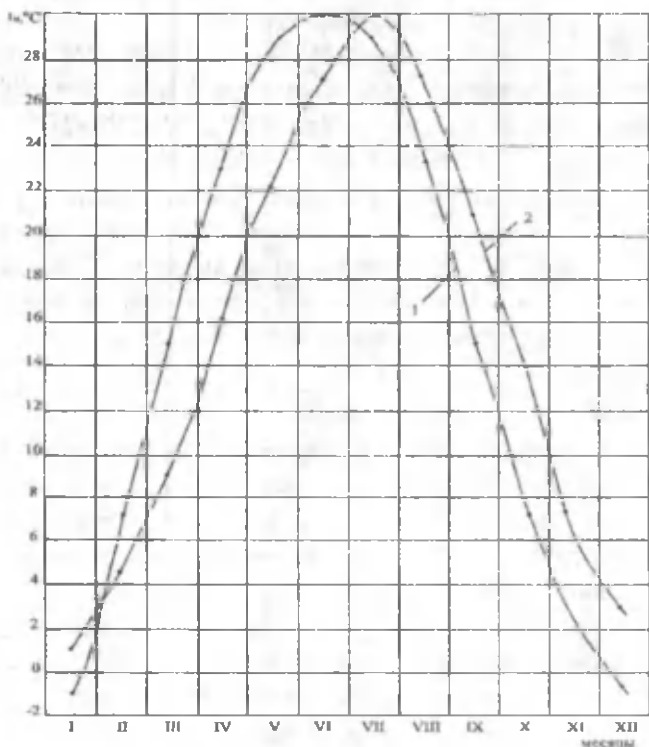


Рис. 3.10. Годовое колебание температуры наружного воздуха для г. Карши: 1—температурная кривая, полученная по формуле Л. У. Франчуки; 2—кривая изменения температуры по средним многолетним данным

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки к воздуху α_n состоит из коэффициентов радиационной и конвективной теплоотдачи на внутренней поверхности: $\alpha_n = \alpha_p + \alpha_k$. Среднее значение коэффициента α_n без особой погрешности можно определить по формуле для турбулентного режима теплообмена:

$$\alpha_n = A_T \sqrt[3]{t_n - t_o}, \quad (3.26)$$

где A_T – коэффициент, зависящий от расположения поверхности: для вертикальной поверхности $A_T = 1,66$, для горизонтальной поверхности, обращенной нагретой стороной вверх, – 1,86, для горизонтальной по-

верхности, обращенной нагретой стороной вниз, $-1,17$; $(t_n - t_a)$ – разность температур внутренней поверхности и воздуха камеры.

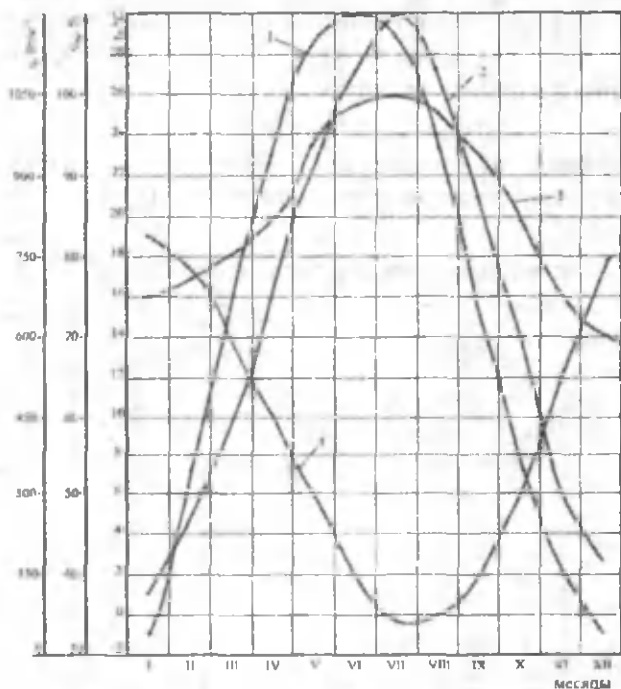


Рис. 3.11. Годовой ход параметров наружного воздуха для г. Карши: 1 – температуры наружного воздуха, полученные по формуле А. У. Франчука; 2 – изменение температуры наружного воздуха по средним многолетним данным; 3 – интенсивность суммарной солнечной радиации на горизонтальную поверхность; 4 – относительная влажность воздуха

Коэффициент радиационной теплоотдачи определяется по формуле [21]:

$$\alpha_p = 0,20(t_{cp} / 100)^3, \quad (3.27)$$

где T_{cp} – средняя абсолютная температура двух поверхностей, участвующих в радиационном теплообмене. Теплофизические параметры ограждений рассматриваемого наземного хранилища приведены в табл. 3.2.

Расчеты выполнены для хранения яблок зимних сортов (сименренко) в условиях г. Карши. Тепловая нагрузка в период охлажде-

ния составила $Q_o = 24,6$ кВт. При этом теплоприток от продуктов при охлаждении равен $Q_{np} = 20,2$ кВт, а теплоприток через ограждение $Q_{огр} = 1,072$ кВт. При расчете потери влаги продукцией в период хранения учитываются трансмиссионные теплопритоки и теплота «дыхания» продуктов, которые определяются по формуле:

$$Q_o = \epsilon_{об} \cdot (Q_{огр} + Q_{np} + Q_d), \text{ Вт}, \quad (3.28)$$

где $\epsilon_{об}$ – коэффициент, учитывающий тепло, эквивалентное работе оборудования (вентиляторов), принимается $\epsilon_{об} = 1,05 \div 1,1$ [23].

Таблица 3.2

Теплофизические параметры ограждений

№ п/п	Ограждение камеры	Материал	Цвет поверхности	F, м ²	ϵ	δ , м	λ , Вт (м·К)
1	Стены	Наружная штукатурка	Белый	108	0,91	0,01	1,2
		Кирпич				0,25	0,77
		Опилки				0,25	0,12
		Глиняный кирпич				0,125	0,7
		Внутренняя штукатурка				0,01	1,2
		Воздушная прослойка				0,05	0,024
		Металлическая фольга	Серый			0,28	0,001
2	Перекрытия	Шифер	Серый	50	0,9	0,005	0,6
		Глиняно-саманная затирка				0,03	0,7
		Глиняный кирпич				0,065	0,7
		Опилки				0,3	0,12
		Камыш				0,02	0,06
		Воздушная прослойка				0,03	0,024
		Металлический лист				0,001	50
		Воздушная прослойка				0,05	0,024
3	Пол	Полиэтилен ПВД	Белый	50	0,11	0,001	0,12
		Бетон	Серый			0,62	0,3

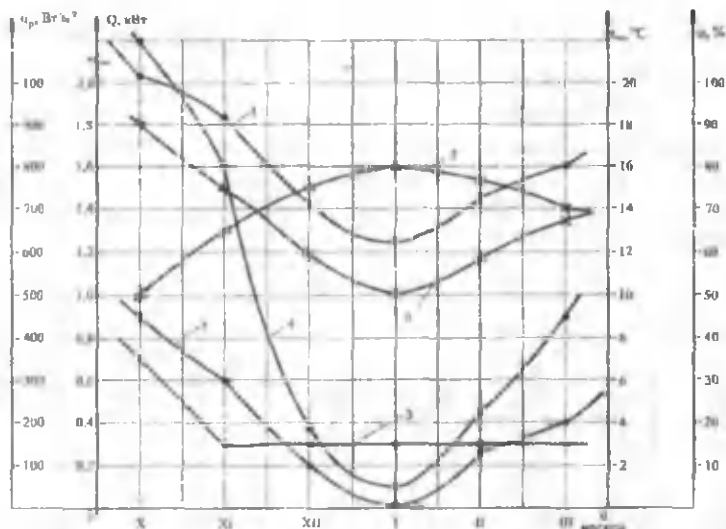


Рис.3.12. Динамика изменения теплопритоков в период хранения яблок в холодильной камере в климатических условиях г. Карши: 1 – суммарные теплопритоки; 2 – теплопритоки через ограждения; 3 – теплоприток от продуктов при «дыхании»; 4 – изменение температуры наружного воздуха; 5 – изменение относительной влажности наружного воздуха; 6 – изменение суммарной солнечной радиации

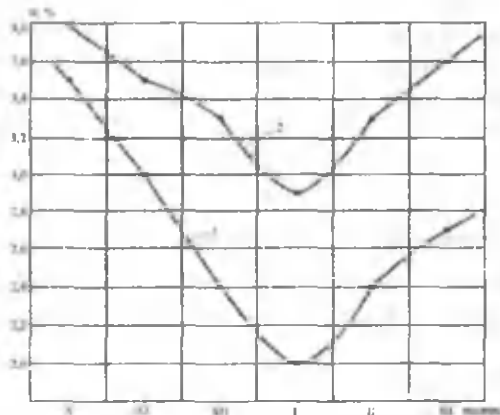


Рис.3.13. Динамика изменения относительной месячной усушки продукта (яблок), (в пересчете на % за месяц): 1 – в надземном хранилище ХЖ – 180; 2 – в типовом хранилище

Значения усушки продуктов (потери влаги продукцией) по месяцам при хранении яблок зимних сортов приведены в табл.3.3.

Таблица 3.3

Результаты расчетных исследований по определению потери влаги продукцией

Месяцы / Параметры	$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{усл}}, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{отр}}, \text{кВт}$	$Q_{\text{п}}, \text{кВт}$	$Q_{\text{отр}}, \text{кВт}$	$Q_{\text{п}}, \text{кВт}$	w, кг	$W_{\text{отр}}, \%$
X	23,9	47	0,89	0,3	0,86	2,1	852	3,5
XI	15,8	35	0,62	0,288	0,86	1,86	755	3,1
XII	3,1	18,5	0,22	0,288	0,86	1,42	576	2,4
I	0,7	13,5	0,05	0,288	0,86	1,23	500	2,0
II	4,3	21	0,26	0,288	0,86	1,46	592	2,5
III	9,2	22	0,38	0,288	0,86	1,60	650	2,7

Результаты расчета теплового и влажностного баланса холодильной камеры с учетом динамики теплопритоков представлены на рис. 3.12. и 3.13.

Результаты проведенных исследований при хранении яблок зимних сортов и анализ тепловлажностных режимов сравнимых хранилищ показывают, что в предложенном углубленном хранилище потери влаги продукцией в период хранения (октябрь – март) составляют – 11%, надземном хранилище – 16,2 %, а в типовом хранилище 20 – 30 %. Минимальная относительная месячная усушка продукта (яблок) составляет 1,5 – 2,0 % в январе.

3.4. Исследование систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием теплонасосной установки и нетрадиционных источников энергии

Для оценки эффективности предложенных систем теплохладоснабжения овощехранилищ производим энергетическое сопоставление двух альтернативных тепло- и хладификационных систем.

1. Традиционная система: (температурный режим поддерживается парокompрессионными холодильными машинами и котельными уста-

новками). В традиционной системе в зимних условиях для отопления камеры дополнительно устанавливается водогрейная котельная установка, работающая на органическом топливе. Кроме того, котельный агрегат снабжает горячей водой для технологических нужд овощехранилища.

2. Теплонасосная система теплохладоснабжения. В предложенной системе тепловой насос работает как холодильная машина и при необходимости служит для отопления камеры. В режиме охлаждения тепловой насос предназначен для охлаждения камеры и одновременного нагрева воды для технологических нужд овощехранилищ с использованием утилизации теплоты вентиляционных выбросов.

Для подбора комплектующих оборудования систем и определения энергетических показателей производим тепловой расчет холодильной машины и теплонасосной установки.

Тепловой расчет холодильной машины с одноступенчатым компрессором, работающей на аммиаке, выполняем при следующем режиме работы: тепловая нагрузка на испаритель (количество теплоты, отнятой от охлаждаемой среды холодильным агентом в единицу времени) – $Q_0=25$ кВт, температура кипения аммиака $t_0=-10$ °С; температура конденсации $t_k=+35$ °С; температура переохлаждения $t_n=+30$ °С; температура пара, засасываемого в компрессор $t_m=-5$ °С. Термодинамические параметры для NH_3 необходимые для расчета принимаем по [81,82]. Давление в испарителе $p_0=0,291$ МПа; давление в конденсаторе $p_k=1,352$ МПа; энтальпия сухого насыщенного пара, выходящего из испарителя, $i_1=1671$ кДж/кг; энтальпия засасываемого компрессором перегретого пара, $i_1=1680$ кДж/кг; энтальпия перегретого пара в конце сжатия $i_2=1925$ кДж/кг; энтальпия переохлажденной жидкости $i_3=i_4=540$ кДж/кг; удельный объем засасываемого компрессором перегретого пара $v_1=0,52$ м³/кг.

Массовая холодопроизводительность аммиака:

$$q_n = i_1 - i_4 = 1671 - 540 = 1131 \text{ кДж/кг.}$$

Массовый расход циркулирующего аммиака определяем по формуле [81]:

$$G_n = \frac{Q_0}{q_n}, \quad (3.29)$$

$$G_m = \frac{25000}{1131 \cdot 1000} = 0,022 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход пара в цилиндре компрессора рассчитываем по уравнению [81]:

$$V = G_m \cdot v_p, \quad (3.30)$$

$$V = 0,022 \cdot 0,52 = 0,0114 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Коэффициент подачи компрессора определяем по графику [81] при

$$\frac{p_\lambda}{p_o} = \frac{1,352}{0,291} = 4,7; \quad \lambda = 0,72.$$

Объем, описываемый поршнем компрессора, находим по формуле [81]:

$$V_D = \frac{V}{\lambda}, \quad (3.31)$$

$$V_D = \frac{0,0114}{0,72} = 0,0158 \text{ м}^3/\text{с.}$$

По [81] принимаем компрессор АВ 22. Объем, описываемый поршнями принятого компрессора, $V = 0,0178 \text{ м}^3/\text{с}$ при $n = 24,7 \text{ с}^{-1}$ и $Q_{o,cm} = 28000 \text{ Вт}$. Потребляемая мощность в стандартном режиме $N_{\text{вог}} = 8,0 \text{ кВт}$.

Теоретическую мощность находим по формуле:

$$N_T = G_m (i_2 - i_1), \quad (3.32)$$

$$N_T = 5,39 \text{ кВт.}$$

При $\frac{p_\lambda}{p_o} = 4,7; \quad \eta_c = 0,78.$

Индикаторную мощность находим по уравнению:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_c}, \quad (3.33)$$

$$N_i = 6,9 \text{ кВт.}$$

Эффективную мощность рассчитываем по формуле

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (3.34)$$

$$N_e = \frac{6,9}{0,85} = 8,12 \text{ кВт.}$$

где $\eta_{\text{мех}} = 0,85$ – механический к.п.д.

Мощность электродвигателя компрессора равна:

$$N_{эл} \approx 1,10 N_r = 1,10 \cdot 7,8 = 8,6 \text{ кВт.}$$

Тепловой поток в конденсаторе:

- теоретический с учетом переохлаждения в конденсаторе:

$$Q_k = G_m (t_2 - t_3) \quad (3.35)$$

$$Q_k = 0,022(1925 - 540) = 30,5 \text{ кВт.}$$

- действительная тепловая нагрузка на конденсатор:

$$Q_k = Q_m + N_r, \quad (3.36)$$

$$Q_k = 25 + 6,9 = 31,9 \text{ кВт.}$$

Теоретический холодильный коэффициент находим по формуле:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_k}{N_r}, \quad (3.37)$$

$$\varepsilon_T = \frac{25}{5,39} = 4,64.$$

Эффективный холодильный коэффициент определяем по уравнению:

$$\varepsilon_e = \frac{Q_k}{N_{эл}}, \quad (3.38)$$

$$\varepsilon_e = \frac{25}{8,12} = 3,1.$$

Конденсатор холодильной установки выбираем по площади теплопередающей поверхности, которая рассчитывается по формуле

$$F_k = \frac{Q_k}{K \cdot \theta_m}, \quad (3.39)$$

где Q_k – тепловой поток, проходящий через конденсатор, Вт; θ_m – средний температурный напор между конденсирующимся холодильным агентом и охлаждающей водой. Принимаем $K=1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\theta_m = 7,25 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда площадь теплопередающей поверхности конденсатора равна $F_k = 4,37 \text{ м}^2$. По каталогу [81] выбираем конденсатор КТР – 4 с площадью поверхности теплообмена $4,8 \text{ м}^2$. Расход воды на охлаждение конденсатора определяем по формуле:

$$G_n = \frac{Q_k}{c_n (t_{n2} - t_{n1}) \rho_n}, \quad (3.40)$$

где G_n – расход воды в конденсаторе, $\text{м}^3/\text{с}$; c_n – теплоемкость воды, $c_n = 4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; ρ_n – плотность воды, $\rho_n = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$; $t_{n2} - t_{n1}$ – разность между температурами воды на выходе из конденсатора и входе в него, $^\circ\text{C}$; $t_{n2} - t_{n1} = 2 \div 6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расход воды на охлаждение конденсатора равен:

$$G_w = 0,0015 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тепловая нагрузка на камерное оборудование согласно результатам расчета теплового баланса составляет $Q_w = 25$ кВт. Для выбора испарителя, т.е. воздухоохладителя, необходимо определить погрешную площадь теплообмена по формуле:

$$F_w = \frac{Q_w}{k_o \theta_o}, \quad (3.41)$$

где k_o – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя; принимаем $k_o = 15$ Вт/(м²·К); θ_o – температурный напор; для фруктовых камер с целью уменьшения опасности подмораживания продуктов принимаем θ_o в пределах 5–6 К.

После подстановки получим:

$$F_w = \frac{25000}{15 \cdot 6} = 278 \text{ м}^2. \quad (3.42)$$

Принимаем два воздухоохладителя марки ВОП – 150 с общей площадью поверхности теплообмена 300 м².

Рассчитаем схему одноступенчатого парокомпрессионного теплового насоса с теплопроизводительностью $Q_w = 31,9$ кВт. Источником тепла низкого потенциала в нашем случае является воздух холодильной камеры. Рабочий агент в установке – хладон R – 22, $t_0 = -10$ °С. Температура воды на выходе из конденсатора $t_{к2} = 50$ °С. Температура конденсации $t_{к1} = +55$ °С.

Расчет принципиальной тепловой схемы ТНУ выполняем по методике [83], внутренняя работа компрессора:

$$l_a = i_2 - i_1 = 656 - 605 = 51 \text{ кДж/кг},$$

где i_1 – удельная энтальпия рабочего агента, засасываемого компрессором, кДж/кг; i_2 – удельная энтальпия перегретого пара холодильного агента в конце сжатия кДж/кг.

Удельная тепловая нагрузка испарителя:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 605 - 380 = 225 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора:

$$q_k = i_2 - i_3 = 656 - 380 = 276 \text{ кДж/кг}.$$

Энергетический баланс установки:

$$q = l_a + q_0 = q_k = 225 + 51 = 276 \text{ кДж/кг}.$$

Массовый расход рабочего агента: $G = \frac{Q_w}{q_k} = \frac{31,9}{276} = 0,115 \text{ кг/с}.$

Таблица 3.4

Показатели энергоемкости холодильных камер вместимостью 24 т для хранения яблок зимних сортов

№	Показатели	Базовая холодильная камера	Опытная холодильная камера (энергоэффективная холодильная камера)
I	Годовые расходы электрической энергии, кВт·ч/год, на:		
	- освещение;	432	432
	- силовое оборудование ХМ и ТНУ (компрессор);	39744	30240
	- водоснабжение;	8640	8640
	- вентиляцию камеры	17280	17280
	Всего, кВт·час/год	66096	56592
II	Годовые расходы тепловой энергии, кВт·ч/год на:		
	- отопление в холодные периоды года;	4320	-
	- горячее водоснабжение (горячая вода на бытовые и технологические нужды)	3500	-
	Всего	7820	
III	Удельные годовые расходы энергетических ресурсов на 1 т хранимых продуктов, кВт·ч/т:		
	- электрическая энергия;	2754	2358
	- тепловая энергия	325,8	-
IV	Удельная эксплуатационная энергоемкость на 1 т хранимой продукции, кВт·ч/т (кг·у·т/т)	3079,8(378,3)	2358(289,6)
V	Экономия энергии по сравнению с базовой камерой, %	-	23,4

Расчетная тепловая нагрузка испарителя:

$$Q_o = q_o G = 225 \cdot 0,115 = 25,87 \text{ кВт.}$$

Принимая электромеханический КПД компрессора $\eta_{\text{мех}} = 0,85$, определяем удельную работу компрессора:

$$l_{\text{уд}} = \frac{l_o}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{51}{0,85} = 60 \text{ кДж / кг.}$$

Удельный расход электроэнергии на единицу выработанного тепла:

$$\varepsilon_{эл} = \frac{l_{эл}}{q_k} = \frac{60}{276} = 0,217.$$

Электрическая мощность компрессора: $N_2 = l_{эл} G = 60 \cdot 0,115 = 6,9 \text{ кВт}$.

Коэффициент трансформации тепла (коэффициент преобразования ТНУ):

$$\varphi = \frac{q_k}{l_{эл}} = \frac{1}{\varepsilon_{эл}} = 4,6.$$

Таблица 3.5

Расчет расхода электроэнергии в сравниваемых холодильных камерах вместимостью 24 т яблок

№	Наименование электрооборудования	Кол-во	Время работы, час	Общий расход электроэнергии			
				базовая камера		опытная камера	
				кВт	в период хранения, кВт час	кВт	в период хранения, кВт час
1	Компрессор	1	4320	8,0	34560	7,0	30240
2	Осевые вентиляторы в конденсаторе	2	4320	2×0,6=1,2	5184	-	-
3	Осевой вентилятор для активной вентиляции (МЦ №4)	2	4320	2×0,6=1,2	5184	1,2	5184
4	Вытяжной вентилятор	1	4320	1×0,6=0,6	2592	0,6	2592
5	Осевые вентиляторы воздухоохладителя	2	4320	2×1,1=2,2	9504	2,2	9504
6	Водяные насосы	2	4320	2×1,0=2,0	8640	2,0	8640
7	Освещение	2	2160	0,2	432	0,2	432
	Всего затраты электроэнергии, кВт час	-	-	-	66096	-	56592
	Удельные затраты электроэнергии на 1 т продукции, кВт час/т				2754	-	2358

Определены основные показатели энергоемкости холодильных камер при хранении 24 тонн яблок зимних сортов в период хранения (6

месяцев). Основные показатели энергоемкости сравниваемых холодильных камер приведены в табл. 3.4.

В табл. 3.5 приведены результаты расчетов расхода электроэнергии в сравниваемых холодильных камерах.

Для исследования термодинамического цикла теплового насоса, определения отопительного коэффициента φ , количества низкопотенциальной теплоты, отбираемой от охлаждаемой среды q_2 , количества теплоты, передаваемой к высокопотенциальной среде q_1 , и удельной работы l от внешнего источника создана экспериментальная установка теплового насоса с кратким описанием методики проведения эксперимента (рис.3.14).

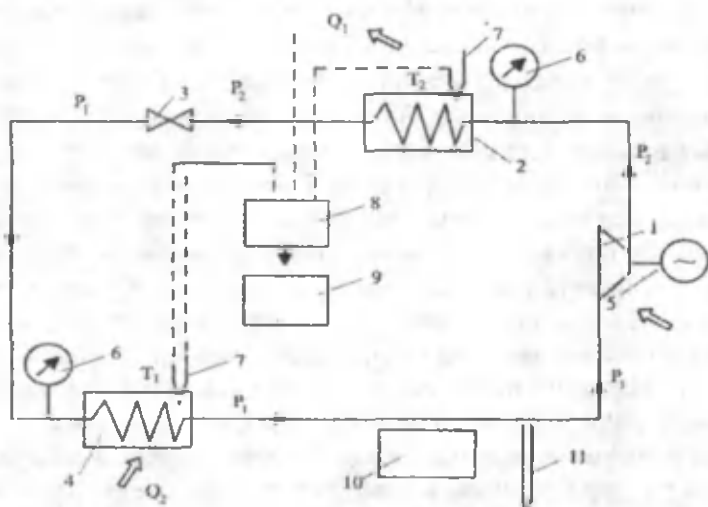


Рис. 3.14. Схема экспериментальной теплонасосной установки

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссельный вентиль; 4 – испаритель; 5 – электродвигатель; 6 – манометры; 7 – хромель-копелевые термометры; 8 – переключатель терморпар; 9 – потенциометр; 10 – барометр; 11 – термометр

Энергетическая эффективность цикла теплового насоса характеризуется отопительным коэффициентом:

$$\varphi = q_1 / l = (q_2 + l) / l. \quad (3.43)$$

Для определения отопительного коэффициента экспериментальную установку включаем в сеть. После установления стационарного режима, т.е. о котором свидетельствует неизменность показаний ма-

нометров 6, измеряется давление за компрессором и за дроссельным вентилем перед испарителем. Атмосферное давление измеряется барометром 10, температура окружающей среды термометром 11. При помощи термопар 7 и потенциометра 9 измеряются температуры в конденсаторе и испарителе ТНУ. По измеренным значениям температуры и давления в испарителе и конденсаторе можно найти соответствующие энтальпии рабочего тела i_1, i_2, i_3, i_4 .

Затем по следующим формулам находим количество теплоты q_1 и q_2 :

$$q_1 = i_1 - i_4, \quad (3.44)$$

$$q_2 = i_2 - i_3. \quad (3.45)$$

Таким образом, учитывая, что количество полезного тепла q_1 в тепловом насосе всегда больше, чем тепловой эквивалент затраченной работы A_1 и отличается высокой экономией топлива, что позволяет эффективно использовать топливно-энергетические ресурсы для поддержания теплового и влажностного режимов хранилищ.

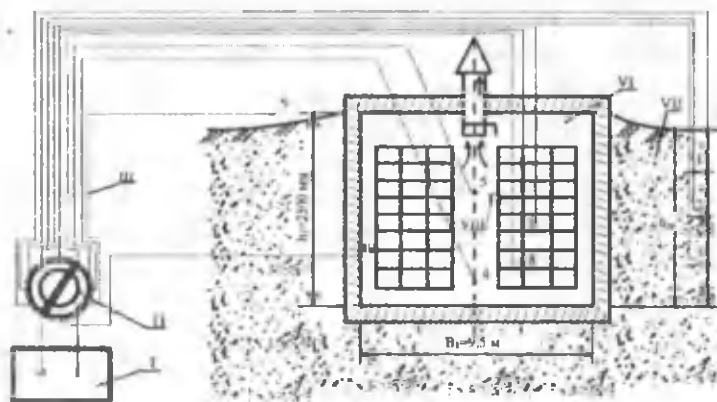
При разработке энергосберегающей технологии хранения плодов и овощей, рациональных способов снижения потерь продуктов и для исследования тепломассообменных процессов, происходящих в хранилищах, используются теплофизические методы. Пользуясь теплофизическими методами, можно объективно судить об оптимальных условиях хранения каждого из продуктов, выбирать рациональные технические средства для их поддержания в плодовоовощехранилищах. Теплофизические методы позволяют построить математические модели для изучения конкретных процессов в исследуемом объекте [22].

Однако в отечественной и зарубежной практике не имеется общепринятой стандартной методики для изучения тепловлажностных процессов в холодильных камерах. Исходя из этого, на основе комплексных теоретическо-экспериментальных исследований, нами сделана попытка дать рекомендации по методике исследования тепловлажностных процессов, снижению потерь плодов и овощей при хранении.

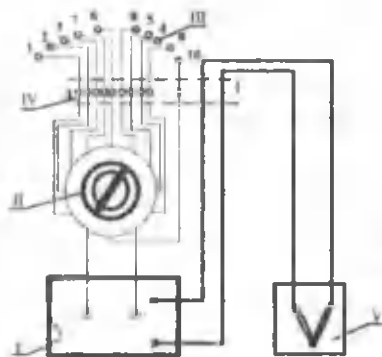
Температурно-влажностные и газовые режимы хранения продуктов в опытном хранилище изучались экспериментальным путем.

Основные показатели режима хранения плодов и овощей – температура и относительная влажность воздуха. В хранилище с актив-

ным вентилированием необходимо учитывать, кроме того, скорость движения воздуха в вентиляционных каналах, в штабеле продукции, в хранилище с регулируемой газовой средой (РГС) – содержание диоксида углерода и кислорода.



а)



б)

Рис. 3.15. Теплотехническая измерительная схема для исследования температурного поля в углубленном овощехранилище. а) поперечный разрез овощехранилища и точки измерений температуры в грунте (1,2,3), хранилище (4,5), насыпи овощей (6,7,8), наружный воздух (9) и внутренняя поверхность ограждения (10); б) электрическая схема измерения температуры. I – потенциометр; II – переключатель; III – термопары; IV – сборная коробка; V – сосуд Дьюиера; VI – холодильная камера; VII – грунтовой массив; VIII – психрометр Августа.

Для исследования тепловлажностного режима и измерения температуры грунта в углубленном хранилище нами разработан теплофизический измерительный стенд, который представлен на рис. 3.15.

В хранилище температуру определяли в насыпи продукции (штабеле), проходах и вентиляционных магистральных каналах. Для решения вопроса о целесообразности активного вентилирования определяем температуру атмосферного воздуха. Если она выше, чем в хранилище, а продукцию необходимо охладить, то вентилировать нельзя, и наоборот. Определение температуры атмосферного воздуха даст возможность судить об одной из причин изменения температуры в холодильных камерах и хранилищах.

Наблюдения за режимом проводили в течение всего периода хранения (октябрь-март). Осенью температуру измеряли ежедневно, а иногда два раза в день (утром и вечером), зимой – один-два раза в неделю.

Относительную влажность воздуха в хранилище измеряли психрометрами Августа, Ассмана и гигрографами. Психрометры установлены в средней части хранилища на высоте 1,5 – 1,7 м.

Скорость движения воздуха в помещении хранилища и вентиляционных каналах измеряли при помощи кататермометров и анемометров.

Состав РГС контролировали химическим газоанализатором ГПХ-3М и установкой САГ-1, которая обеспечивает автоматическую проверку содержания кислорода от 0 до 21 % и диоксида углерода от 0 до 20 % с точностью $\pm 0,2$ %.

Результаты измерений и контроля тепловлажностного режима хранения плодов и овощей в опытном хранилище записывали в журнал: (протокол наблюдений). Один из фрагментов наблюдений представлен в табл. 3.6.

При охлаждении и тепловлажностной обработке воздуха в холодильных камерах, а также для экономии расходов энергии на теплохладоснабжение важно знать основные теплотехнические параметры воздуха (влажность, относительную влажность, температуру точки росы, энтальпию, парциальное давление и т.д.) [61].

Таблица 3.6

Результаты измерений тепловлажностного режима хранения плодов и овощей в опытном хранилище ХК-180(в условиях г. Карши) за декабрь 2009г.

Дата и время	Температура, °С									Показания термометра, °С		Относительная влажность воздуха в хранилище φ, %	
	Наружного воздуха	В хранилище			В грунте			В закроме насыпи			сухого		смоченного
		у двери	в центре камеры		h=1 м	h=2 м	h=3 м	1	2	3			
01.12.09 24 ⁰⁰	-1	+2	+4	+2	+5	+6	+4	+4,5	+5	+4	+3,4	90	
02.12.09 8 ⁰⁰	+6	+4	+6	+8	+9	+9,5	+6	+7	+7,5	+6	+5	85	
03.12.09 8 ⁰⁰	+5	+3	+4	+8	+9	+9,5	+5	+6	+7	+4	+3,2	87	
05.12.09 8 ⁰⁰	+2	+2	+3	+5	+5,5	+6	+4	+4,5	+6	+2	+1,6	93	

В расчетах процессов охлаждения, связанных с влажным воздухом, широкое распространение получила *i* - *d* диаграмма, которая учитывает баланс теплоты и влаги в процессах, позволяет наглядно представить соотношение между их измерением, а также легко определить параметры и характеристики его в процессе охлаждения.

Инженерные методы расчета режимов работы холодильных установок основаны на использовании *i* - *d* диаграммы влажного воздуха, для построения которой используются следующие термодинамические уравнения [84].

$$d = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{B - \varphi \cdot p_n}, \quad (\text{г}/(\text{кг сух. в.})), \quad (3.46)$$

$$J = c_m \cdot t + (r_0 + c_{pm} \cdot t) \cdot \frac{d}{1000} \quad (3.47)$$

$$p_n = \frac{B \cdot d}{622 + d}, \quad (3.48)$$

$$622 = 1000 \cdot \frac{\mu_n}{\mu_{ca}} = 1000 \cdot \frac{18,016 \cdot 10^{-3}}{28,97 \cdot 10^{-3}} \quad (3.49)$$

$$\varphi = \frac{B}{p_n} \cdot \frac{d}{622 + d} \cdot 100, \quad (3.50)$$

где d – влагосодержание воздуха, г/кг; $\mu_n = 18,016 \times 10^{-3}$ – молярная масса водяного пара, кг/моль; $\mu_{ca} = 28,97 \times 10^{-3}$ – молярная масса воздуха, кг/моль; φ – относительная влажность воздуха, выраженная в долях единицы ($0 \leq \varphi \leq 1$); p_n – давление насыщенного пара, Па; B – давление влажного воздуха, Па; i – энтальпия сухого воздуха, кДж/кг; c_{pa} – удельная изобарная теплоемкости сухого воздуха, кДж/(кг×К); t – температура воздуха, °С; r_n – удельная теплота парообразования при 0 °С кДж/кг; c_{p1} – удельная изобарная теплоемкость водяного пара кДж/(кг×к).

Парциальное давление водяного пара в насыщенном воздухе является необходимым исходным данным для определения влагосодержания. Давление водяного пара в насыщенном воздухе является функцией только температуры и определяется по таблицам, полученным различными учеными в результате лабораторных исследований [85].

Нами проведено исследование охлаждения картофеля и яблок в холодильной камере, где внутренний воздух с параметрами $t = 33$ °С, $\varphi = 35$ % охлаждается до температуры $t = 5$ °С. Барометрическое давление воздуха для условий г. Карши $B = 981 \times 10^2$ Па, требуемая относительная влажность внутрикамерного воздуха $\varphi = 90$ % (рис. 3.16).

На диаграмме i - d находим точку В с параметрами $t=5$ °С, $\varphi=90$ % и определяем остальные параметры: $i=17,5$ кДж/кг, $d=5,0$ г/кг. Параметры начального состояния воздуха: $i=62,1$ кДж/кг, $d=11,3$ г/кг. Следовательно, при охлаждении воздуха в камере происходит понижение температуры, энтальпии ($\Delta i = 62,1 - 17,5 = 44,6$ кДж/кг) и влагосодержания, т.е. выпадение влаги $\Delta d = 11,3 - 5,0 = 6,3$ г/кг.

По расчетным значениям теплотехнических параметров холодильной камеры, для хранения картофеля, при атмосферном барометрическом давлении $B = 981 \times 10^2$ Па, согласно приведенной методике, построена i - d диаграмма влажного воздуха.

По полученным результатам исследований тепловлажностного режима холодильной камеры можно определить количество тепла (Q_2 ,

Вт), удаляемое из штабеля продуктов воздухом при активном вентилировании:

$$Q = G_a \times c_p \times \rho_a \times (t_m - t_a) \times M. \quad (3.51)$$

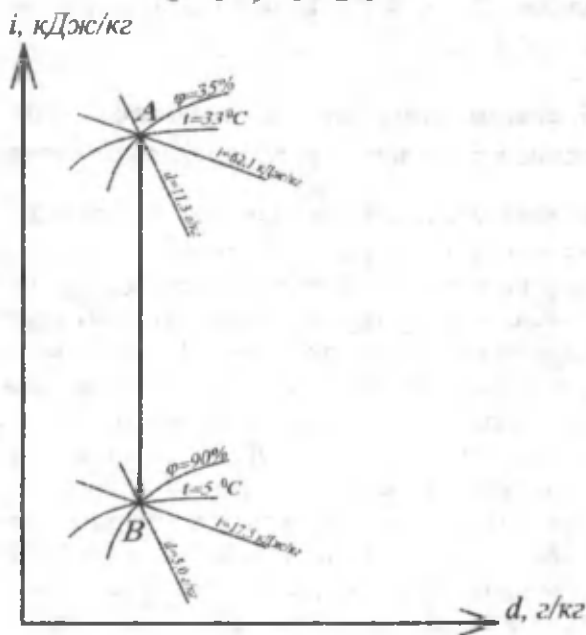


Рис. 3.16. *i - d* диаграмма изменения состояния влажного воздуха при охлаждении

Потеря влаги продукцией (W , кг/с) зависит от теплопритоков в холодильную камеру, расхода вентилируемого воздуха и теплотехнических параметров влажного воздуха. В практических расчетах потери влаги продукцией при активном вентилировании определяются по [27]:

$$W = 7,8 \times 10^{-6} \times G_a \times (P_a - P_m) \times M, \quad (3.52)$$

где G_a – количество воздуха, подаваемого на единицу массы продукции, $\text{м}^3/(\text{кг} \times \text{с})$; t_m, t_a – соответственно температура продукции воздуха, $^{\circ}\text{C}$; P_a, P_m – парциальное насыщающее давление водяных паров в воздухе соответственно при температуре продукции и воздуха, Па; M – масса продукции, кг; c_p – теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{кг} \times ^{\circ}\text{C})$; ρ_a – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Исследования проведены в опытном плодоовощехранилище ХК – 180 вместимостью 24 тонны, для хранения яблок зимних сортов. При $G_n = 50 \text{ м}^3/(\text{т} \times \text{ч})$ теплота, удаляемая из штабеля продуктов (яблок) воздухом, составляет $Q_n = 8,54 \text{ кВт}$. Потеря влаги продукции в этих условиях равна $W = 0,83 \text{ кг/ч}$.

3.5. Энергосбережение при утилизации теплоты вентиляционных выбросов в рекуперативном теплообменнике

Вентиляционные выбросы, исходящие из вытяжной вентиляции плодоовощехранилищ содержат заметное количество избыточной тепловой энергии по отношению к окружающей среде. Однако из-за недостаточного температурного напора вопросы утилизации этой энергии практически не рассматривались. Тепловые выбросы вытяжных вентиляционных систем плодоовощехранилищ характеризуются высокой влажностью и значительным тепловым потенциалом по отношению к атмосферному воздуху. Для холодильной камеры строительным объемом 180 м^3 при хранении яблок зимних сортов тепловой потенциал вентиляционных выбросов оценивается значением $1,7 \cdot 10^4 \text{ МВт} \cdot \text{ч/год}$. Эта энергия безвозвратно теряется при выбросе вентиляционного воздуха в атмосферу. В связи с растущим дефицитом энергоресурсов и обострением проблемы охраны окружающей среды в настоящее время вопрос об использовании низкопотенциальной сбросной теплоты вентиляционных потоков в плодоовощехранилищах является актуальной проблемой.

В холодильных камерах главной задачей холодильной установки является охлаждение внутреннего воздуха. При охлаждении холодильной камеры теплота вентиляционных выбросов, которая состоит от трансмиссионных теплопритоков и теплоты «дыхания» продуктов удаляется из камеры холодильным агентом. Однако, в любом холодильном цикле теплота конденсации холодильного агента в конденсаторе сбрасывается при температуре выше окружающей среды. Обычно это тепло сбрасывается в специально сооружаемых градирнях при вынужденном охлаждении и безвозвратно теряется в атмосфере. Эту теплоту можно использовать для отапливания, предварительного нагрева воды, сушки продуктов перед хранением и т.п. [70].

В плодоовощехранилищах комбинированное охлаждение и нагревание с использованием теплонасосной установки (ТНУ) дает заметный экономический эффект, так как сбрасываемое тепло в конденсаторе полезно используется для получения горячей воды с температурой 50 – 60 °С. Нами разработана система теплохладоснабжения овощехранилища с ТНУ [86,87]. В модифицированной установке конденсатор – рекуперативный теплообменник обеспечивает нагрев воды с использованием тепловых выбросов в холодильном цикле. В предложенной системе теплохладоснабжения овощехранилища ТНУ одновременно охлаждает камеры и подогревает воду в конденсаторном узле. Конденсатор 4 – установка, расположенная внутри теплоизолированного водяного бака 6, что обеспечивает нагрев воды для технологических и бытовых нужд овощехранилища (рис. 3.17).

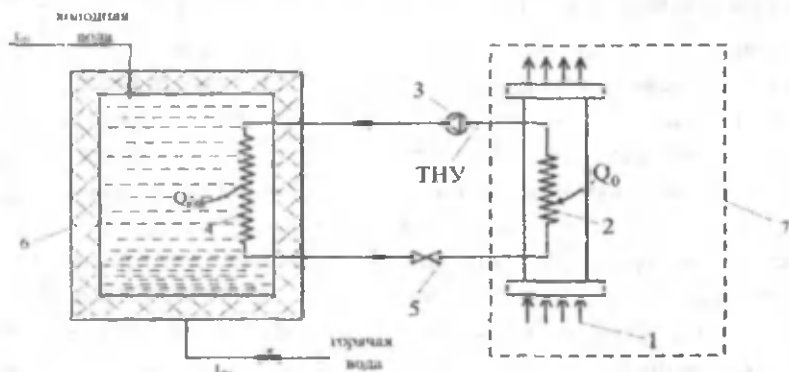


Рис. 3.17. Схема использования теплоты вентиляционных выбросов и отходного тепла конденсатора ТНУ с одновременным охлаждением холодильной камеры. 1 – вентиляционные выбросы; 2 – испаритель ТНУ; 3 – компрессор; 4 – конденсатор ТНУ; 5 – регулирующий вентиль; 6 – теплоизолированный водяной бак; 7 – холодильная камера

Предложенная система теплохладоснабжения отличается наличием возможности охлаждения камеры и одновременного нагрева воды для технологических нужд, увлажнения приточного воздуха, а также утилизации теплоты вентиляционных выбросов и теплоты «дыхания» продуктов в баке-аккумуляторе.

В режиме охлаждения камеры емкостью 24 т яблок зимних сортов в природно-климатических условиях г. Карши тепловая нагрузка на

испаритель ТНУ составляет 25 кВт, одновременно 31,9 кВт тепла от конденсатора используется для нагрева воды от 18 до 60 °С в баке-аккумуляторе.

В режиме охлаждения камеры количество подогретой воды в конденсаторе ТНУ при $\Delta t=42$ °С можно определить по формуле:

$$G_B = \frac{Q_k}{C_{\text{пл}}(t_{22} - t_{21})}, \quad (3.53)$$

где Q_k – тепловой поток от конденсатора, Вт; $C_{\text{пл}}$ – теплоемкость воды, Дж/(кг·К); t_{21} – температура холодной воды, °С; t_{22} – температура горячей воды, °С.

$$G_B = 0,18 \text{ кг/сек, или } G_B = 648 \text{ кг/час} \approx 0,65 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Использование $Q_k = 31,9$ кВт сбрасываемого тепла для подогрева воды в конденсаторе позволяет сэкономить за час $\epsilon = \frac{31,9 \cdot 3600}{29310} \approx 4$ кг условного топлива. Количество подогретой воды за сутки составит – 15,6 м³, а экономия условного топлива 96 кг. Таким образом, в период хранения за счет одновременного нагрева воды в баке-аккумуляторе с утилизацией теплоты вентиляционных выбросов можно сэкономить 17,28 т условного топлива, или 14068 м³ природного газа. В существующих плодоовощехранилищах горячую воду для бытовых и технологических нужд получают обычными электронагревателями сопротивления. При коэффициенте преобразования тепла ТНУ $\phi=3,0$ в три раза снизится расход электроэнергии на нагревание воды по сравнению с обычными электронагревателями сопротивления. Для определения экономии электроэнергии за счет нагрева воды конденсатором ТНУ находим погрешную электрическую мощность электронагревателя при заданной тепловой нагрузке [88].

$$W = \frac{Q_k}{0,95\eta}, \quad (3.54)$$

где $\eta=0,95$ – коэффициент, учитывающий потери энергии [78].

Таким образом, экономия электроэнергии за счет нагрева воды конденсатором ТНУ с использованием тепловых выбросов составляет $W=33,6$ кВт/ч.

Полученная горячая вода используется для бытовых и технологических нужд овощехранилищ. По нормативным требованиям для опытного овощехранилища ХК – 180 расход горячей воды с темпе-

ратурой не ниже 55 °С на бытовые нужды составляет 180 – 200 л/сут [73]. Подогретая вода также используется на технологические нужды овощехранилища и доувлажнения воздуха для поддержания оптимального влажностного режима холодильной камеры.

Создание оптимального влажностного режима в холодильных камерах является сложным процессом, который требует увлажнения воздуха водой или паром. Доувлажнение воздуха паром требует больших энергетических затрат, кроме этого при обработке воздуха паром повышается его температура, что нежелательно, особенно в режиме охлаждения камеры. Искусственное увлажнение воздуха водой в период охлаждения целесообразно, особенно в южных районах. В разработанной системе теплохладоснабжения с ТНУ в режиме охлаждения камеры теплота конденсации холодильного агента и теплота утилизации вентиляционных выбросов используется в баке-аккумуляторе для подогрева воды в системе увлажнения воздуха. Использование низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов и теплоты «дыхания» продуктов позволяет сэкономить первичную энергию по сравнению с паровым увлажнением воздуха.

Проведенные исследования показывают, что вода, подогретая до 40–50 °С в процессе разбрызгивания полностью, без остатка поглощается воздухом, что дает экономию воды при увлажнении. В существующих системах доувлажнения воздуха в основном применяются электрические нагревательные установки. Определим расход воды, необходимый для подачи в камеру для поддержания требуемой влажности воздуха и произведем расчет оборудования увлажнения воздуха по следующей методике [76].

Площадь поверхности хранящихся в камере яблок можно найти по формуле:

$$F_n = \frac{G_n \cdot 6}{d\rho}, \quad (3.55)$$

где $G_n = 24 \text{ м}$ – емкость камеры хранения; ρ – плотность яблок, кг/м^3 ($\rho=960 \text{ кг/м}^3$); d – диаметр яблок, м ($d=0,06 \text{ м}$).

$$\text{Тогда } F_n = \frac{24000 \cdot 6}{960 \cdot 0,06} = 2500 \text{ м}^2.$$

Теплопередающую площадь поверхности воздухоохладителя при расчете по укрупненным показателям можно найти из зависимости

$$F_{\infty} = \alpha_n F_c \quad (3.56)$$

где α_n – оснащенность камеры хранения воздухоохладителями, $\text{м}^2/\text{м}^2$ [для камер хранения фруктовых холодильников при малом температурном перепаде между воздухом в камере и температурой кипения ($\Delta t = 4 \div 6$ °C) $\alpha_n = 2,0$ $\text{м}^2/\text{м}^2$].

Тогда $F_{\infty} = \alpha_n \cdot F_{\text{см.р}} = 2 \cdot 60 = 120 \text{ м}^2$.

Принимаем к установке один воздухоохладитель ВОП – 150.

Равновесную, относительную влажность воздуха φ_x' , устанавливающуюся в камере, при влагопритоке, который поступает только с площади поверхности продуктов, можно определить по формуле [76]:

$$\varphi_x' = \frac{f_{(F)} + \varphi_n M'}{f_{(F)} + M'} \quad (3.57)$$

где M' – постоянная величина (для камер хранения $M' = 1,246$).

Соотношение $f_{(F)}$, определяемое зависимостью, имеет вид:

$$f_{(F)} = \frac{\beta_n F_n}{\beta_0 F_{\infty}} \quad (3.58)$$

Здесь β_n, β_0 – коэффициенты, соответственно, испарения с площади поверхности продуктов [для упакованных в тару яблок $\beta_n = 0,416 \cdot 10^{-9}$ $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$] и конденсации влаги на площади поверхности охлаждающих приборов [для воздухоохладителей из оребренных труб $\beta_0 = 26 \cdot 10^{-9}$ $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$], $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$.

Находим численное значение $f_{(F)} = \frac{0,416 \cdot 10^{-9} \cdot 2500}{26 \cdot 10^{-9} \cdot 150} = 0,27$.

Минимальную относительную влажность воздуха в камере при отсутствии в ней влагопритоков определяют по формуле:

$$\varphi_x = \frac{P_0^*}{P_x^*} \quad (3.59)$$

где P_0^* – давление насыщенного водяного пара у площади поверхности охлаждающих приборов, Па [при средней температуре площади поверхности охлаждающих приборов (воздухоохладителя) $t_0' = -5$ °C $P_0^* = 421,2$ Па]; P_x^* – давление насыщенного водяного пара в воздухе, Па (при $t_x = 0$ °C $P_x^* = 610,5$ Па).

Находим $\varphi_x = \frac{421,2}{610,5} = 0,69$, или 69%.

Тогда равновесная относительная влажность воздуха

$$\varphi_e = \frac{1,12 + 0,69 \cdot 1,246}{1,12 + 1,246} = 0,83, \text{ или } 83 \%$$

Равновесная относительная влажность ($\varphi'_e = 83 \%$) меньше необходимой относительной влажности ($\varphi_k = 92 \%$), что требует искусственного увлажнения воздуха.

Массу воды, которую необходимо подавать в камеру для поддержания влажности, можно найти из выражения [7]:

$$W_{\text{вв}} = (\varphi_k - \varphi'_e) \frac{P^* \beta_0 F_{\text{в}} [f_{(P)} + M]}{M'} = (0,92 - 0,83) \times \frac{610,5 \cdot 26 \cdot 10^{-9} \cdot 150(0,27 + 1,246)}{1,246} = 0,00025 \text{ кг/с} = 0,91 \text{ кг/ч.} \quad (3.60)$$

Необходимое число увлажнителя воздуха

$$n_v = \frac{W_{\text{вв}}}{g_v} = \frac{0,91}{2} = 0,455 \approx 1 \text{ шт.}$$

где g_v – расход воды на одну форсунку, $g_v = 2$ кг/ч.

Принимаем к установке одну пневмодораспылительную форсунку.

При активном вентилировании необходимо также доувлажнение приточного воздуха. Расход воды на доувлажнение W' (кг/ч) определяется по формуле:

$$W' = G(d_n - d_a), \quad (3.61)$$

где G – требуемый расход воздуха, кг/ч; d_n – влагосодержание воздуха после поглощения избытков тепла, г/кг; d_a – влагосодержание воздуха после доувлажнения, г/кг.

При активном вентилировании 24 т яблок удельный расход воздуха $G = 70 - 100$ м³/(т·ч), $\Delta d = 2,2$ г/кг, расходы воды на доувлажнение составляют $W' = 6,8$ кг/ч. С учетом активной вентиляции необходимое количество увлажнителей ($6,8 + 0,91 = 7,71$ кг/ч) составляет 4 шт.

По результатам исследований и расчетов можно сделать вывод, что теплонасосная утилизация теплоты вентиляционных выбросов позволяет полностью обеспечивать потребности горячей воды для бытовых и технологических нужд овощехранилищ. При этом расход воды на увлажнение воздуха уменьшается в 1,3 – 1,5 раза.

ГЛАВА 4

Моделирование и расчет тепломассообменных процессов в холодильных камерах с использованием нетрадиционных источников энергии

4.1. Моделирование и исследование тепломассообменных процессов в холодильной камере при естественной и вынужденной конвекции

Для длительного хранения продукции с наименьшими потерями и энергетическими затратами необходимо обеспечить поддержание требуемой температуры, влажности, подвижности и состава окружающих объектов хранения газовой среды. Решение этой задачи и вопросы энергосбережения в плодоовощехранилищах тесно связаны с тепломассообменными процессами, происходящими в массе продукции и в камерах хранения. На основе теории тепло- и массообмена решаются проблемы, связанные с рациональными методами хранения, оптимизацией геометрических размеров штабелей продукции, ограждающих конструкций холодильных камер и разработкой энергосберегающих технологий хранения плодов и овощей.

Современные плодоовощехранилища состоят из большого количества взаимосвязанных элементов и установок, в каждом из которых протекают сложные теплофизические процессы. Тепломассообменные процессы, происходящие при хранении плодов и овощей особенно сложны и с трудом поддаются математическому описанию. Эти

трудности значительно возрастают при комплексном исследовании всей системы с учетом влияния внешних природно-климатических условий местности.

Исследование тепло- и массообменных процессов может быть проведено экспериментальными методами, методами физического и математического моделирования. Экспериментальные способы исследования имеют первостепенное значение в качестве основы для построения теории процесса и являются критерием для оценки точности знаний об объекте хранения.

Выбор метода моделирования процессов теплообмена в существенной мере определяется особенностями моделируемого объекта и требованиями, предъявляемыми к математическому описанию, для чего могут быть использованы аналитические и экспериментально-аналитические методы. Использование аналитических методов для разработки математических моделей тепловых процессов связано с необходимостью принятия большого количества допущений, что сужает область использования моделей, снижает их точность и не обеспечивает адекватности модели. Поэтому более широко для моделирования конвективных процессов используют экспериментально - аналитические методы [89-93]. Суть их заключается в том, что функциональные связи и вид функции определяют аналитически, например, с помощью теории подобия, а коэффициенты и показатели степеней уравнения находят экспериментально. При этом в основном возникает необходимость в постановке физических (натурных) экспериментов.

Как видно из приведенного краткого обзора методов моделирования теплового режима помещений, все типы моделей разрабатывались применительно к условиям эксплуатации жилых и административных зданий, где изменения влажностного режима не имеют решающего значения. Задача взаимосвязанного тепло- и массообмена в помещениях, важная для процессов хранения, по известным нам сведениям не рассматривалась.

В процессах охлаждения и хранения пищевых продуктов в холодильной камере теплообмен осуществляется при одновременном действии теплопроводности и конвекции, их совокупное действие

называют конвективным теплообменом. Конвективный теплообмен в холодильных камерах в зависимости от способа охлаждения может происходить при условиях вынужденной и естественной конвекции.

В холодильных камерах конвективный теплообмен при условиях вынужденной конвекции возникает, когда работают воздухоохладители, и системы активной вентиляции. С момента включения системы активного вентилирования в насыпи протекает процесс вынужденной конвекции, сопровождающийся выравниванием поля температур по высоте насыпи.

При батарейном охлаждении, когда отключены системы активной вентиляции, конвективная теплоотдача с поверхности штабеля происходит при свободном движении воздуха.

Экспериментально исследованы процессы конвективного теплообмена, происходящие в опытной холодильной камере при охлаждении картофеля в условиях вынужденной и естественной конвекции [61]. В первом случае слой картофеля в камере охлаждался вынужденным потоком воздуха. Средний размер картофеля составляет $d = 50$ мм. Температура воздуха, входящего в слой, $-t_{a1} = 0^\circ\text{C}$, выходящего из него, $-t_{a2} = 14^\circ\text{C}$. Температура поверхности продуктов измерялась хромель-копелевыми термопарами с регистрацией самопишущим прибором КСП - 4, а температура воздуха в камере измерялась лабораторным термометром с ценой деления $0,1^\circ\text{C}$ и по сухому термометру психрометра Августа. Скорость воздушного потока при активной вентиляции опытного штабеля с размерами $F = 0,8\text{ м} \times 2,4\text{ м} = 1,92\text{ м}^2$ измеряли крыльчатými анемометрами. Теплофизические свойства воздуха при $t_a = 7^\circ\text{C}$, согласно [94,95] приняты равными $\lambda_a = 0,024\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; $\nu_a = 13,7 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{сек.}$; $P_r = 0,706$.

На основании метода теории подобия и размерностей, обобщением опытных данных с использованием метода наименьших квадратов [96] установлена следующая критериальная зависимость:

$$Nu = 0,027 Re^{0,98}. \quad (4.1)$$

Полученное уравнение подобия справедливо в пределах

$$180 \leq Re \leq 1800.$$

Конвективный теплообмен в свободном потоке возникает в связи с изменением плотности воздуха от нагревания. Свободная конвек-

ция имеет место в холодильных камерах при охлаждении картофеля и овощей.

Нами установлено критериальное уравнение, описывающее теплообмен при свободном движении воздуха в холодильной камере [61]:

$$Nu_{\alpha} = 0,02(Gr \cdot Pr)^{0,5} \quad (4.2)$$

Полученное уравнение справедливо в пределах $35 \times 10^3 \leq (Gr, Pr) \leq 35,4 \times 10^4$.

Анализ проведенных исследований показывает, что коэффициент теплоотдачи с поверхности картофеля в условиях свободной конвекции в основном зависит от температурного напора между поверхностью продукта и омывающим воздухом, от геометрических размеров продукта и пористостью (скважистостью) поверхности картофельной насыпи. В рассматриваемом случае коэффициент теплоотдачи с поверхности картофельной насыпи при свободной конвекции изменяется в пределах $\alpha = 2,2 - 7,92 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а при вынужденной конвекции коэффициент теплоотдачи от поверхности продуктов $\alpha = 4,4 - 22,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Опыты показывают, что теплообмен в холодильной камере при свободной и вынужденной конвекции происходит в ламинарном движении охлаждающего воздуха. Полученные уравнения подобия (4.1) и (4.2) полностью учитывают влияние вынужденной и естественной конвекции на конвективный теплообмен между охлаждающим воздухом и продуктом.

Теплообменные процессы, протекающие в штабелях плодов и овощей, сопровождаются процессами переноса массы влаги. Объекты хранения являются коллоидными капиллярно-пористыми телами, которые в ходе технологических и тепловлажностных процессов подвергаются увлажнению, охлаждению и нагреванию.

При охлаждении воздух удаляет накопившуюся на поверхности объектов хранения и выделяющуюся в процессе вентилирования влагу. Для определения плотности потока массы испаряющейся жидкости важным параметром является коэффициент массообмена.

А.В. Нестеренко предложил следующие критериальные зависимости для определения коэффициента массообмена β_p , отнесенного к размерности парциального давления пара, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$ [21]:
для условий свободной конвекции –

$$Nu_m = 0,66(Ar \cdot Pr_m)^{0,26}; \quad (4.3)$$

для условий вынужденной конвекции —

$$Nu_m = 0,0248 Re^{0,9} Pr_m^{0,33} Gu^{0,135} \quad (4.4)$$

при $Re=2,2 \cdot 10^4 \div 3,15 \cdot 10^5$,

где Nu_m и Pr_m — массообменные критерии Нуссельта и Прандтля; D — коэффициент диффузии водяного пара в воздухе при данной температуре и барометрическом давлении, m^2/c .

Массообменные критерии Нуссельта и Прандтля определяются по выражениям [96,97]:

$$Nu_m = \frac{\beta l}{D}, \quad (4.5)$$

$$Pr_m = \frac{\nu}{D}, \quad (4.6)$$

где β — коэффициент массообмена, m/c ; l — характерный размер, m .

Основным недостатком эмпирических зависимостей (4.3)–(4.4) является невозможность учета физических условий на поверхности испарения. Способ определения коэффициента массообмена по формуле (4.4) учитывает только процесс испарения жидкости с плоской поверхности.

В [21] на основе концепции о единстве механизмов переноса теплоты и количества движения, и по условию аналогии Рейнольдса, предложено соотношение Льюиса:

$$\beta = \frac{\alpha_n}{c_p \rho}, m/c, \quad (4.7)$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта к воздуху, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$; c_p — удельная изобарная теплоемкость воздуха, $Дж/(кг \cdot ^\circ C)$; ρ — плотность воздуха, $кг/м^3$.

В [27], учитывая аналогии между процессами тепломассообмена, получена зависимость для определения величины коэффициента массообмена с поверхности продуктов, отнесенная к размерности парциального давления пара, $кг/(m^2 \cdot c \cdot Па)$:

$$\beta_p = 1,08 \cdot 10^{-6} \frac{w(1-m)v}{md_{cp} F}, \quad (4.8)$$

где w — скорость потока воздуха, m/c ; m — скважистость (пористость) насыпи; F — удельная поверхность продуктов, $\frac{m}{T}$; d_{cp} — средний диаметр продукта, m .

Коэффициенты массообмена β и β_p связаны соотношением

$$\beta = \beta_p \frac{RT}{D}, \quad (4.9)$$

где R – газовая постоянная охлаждающего воздуха, Дж/(кг·°С); T – температура воздуха, К.

Для определения значений коэффициента массообмена эксперименты проводились при охлаждении опытного штабеля картофеля естественным холодным воздухом температурой $t_a = 0^\circ\text{C}$. Параметры подаваемого воздуха изменяли в пределах, часто встречающихся в производственных условиях (скорость – $0,1 \div 2,5$ м/с; относительная влажность воздуха – $80 \div 90$ %). Критерий $Pr_m = \frac{\nu}{D} = \frac{13,7 \cdot 10^{-6}}{25 \cdot 10^{-6}} = 0,55$, как показали эксперименты, в пределах изменения температуры $0 \div 15^\circ\text{C}$ Pr_m является постоянной величиной. Поэтому при обработке экспериментальных данных влияние этого параметра не учитывали. Результаты экспериментальных данных и расчетов приведены в табл. 4.1.

По результатам экспериментов и расчетов построен график зависимости $Nu_m = f(Re)$ в логарифмических координатах.

Таблица 4.1

Характерные экспериментальные данные по массообмену при вынужденной конвекции в холодильной камере

w , м/с	Re	β , м/с	Nu	$\lg Re$	$\lg Nu$
0,1	364,96	0,0025	5,0	2,56	0,70
0,15	547,45	0,0038	7,6	2,74	0,88
0,2	729,93	0,0051	10,2	2,86	1,00
0,25	912,41	0,0063	12,6	2,96	1,10
0,3	1094,89	0,0076	15,2	3,04	1,18
0,35	1277,37	0,0088	17,6	3,11	1,24
0,4	1459,85	0,010	20,0	3,16	1,30
0,45	1642,34	0,011	22,0	3,22	1,34
0,5	1824,82	0,013	26,0	3,26	1,41
0,6	2189,76	0,014	28,0	3,34	1,45
0,7	2554,72	0,016	32,0	3,41	1,51
0,8	2919,68	0,018	36,0	3,46	1,56
0,9	3284,64	0,021	42,0	3,52	1,62
1,0	3649,60	0,023	46,0	3,56	1,66
1,5	5474,40	0,035	70,0	3,74	1,84
2,0	7299,20	0,047	94,0	3,86	1,97
2,5	9124,00	0,059	118,0	3,96	2,07

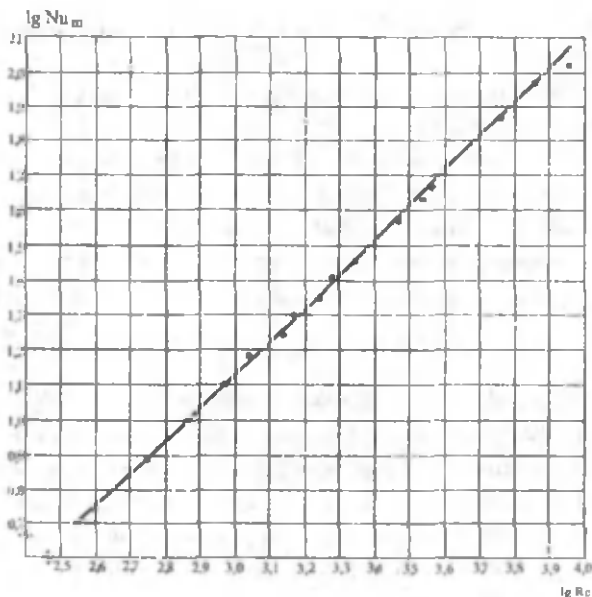


Рис. 4.1. Зависимость $Nu_m = f(Re)$

На основе рис.4.1 и обработки опытных данных методом теории подобия получена следующая критериальная зависимость:

$$Nu_m = 0,0238 Re^{0,93}, \quad (4.10)$$

при $Re = 3,65 \cdot 10^2 \div 9,12 \cdot 10^3$.

Анализ экспериментальных данных показывает, что коэффициент массообмена от поверхности продукта при охлаждении воздухом существенно зависит от скорости потока воздуха. В случае постоянной относительной влажности при росте скорости подаваемого воздуха от 0,1÷2,0 м/с коэффициент массообмена увеличивается примерно в 23,6 раз. Требуемая относительная влажность подаваемого воздуха поддерживалась увлажнением водой. Полученные результаты экспериментальных исследований по тепло- и массообмену хорошо согласуются с экспериментальными данными А.В. Нестеренко.

Эффективность использования нетрадиционных источников энергии и естественного холода ночного воздуха зависит от интенсивности теплообменных процессов, происходящих в холодильной камере и штабеле овощей при активном вентилировании.

Проблема эффективного использования холода воздуха в штабелях плодовоовощехранилищ на современном этапе еще не решена, так как интенсивность процессов теплообмена низка. Коэффициент теплообмена α практически редко превышает $20 - 25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ [21,23,27,98].

Известно, что одним из способов интенсификации конвективного теплообмена является увеличение скорости воздушного потока. Однако это связано с ростом перепада давления Δp в штабеле или насыпном слое овощей и плодов, т.е. с увеличением энергетических затрат на перемещение воздуха в вентиляционных каналах и в штабелях при активном вентилировании. Кроме того, увеличение скорости воздуха благоприятствует повышению усушки продуктов.

Следовательно, совместное рассмотрение теплообмена и гидравлического сопротивления для определенной схемы размещения штабелей выдвигает в основном две практические задачи.

Первая задача связана с нахождением наиболее выгодных скоростей воздуха в распределительных вентиляционных каналах и внутри штабелей, при которых соотношения между эксплуатационными и капитальными расходами будут наиболее целесообразными.

Вторая задача заключается в создании таких конструкций и схем размещения штабелей, в которых высокая интенсивность конвективного теплообмена достигается при минимальных перепадах давления воздуха. Очевидно, эта задача не может быть решена сугубо эмпирическим путем случайного подбора поверхностей охлаждения. Исследование механизма теплообмена и гидродинамики движения воздуха в каждом конкретном случае позволяет оценивать методы интенсификации конвективного теплообмена. Интенсификация теплообмена, в основном, сводится к различным способам увеличения турбулентности потока. Оценку интенсификации теплообмена можно производить по следующему уравнению:

$$\alpha = \psi(\Delta p). \quad (4.11)$$

Из анализа уравнения (4.11) следует, что в практике конструирования холодильных камер и штабелей продуктов надо выбирать такую схему, в которой при меньших значениях чисел Рейнольдса (Re) развивается большая турбулентность потока. В этом случае затрачивается меньшая мощность на перемещение воздуха через штабеля или

насыпной слой продуктов, для получения заданного коэффициента теплообмена α при одинаковых температурах воздуха.

Большинство плодоовощных продукций (яблоки, лимон, хурма, картофель, лук) имеют шарообразную форму поверхностей охлаждения, которые естественным образом усиливают интенсивность теплообмена, увеличивая турбулентность потока воздуха.

Плоды и овощи, лежащие в плотном слое обтекаемого воздуха, находятся в особых условиях, отличных от обтекания отдельно взятых шариков (шарообразных плодов и овощей). Эта специфичность условий связана с наличием точек касания между отдельными плодами и овощами. Точки касания являются фактором, определяющим зарождение турбулентного режима движения воздуха в слое частиц сферической или другой зернистой формы.

Как известно, при турбулентном движении воздуха к сопротивлению трения и сопротивлению движения добавляется так называемое полезное сопротивление, связанное с турбулентным переносом «моллей» из пограничного слоя к поверхности охлаждения. Очевидно, что чем больше в общей сумме эта часть сопротивления, тем рациональнее организован конвективный теплообмен.

Большое число работ о передаче теплоты от газа к поверхности частиц при нестационарных условиях теплообмена выполнено О.Н.Саундерсом и Н.Фордом, З.Ф.Чухановым и Е.А.Шапатиной, Р.С.Бернштейном, И.М.Федоровым и другими. Изучению передачи теплоты от поверхности твердых частиц газу посвящено немного работ. Одна из них, связанная с охлаждением слоя при нестационарном режиме, выполнена Фурнасом.

Теплообмен от твердых частиц (шариков) к воздуху при стационарном режиме описан в работе Г.К.Дьяконова и Г.А.Семенова. Одним из основных результатов этой работы является установление зависимости интенсивности теплообмена от диаметра частиц в случае, когда тепловой поток направлен от твердых частиц слоя к воздуху.

Результаты экспериментальных исследований теплообмена в шарообразном слое обобщены авторами в виде критериальной зависимости $Nu = C Re^n$.

Расчетные зависимости, полученные различными авторами, приведены в табл.4.2.

Таблица 4.2

Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в шарообразном слое

Объект исследования	Расчетные зависимости по определению коэффициента теплообмена	Условия, при которых получена расчетная зависимость
Сушки горячими газами в слое частиц каменного угля	$Nu=0,23 Re^{0,363}$	диаметр частиц угля $d=2,7-8,2$ мм
Нагрев стальных, свинцовых и стеклянных шариков	$Nu=0,11 Re$	диаметр шаров $d=1,6-6,3$ мм
Нагрев стальных шаров	$Nu=0,24 Re^{0,23}$	диаметр шаров $d=3,15$ мм
Нагрев горячими газами твердых частиц	$Nu=0,106 Re$	для $20 < Re < 200$
Нагрев (охлаждение) воздухом твердых частиц	$Nu=0,61 Re^{0,61}$	для $Re > 200$
Охлаждение стальных шаров	$Nu = 0,128 Re \left(\frac{D}{d}\right)^{0,257}$	диаметр шаров $d=7,92$ и $11,72$ мм при $\frac{D}{d} = 8,1 + 12$

Исследования показывают, что с уменьшением размеров отдельных частиц слоя интенсивность теплообмена увеличивается, так как турбулизация пограничного слоя наступает при меньших значениях Re . Это дает основание сделать вывод, что интенсивность теплообмена в слое зависит не только от кинетических условий, но и от геометрических характеристик слоя частиц.

Все проведенные исследования имели цель – изучить характер теплообмена для определения оптимальных условий сушки, газификации топлива, нагрева металла и т.п.

Для объяснения результатов работ по теплообмену в шарообразном слое используются следующие гипотезы. Первая рассматривает теплообмен как внутреннюю задачу. Плоды и овощи в слое создают кривые каналы, в которых происходят зигзагообразные движения поз-

духа, что обуславливает возникновение завихрений. Вследствие этого уменьшается толщина пограничного слоя у стенки продуктов, что и интенсифицирует теплообмен. Вторая – рассматривает теплообмен между воздухом и поверхностью продуктов в слое как внешнюю задачу.

Подробно остановимся на основных факторах, определяющих теплообмен в плодоовощном слое. Интенсивность конвективного теплообмена оценивается коэффициентом теплообмена α .

Явление теплопроводности в воздухе, как и в твердых телах, характеризуется градиентом температуры и коэффициентом теплопроводности.

Конвективный перенос тепла неразрывно связан с переносом частичек воздуха. Это обстоятельство сильно усложняет процесс теплообмена, так как перенос частичек воздуха зависит от режима движения, природы его возникновения, рода и физических свойств воздуха, формы и размеров поверхности охлаждения твердого тела, направления теплового потока и т.д. Таким образом, конвективный теплообмен представляет собой очень сложный процесс, зависящий от большого числа факторов.

Рассмотрим влияние направления теплового потока на конвективный теплообмен между жидкостью и твердым телом. Для объяснения зависимости коэффициента теплообмена от направления теплового потока воспользуемся представлениями о пограничном слое вблизи поверхности нагрева (охлаждения). Коэффициент теплообмена α зависит от толщины пограничного слоя.

В этом случае формирование пограничного слоя определяется не только гидродинамикой, но и тепловыми факторами (температурой). Известно, что с повышением температуры жидкости плотность ее уменьшается.

В результате разности плотностей жидкости наблюдается перемещение ее частиц из объема с более низкой температурой в объем с более высокой температурой. Рассмотрим случаи нагревания твердого тела воздухом. Пограничный слой, примыкающий к поверхности, имеет температуру ниже, чем основной движущийся поток. Поэтому перенос «молей» в сторону поверхности твердого тела встречает

большее сопротивление, и теплообмен между воздухом и поверхностью менее интенсивен.

При охлаждении твердого тела, т.е. при нагревании воздуха от стенки, пограничный слой имеет температуру большую, чем турбулентный поток. Поэтому количество переносимых молей здесь также больше. Частицы воздушного потока большей плотности глубже проникают в пограничный слой с меньшей плотностью, тем самым увеличивая интенсивность теплообмена.

Исходя из этого, можно утверждать, что при прочих равных условиях охлаждение горячей поверхности твердого тела более интенсивно, чем нагревание этой поверхности, и поэтому коэффициент теплообмена от горячей поверхности к нагреваемому воздуху выше, т.е.

$$\alpha_{ох} > \alpha_{нагр}.$$

Это явление особенно сильно обнаруживается при теплообмене в шарообразном плодовоовощном слое. К такому же выводу можно прийти, если рассмотреть зависимость теплообмена от толщины пограничного слоя, формируемого около стенки.

При турбулентном движении теплоносителя вблизи стенки формируется пограничный слой, для которого характерным является значительное изменение температуры, наличие температурного градиента в пограничном слое.

Если выделить элемент поверхности пограничного слоя ds толщиной δ и с коэффициентом теплопроводности λ в виде плоской стенки, то, используя гипотезу Фурье для плоской стенки и уравнение теплообмена Ньютона, можно получить следующее выражение:

$$\alpha = \frac{\lambda_s}{\delta}, \quad (4.12)$$

где α — коэффициент теплообмена между стенками и воздухом Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$); λ_s — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/м $^\circ C$; δ — толщина пограничного слоя, м.

Коэффициент теплообмена α от воздуха к стенке при турбулентном движении воздуха определяется коэффициентом теплопроводности воздуха и толщиной пограничного слоя. С увеличением коэффициента теплопроводности воздуха и уменьшением толщины пограничного слоя увеличивается коэффициент конвективного теплообмена. При охлаждении тела температура пограничного слоя около стенки выше,

чем в ядре потока, и ее можно принять почти равной температуре стенки. Вследствие этого теплопроводность воздуха в пограничном слое выше, чем в ядре потока; толщина пограничного слоя меньше. Таким образом, коэффициент теплообмена при охлаждении больше, чем при нагревании, как это и отмечено выше.

С целью выяснения основных факторов, определяющих теплообмен в насыпном слое (шарообразном) плодов и овощей, в лабораторных условиях проводилось исследование. Для этого изготовлена модель холодильной камеры со штабелем, заполненным плодами и овощами и создан «плотный шарообразный слой» (рис.4.2). Модель холодильной камеры имеет следующие размеры: длина 100 см, ширина 60 см, высота 30 см. имитирует натурный объект с размерами длиной 10 м, шириной 6 м и высотой 3 м (масштаб 1:10). Экспериментальная установка для исследования тепло- и массообмена в плодовоовощном слое при охлаждении воздухом состоит из воздуховодов, вентилятора с электродвигателем, штабеля продуктов и измерительного комплекса для определения теплотехнических параметров воздуха и продукта. Измерительный комплекс для определения температур воздуха и продукта состоит из хромелькопелевых термодар ТХК, переключателя, сосуда Дюара, лабораторного термометра с ценой деления 0,1 °С и автоматического многоточечного электронного потенциометра КСП – 4. Применение электронного потенциометра КСП – 4 позволяет быстро снимать температуру и легко ее обрабатывать. Относительную влажность воздуха измеряли психрометрами Асмана и Августа. Аэродинамическое сопротивление потока воздуха в воздуховодах определяется пневмометрическими трубками, которые соединены с микроанометром. Скорость воздушного потока измеряли крыльчатými и чашечными анемометрами.

Через штабель продували охлаждающий воздух с заданными параметрами. В экспериментах измеряли температуру и относительную влажность воздуха в канале перед штабелем, в трех сечениях по высоте слоя. В опытах варьировались параметры и удельный расход приточного воздуха, высота слоя, начальная температура продукта.

При этом подтверждено, что теплообмен в шарообразном слое весьма интенсивен, и он тем сильнее, чем мельче частицы и больше скорость фильтрации воздуха.

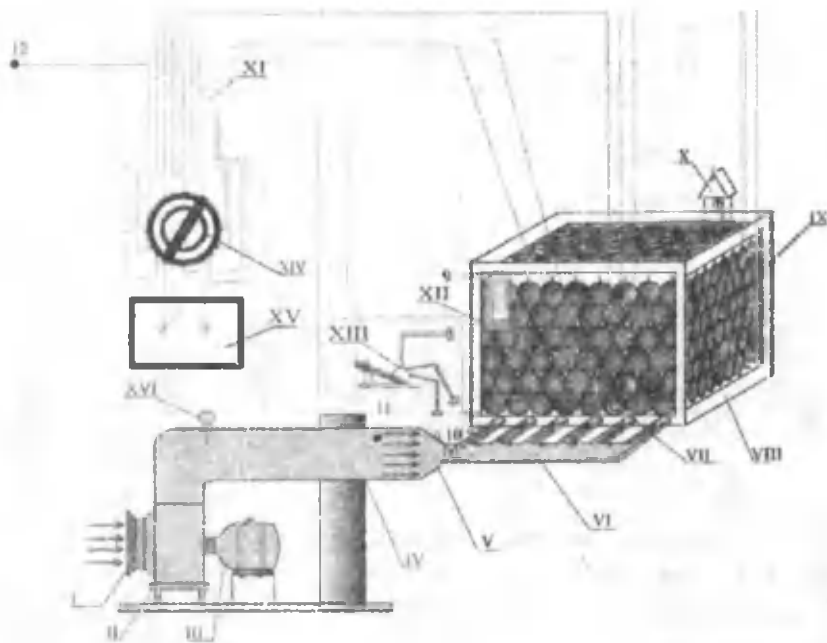


Рис. 4.2. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена в плодоовощном слое при отлаждении в условиях активного вентилирования: I – шибер; II – всасывающий воздуховод с вентилятором; III – электродвигатель вентилятора; IV – основной воздуховод; V – суживающееся сопло; VI – трубопровод-распределитель с расходомером и дроселирующими шайбами; VII – U-образный манометр; VIII – холодильная камера; IX – штабель продукции; X – вытяжной канал холодильной камеры; XI – проболки измерителя; XII – психрометр Августа; XIII – микроманометр; XIV – переключатель измерителя; XV – компенсационный самопишущий прибор КСП-4; XVI – манометр; 1-12 – точки измерения температуры с хрмель-конечными термомпарами ТХК.

Рассматривая схему движения воздуха в плодоовощном (шарообразном) слое (рис. 4.3), можно убедиться, что каждый предыдущий ряд продуктов является турбулизатором для последующих рядов. Толщина пограничного слоя в этом случае меньше, чем при обгекании одиночного продукта, что значительно увеличивает коэффициент теплообмена.

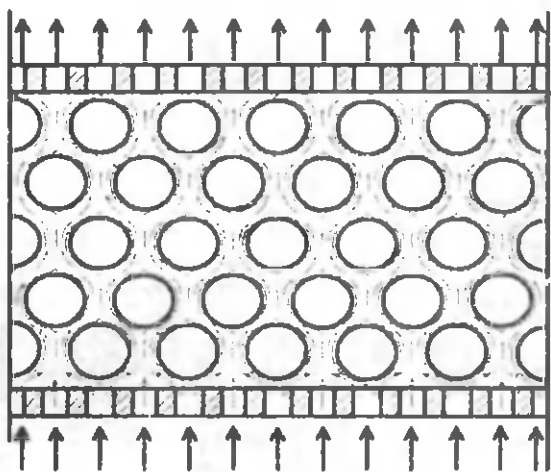


Рис. 4.3. Движение воздуха в насыщенном слое продуктов

В плотном слое плодов и овощей каждый продукт соприкасается с другими, по крайней мере, в шести точках. Точки соприкосновения уменьшают активную теплообменную поверхность продукта со средой.

В неподвижном шарообразном слое продуктов эти контакты обуславливают увеличение перепада давлений в воздушной среде Δp .

Исследован теплообмен и гидравлическое сопротивление в шарообразном слое плодов и овощей при охлаждении воздухом. Принималось, что на границе соприкосновения воздуха с поверхностью продукта имеется безотрывное движение. Пренебрегался лучистый теплообмен в шарообразном слое. Физические параметры воздуха: теплоемкость c_p , коэффициент теплопроводности λ и коэффициент динамической вязкости μ – принимались постоянными. Термокинетический процесс в плодоовощном слое при таких данных можно описать классической системой уравнений: уравнениями неразрывности и энергии, уравнениями движения жидкости и ее состояния.

Движения воздуха в шарообразном слое характеризуются вектором скорости \vec{w} , плотностью ρ , давлением p и температурой t .

Если указанные величины в различных точках объема изменяются во времени, то процесс теплообмена и гидравлического сопротивле-

ния (термокинетический процесс) нестационарный. Как известно, в этом случае уравнение неразрывности будет иметь вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0, \quad (4.13)$$

где w_x, w_y, w_z – проекции вектора скорости движения среды на оси координат Ox, Oy, Oz ; τ – время, сек.

Уравнение (4.13) показывает, что масса среды воздуха

$$\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z},$$

накопившейся в процессе движения в одной точке объема слоя в единицу времени, расходуется на увеличение плотности среды в этой точке:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau}.$$

Движущаяся среда переносит теплоту. Перенос теплоты определяется уравнением сохранения энергии:

$$\frac{\partial(\rho c_p t)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho c_p t w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho c_p t w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho c_p t w_z)}{\partial z} - \frac{\partial\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x}\right)}{\partial x} - \frac{\partial\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y}\right)}{\partial y} - \frac{\partial\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z}\right)}{\partial z} = 0,$$

где c_p – удельная теплоемкость воздушной среды при постоянном давлении; λ – коэффициент теплопроводности воздуха.

Это уравнение показывает, что тепловая энергия среды, накапливаемая в процессе движения в данной точке объема слоя в единицу времени, расходуется на увеличение плотности энергии:

$$\frac{\partial(\rho c_p t)}{\partial \tau}.$$

Если ρ, c_p, λ мало изменяются, то уравнение сохранения энергии можно представить в следующем виде:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (4.14)$$

где $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ – коэффициент температуропроводности.

Если рассмотреть передачу теплоты в продукте, т.е. положить

$$w_x = w_y = w_z = 0,$$

то уравнение (4.14) принимает вид:

$$\frac{\partial t_w}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t_w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t_w}{\partial z^2} \right), \quad (4.15)$$

где t_w – переменная температура продукта, °С.

Уравнение движения воздушной среды для оси x напомним так:

$$\rho \frac{dw_x}{\partial \tau} = g\rho - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{3} \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right), \quad (4.16)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости воздуха.

Аналогичные уравнения можно написать для координат y и z .

Параметры состояния среды p , ρ и t связываются между собой уравнением состояния, которое напомним в общем виде:

$$p = \psi(\rho, t). \quad (4.17)$$

Для системы координат O, ξ, η, ζ (рис.4.4), расположенной в геометрическом центре продукта, уравнение (4.15) можно представить в следующем виде:

$$\frac{\partial t_w}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t_w}{\partial \xi_i^2} + \frac{\partial^2 t_w}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2 t_w}{\partial \zeta^2} \right) \quad (4.18)$$

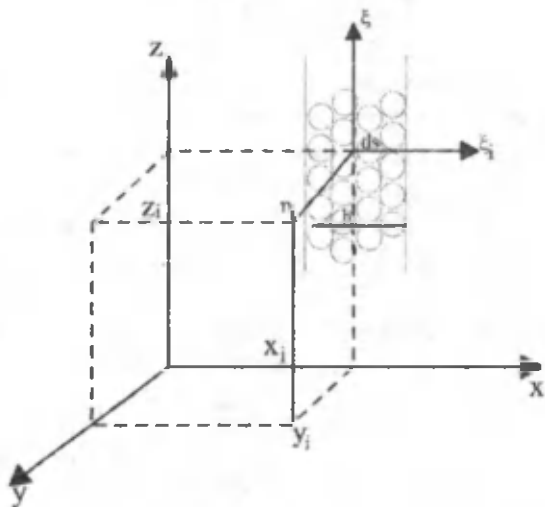


Рис. 4.4. Система координат $O, \xi, \eta, \zeta, i=1,2,3,\dots,n$; h – толщина слоя

Возьмем на поверхности продукта элементарную площадку ds . Через эту площадку в единицу времени проходит количество теплоты $\lambda_a \text{grad}_n t ds$, где λ_a – коэффициент теплопроводности воздуха. Это же количество теплоты будет определяться выражением $\lambda_{cn} \text{grad}_n t ds$, где λ_{cn} – коэффициент теплопроводности продукта.

Для данного процесса передачи теплоты от воздуха к продукту можно написать равенство:

$$-\lambda_a \text{grad}_n t ds = -\lambda_{cn} \text{grad}_n t ds \quad (4.19)$$

Уравнение (4.19) в скалярной форме можно представить так:

$$\lambda_a \left[\frac{\partial t}{\partial x} \cos(n, x) + \frac{\partial t}{\partial y} \cos(n, y) + \frac{\partial t}{\partial z} \cos(n, z) \right] = \lambda_{cn} \left[\frac{\partial t}{\partial \xi} \cos(n, \xi) + \frac{\partial t}{\partial \eta} \cos(n, \eta) + \frac{\partial t}{\partial \zeta} \cos(n, \zeta) \right] \quad (4.20)$$

Уравнение теплообмена между воздухом и поверхностью продукта можно написать также в следующем виде:

$$\alpha(\bar{t} - t_w) = -\lambda_a \left[\frac{\partial t}{\partial x} \cos(n, x) + \frac{\partial t}{\partial y} \cos(n, y) + \frac{\partial t}{\partial z} \cos(n, z) \right], \quad (4.21)$$

где α – коэффициент теплообмена между поверхностью продукта и воздухом;

\bar{t} – средняя температура воздуха в слое;

t_w – температура поверхности продукта;

n – единичный вектор внешней нормали к поверхности.

В уравнения (4.13)–(4.17) входят семь неизвестных величин $\omega_x, \omega_y, \omega_z, \rho, t, p, t_w$.

Следовательно, система уравнений является замкнутой. Для решения этой системы необходимо знание следующих условий однозначности:

1. Геометрические условия, в которых определяется геометрическая конфигурация объема слоя с движущейся сплошной средой.

2. Начальные условия, в которых искомые величины задаются как известные функции пространственных координат в объеме в начальный момент времени.

3. Граничные условия, в которых искомые величины задаются как известные функции пространственных координат и времени на границах объема с движущейся средой.

Начальными условиями являются: равенство нулю скорости воздуха во всех сечениях канала холодильной камеры, равенство всех температур элементов конструкции штабеля температуре охлаждающего воздуха.

Целесообразно использовать граничные условия Ньютона – Рихмана (III – рода):

$$-\lambda_n \left. \frac{dt_n}{dn} \right|_n, F = \alpha(t_n - t_w) F_n, \quad (4.22)$$

Постановка задачи с такими граничными условиями позволяет раздельно решать задачи теплопроводности и конвекции. При использовании граничных условий (4.22) одним из важнейших факторов является определение коэффициента α , что связано с проведением экспериментальных исследований теплообмена.

Границы объема задаются размерами штабеля, который заполнен продуктами, диаметром продуктов и их числом в штабеле.

Объем штабеля равен:

$$V = hab, \quad (4.23)$$

где h – высота штабеля, m ; a и b – средняя длина и ширина штабеля, m .

Объем, занимаемый продуктами, заполняющими штабеля, равен:

$$V_w = \frac{\pi d_n^3}{6} n, \quad (4.24)$$

где n – число продуктов в штабеле; d_n – диаметр продукта.

Коэффициент порозности в штабеле определяется выражением

$$f = \frac{V - V_w}{V}, \quad (4.25)$$

Для исследуемого штабеля с продуктами порозность принималась равной $f=0,4 \pm 0,5$.

Анализ уравнений и условий однозначности на основе общей методики теории подобия и размерностей позволяет получить критериальные уравнения, которые определяют теплообмен и гидравлическое сопротивление в шарообразном слое продуктов. Критериальные уравнения можно представить в следующем виде:

$$Nu = \psi(Rc, Pr, \frac{h}{d_n}, f), \quad (4.26)$$

$$Eu = \varphi(Rc, \frac{h}{d_n}, f), \quad (4.27)$$

где $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ – критерий Нуссельта; $Re = \frac{wd}{\nu}$ – критерий Рейнольдса; $Pr = \frac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля; $Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$ – критерий Эйлера; $\frac{h}{d_m}$ – геометрический критерий; f – порозность слоя.

Гидравлическое сопротивление воздушной зоны определяется по формуле:

$$\Delta p_s = \zeta \frac{h}{d_m} \cdot \frac{\rho_s \cdot w_s}{2}, \text{ н/м}^2, \quad (4.28)$$

где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления, принимаемый при $f=0,4 - 0,5$ равным 22 – 24.

Рассматривая критериальные уравнения (4.26) и (4.27), можно указать, что интенсивность теплообмена и гидравлическое сопротивление в слое определяются гидродинамикой движения в слое Re , физическими свойствами сред Pr , диаметром продуктов d , высотой слоя h и порозностью слоя f .

4.2. Моделирование процессов тепло- и массообмена в холодильной камере при охлаждении продуктов естественным холодом

Хранение продуктов в плодоовощехранилищах, особенно в южных районах Республики связано с большими затратами энергии. Экономия дорогостоящей энергии при хранении продуктов в труппсом температурно-влажностном режиме можно достичь применением таких возобновляемых источников, как естественный холод зимнего периода и ночного холодного воздуха. Требования экономии энергетических и материальных ресурсов, совпадение периода хранения плодоовощной продукции с периодом общего похолодания обязывают максимально использовать естественный холод с применением активной вентиляции. При этом суммарная величина затрат на охлаждение продуктов определяется, в основном, затратами на подачу естественного холода и затратами, вызванными собственными потерями массы (усушка), причем обе эти составляющие связаны между собой и зависят от технологических параметров воздуха, охлаждающего камеру [23].

Для успешного хранения продукции необходимо и в холодильных камерах, и в самой массе продукции обеспечить поддержание требуемых температуры, влажности, подвижности и состава окружающей среды. Эту задачу можно решить только на основе исследования процессов теплообмена, происходящих в массе продукции и в помещениях хранения. При решении практических задач и уравнений тепловлажностного баланса овощехранилища применяются расчетные формулы, позволяющие определить соответствующие потоки тепла и массы на основе законов теплообмена. Общие закономерности процессов тепло-массообмена рассмотрены в трудах А.В.Лыкова, С.С.Кутателадзе, М.А.Михеева, А.Ф.Чудновского и др., а также в научных работах И.Г.Алямовского, В.З.Жадана, Г.М.Позица, В.М.Турова, И.Г.Чумака, М.А.Волкова, Г.Б.Чиждова, И.Л.Волкинда и др., посвященных непосредственно теплотехническому расчету плодоовощехранилища.

Большое число работ о передаче теплоты от газа к поверхности твердых частиц при нестационарных условиях теплообмена выполнено О.Н.Саундерсом, З.Ф.Чухановым, Е.А.Шапатиной, Р.С.Бернштейном, И.М.Федоровым и другими. Изучению процесса теплоотдачи при охлаждении поверхности твердых частиц газом посвящено немного работ. Одной из них, связанной с охлаждением слоя при нестационарном режиме, является работа Фурнаса.

Целью данной работы является установление связи между различными характеристиками тепло- и массообменных процессов для определения оптимальных условий охлаждения продуктов в холодильных камерах.

Проведение исследований по теплообмену при охлаждении ябллок зимних сортов в штабеле, т.е. в шарообразном слое основывается на следующих гипотезах. В первом случае рассматриваем теплообмен как внутреннюю задачу. Продукты (яблоки) в слое создают кривые каналы, в которых происходят зигзагообразные движения воздуха, что обуславливает возникновение завихрений, вследствие чего уменьшается толщина пограничного слоя у стенки плодов, что и интенсифицирует теплообмен. Во втором случае рассматриваем теплообмен между охлаждающим воздухом и твердой поверхностью слоя плодов как внешнюю задачу (рис. 4.5).

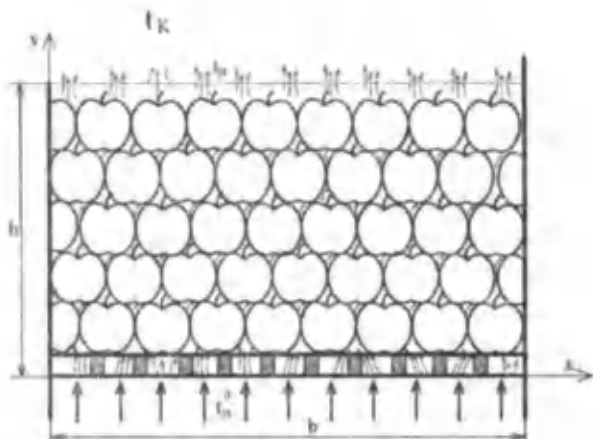


Рис. 4.5. Расчетная схема теплообмена в штабеле продукции (при вынужденной конвекции) при активном вентилировании естественным холодом

Охлаждение плодов и овощей естественным холодом в плодоовощехранилищах осуществляется системой активного вентилирования штабеля (насыпи) со скоростью воздуха $w = 0,05-0,5$ м/с. Для научного обоснования режима активного вентилирования, определения продолжительности охлаждения при нестационарных условиях и непрерывно изменяющихся параметрах охлаждающей среды, а также при переменных теплофизических характеристиках плодов и овощей предпочтительнее применение численных методов. Все дифференциальные уравнения, связанные с теплопроводностью и теплообменом, были решены численно с применением метода Рунге-Кутты. Численные решения задачи охлаждения продукта проводились при следующих допущениях:

- теплофизические характеристики (λ , c_p , ρ , a) продуктов (яблок) при температурах выше криоскопических постоянны;
- пренебрежение контактной теплопроводностью отдельных элементов слоя;
- плоды (яблоки зимних сортов) рассматриваются как шары с эквивалентным диаметром;
- рассматривается не действительная поверхность продуктов, а эффективная поверхность тепло- и массопереноса.

Теплообмен в слое плодов и овощей необходимо рассматривать в совокупности с температурным режимом отдельных элементов сырья, который является нестационарным. Температура воздуха, проходящего через слой плодов и овощей, изменяется как в пространстве, так и во времени. Поэтому решение задачи будет включать два взаимосвязанных выражения температурного поля, первое для элементов продукта, а второе для охлаждающего воздуха.

Физическая модель процесса охлаждения слоя плодов и овощей естественным холодом представлена на рис.4.5. Воздух с начальной температурой t_n^0 проходит через слой яблок или овощей, имеющих практически одинаковую температуру t_n^0 (снизу вверх). В начальный момент разность температур поверхности элементов слоя и воздуха ($t_n^0 - t_n^0$) будет максимальной в месте входа воздуха. По мере охлаждения слоя интенсивность теплообмена в месте входа воздуха ослабевает, а в более отдаленных по потоку частях слоя усиливается, что приводит к постепенному выравниванию температурного поля по объему слоя.

При ранее принятых допущенных определениях, продолжительность охлаждения и температура поверхности плодов и овощей (яблок и картофеля) сводятся к решению дифференциального уравнения теплопроводности шара:

$$\rho \frac{\partial i}{\partial \tau} = \lambda \left[\frac{\partial^2 i(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial i(r, \tau)}{\partial r} \right]; \quad (4.29)$$

$$\partial i = c_p \cdot \partial t, \quad (4.30)$$

$$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}, \quad (4.31)$$

i – удельная энтальпия, Дж/кг. С учетом (4.30) и (4.31) получим:

$$\frac{\partial t(r, \tau)}{\partial \tau} = a \left[\frac{\partial^2 t(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} \right]. \quad (4.32)$$

Составляем начальные условия в следующем виде:

$$\tau=0, t(r, 0) = t_n^0; \quad (4.33)$$

а также граничные условия:

$$\alpha [t(R, \tau) - t_a] = -\lambda \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r}, \quad (4.34)$$

где a – коэффициент температуропроводности продукта, $\text{м}^2/\text{с}$; c_p – изобарная теплоемкость продукта, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; ρ – плотность продукта, $\text{кг}/\text{м}^3$; t_p^0 – средняя начальная температура продукта, $t_p^0=25\text{ }^\circ\text{C}$; $t(r,\tau)$ – температура продукта, зависящая от времени (τ) и радиуса (r); τ – время, сек; t_a^0 – температура приточного воздуха $t_a^0=0\text{ }^\circ\text{C}$; α – коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Для данных условий охлаждения слоя плодов и овощей коэффициент теплоотдачи принят по экспериментальным данным $\alpha=2,2\div 22\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ [61]. Теплофизические характеристики продукта приняты по результатам главы 2.

Схема воздействия тепла на покровный слой продукции при охлаждении приведена на рис. 4.6.

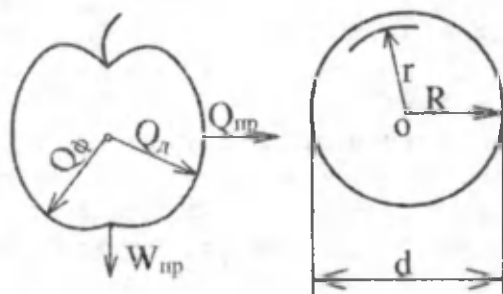


Рис.4.6. Схема воздействия тепла на покровный слой продукции при охлаждении: $Q_{\text{ф}}$ – физическое тепло, $Q_{\text{д}}$ – тепло «дыхания»; $Q_{\text{сп}}$ – тепло, отводимая от продукции (конвективная тепло); $W_{\text{сп}}$ – влага от продукции (усушка); d – диаметр продукта, м; R – радиус, м

Для моделирования была выбрана холодильная камера со строительным объемом 180 м^3 с системой охлаждения плодов и овощей холодом естественного наружного воздуха.

В зимний период при низких температурах наружного воздуха системы охлаждения камеры отключаются, а в камеру подается вентилятором наружный холодный воздух.

При моделировании процессов тепло- и массообмена в камере охлаждения яблок и картофеля были приняты следующие допущения:

- холодильная камера рассматривается как объект с сосредоточенными параметрами;
- суммарные теплопритоки в камере постоянны;

- теплофизические параметры охлаждающего воздуха в камере, а также коэффициенты тепло- и массообмена в течение расчетного времени Δt остаются постоянными.

При принятых допущениях изменения температуры и относительной влажности воздуха в хранилище тепловой и влажностный балансы камеры описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$c_a \cdot \rho_a \cdot V_{\text{кам}} \cdot \left(\frac{dt_a}{d\tau} \right) = Q_{\text{пр}} + Q_{\text{от}} + Q_{\text{из}} + Q_{\text{д}} + Q_{\text{эк}}, \quad (4.35)$$

$$\rho_a \cdot V_{\text{кам}} \cdot \left(\frac{d(d_a)}{d\tau} \right) = W_{\text{пр}} + W_{\text{от}} + W_{\text{из}}, \quad (4.36)$$

где $V_{\text{кам}}$ – объем камеры, м^3 ; ρ_a – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; c_a – теплоемкость воздуха $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; $Q_{\text{пр}}$ – теплоприток от охлаждаемых продуктов к воздуху, Вт; $Q_{\text{от}}$ – теплопритоки через ограждения, Вт; $Q_{\text{из}}$ – тепловой поток, поступающий с наружным вентиляционным воздухом, Вт; $Q_{\text{д}}$ – теплота, отводимая от продукта излучением, Вт; $Q_{\text{эк}}$ – теплота «дыхания» продуктов, Вт; $Q_{\text{эк}}$ – эксплуатационные теплопритоки, Вт; $W_{\text{пр}}$ – потеря влаги продукцией, $\text{кг}/\text{с}$; $W_{\text{от}}$ – влагоприток через ограждения, $\text{кг}/\text{с}$; $W_{\text{из}}$ – влагоприток с увлажненным приточным вентиляционным воздухом, $\text{кг}/\text{с}$.

Тепловой баланс холодильной камеры можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} c_a \cdot \rho_a \cdot V_{\text{кам}} \left(\frac{dt_a}{d\tau} \right) = & \sum_{i=1}^n (K_i \cdot F_i) (t_{\text{вн}} - t_a) + \alpha_{\text{пр}} \sum_{j=1}^m F_{\text{пр}} [t(R, \tau) - t_a(\tau)] + \\ & + W_{\text{пр}} t_a + G_{\text{в}} \cdot \rho_a \cdot c_a (t_{\text{вн}} - t_a) + G_{\text{пр}} \cdot q_{\text{д}} \cdot e^{t_{\text{вн}}} + \\ & + \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \varepsilon_{\text{д}} \cdot \psi_{\text{д}} \cdot C_{\text{д}} \left(\frac{T_{\text{пр}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{100} \right)^4 \cdot F_{\text{пр}} + Q_{\text{от}}, \end{aligned} \quad (4.37)$$

где K_i – коэффициент теплопередачи i -го ограждения камеры, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; F_i – площадь i -го ограждения, м^2 ; $t_{\text{вн}}$ – температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$; t_a – температура внутреннего воздуха, $^\circ\text{C}$; $F_{\text{пр}}$ – общая поверхность продуктов, м^2 ; $G_{\text{в}}$ – расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; $G_{\text{пр}}$ – масса продуктов, кг ; $q_{\text{д}}$ – удельная теплота «дыхания» продуктов при температуре $t_{\text{вн}} = 0$ $^\circ\text{C}$; $\varepsilon_{\text{пр}}$ – степень черноты продукта; $\varepsilon_{\text{д}}$ – степень черноты

холодных поверхностей; Ψ_x – коэффициент облученности холодных поверхностей; C_σ – постоянная излучения Стефана – Больцмана для абсолютно черного тела [95], $C_\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{Вт}{(м^2 \cdot К^4)}$; $T_{пр}$ – температура поверхности продукта, К; T_x – температура холодных поверхностей, К.

Эксплуатационные теплопритоки составляют 15–20 % от теплопритоков $Q_{пр}$. Теплоприток от охлаждаемых продуктов к воздуху можно определить:

$$Q_{пр} = \alpha \sum_{i=1}^n F_i [t(R, \tau) - t_B(\tau)] + W_{пр} \cdot r(t), \quad (4.38)$$

где $r(t)$ – удельная скрытая теплота парообразования при охлаждении, которую можно определить по формуле:

$$r(t) = 2500 - 2,29 t, \text{ кДж/кг}. \quad (4.39)$$

Потеря влаги продукцией определяется по формуле [23]:

$$W_{пр} = \frac{Q_0}{\varepsilon_1}, \quad (4.40)$$

где F_i – площадь i -й поверхности контактирующей с внутрикамерным воздухом; Q_0 – суммарный теплоприток в холодильной камере; ε_1 – тепловлажностная характеристика процесса охлаждения, кДж/кг.

Уравнение (4.38) является уравнением связи в математическом описании процессов теплопереноса в системах «продукт – воздух камеры» и «воздух камеры – наружный воздух».

Таким образом, совместное численное решение дифференциального уравнения теплопроводности (4.32) и дифференциальных уравнений, описывающих тепловой и влажностный балансы камеры охлаждения (4.35) и (4.36) с учетом (4.38), позволяют определить взаимосвязь между конструктивными и технологическими параметрами и их изменениями во времени (температурой и влажностью воздуха в камере, среднеинтегральной температурой продукта и величиной усушки). Решением (4.32), (4.35) и (4.36) получим зависимости t_0 (τ), t и t_0 (τ).

Расчетная схема тепловлажностного баланса хранилища приведена на рис. 4.7.

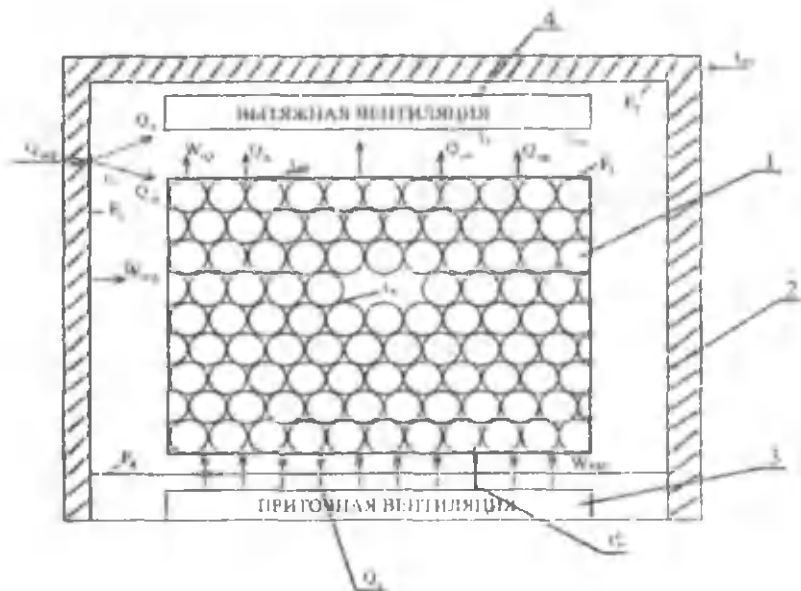


Рис. 4.7. Расчетная схема тепловлажностного баланса хранилища при работающей системе активного вентилирования с использованием естественного холода ночного воздуха. 1 – продукт; 2 – наружное ограждение камеры; 3 – приточная вентиляция; 4 – вытяжная вентиляция

Допуская, что температура воздуха в процессе охлаждения зависит только от координаты y , тогда для исследования температурного поля и теплообмена в штабелях плодов и овощей можно составить балансовое уравнение энергии воздуха и продукта для элементарного объема $dV = Fdy$ (рис. 4.8).

$$\sigma [t_n(\tau) - t_a] l^0 dy = G_n \rho_n c_p dt_n, \quad (4.41)$$

с начальными условиями:

$$y = 0 \rightarrow t_n = t_n^0, \quad (4.42)$$

где $t_n(\tau)$ – температура поверхности продукта, зависящая от времени; l^0 – приведенная толщина слоя насыпи, м/т; G_n – удельный расход воздуха на охлаждение, м³/(кг·с).

Приведенная толщина слоя насыпи плодов и овощей определяется по формуле [21]:

$$l^0 = \frac{F_n}{\rho_n \cdot h}, \quad (4.43)$$

где F_n^* – удельная площадь поверхности продукта, $\text{м}^2/\text{м}^3$; ρ_n – насыпная плотность продукта, $\text{кг}/\text{м}^3$; h – высота слоя, м ; $h = 3 \text{ м}$.

Удельную площадь поверхности продукта можно определить по выражению:

$$F_n^* = \frac{6 \cdot (1 - m)}{d} \quad (4.44)$$

Для яблок зимних сортов $F_n^* = 57 \text{ м}^2/\text{м}^3$; $\rho_n = 0,5 \text{ г}/\text{м}^3$. Тогда $l^0 = 38 \text{ м}/\text{м}$ или $l^0 = 0,038 \text{ м}/\text{кг}$.

Удельный расход воздуха на охлаждение продукта составляет

$$G_n^0 = 50 \text{ м}^3/(\text{т} \times \text{ч}) = 50 / (1000 \times 3600) = 0,0138 \times 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{кг} \times \text{с}).$$

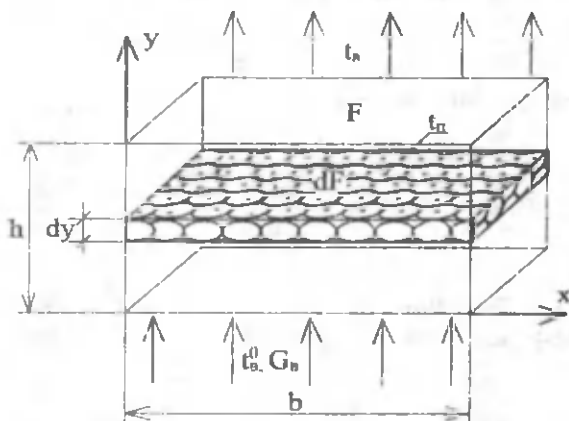


Рис. 4.8. Исследуемый элементарный объем штабеля для составления балансового уравнения энергии

Решения дифференциальных уравнений проводились с помощью пакета прикладных программ «Математика – 7». Результаты численного эксперимента представлены на рис. 4.9 – 4.21.

Результаты сопоставления расчетных величин с данными экспериментов показывают, что математическая модель камеры охлаждения яблок, базирующаяся на совместном решении внутренней и внешней задач, удовлетворительно описывает основные процессы при холодильной обработке продукта.

Анализ условий охлаждения естественным холодом показывает, что наибольшее влияние на продолжительность процесса оказывают температура, влажность и скорость движения охлаждающего воздуха.

С понижением температуры и повышением скорости движения воздуха процесс охлаждения ускоряется, однако при этом может увеличиться усушка продукта.

Перейдем к рассмотрению математической модели охлаждения моркови, которую можно представить в цилиндрической форме. Дифференциальное уравнение теплопроводности для охлаждения продукта цилиндрической формы имеет следующий вид [97,99,100]:

$$\frac{\partial t(r, \tau)}{\partial \tau} = a \left[\frac{\partial^2 t(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} \right] \quad (4.45)$$

с начальными:

$$\tau=0; \quad t(r,0)=t_n^0 \quad (4.46)$$

и граничными условиями третьего рода:

$$\alpha [t(R, \tau) - t_a(\tau)] = -\lambda \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} \Big|_R \quad (4.47)$$

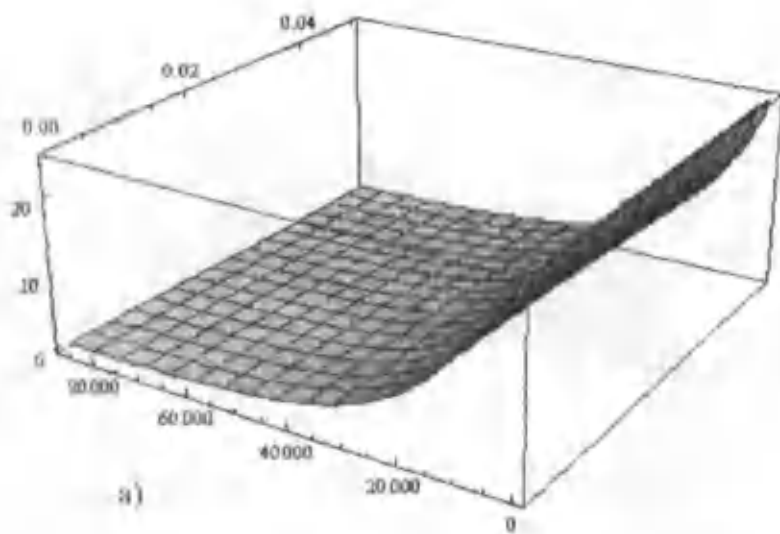
и условием симметричности:

$$\frac{\partial t(0, \tau)}{\partial r} = 0. \quad (4.48)$$

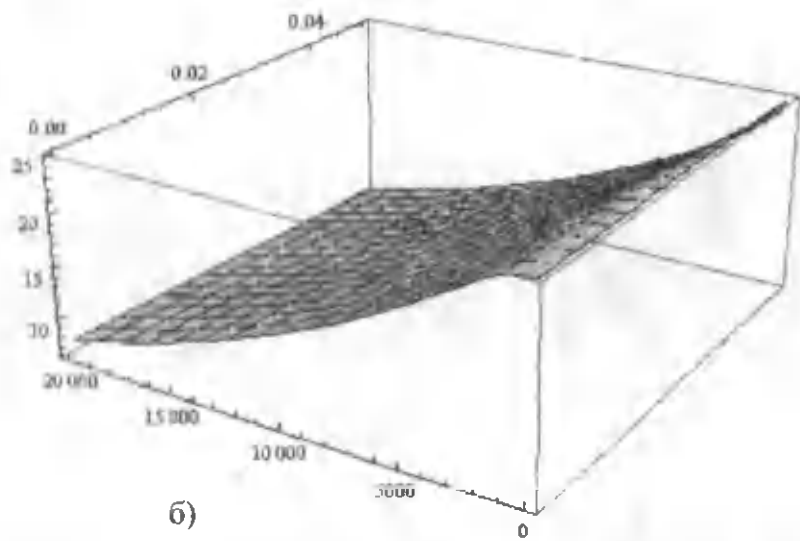
Основные характеристики камеры и продукта, необходимые для решения дифференциальных уравнений приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3
Основные характеристики камеры и продуктов

Характеристики камеры					Характеристики продукта							
$G_{ка}$	$V_{ка}$, м ³	$F_{ка}$, м ²	h , м	t_n^0 , °C	R , м	$\rho_{ф}$, кг/ м ³	$\rho_{п}$, кг/ м ³	λ , Вт/ (м·к)	C_p , Дж/ (кг·к)	a , м ² /с	$F_{с}$, м ² / м ³	$q_{с}$, Вт/м
24 (ябло- ки)	180	196	3	0	0,05	880	500	0,54	3600	$17,1 \cdot 10^{-8}$	57	10
21,6 (мор- ковь)	180	196	3	0	0,02	1040	600	0,50	3730	$12,8 \cdot 10^{-8}$	100	13,5



а)



б)

Рис. 4.9. Изменение температуры поверхности продукта в зависимости от τ и d при а) $\tau=0-86400$ сек; б) $\tau=0-21600$ сек

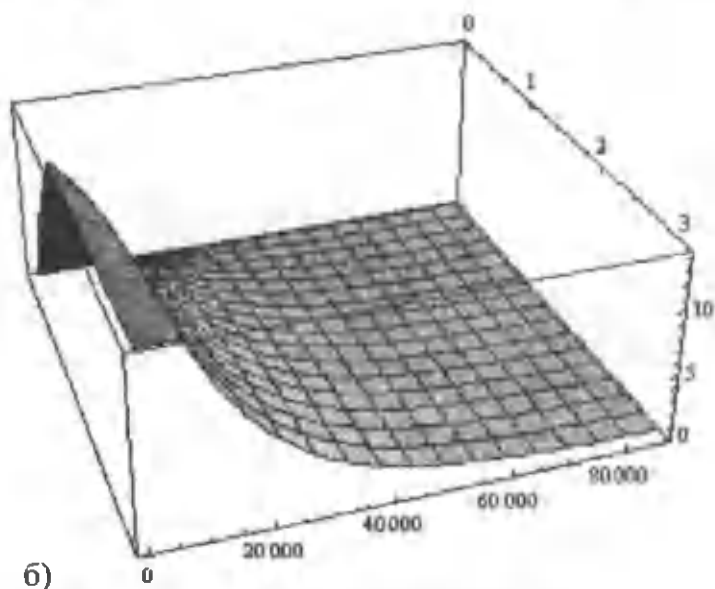
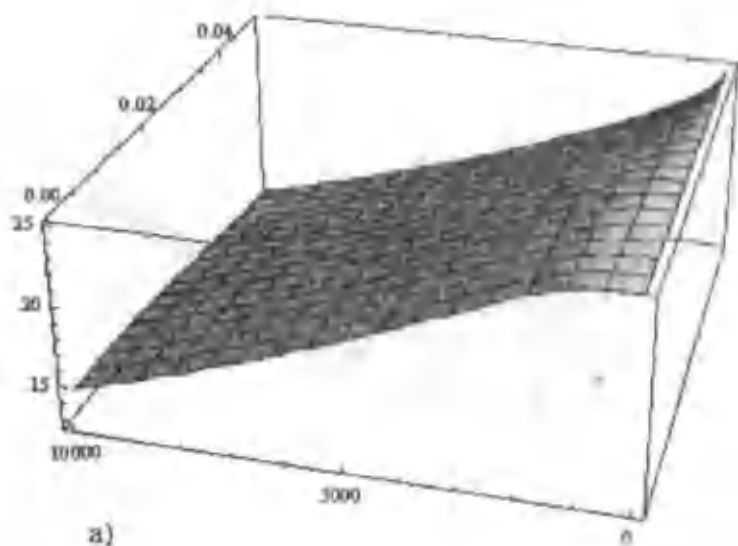


Рис. 4.10. б) Изменение температуры поверхности продукта в зависимости от а) τ и d при $\tau=0-10800$ сек; б) τ и h ($\tau=0-86400$ сек; $h=3$ м)

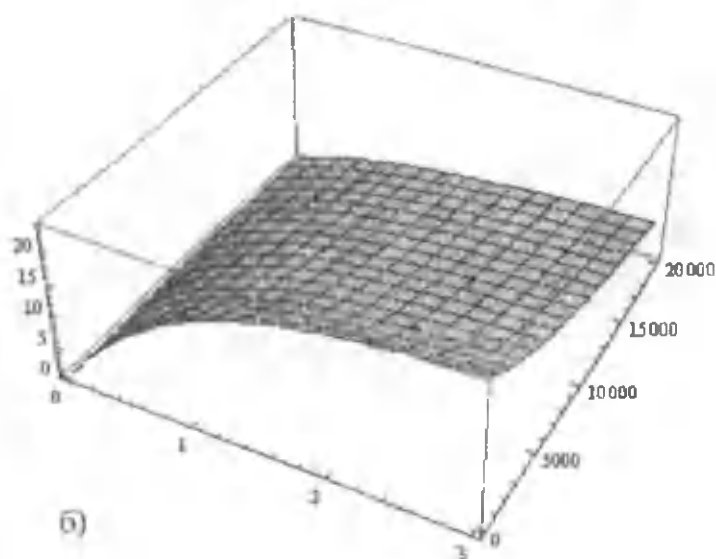
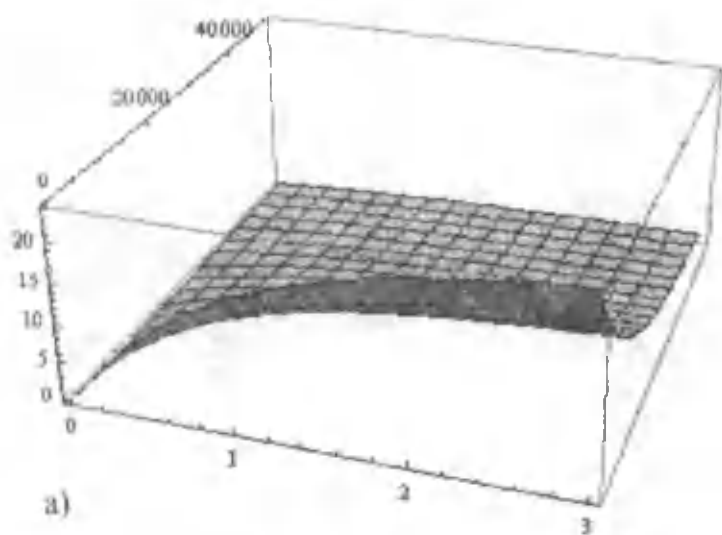


Рис. 4.11. Изменение температуры поверхности продукта в зависимости от τ и h а) ($\tau=0-43200$ сек; $h=3$ м); б) ($\tau=0-21600$ сек; $h=3$ м)

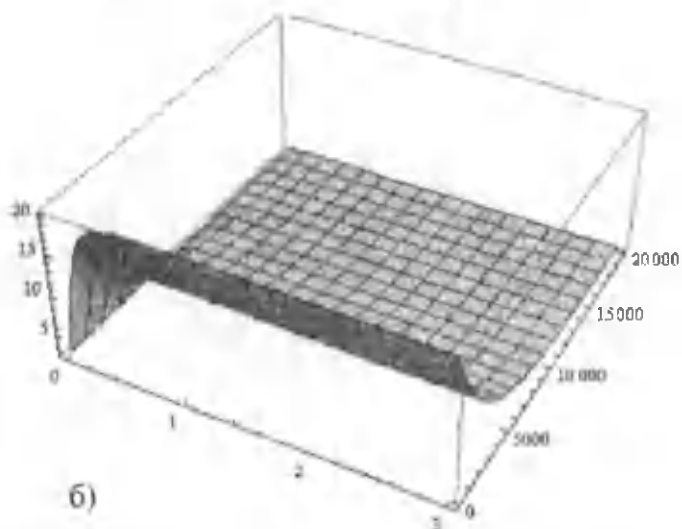
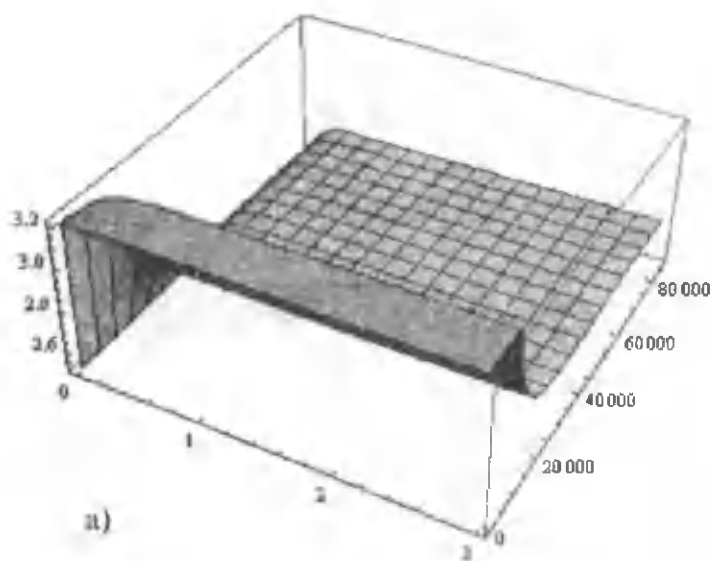


Рис. 4.12. Изменение температуры поверхности продукта в зависимости от
 а) τ , b и h ; б) τ и h

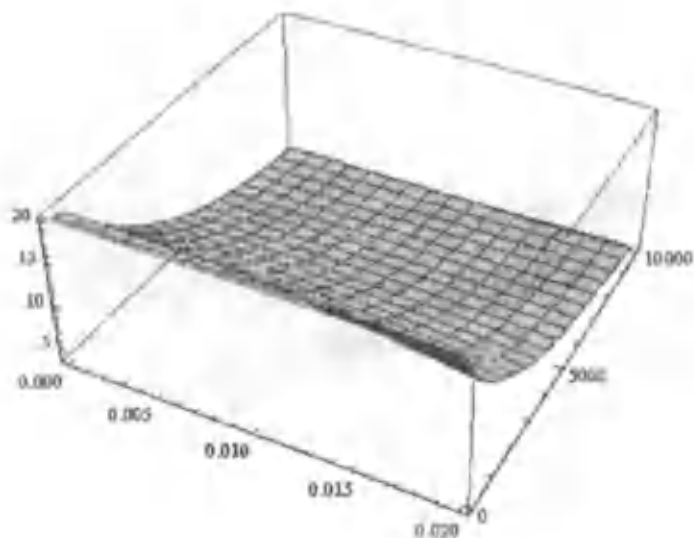
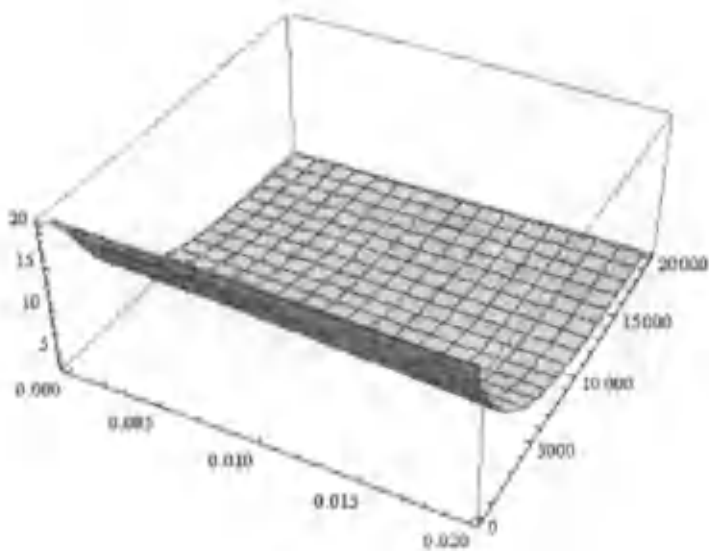
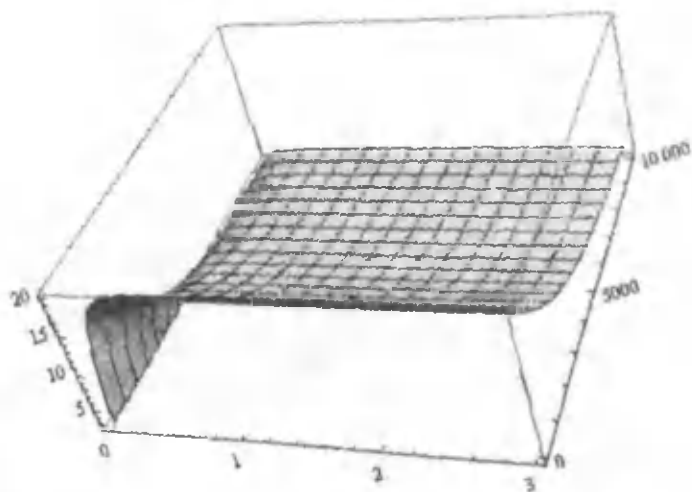
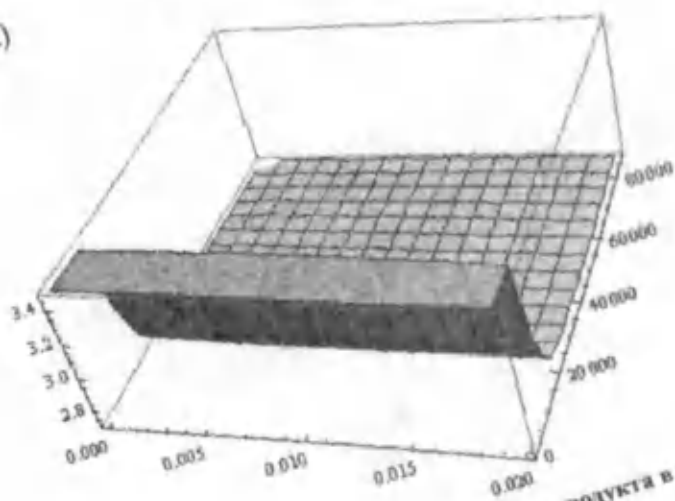


Рис. 4.13. Изменение температуры поверхности продукта в зависимости от τ и r



а)



б)

Рис. 4.14. Изменение температуры поверхности продукта в зависимости от
а) t и h ; б) t , b и r

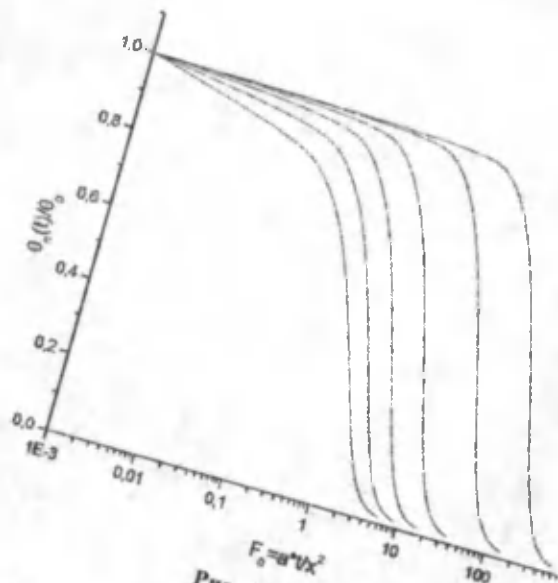


FIG. 4.15.

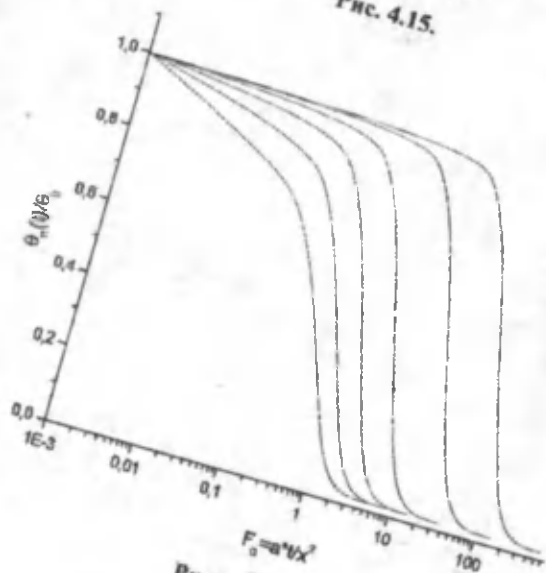


FIG. 4.16.

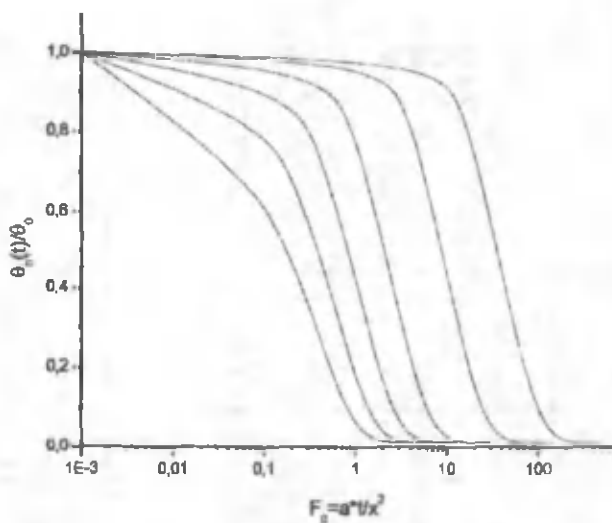


Рис. 4.17.

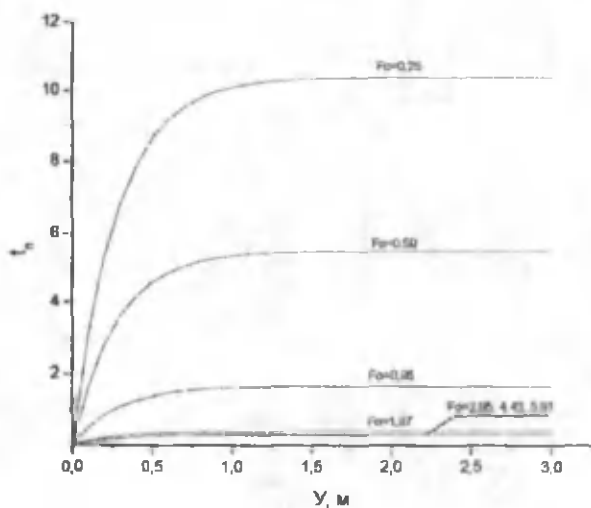


Рис. 4.18.

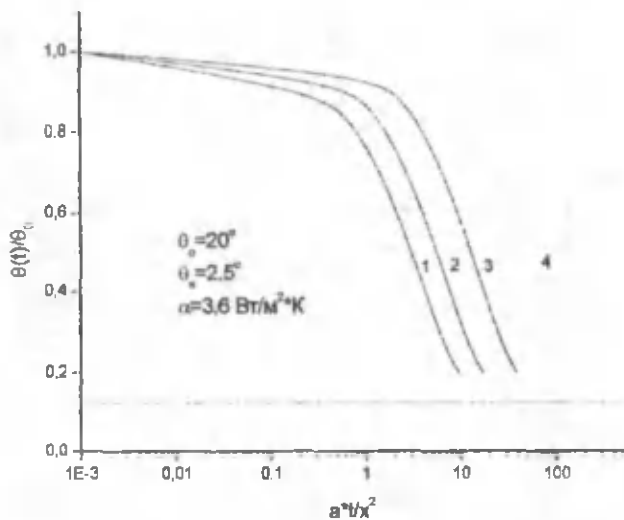


Рис. 4.19.

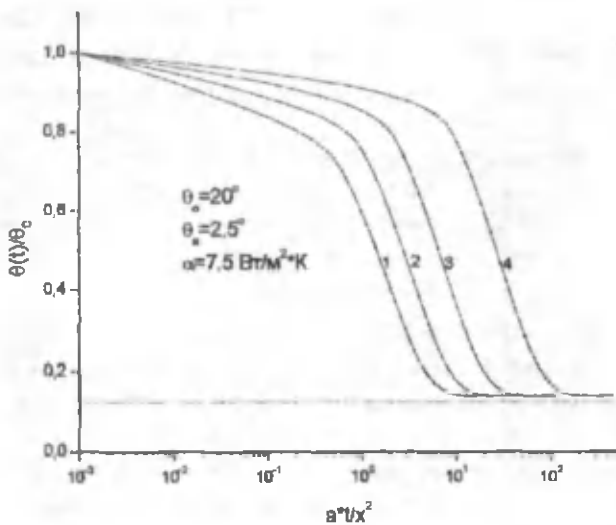


Рис. 4.20.

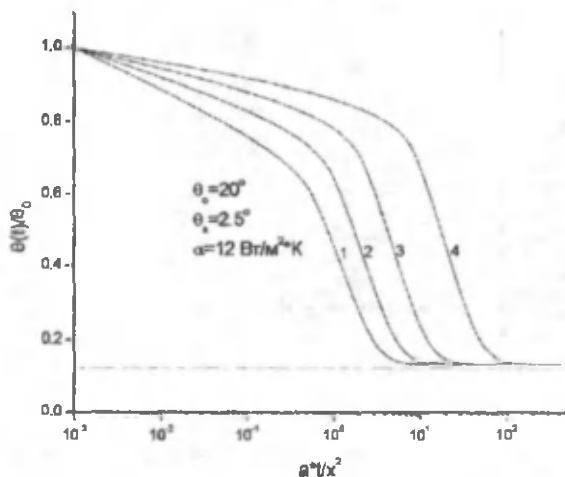


Рис. 4.15 – 4.21. Графики изменения температуры поверхности продукта в зависимости от τ , t , и h

4.3. Моделирование и расчет теплообмена через ограждение плодовоовощехранилищ с учетом влияния интенсивности солнечного излучения на усушку продуктов

Защита продукции от вредного влияния внешнего теплообмена и уменьшение теплопритоков через ограждение хранилищ является актуальной проблемой в южных регионах Узбекистана. Уменьшение теплопритоков через ограждение с помощью мощной теплоизоляции ограждающих конструкций хранилищ не всегда экономически целесообразно. Теплопритоки через ограждение хранилищ являются основным фактором, вызывающим усушку продуктов в период хранения. Продукция находится в условиях непрерывного колебания температуры, обусловленного знакопеременным радиационным теплообменом на наружной поверхности ограждений хранилища, естественным суточным ходом температуры наружного воздуха и изменением интенсивности солнечной радиации.

Знакопеременный радиационный теплообмен служит главной причиной закономерного суточного хода температуры наружного возду-

ха, амплитуда колебания которой в течение суток обычно составляет $5-15$ °С. Поэтому теплопритоки в хранилище являются переменной величиной, зависящей от разности температур наружного и внутреннего воздуха.

Проведенные исследования показывают, что колебания температуры наружного воздуха и солнечной радиации вызывают колебания температуры на внутренней поверхности ограждения, что непосредственно влияет на усушку продукции. Усушка хранимых продуктов находится в прямой зависимости от величины теплопритоков в камере [23,72].

Для расчетов теплообмена в ограждении необходимо знать среднесуточные и среднегодовые температуры наружного воздуха, амплитуды колебаний ее в течение суток и интенсивность солнечной радиации. В течение дня происходит колебание температуры, непосредственное облучение и прогрев наружных поверхностей ограждающих конструкций. Степень прогрева зависит не только от величины температуры наружного воздуха, но и от ориентации здания хранилища по сторонам света. В данном разделе исследовано влияние теплопритока через ограждение на интенсивность усушки продуктов и процессов теплообмена в ограждениях холодильных камер.

В теплообмене с окружающей средой через ограждение определяющую роль играет интенсивность поступления тепла от солнечной радиации, которая имеет индивидуальный характер для каждой стороны ограждения в зависимости от ее ориентации по сторонам света. Максимальное значение солнечной радиации для г.Карши ($\varphi=39^\circ$) достигает до $800 - 1000$ Вт/м² [77].

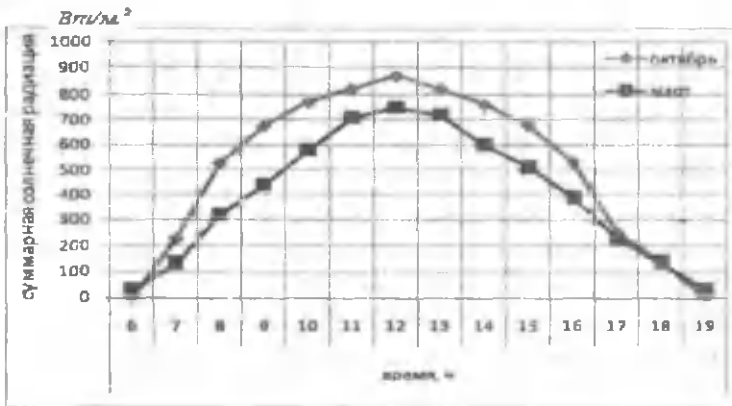
На рис.4.22 приведены метеорологические характеристики наружного воздуха для г.Карши.

В работе рассматривается модель теплообмена через плоскую бесчердачную кровлю углубленного плодоовощехранилища со строительным объемом 180 м³. На поверхность плоской бесчердачной кровли ограждения падает поток солнечного излучения, часть которого отражается, а часть поглощается материалом покрытия кровли.

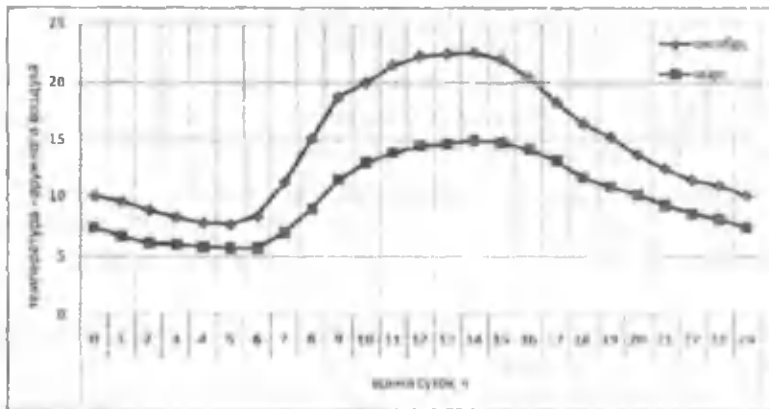
Поглощенный поток солнечной радиации можно определить по формуле [101,102].

$$q_{\text{впр}}^{\text{сум}} = q_{\text{полн}}^{\Sigma} = \alpha_p \cdot q_p^{\Sigma}, \quad (4.49)$$

где α_p – коэффициент поглощения солнечного излучения материала кровли: для рубероида $\alpha_p = 0,8$ [102]; q_p^{Σ} – суммарная солнечная радиация, Вт/м².



а)



б)

Рис.4.22. Суточный ход изменения интенсивности суммарного солнечного излучения (а) и температуры наружного воздуха (б), г. Карши

Под воздействием поглощенного излучения поверхность ограждения разогревается и начинает сбрасывать тепло частично в сторону холодильной камеры теплопроводностью, а частично в окружаю-

щую среду конвективным и лучистым путем (рис.4.23). Так как поверхность, нагретая Солнцем, имеет температуру выше температуры наружного воздуха, то часть теплоты, полученной единицей поверхности, будет передаваться окружающему воздуху конвективным способом.

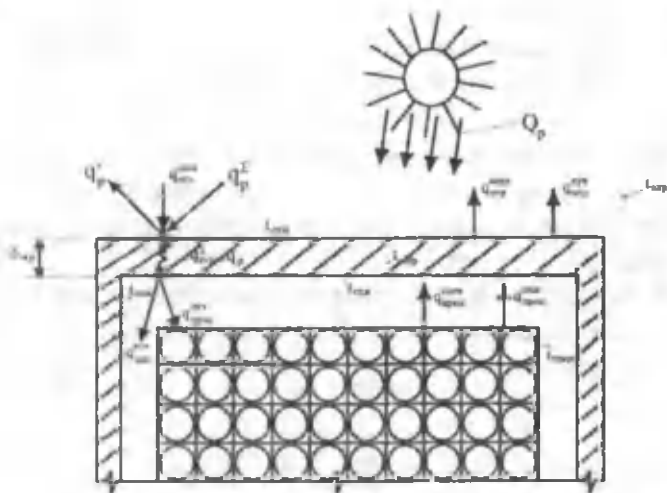


Рис. 4.23. Расчетная схема теплообмена через ограждения овощехранилища

Конвективный тепловой поток от поверхности ограждения к атмосферному воздуху определяется по формуле:

$$q_{\text{конв}} = \alpha_{\text{вн}} \cdot (t_{\text{ст.в}} - t_{\text{о.с}}) \quad (4.50)$$

где $t_{\text{ст.в}}$ – температура наружной поверхности стенки, °С; $t_{\text{о.с}}$ – температура окружающей среды, °С; $\alpha_{\text{вн}}$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенки к атмосферному воздуху, Вт/(м²·К).

Лучистый тепловой поток от поверхности в сторону неба:

$$q_{\text{луч}} = \varepsilon_{\text{вн}} \cdot C \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{ст.в}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{неб}}}{100} \right)^4 \right] \quad (4.51)$$

где $T_{\text{неб}} \approx T_{\text{о.с}}$ – температура неба [103]; C – коэффициент излучения аб-

солютного черного тела, $C = 5,6686 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)}$.

Лучистый теплообмен поверхности ограждения с атмосферой можно рассматривать как теплообмен точечного источника с удален-

ной поверхностью большой площади. Для этого случая приведенная степень черноты системы равна:

$$\varepsilon_{\text{сист.пр}}^{\text{прдл}} = \varepsilon_{\text{ст}} \cdot \varepsilon_{\text{нрбл}}. \quad (4.52)$$

От поверхности внутри ограждения направится тепловой поток $q'_{\text{всп}}$. В условиях стационарного процесса этот поток проникал бы и внутрь охлаждаемого помещения. Так как в действительности тепловой поток радиационной теплоты не может быть стационарным, то часть теплоты будет оставаться в ограждении, затрачиваясь на нагревание элементов ограждения. Для учета доли теплового потока, которая в действительном процессе проходит через ограждение, применяется коэффициент пропускания P , равный $P = 0,75$ [102].

При нестационарной теплопередаче теплопритоки, проходящие через ограждение под действием разности температур и солнечного излучения в произвольный момент времени, можно определить по формуле [102]:

$$q_p = q_{p0} + \beta A_{\text{огр}}, \quad (4.53)$$

где q_{p0} – среднесуточное значение теплопритока через ограждение; $A_{\text{огр}}$ – амплитуда теплопоступления.

Тепловой баланс для наружной поверхности ограждения при нестационарном режиме будет:

$$c m \frac{dt}{dt} = (q_{\text{сол}} - q_{\text{всп}} - q_{\text{втр}}) F_{\text{всп}}, \quad (4.54)$$

где c – теплоемкость ограждения, $\frac{Дж}{кг \cdot ^\circ C}$; m – масса ограждения, кг;

$F_{\text{всп}}$ – площадь ограждения, $м^2$.

Радиационный тепловой поток, проходящий через ограждение, состоит из двух тепловых потоков [81]:

$$q_{p0} = q_{\text{огр}}^2 = q_{1c} + q_{1r}, \quad (4.55)$$

где q_{1r} – плотность теплового потока, проходящего через ограждение под действием разности температур окружающей среды и внутрикамерного воздуха, $Вт/м^2$; q_{1c} – избыточный поток теплоты, вызванный действием солнечной радиации, $Вт/м^2$.

Избыточный поток теплоты, вызванный действием солнечного излучения, проникающий через ограждение с учетом коэффициента пропускания можно определить из уравнения [81,102]:

$$q_{1C} = K_{\text{опр}} \cdot P \frac{q_{\text{вн}}^2}{\alpha_n} = K_{\text{опр}} \cdot P \frac{\alpha_p q_p^2}{\alpha_n}, \quad (4.56)$$

где $K_{\text{опр}}$ – коэффициент теплопередачи ограждения, $\frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{С})}$; α_n – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности ограждения, $\frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{С})}$.

Плотность теплового потока q_{1T} равна:

$$q_{1T} = K_{\text{опр}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{квн}}). \quad (4.57)$$

Тогда радиационный тепловой поток с учетом (4.56) и (4.57) определится как:

$$q_{1C} = K_{\text{опр}} \cdot P \frac{\alpha_p q_p^2}{\alpha_n} + K_{\text{опр}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{квн}}) + \beta A_{\text{оп}}, \quad (4.58)$$

где $t_{\text{квн}}$ – температура воздуха в камере, °С.

Тепловой поток, проникший через ограждение, уходит от его поверхности двумя путями – конвективным к воздуху камеры и лучистым – к поверхности штабеля продукта. Температура воздуха камеры рассматривается как константа, поскольку система автоматизации холодильной установки ориентирована как раз на поддержание стабильного температурного режима в камерах. Что касается температуры поверхности продукта, то она должна в ходе теплообмена самоустановиться такой, чтобы обеспечивалось выполнение условий теплового баланса.

Конвективный тепловой поток от внутренней поверхности ограждения к воздуху в камере будет:

$$q_{\text{квн}}^{\text{конв}} = \alpha_{\text{квн}} \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{квн}}), \quad (4.59)$$

где $\alpha_{\text{квн}}$ – коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности ограждения к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_{\text{квн}}$ – температура воздуха в камере, °С.

Лучистый тепловой поток от внутренней поверхности ограждения к поверхности штабеля продукта определяется из выражения:

$$q_{\text{квн}}^{\text{луч}} = \epsilon_{\text{опр.квн}} \cdot C \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{вн.квн}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{квн.квн}}}{100} \right)^4 \right]. \quad (4.60)$$

Для камер хранения при полной загрузке лучистый теплообмен между поверхностью ограждения и поверхностью штабеля продукта можно рассматривать, как лучистый теплообмен между двумя параллельными плоскостями. Для этого случая приведенная степень черноты системы равна:

$$\varepsilon_{\text{оу,гр}}^{\text{прод}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{гр,пр}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{прод}}} - 1}. \quad (4.61)$$

Уравнение теплового баланса для внутренней поверхности ограждения будет:

$$q_p = q_{\text{солн}} + q_{\text{прод}}^{\text{ов}}. \quad (4.62)$$

Таким образом, к охлаждающему воздуху поступает теплоприток q_p через ограждение за счет радиационного теплообмена, воспринимается воздухом хранилища в поле гравитационных сил, воздействует на продукцию и вызывает ее усушку.

Зная температуры и тепловые потоки, можно определить абсолютную усушку продукции за период хранения, соответствующую теплопритоку через 1 м^2 поверхности ограждения с учетом влияния солнечной радиации по формуле [23]:

$$w_{\text{абс}} = \frac{q_p}{\varepsilon_t} \cdot \frac{\kappa \rho}{c \cdot M^2}, \quad (4.63)$$

где ε_t – тепловлажностная характеристика процесса, кДж/кг. Тепловлажностная характеристика процесса при охлаждении продукта в зависимости от температуры воздуха в камере определяется согласно [23]:

$$\varepsilon_t = 6385 - 147t. \quad (4.64)$$

Для определения относительной усушки в математическую модель необходимо внести дополнительный расчетный параметр – высоту камеры хранения. В этом случае становится возможным задать высоту штабеля продуктов и вычислить массу продукта, расположенного на площади пола 1 м^2 и воспринимающего теплоприток через 1 м^2 поверхности плоской бесчердачной кровли

$$G_{\text{прод}} = h \cdot m_{\text{удельная}}, \quad (4.65)$$

где $m_{\text{удельная}}$ – норма загрузки продукта на 1 м^3 грузового объема камеры, кг/м³; h – высота штабеля продуктов, м.

Тогда относительная усушка в пересчете на % за месяц определится по следующей формуле:

$$w_{\text{отн}} = \frac{w_{\text{абс}}}{G_{\text{прод}}} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 30 \cdot 100 \%. \quad (4.66)$$

Расчеты выполнены для плоской бесчердачной кровли камеры хранения охлажденных продуктов хранилища ХК-180, расположенного

на географической широте 39° , в природно-климатических условиях г. Карши. Коэффициент теплопередачи кровли $0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности ограждения – $23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, на внутренней – 9 . Высота штабеля продуктов (яблок зимних сортов) 2 м – для камеры высотой 3 м . Нагрузка на 1 м^3 грузового объема камеры принята $0,34 \text{ т}/\text{м}^3$ [81]. Степень черноты наружной поверхности плоской кровли для рубероида $\epsilon=0,93$ [102].

При степени черноты внутренней поверхности ограждения, характерной для штукатурки $\epsilon=0,93$, $25\text{--}30\%$ прошедшего через ограждение теплового потока передается лучистым путем с поверхности продукта, остальная часть – конвективной теплоотдачей воздуху в камере.

Интенсивность теплопритока через ограждение непрерывно изменяется, как в течение суток, так и в течение года. Соответственно, непрерывно изменяется и интенсивность вызываемой им усушки. Усушка продуктов в сутки незначительна. Годовая динамика относительной усушки (в пересчете в $\%$ за месяц) показана на рис.4.24.

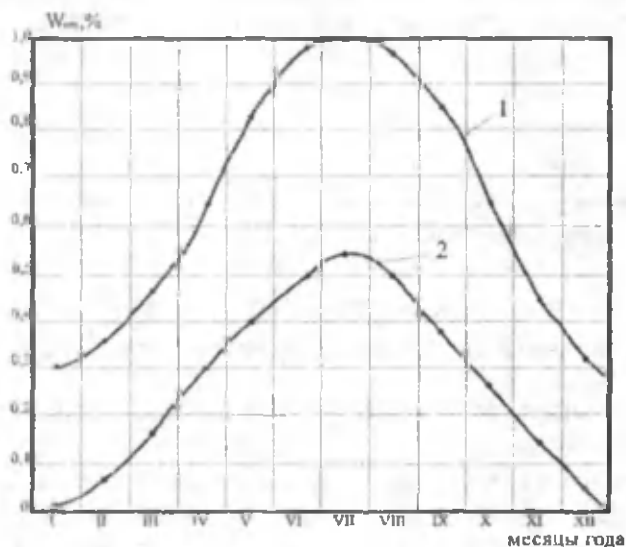


Рис.4.24. Годовая динамика относительной месячной усушки продукта (яблок) в зависимости от теплопритоков через ограждение: 1–с учетом влияния; 2–без учета влияния солнечного излучения

Результаты расчетов показывают, что максимальные тепловые потоки, проходящие через ограждение (кровли), под действием разности температур окружающей среды и внутрикамерного воздуха, (9 Вт/м^2), и вызванной солнечным излучением ($8,25 \text{ Вт/м}^2$) по направлению к штабелю, соответствуют периоду июнь – июль. Доля теплового потока, проходящего через ограждение, вызванного действием солнечной радиации в осенний период (октябрь) составляет 60 %.

Как видно из рис. 4.24, усушка хранимых продуктов изменяется с изменением интенсивности теплопритоков через ограждение камеры, его максимальное значение доходит до 1,0 % (в июле) при суммарном теплопритоке $17,25 \text{ Вт/м}^2$ с учетом влияния солнечной радиации.

Для снижения уровня лучистого теплообмена между поверхностью ограждения и продукцией можно применить поверхности ограждения покрытия с низкой степенью черноты, либо установить экраны между ограждением и продукцией. Установка экрана из оцинкованного листа, со степенью черноты $\epsilon = 0,2$ между внутренним ограждением и продуктом при приведенной степени черноты системы «ограждение – продукт» $\epsilon_{\text{прив}} = 0,18$ позволяет снизить интенсивность лучистого теплопритока к продукту в 2,8 – 3,0 раза по сравнению с оштукатуренной поверхностью ограждения.

Полученные результаты и методика расчета тепловлажностных процессов, при хранении продуктов могут быть использованы для выбора рациональных режимов и расчета тепловлажностного баланса плодоовощехранилищ.

4.4. Расчет температурно-влажностного режима ограждений хранилища с учетом климатических условий

Ограждающие конструкции овощехранилищ и холодильников являются основным элементом в создании требуемого температурно-влажностного и газового режимов хранения продуктов, и работают при тяжелых климатических условиях. Внешние природно-климатические условия оказывают влияние на температурно-влажностный режим хранилищ и на состояние теплоизоляции ограждающих конструкций.

Первый внешний климатический фактор, который должен учитываться при проектировании ограждений овощехранилищ и холодильников — температура наружного воздуха в холодный и теплый периоды года. Учитывая, что в зданиях холодильников проектируются помещения с температурой в довольно широком диапазоне (от +12 до -40 °С), вопрос длительного обеспечения требуемых температурных режимов имеет решающее значение.

Теплотехнические расчеты хранилищ по летним условиям имеют цель определить величину теплопритоков, установить степень колебания внутренних температур и действия солнечной радиации с тем, чтобы добиться их минимального влияния на температуру и влажность камер.

Без выполнения научно обоснованных теплотехнических расчетов ограждений хранилищ и учета солнечной радиации невозможно создать требуемые температурно-влажностные условия.

Для расчетов ограждений и правильного их решения необходимо знать среднесуточные и среднегодовые температуры наружного воздуха, температурную амплитуду колебаний в течение суток и интенсивность солнечной радиации. В течение дня обычно происходит колебание температуры, непосредственное облучение и прогрев наружных поверхностей конструкций. Степень прогрева зависит не только от величины температуры наружного воздуха, но и от ориентации здания по странам света. Она может не совпадать с тем периодом дня, в который температура воздуха достигает максимального значения. Такое явление наблюдается в ограждениях, обращенных на запад, и особенно на юго-запад. В южных районах прогрев стен с такой ориентацией намного выше, чем в ограждениях, обращенных на другие стороны света, и поэтому в стенах овощехранилищ и холодильников изоляция должна усиливаться.

Второй, не менее важный фактор, требующий учета при расчетах и проектировании, — влажность наружного воздуха. Степень влажностного состояния воздуха характеризует относительная влажность. Как известно, относительная влажность воздуха — это отношение количества влаги, фактически содержащейся в данном объеме воздуха, к тому количеству, при котором достигается 100 %-ное насыщение

воздуха водяными парами при той же температуре. Относительную влажность воздуха в теплый период года принимается при расчетах увлажнения ограждающих конструкций холодильников.

В основном она зависит от общего характера и распределения осадков по территории Республики, от количества солнечной радиации, повторяемости вторжения сухого континентального и влажного воздуха.

Средние значения относительной влажности за период с мая по сентябрь по Кашкадарьинской области колеблются в пределах $\varphi=30-45\%$ [77]. Важнейшим показателем при проектировании ограждающих конструкций овощехранилищ являются температура и влажность внутреннего воздуха, которые устанавливаются в процессе эксплуатации.

Градации влажностного режима помещений зданий в зависимости от относительной влажности воздуха приведена в табл. 4.4.

Долговечность ограждений зданий хранилищ с низкими температурами воздуха зависит от правильного конструктивного решения, выбора материалов для основного и утепляющего слоя. Утепляющие (изоляционные) материалы, применяющиеся в ограждениях в качестве внутреннего теплоизоляционного слоя, должны быть не только высококачественными, но и защищенными от увлажнения паронепроницаемыми пленками (слоями) для сохранения их первоначальных физико-технических свойств.

Таблица 4.4

Градации влажностного режима помещений зданий в зависимости от относительной влажности воздуха

Влажностный режим	Относительная влажность воздуха, %	Абсолютная влажность воздуха, мм рт.ст.
Сухой	Менее 50	Менее 8
Нормальный	От 50 до 60	От 8 до 9,9
Влажный	От 61 до 75	От 10 до 12,5
Мокрый	Более 75	Более 12,5

При выборе оптимальных изоляционных материалов, надо уделять должное внимание вопросу устойчивости их в тяжелых температурно-влажностных условиях.

При многослойных ограждениях сочетание отдельных слоев материалов более эффективных в теплотехническом отношении с материалами менее эффективными, но имеющими высокую механическую прочность, является решающим.

Учитывая специфику условий в овощехранилищах, ограждения в них должны обеспечивать требуемый температурно-влажностный режим помещений при отрицательных температурах и высокой влажности. Известно, что даже незначительное повышение влажности изоляционных материалов во много раз ухудшает их теплозащитные свойства, приводит к увеличению общего коэффициента теплопередачи ограждающих конструкций и ухудшению эксплуатационных показателей хранилища в целом. Поэтому меры против попадания паробразной и капельной влаги в толщу ограждающих конструкций имеют первостепенное значение.

Методика определения количества тепла, проходящего через многослойную стенку хранилища следующая.

Коэффициент теплопередачи многослойной стенки в общем виде определяется формулой

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{\delta_{n+1}}{\lambda_{n+1}} + \frac{1}{\alpha_e}}. \quad (4.67)$$

Зная значение коэффициента теплопередачи k , можно легко установить теплотехническую характеристику ограждения и выбрать такую ограждающую конструкцию, которая была бы эффективной и удовлетворяла всем техническим требованиям, предъявляемым к ограждениям хранилища. Величина теплового потока, проходящего через 1 м^2 плоской ограждающей стены определяется по следующему уравнению:

$$q = \frac{t_n - t_e}{R_n} = \frac{\Delta t}{R_n}, \quad (4.68)$$

где $t_n - t_e = \Delta t$ – расчетная разность температур внутреннего и наружного воздуха, °С;

R_o – общее сопротивление ограждающей конструкции теплопередачи, $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$.

Сопротивление теплопередачи является величиной, обратной коэффициенту теплопередачи. Этот показатель также нормируется и характеризует степень сопротивления ограждения теплопередаче, выражающуюся разностью температур воздуха с одной и с другой стороны ограждения, при которых тепловой поток через 1 м^2 ограждения будет составлять 1 Вт . Величина сопротивления теплопередачи R_o характеризует теплозащитные свойства ограждения и связана с коэффициентом теплопередачи зависимостью

$$R_o = \frac{1}{k}. \quad (4.69)$$

Для расчета наружных ограждений проще определять величину R_o , к тому же и формулы при определении сопротивлений теплопередачи имеют более простой вид. Однако в холодильной технике при теплотехнических расчетах используется уравнение коэффициента теплопередачи.

Зная математическую связь обоих значений, можно легко перейти к определению значения k и значения R_o .

Сопротивление теплопередачи многослойных ограждений вычисляется по формуле

$$R_o = R_* + R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n; \quad (4.70)$$

где

$$R_* = \frac{1}{\alpha_*}, \quad R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1}, \quad R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad \dots \quad R_n = \frac{1}{\alpha_n}. \quad (4.71)$$

Следовательно, количество входящих в формулу R будет соответствовать количеству слоев, входящих в общую конструкцию стены. Таким образом, общее сопротивление теплопередачи R_o получается как сумма термических сопротивлений всех слоев ограждения.

Тепловой поток, проходящий через 1 м^2 поверхности ограждения выражается формулой:

$$q = k(t_n - t_e) = \frac{1}{R_o}(t_n - t_e), \text{ Вт/м}^2. \quad (4.72)$$

Пользуясь указанными формулами, легко определить изменения температур в толще стены в любом ее месте и показать эти изменения графически.

Известно, что при повышении влажности изоляционных материалов ухудшаются их теплозащитные свойства, увеличивается общий коэффициент теплопередачи ограждающих конструкций и ухудшаются эксплуатационные показатели овощехранилища. Поэтому меры против попадания парообразной и капельной влаги в толщу ограждающих конструкций имеют большое значение.

Всякий строительный материал в упрощенном виде представляет собой трехфазную систему: «твердое тело – вода – воздух». Соотношения фаз в единице объема определяют физико-технические свойства материала.

Таблица 4.5

Максимальная упругость водяного пара E мм рт. ст. для температур от -25 до $+24$ °С

t°	E	t°	E	t°	E	t°	E	t°	E
-25	0,47	-15	1,24	-5	3,01	+5	6,54	+15	12,79
-24	0,52	-14	1,36	-4	3,28	+6	7,01	+16	13,63
-23	0,58	-13	1,49	-3	3,57	+7	7,51	+17	14,53
-22	0,64	-12	1,63	-2	3,88	+8	8,05	+18	15,48
-21	0,70	-11	1,78	-1	4,22	+9	8,61	+19	16,48
-20	0,77	-10	1,95	0	4,58	+10	9,21	+20	17,54
-19	0,85	-9	2,13	+1	4,93	+11	9,84	+21	18,65
-18	0,94	-8	2,32	+2	5,29	+12	10,52	+22	19,83
-17	1,03	-7	2,55	+3	5,69	+13	11,23	+23	21,07
-16	1,13	-6	2,76	+4	6,10	+14	11,90	+24	22,38

Содержание воздуха зависит от пористости теплоизоляционного материала. Чтобы решить конструкцию с эффективными теплотехническими показателями и правильно защитить ее от увлажнения, необходимо знать способы расчета увлажнения. Содержание влаги в атмосферном воздухе характеризуется абсолютной влажностью воздуха. Однако для расчетов, связанных с конденсацией влаги, лучше знать парциальное давление водяного пара e мм рт. ст. Величина упругости водяного пара зависит от температуры и барометрического давления и не может увеличиваться беспредельно, а достигает такого значения, выше которого упругость не может быть увеличена. Макси-

мальное значение упругости водяного пара соответствует максимальному насыщению воздуха водяным паром и обозначается буквой E мм рт. ст.

Значение величины E для некоторых температур приведено в табл.4.5.

Абсолютная влажность воздуха при паличии значений упругости водяного пара определяется по формуле:

$$f = \frac{1,058e}{1 + \frac{t}{273}}, \quad (4.73)$$

где t —температура воздуха, °С; e —упругость водяного пара в воздухе, мм рт. ст.

Относительная влажность воздуха (в %) при известных величинах e и E , соответствующих заданной температуре, определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{e}{E} \cdot 100. \quad (4.74)$$

Анализируя формулу с точки зрения изменения величин e и E , можно установить, что при определенной температуре значения e и E станут равными. Тогда относительная влажность воздуха будет $\varphi=100$ %, т.е. воздух достигнет полного насыщения водяным паром. Температура, при которой достигнуто такое влажностное состояние воздуха (ниже точки росы) излишняя вла а в воздухе будет конденсироваться, и образуется жидкая фаза.

Точка росы в оценке влажностного состояния ограждений имеет большое значение. Расчетные теплотехнические показатели ограждения должны предусматривать невозможность конденсации паров воздуха на поверхности стены. Точку росы всегда можно определить, зная температуру и относительную влажность воздуха.

Влажностный режим ограждений тесно связан с метеорологическими условиями охлаждаемых помещений. От степени влажности материалов зависит коэффициент теплопередачи ограждения, который повышается с увеличением влажности материалов.

Влажностное состояние ограждений – особенно важный показатель в холодильных камерах хранилищ, так как повышение влажно-

сти теплоизоляционных материалов влечет за собой порчу дорогостоящей теплоизоляции и преждевременный ее износ.

В большинстве случаев основной причиной повышения влажности материалов является конденсация. Процесс конденсации влаги из воздуха тесно связан с теплотехническим режимом ограждения.

Как известно, влага в материалах находится в трех состояниях: пара, жидкости и льда. Под влиянием внешних условий, находящаяся в ограждении влага перемещается (мигрирует). Пары мигрируют из-за разности упругостей водяных паров по одну и другую стороны ограждающей конструкции. Такая разность вызывается температурными перепадами или возникает под влиянием формы поверхности и состояния вещества.

Перечисленные причины миграции влаги в различных состояниях дают только частичное представление об этом явлении и о сложности происходящих в ограждении процессов. Этот вопрос мало изучен, хотя имеет огромное значение в строительстве ограждающих конструкций хранилищ.

В работе рассматриваются температурно-влажностные режимы различных вариантов ограждений.

В первом варианте пенобетонная стена холодильной камеры толщиной 42 см разделяет две воздушные среды с разными температурами и одинаковыми барометрическими давлениями, но с различными упругостями водяного пара и парциальными давлениями. В результате этого через ограждающую стену овощехранилища будет проходить поток паров от наружной стороны (теплой) к внутренней (холодной), т.е. произойдет диффузия водяного пара.

Рассмотрим влажное состояние стены, считая, что температурный режим камеры остается неизменным. Соответственно температурам диффузия паров будет происходить из сред с более высокими температурами и большим парциальным давлением к средам с более низкими значениями этих показателей. Интенсивность диффузии паров будет зависеть не только от разности упругостей водяного пара, но и от материала, который оказывает сопротивление потоку паров.

Сопротивление ограждающей конструкции паровым потокам называют сопротивлением паропроницаемости, величину которой определяют по формуле:

$$R_n = \frac{\delta}{\mu}, \quad (4.75)$$

где R_n — сопротивление паропроницанию слоя; δ — толщина слоя; μ — коэффициент паропроницаемости материала, г/(м·ч·мм рт.ст.).

Коэффициент паропроницаемости для разных материалов неодинаков и характеризует способность материала пропускать различное количество паров через толщину слоя.

Она показывает, какое количество влаги (в г) проходит в течение 1 ч через 1 м² плоской стены из определенного материала при толщине в 1 м и разности упругости водяного пара с одной и другой сторон стенки в 1 мм рт.ст.

Вследствие различного сопротивления паропроницанию отдельных слоев ограждения упругость водяных паров на границе каждого слоя будет меняться.

Полное сопротивление стены из пенобетона толщиной 42 см при коэффициенте паропроницаемости $\mu=0,026$ имеет величину

$$R_n = \frac{\delta}{\mu} = 15,7 \text{ м}^2 \cdot \text{мм рт.ст. ч / г.}$$

Удельная паропроницаемость всей стены составит:

$$M = \frac{1}{15,7} = 0,0635 \text{ г / (м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Для установления влажностного состояния рассматриваемой пенобетонной стены определим упругость водяных паров на границах слоев, принятых при составлении температурного графика.

В этом случае полное сопротивление стены H находится как сумма послойных сопротивлений по формуле:

$$H_0 = H_1 + H_2 + H_3 + \dots + H_n = \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \frac{\delta_3}{\mu_3} + \dots + \frac{\delta_n}{\mu_n}. \quad (4.76)$$

Коэффициент паропроницаемости пенобетона $\mu=0,0267$ (г/м·ч·мм рт.ст.), следовательно, величина сопротивления паропроницанию отдельных слоев будет:

$$H_1 = H_2 = H_3 = H_4 = H_6 = 0,07 / 0,0267 = 2,62$$

или

$$H_0 = \sum H_n = 2,62 \cdot 6 = 15,72 \text{ мм} \cdot \text{ч} \cdot \text{м}^2 / \text{г.}$$

Величину упругости водяных паров на грани каждого слоя определяют по формуле:

$$e_n = e_a - \frac{e_a - e_n}{H} \sum H_{n-1}, \quad (4.77)$$

где e_n — упругость водяного пара на внутренней поверхности некоторого слоя;

e_a — упругость водяного пара внутреннего воздуха;

e_n — упругость водяного пара наружного воздуха;

H — полное сопротивление паропроницанию всего ограждения;

$\sum H_{n-1}$ — сумма сопротивления паропроницанию паровых $n-1$ слоев ограждения.

Определим влажностное состояние каждого слоя пенобетонной стены. Упругости водяных паров на границах слоев вычисляются следующим образом:

для наружного слоя при $t_n^0 = 25^\circ \text{C}$ и влажности $\omega = 60\%$ величина

$$e_n = 23,76 \cdot 0,60 = 14,20 \text{ мм};$$

для внутреннего слоя $t_n^0 = 0^\circ \text{C}$ и влажности $\omega = 90\%$ величина

$$e_a = 0,94 \cdot 0,90 = 0,846 \text{ мм}; \quad e_2 = 14,20 - \frac{14,20 - 0,846}{15,7} \cdot 2,62 = 12,05 \text{ мм};$$

$$e_3 = 14,20 - \frac{13,350}{15,7} \cdot 5,24 = 9,75 \text{ мм}; \quad e_4 = 14,20 - \frac{13,350}{15,7} \cdot 7,86 = 7,50 \text{ мм};$$

$$e_5 = 14,20 - \frac{13,350}{15,7} \cdot 10,48 = 5,30 \text{ мм}; \quad e_6 = 14,20 - \frac{13,350}{15,7} \cdot 13,10 = 3,25 \text{ мм};$$

$$e_n = 14,20 - \frac{13,350}{15,7} \cdot 15,70 = 0,846 \text{ мм}.$$

Для установления количества конденсирующейся в стене влаги сначала определяем количество влаги P_1 , проходящей через наружную сухую зону стены, и количество влаги P_2 , проходящей через внутреннюю сухую зону.

Для 1 м^2 стены при вычисленной толщине наружных и внутренних сухих зон:

$$P_1 = \frac{14,20 - 4,88}{0,24} \cdot 0,0267 = 1,04 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}),$$

$$P_2 = \frac{1,45 - 0,846}{0,04} \cdot 0,0267 = 0,45 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Затем определяем количество влаги, конденсирующейся в стене, т.е.

$$P = P_1 - P_2 = 1,04 - 1,45 = 0,59 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

За сутки количество влаги в стене составит $P=0,59 \cdot 24=14,2$ г на каждый 1 м^2 .

Определив месячные температурные перепады и количество конденсирующейся за этот период влаги, можно установить годовое количество влаги и степень ее отдачи ограждением в окружающую среду при благоприятных внешних условиях и отсутствии конденсации в толще ограждения. Этот процесс может иметь место в холодильных камерах и зимой, когда наружная температура воздуха ниже внутренней температуры холодильных камер.

Рекомендованное [104] сопротивление паропроницаемости $R_{\text{п}}=20$ ($\text{м}^2 \cdot \text{мм. рт. ст. ч})/\text{г}$ в наружных ограждениях холодильников и овощехранилищ является минимально допустимым. Однако в районах с более высокими расчетами наружных температур и большой солнечной радиацией необходимо производить проверочные расчеты и составлять график температурно-влажностного режима наружной стены овощехранилища.

4.5. Оптимизация теплотехнических характеристик энергосберегающей системы холодильных камер

В холодильных камерах, предназначенных для охлаждения и хранения при пониженных температурах скоропортящихся продуктов, искусственный холод расходуется на компенсации теплопритоков, проникающих в камеры через наружные ограждения. Для уменьшения количества теплоты, проникающей в охлаждаемые помещения из окружающей среды, ограждения охлаждаемых помещений имеют тепловую изоляцию. Затраты на создание тепловой изоляции холодильных камер могут достигать 25 – 40 % стоимости холодильного сооружения [92]. Поэтому выбор значения коэффициента сопротивления теплопередачи ограждений, а значит, и толщины слоя тепловой изоляции может существенно сказываться на стоимости холодильника.

Согласно принятым нормам, коэффициент сопротивления теплопередачи наружных стен холодильников должен быть не ниже 3 – 5

(м²·К)/Вт [104]. При качественном выполнении изоляционных работ расчетные теплопритоки в камерах хранения составляют около 5 Вт/м². Однако из практики обследования действующих холодильных камер известно, что при длительной эксплуатации производственных холодильных камер, термическое сопротивление ограждений может быть в несколько раз меньше рекомендуемых значений, и соответственно во столько же раз будут больше теплопритоки в камерах хранения.

Внешний теплоприток обусловлен, главным образом, теплопроводностью через наружные стены, перекрытия, полы конвекцией (около 60%) и излучением (40%). Величина внешних теплопритоков не постоянна во времени и непосредственно зависит от температуры окружающей среды (атмосферы).

В период хранения плодов и овощей имеют место значительные теплопритоки, и влияющая на микроклимат камеры солнечная инсоляция. Теплопритоки могут быть сокращены при использовании надежной теплоизоляции ограждений камеры, применении специальных устройств теплоограждающей конструкции (теплоизоляционные рубашки, динамическая изоляция) и т.д.

Для эффективного уменьшения энергозатрат на производство, потребление искусственного холода и снижения усушки пищевых продуктов при хранении предлагается на некотором расстоянии от внутренней поверхности ограждения установить экран из прозрачного полиэтилена высокого давления. Рекомендуется установить экран под перекрытия и у южного ограждения холодильной камеры.

В работе решается задача оптимизации энергосберегающей системы холодильной камеры. Расчеты выполнены для одного из вариантов возможных конструктивных решений: экран расположен на расстоянии 50 мм от ограждающей конструкции; толщина экрана $\delta_s = 1$ мм.

Каждый элемент энергосберегающей системы в общем случае можно представить в виде многомерного оператора технологического процесса, математическая модель которого имеет вид:

$$\bar{Y}^{(k)} = \bar{F}^{(k)}(\bar{X}^{(k)}, \bar{K}^{(k)}, \bar{D}^{(k)}, \bar{W}^{(k)}, u^{(k)}, \tau), \quad (4.78)$$

где $\bar{F}^{(k)}$ – вектор функции; $\bar{X}^{(k)} = (X_1^{(k)}, X_2^{(k)}, \dots, X_n^{(k)})$ – вектор входных параметров; $\bar{Y}^{(k)} = (Y_1^{(k)}, Y_2^{(k)}, \dots, Y_m^{(k)})$ – вектор исходных параме-

тров; $\overline{K}^{(k)} = (K_1^{(k)}, K_2^{(k)}, \dots, K_j^{(k)})$ – вектор конструкционных параметров; $\overline{D}^{(k)} = (D_1^{(k)}, D_2^{(k)}, \dots, D_i^{(k)})$ – вектор технологических параметров; $\overline{W}^{(k)} = (W_1^{(k)}, W_2^{(k)}, \dots, W_m^{(k)})$ – вектор параметров технологического режима; u – параметры окружающей среды; τ – время; n, m, j, i, s – размерность соответственно входных переменных, исходных переменных, конструкционных параметров, параметров технологического режима; k – номер элемента системы; $k = 1, 2, \dots, N$ – количество элементов.

Критерий эффективности ψ указывает на степень соответствия анализируемой системы поставленным перед ней целям функционирования. Критерии эффективности должны учитывать особенности технологической топологии.

Математическую модель критерия эффективности можно представить в виде уравнения [105]:

$$\psi = f(\overline{G}, \overline{X}, \overline{Y}, \overline{K}, \overline{D}, \overline{W}, \overline{S}), \quad (4.79)$$

где G – технологическая топология; S – вектор показателя свойств системы.

Задача оптимизации энергосберегающей системы холодильной камеры решается эксергоэкономическим методом. При таком подходе оптимум решения определяется условием, что потери эксергии минимальны:

$$\sum E_{\text{ном}} = \min. \quad (4.80)$$

Расчетная схема ограждающей конструкции холодильной камеры при паличии экрана показана на рис. 4.25.

На расчетной схеме приняты следующие обозначения: t_k – температура внутреннего воздуха (в камере), °C; $t_{\text{нв}}$ – температура наружного воздуха (окружающей среды), °C; t_1 и t_2 – температура на внутренней и внешней поверхностях экрана, °C; t_3 и t_4 – температура на внутренней и внешней поверхностях ограждения холодильной камеры, °C; α_1 – коэффициент теплообмена между наружной и внешней поверхностями ограждения камеры, Вт/(м²·°C); α_2 – коэффициент теплообмена от внутренней поверхности к воздуху холодильной камеры, Вт/(м²·°C); δ_0 – толщина стенки основного ограждения камеры, м; $\delta_{\text{ст}}$ – толщина воздушной прослойки между стенкой экрана и ограждающей конструкцией, м; δ_1 – толщина стенки экрана, м; $\lambda_{\text{ор}}$, $\lambda_{\text{ст}}$, λ_1 – коэффициенты теплопроводности, соответственно ограждающей

конструкции камеры, воздушной среды между экраном и ограждением экрана, Вт/(м·К).

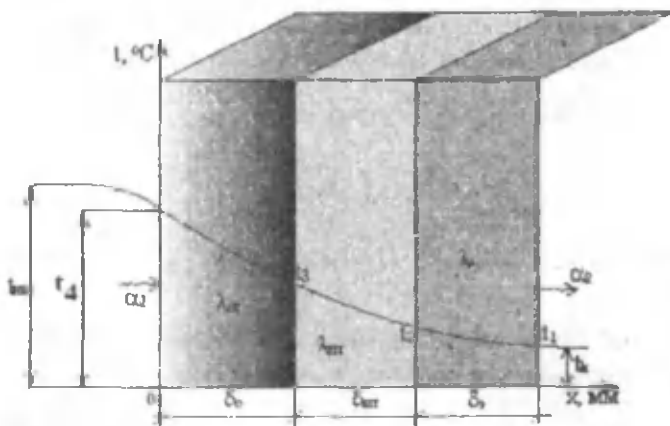


Рис. 4.25. Схема теплоотдачи через ограждающую конструкцию с экраном

При передаче теплоты между внутренней поверхностью ограждения и внешней поверхности экрана имеет место конвективный теплообмен от внутренней поверхности ограждения и воздушной среды, теплопроводность слоя воздуха между ограждением и экраном, и конвективный теплообмен между средой и внешней поверхностью экрана. Поэтому вводим понятие эквивалентной теплопроводности $\lambda_{экв}$, учитывающей все виды передачи теплоты. В рассматриваемом случае воздушная среда между ограждением и экраном неподвижна, основную роль при передаче теплоты играет только теплопроводность $\lambda_{экв} = \lambda_{возд}$.

Для исследования процесса теплообмена рекомендуется использовать структурный граф (СТГ) [105], который отображает причинно-следственные взаимосвязи и процессы, имеющие место в элементах системы (рис.4.26). При исследовании тепловых процессов последовательной переменной является тепловой поток $Q(t)$ и переменная – температура $t(\tau)$, где τ – время, с. Базовой точкой измерения служит температура при $t = 0^\circ\text{C}$. В силу малого значения по сравнению с общим термическим сопротивлением можно не учитывать термическое сопротивление энергосберегающего экрана ($R_э$) общее термическое сопротивление определяется по формуле [95]:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (4.81)$$

где $c_{\text{вн}}$ – теплоемкость наружного воздуха (окружающей среды), Дж/(кг·К); c_x – теплоемкость воздуха в камере, Дж/(кг·К).

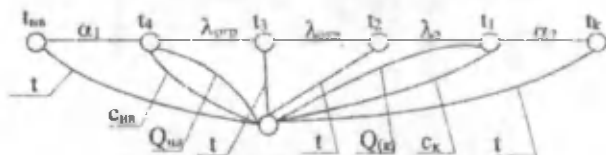


Рис. 4.26. Структурный граф процесса теплообмена через ограждения камеры с экраном

Полюсное уравнение составляющих процессов теплообмена в матричной форме имеет вид:

$$\begin{matrix} t_1 \\ Q_k \\ Q_{\text{жк}} \\ Q_{\text{ав}} \\ Q_{\text{ин}} \\ t_{\text{вн}} \end{matrix} = \begin{matrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{matrix} \times \begin{matrix} t_1 \\ t_2 \\ t_3 \\ t_4 \\ t_{\text{вн}} \end{matrix} \quad (4.82)$$

Приведенная матрица используется для расчета процессов теплообмена в исследуемом объекте.

Проведем эксергетический анализ энергосберегающей системы холодильной камеры. Все потери эксергии при исследовании теплообменных процессов делятся на внешние и внутренние. К внешним потерям относятся потери эксергии для теплообмена через ограждения. Внутренние потери эксергии при теплообмене обусловлены гидравлическим сопротивлением в системе, а также теплообменом при конечных разностях температур.

В рассматриваемом случае имеют место потери эксергии из-за теплообмена с окружающей средой. Эксергии теплоты определяются по формуле [84,92].

$$E_c = Q \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{окр}}}{T} \right), \quad (4.83)$$

где Q – значение теплового потока, Вт; T – температура окружающей среды, К.

Определим значение теплопритоков для варианта базовой камеры и камеры с энергосберегающим экраном по следующей формуле:

$$Q = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{вн}}}{R} \cdot F, \text{ Вт.} \quad (4.84)$$

Площадь рассматриваемого участка ограждения камеры равна $F=6 \cdot 10=60 \text{ м}^2$ (перекрытие камеры). Определим значения теплопритоков Q в течение одних суток для следующих значений температуры наружного воздуха $t_{\text{вн}} = 25, 20, 15, 10$ и $5 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура в холодильной камере для хранения картофеля $t_{\text{вн}} = +4 \text{ }^\circ\text{C}$. Термическое сопротивление в первом варианте: $R_1 = 0,927 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}{\text{Вт}}$.

Термическое сопротивление во втором варианте: $R_2 = 2,389 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}{\text{Вт}}$.

Результаты расчетов теплопритоков по формуле $Q_{\text{пр}} = \frac{F \cdot \Delta t}{R} \cdot 3600 \cdot 24$, мДж занесены в табл.4.6.

Таблица 4.6

Расчетные значения $Q_{\text{пр}}$, в мДж

Холодильная камера	Температура наружного воздуха, $t_{\text{вн}}$, $^\circ\text{C}$				
	25	20	15	10	5
камера без экрана	117,5	89,41	61,46	33,53	5,58
камера с экраном	45,53	34,69	23,85	13,10	2,17

На рис. 4.27 приведены закономерности изменения теплопритоков в холодильную камеру в течение суток через соответствующие ограждения в зависимости от температуры $t_{\text{вн}}$ наружного воздуха.

В холодильных камерах теплопритоки через ограждения создают дополнительные нагрузки на охлаждающие установки, при этом рассматриваются и учитываются потери эксергии холода, возникающие при передаче и преобразовании энергии в отдельных элементах системы.

Эксергия холода – это работа, которая должна быть затрачена в обратимом обратном цикле для переноса некоторого количество теплоты Q от охлаждаемого объекта (камеры) с температурой $T_{\text{вн}}$, окружающей среды с температурой $T_{\text{вн}}$. Эксергия холода определяется по формуле [92]:

$$E_{Q_{\text{от}}} = Q_{\text{от}} \cdot \left(\frac{T_{\text{от}}}{T_{\text{отс}}} - 1 \right) \quad (4.85)$$

Зависимость потери эксергии холода от значения наружной температуры за тот же период времени приведена на рис.4.31.

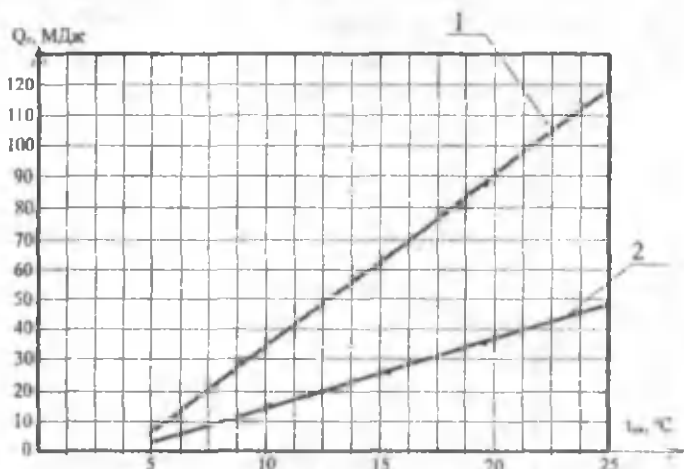


Рис.4.27. Значение теплопритоков через ограждающую конструкцию холодильной камеры: 1 – камера без экрана; 2 – камера с экранами

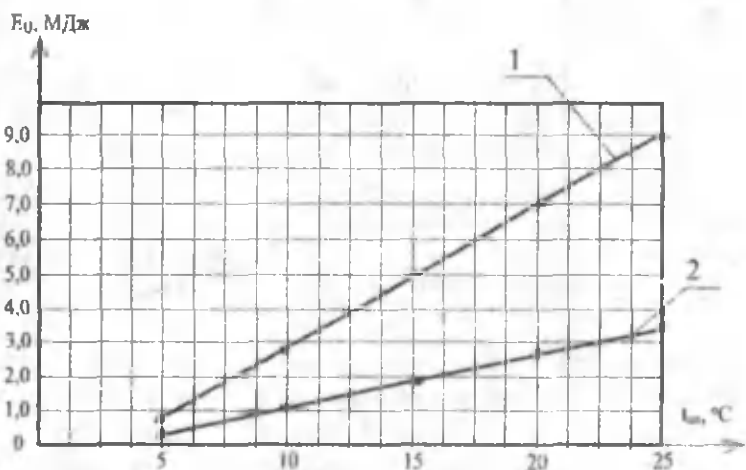


Рис.4.28. Эксергетические потери при теплообмене: 1 – камера без экрана; 2 – камера с экранами

Таким образом, можно сделать вывод, что установка экрана приводит к существенному, не менее чем в 2,5 раза уменьшению теплопритоков и к повышению энергетических показателей камеры. Используя изложенную методику и приведенные данные, можно определить экономию энергозатрат за период эксплуатации холодильной камеры при установке энергосберегающего экрана.

ГЛАВА 5

Энергоэффективная система «овощехранилище – гелиотеплица» с использованием нетрадиционных источников энергии и вторичных энергоресурсов

5.1. Исследование энергоэффективности системы «овощехранилище – гелиотеплица» с использованием нетрадиционных источников энергии и вторичных энергоресурсов

Постепенное истощение запасов и увеличение стоимости органического топлива, усложнение экологической ситуации в связи с последствиями выброса продуктов сгорания обуславливают необходимость поиска альтернативных источников энергии, создание энергосберегающих технологий, разработки комплекса мероприятий по экономии топлива и энергии в промышленности, сельском хозяйстве – в тепличных комбинатах и при хранении продуктов в овощехранилищах. Для климатических условий Средней Азии, характеризующейся большими ресурсами солнечной радиации, использование энергии Солнца и тепловых отходов для теплоснабжения теплиц и овощехранилищ является наиболее естественным, экологически чистым и экономически целесообразным способом [8,106].

Мировой опыт по использованию солнечной энергии показал, что простое сочетание гелиотехнического устройства и традиционного потребителя энергии, не позволяет добиться существенного подъема энергетической эффективности комплекса в целом и не даст ощу-

тимого экономического эффекта. Решение вопроса усматривается в системном подходе к проблеме использования энергии Солнца и отходного тепла. Этот подход предполагает анализ процессов преобразования, передачи и аккумулирования тепла в каждом из функциональных блоков гелиотеплиц и овощехранилищ с учетом воздействия климатических факторов и последующим синтезом всей системы, как совокупности элементов, объединенных между собой связями различного уровня. Применительно к рассматриваемой задаче, такой подход сводится к изучению тепло- и массообменных процессов в основных конструктивных группах гелиотехнического комплекса, выявлению оптимальных режимов их функционирования, и создание на этой основе регенеративного гелиотехнического комплекса – энерго-экономического объекта в целом.

Кроме теоретических исследований, значение имеет разработка новых конструктивных схем теплообразующих и аккумулирующих гелиотехнических устройств, разработка способов их рационального включения в общую систему теплохладоснабжения, а также экспериментальная проверка их теплотехнической эффективности в варианте гелиотеплица – овощехранилище.

В последние годы как у нас в стране, так и за рубежом уделяется большое внимание рациональному и более полному использованию топливно-энергетических ресурсов (ТЭР). Особенно актуален вопрос использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), так как они могут повысить общий коэффициент полезного действия тепло-энергетических установок в среднем на 7,0 – 10,0 % и тем самым на такую же величину уменьшить расходы топливных ресурсов.

К крупным потребителям топливно-энергетических ресурсов в сельском хозяйстве можно отнести регенеративный гелиотехнический комплекс защищенного грунта и овощехранилища. Даже в условиях юга Республики с ее большими ресурсами солнечной энергии для производства 1 кг овощей необходимо от 4 до 10 кг у.т., что составляет около 50 % годовых затрат. Снижение энергозатрат на эти цели за счет комплексного использования солнечной энергии и отходного тепла теплогенерирующих установок, особенно в зимний период, является одним из путей энергосбережения.

Территория республики Узбекистан расположена в относительно благоприятных климатических условиях для использования экологически чистой и неиссякаемой энергии Солнца. Годовое значение лучистой энергии солнца, падающей на 1 м^2 горизонтальной поверхности земли, в Узбекистане составляет в среднем $6,0 \text{ ТДж}$ что эквивалентно тепловой энергии, получаемой при сжигании условного топлива, в количестве $0,2 \text{ т}$ [107].

Производство искусственного холода и искусственное поддержание требуемых параметров микроклимата, и создание оптимального тепловлажностного режима в хранилищах требует энергетических затрат. Опыты показывают, что при хранении 100 т картофеля тепловыделения составляют около 4 кВт тепла, $5 - 10 \%$ в общем тепловом балансе овощехранилища.

Поэтому для обеспечения требуемых параметров микроклимата в хранилище необходима утилизация теплоты «дыхания» продуктов и рациональное распределение воздушных потоков по объему помещения. Задача усложняется тем, что с увеличением температуры хранения увеличивается интенсивность биохимических процессов, а вместе с ними возрастает интенсивность удельных тепловыделений.

В настоящее время в природно-климатических условиях г. Карши овощехранилищах для хранения (6 месяцев) 100 т картофеля, расходуется $360 - 400 \text{ тыс. кВт} \times \text{час}$ электроэнергии, что составляет фактически около 70% от общего количества потребляемой энергии [61].

Для охлаждения овощехранилищ при значительных колебаниях солнечной радиации и суточных колебаний температуры внешнего воздуха с высокими расходами энергии используются компрессорные холодильные машины. Наиболее эффективными являются тепловые насосы (ТН). В тепловом насосе реализуется обратный термодинамический цикл (холодильный цикл) холодильной машины, но при этом подвод тепла к испарителю осуществляется при температуре низкопотенциальной среды, а отводимое тепло в конденсаторе применяется в системах горячего водоснабжения и отопления.

При использовании холодильного процесса для одновременного производства тепла и холода обеспечиваются более высокие экономические характеристики оборудования. Наиболее приемлемым вари-

аплом с позиции экономического анализа является режим покрытия одновременной потребности в охлаждении и отоплении. Оба потребителя могут быть соединены друг с другом посредством теплового насоса. Периоды холодильного хранения овощей в хранилище и эксплуатации теплиц хорошо сочетаются, так как один из них (теплица) является потребителем тепла, а другой требует холод (т.е. охлаждение). Для рационального использования энергии с помощью теплового насоса необходимо выполнение двух важных условий: во-первых, потребитель теплоты должен находиться вблизи от источника теплоты и, во-вторых, иметь низкопотенциальную систему отопления. Поэтому комбинированный вариант «холодильная камера – гелиотеплица» с теплонасосной системой теплохладоснабжения является энергоэффективным сооружением.

В связи с этим комбинированное применение тепловых насосов для одновременного теплоснабжения теплиц и хладоснабжения овощехранилищ, снижения энергозатрат на отопление теплиц и на хранение овощей является актуальной задачей. В данной главе проведено теоретическое и экспериментальное исследование научного обоснования целесообразности применения комбинированной системы «гелиотеплица – холодильная камера».

Нами предлагается совместная система тепло- и хладоснабжения теплиц и овощехранилища с помощью парокompрессионных тепловых насосов. При этом тепловой насос устанавливается между холодильной камерой овощехранилища и гелиотеплицей.

Предложенная разработка направлена на упрощение технологического процесса, утилизацию теплоты дымовых газов, теплоты вентиляционных выбросов и теплоты «дыхания» плодов и овощей, аккумулирование солнечной энергии, автономного обеспечения электроэнергии и углекислого газа (CO_2) в комбинированной солнечной теплице – плодоовощехранилище.

Комбинированная система «холодильная камера – гелиотеплица» состоит из холодильной камеры плодоовощехранилища, теплового насоса, бака – теплового аккумулятора, теплообменника, автономного дизельного электрогенератора, термического реактора для пиролиза растительных отходов, центробежного насоса, отопительного устрой-

ства, гелиотеплицы с грунтовым аккумулятором тепла и центробежным газовым вентилятором (рис.5.1).

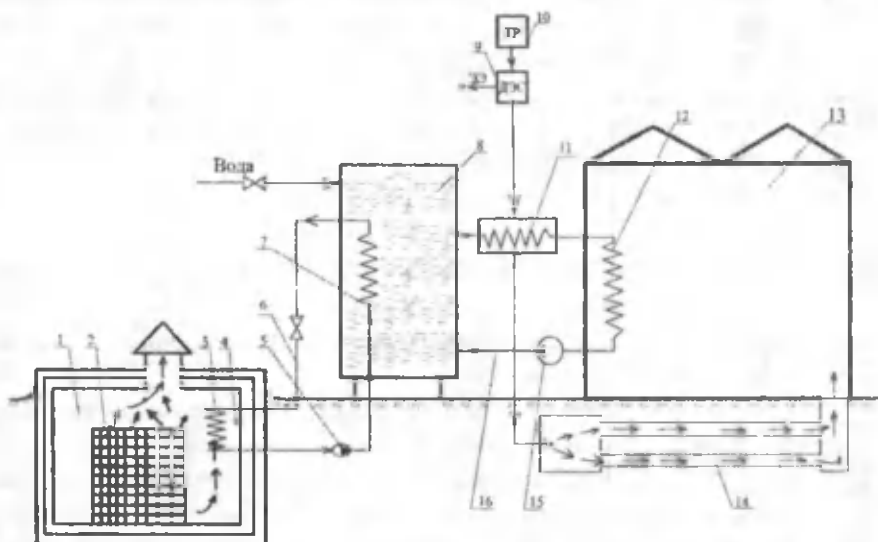


Рис.5.1. Принципиальная схема теплохладоснабжения энергоэффективной системы «овощехранилище – гелиотеплица». 1–плодоовощехранилище; 2–штабель продукции; 3–испаритель теплового насоса; 4–тепловой насос; 5–компрессор; 6–трубка хладагента; 7–конденсатор; 8–Бак-аккумулятор тепла; 9–дизельный электрогенератор; 10–термический реактор; 11–теплообменник; 12–отопительное устройство; 13–солнечная теплица; 14–теплоаккумулирующий канал; 15–центробежный насос; 16–трубопроводы систем отопления

Холодильная камера 1 с штабелем плодоовощной продукции 2 охлаждается с помощью испарителя 3 теплового насоса 4, теплота вентиляционных выбросов и теплота «дыхания» продуктов в плодоовощехранилище отбирается испарителем 3. Затем пары хладагента сжимаются в компрессоре 5 и становятся перегретыми. Конденсатор 7 погружен в бак – аккумулятор тепла 8, где проходит конденсация паров хладагента и вода нагревается до 50 ± 60 °С. Нагретая вода из бака – аккумулятора тепла 8 происходит через теплообменник 11, где вторично нагревается отходными газами из автономного дизельного электрогенератора 9 с термическим реактором 10 до температуры

50÷60 °С и поступает в отопительное устройство 12 солнечной теплицы 13, затем центробежным насосом 15 обратно поступает в бак – аккумулятор тепла 8. При необходимости охлажденные продукты стораения из автономного дизельного электрогенератора 9 можно подавать через теплоаккумулирующий канал 14, находящийся в подпочвенном слое, и затем в солнечную теплицу 13 для подкормки растений диоксидом углерода (CO₂). Узлы теплового насоса 4 соединены с трубкой хладагента 6 и образуют замкнутый циркуляционный контур, заполненный хладагентом озонобезопасным фреоном R22. Полученная нагретая вода температурой 90 – 100 °С циркулирует по второму контуру, трубопроводом 16.

Таким образом, комбинированное сооружение для хранения и выращивания растительной продукции с замкнутым тепловым балансом, обеспечит использование холодильного цикла для одновременного производства тепла и холода с помощью теплового насоса (ТН), следовательно, для получения горячей воды используются потери тепла от конденсации хладагента в конденсаторном узле. Наличие систем утилизации тепловых отходов и водяного подпочвенного теплового аккумулятора в солнечной теплице и аккумулятирование солнечной энергии в растительном покрове и грунтовом слое способствуют интенсификации нагрева воздуха и тем самым снижают энергетический расход, а дизельный генератор с термический реактором обеспечивает автономное электроснабжение и газоснабжение (СО₂) солнечной теплицы и плодоовощехранилища.

Ниже приведены некоторые расчеты для оценки энергетической эффективности применения ТН. Энергетическая эффективность теплового насоса определяется отопительным коэффициентом (коэффициент преобразования) φ , представляющим собой отношение теплопроизводительности к мощности, затрачиваемой на осуществление цикла:

$$\varphi = \frac{Q_T}{N} = \frac{Q_T + N}{N} = \frac{T_K}{T_K - T_{oc}} \quad (5.1)$$

Действительный коэффициент преобразования теплового насоса:

$$\varphi_d = \mu \times \varphi, \quad (5.2)$$

где Q – теплопроизводительность ТН; N – потребляемая мощность, кВт; T_{oc} – температура окружающей среды (низкопотенциальной среды), К; T_K – температура конденсации пара хладагента, К.

Коэффициент использования первичной энергии представляет собой отношение полезной энергии к подведенной. Коэффициент использования первичной энергии компрессионным тепловым насосом с электрическим приводом определяется по формуле:

$$K_{KH} = \varphi_{Д} \times K_{Э} \quad (5.3)$$

или

$$K_{KH} = \mu \times \left(\frac{T_{H}}{T_{K} - T_{OC}} \right) K_{Э} \quad (5.4)$$

где $K_{Э}$ – коэффициент использования топлива применительно к электроэнергии; μ – коэффициент, учитывающий потери энергии в электродвигатели компрессора. На табл. 5.1. приведены результаты расчетов $K_{ТН}$.

Разработано комбинированное сооружение «холодильная камера – гелиотеплица» и определены расходы энергоресурсов на основе энергобаланса помещений с учетом климатических условий г. Карши. Исследуемый комплекс «холодильная камера – гелиотеплица» состоит из углубленной холодильной камеры со строительным объемом 180 м³ и гелиотеплицы с полезной площадью 200 м².

Таблица 5.1

Значения коэффициента использования первичной энергии теплового насоса

№	Температура конденсации пара хладагента T_p , °C	Температура окружающей среды T_{OC} , °C	Коэффициент преобразования ТН φ	Действительный коэффициент преобразования ТН φ	Коэффициент использования первичной энергии $K_{ТН}$
1	50	7	7,51	1,88	0,62
2	55	10	7,29	1,82	0,60
3	60	15	7,4	1,85	0,61
4	65	20	7,23	1,80	0,59
5	70	25	7,62	1,90	0,62
6	55	25	10,9	2,72	0,89
7	55	30	13,1	3,27	1,07

Годовой расход тепла на отопление гелиотеплицы площадью $F=200$ м² составляет $Q=16\div 18$ кВт. В гелиотеплице предусмотрены

системы аккумулирования излишков солнечной энергии и тепловых отходов в полпочвенных аккумуляторах тепла. Кроме того, теплица и овухохранилища расходуют огромное количество воды. В холодильных камерах горячая вода с температурой 40 – 50 °С используется для мойки пола, инвентаря и для увлажнения воздуха, подаваемого вентиляторами. В условиях юга Республики для полива теплицы за год расходуется 540–600 л/м² воды. Расход воды на полив опытной теплицы приведен в табл.5.2.

Расход тепла на подогрев поливной воды для теплицы посевной площадью $F=200$ м² составил:

$$Q=c_p \cdot m \cdot \Delta t=4,2 \cdot 540 \cdot 200 \cdot 10=4536000 \text{ кДж в год}$$

Таблица 5.2

Расход воды на полив теплиц

Месяцы	Число поливов в месяц	Расход воды на один полив, л/м ²	Посевная площадь опытной теплицы, м ²	Расход воды на месяц, л (т)
Январь	4	15	200	12000 (12)
Февраль	8	15	200	24000 (24)
Март	8	15	200	24000 (24)
Октябрь	7	15	200	21000 (21)
Ноябрь	5	15	200	15000 (15)
Декабрь	4	15	200	12000 (12)
Σ	36	15	200	108000 (108)

Проведенные исследования показывают, что в опытной гелиотеплице общий расход тепла для создания оптимального режима с температурой не ниже +18 °С до 25 – 30 % покрывается за счет солнечной энергии, 30 – 35 % от теплоты тепловых отходов и 40 % с помощью ТН. Дополнительно тепловой насос обеспечивает горячей водой для систем увлажнения воздуха и технологических нужд.

Таким образом, теплонасосная система теплохладоснабжения овухохранилищ и комбинированное использование системы «холодильная камера–гелиотеплица», как единое энергетическое целое обеспечивает экономию топливно-энергетических ресурсов, повышает их теплоэнергетическую эффективность.

5.2. Расчет теплотехнических параметров совмещенной системы «овощехранилище – гелиотеплица»

В настоящее время выращивание, хранение и переработка плодово-овощных продуктов с наименьшими затратами энергии и материальных ресурсов является актуальной задачей. Решение этих проблем требует создания и исследования комплексных энергосберегающих устройств для выращивания и хранения плодовоовощных продуктов. Овощехранилища и тепличные комбинаты являются энергоемкими производствами, в которых требуется уменьшить расход топливно-энергетических ресурсов на систему теплоснабжения с применением нетрадиционных возобновляемых источников энергии (НВИЭ). Во многих районах нашей страны ресурсы НВИЭ велики (солнечная энергия, геотермальные воды, энергия биомассы, тепловые отходы промышленных предприятий, вентиляционные выбросы и т.д.). Их использование позволит значительно расширить производство тепличной продукции, с наименьшими потерями длительно хранить и полнее удовлетворить потребности населения в ранних овощах.

Большое количество тепла, сбрасываемого хладокомбинатами и другими промпредприятиями в окружающую среду, не только теряется безвозвратно, но и создает опасность загрязнения атмосферы. В овощехранилищах отходное тепло, получаемое при работе холодильных машин, а также вентиляционные выбросы тоже безвозвратно теряются в атмосфере. Поэтому комплексное использование солнечной энергии и отходного тепла энергетических установок в совмещенном варианте «овощехранилище – гелиотеплица» имеет большое экономическое и экологическое значение.

В работе рассматривается совместное использование теплицы и плодовоовощехранилища с целью повышения энергетической эффективности и создание устройства с замкнутым тепловым балансом (рис. 5.2).

В гелиотеплицах из-за больших светопрозрачных поверхностей возникают значительные теплопотери, для компенсации которых требуется определенный расход топлива в системе отопления. Сама гелиотеплица является пассивной солнечной отопительной системой. Для определения эффективности использования теплоты уходящих

вентиляционных выбросов и теплоты конденсации хладагента, отходящих газов для обогрева теплиц построили экспериментальную гелиотеплицу рядом с холодильной камерой. Исследовалась целесообразность обогащения воздуха в теплице двуокисью углерода (CO_2), содержащейся в вентиляционных выбросах хранилищ и отходящих газов. Исследовано плодоовощехранилище со строительным объемом 180 м^3 , вместимостью 24 т для хранения яблок зимних сортов и гелиотеплица полезной площадью 200 м^2 [107-109]. Совместная эксплуатация овощехранилищ и гелиотеплиц позволяет одновременно использовать солнечную энергию, теплоты вентиляционных выбросов и отходную теплоту холодильной камеры, а также утилизации уходящих газов от традиционных источников энергии.

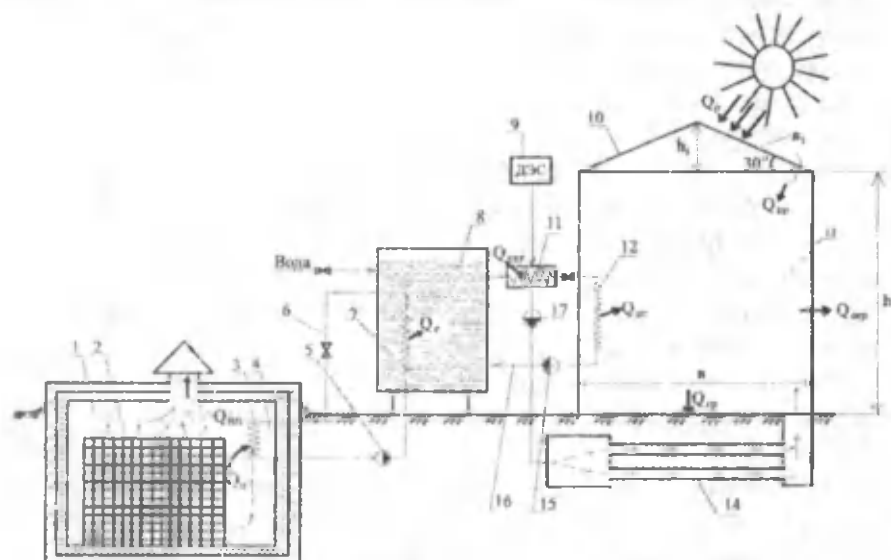


Рис.5.2. Принципиальная схема теплообеспечения энергоэффективной системы «овощехранилище - гелиотеплица»

1—плодоовощехранилище; 2—штабель продукции; 3—испаритель теплового насоса; 4—тепловой насос; 5—компрессор; 6—трубки хладагента; 7—конденсатор; 8—бак-аккумулятор тепла; 9—дизельная электростанция; 10—светопрозрачное покрытие; 11—теплообменник; 12—отопительное устройство; 13—солнечная теплица; 14—теплоаккумулирующий канал; 15—водяной насос; 16—трубопроводы систем отопления; 17—газовый вентилятор

Для оценки энергетической эффективности использования гелиотеплицы совместно с овощехранилищем составим тепловой баланс и определим основные энергетические характеристики теплицы. К важным энергетическим характеристикам гелиотеплиц относятся коэффициенты ограждения $K_{ог}$, и аккумуляирования тепла энергии солнечного излучения K_u , приведенный коэффициент теплопередачи ограждения $K_{пр}$, тепловая мощность системы отопления, тепловые потери, приток солнечной радиации внутрь теплиц, расход топлива на отопление и т.д. Тепловую мощность системы отопления теплицы следует определять в результате решения уравнений теплового баланса с учетом происходящего тепломассообмена на поверхности почвы, ограждений и растений. Тепловой режим теплицы рассматривается с участием находящейся в ней биомассы и влагообмена. Делается это для неблагоприятных ночных условий эксплуатации теплицы.

Практически мощность системы отопления теплицы можно определить по уравнению:

$$Q_{от} = Q_{ог} + Q_{гр} + Q_{инф}, \quad (5.5)$$

где $Q_{ог}$ – теплопотери через наружные ограждения – стены и покрытие (скаты); $Q_{гр}$ – теплопотери через грунт, рассчитываемые по известному способу с разделением его площади на зоны (ориентировочно $Q_{гр}$ составляют около 0,2 $Q_{ог}$); $Q_{инф}$ – теплотраты на нагревание инфильтрующегося воздуха.

Известно, что тепловые потери гелиотеплицы зависят от коэффициента ограждения, который вычисляли по соотношению

$$K_{ог} = F_{ог} / F_u \quad (5.6)$$

где $F_{ог}$ – общая светопрозрачная поверхность ограждения; F_u – инвентарная (полезная) площадь гелиотеплицы.

Применив упрощенный способ расчета теплового баланса теплицы, пренебрегая влиянием тепловых потоков через защищенный грунт, можем определить тепловую мощность системы отопления [110].

$$Q_{от} = Q_{ог} + Q_u - Q_{пр} = KF_u (t_n - t_a) K_{ог} K_{инф} - Q_{пр} \quad (5.7)$$

или

$$Q_{от} = Q_{ог} - Q_{пр} \quad (5.8)$$

где $Q_{от}$ – тепловая мощность системы отопления, $Q_{ог}$ – потери тепла через ограждение, Q_u – потери тепла вследствие воздухообмена, $Q_{пр}$ –

приток солнечной радиации внутри теплиц за отопительный период, K – коэффициент теплопередачи ограждения, $K_{пр} = F_{ст} K / F_n$, $K_{пр}$ – приведенный коэффициент теплопередачи ограждения; t_n – расчетная температура воздуха внутри теплицы, 17,2 °С; t_n – среднесуточная температура наружного воздуха за отапливаемый период (ноябрь – март), 4,6 °С; $K_{инт}$ – коэффициент инфильтрации, равный 1,1...1,2 [110].

Приток солнечной радиации внутри теплиц за отопительный период:

$$Q_{пр} = \bar{q}_{сол} K_{пр} \alpha_n F \tau, \quad (5.9)$$

где $\bar{q}_{сол}$ – среднесуточное значение падающей за отопительный период суммарной солнечной радиации; α_n – коэффициент лучепоглощения поверхности листьев растений и почвы; $K_{пр}$ – коэффициент пропуска солнечной радиации светопрозрачного ограждения теплицы; F – площадь пола теплицы; τ – продолжительность отопительного периода.

Таблица 5.3

Среднемесячные суточные показатели энергообеспеченности гелиотеплицы в условиях ясной погоды для г. Карши

Дата	$t_n, ^\circ C$	$Q_{от.т}$ кДж/ (м ² ·день)	$Q_{пр}$ кДж/(м ² ·день)	$Q_{от.г}$ кДж/(м ² ·день)
15/XI	10,6	8777,13	6899,56	1877,57
15/XII	4,8	15656,51	5151,46	10505,05
15/I	3,6	17079,83	5062,18	12017,65
14/II	5,3	15063,46	5981,76	9081,7
15/III	10,1	9370,18	7928,06	1442,12
15/IV	17,9	118,61	11856,38	-

Если $Q_{от.г} \leq Q_{от.т}$ тогда при ясной погоде не требуется дополнительный обогрев теплицы с применением традиционных систем отопления. Если $Q_{от.г} > Q_{от.т}$ тогда требуется дополнительный обогрев теплицы с использованием органического топлива в котельной. В табл. 5.3 приведены результаты расчетов по определению тепловых потерь и среднемесячных суточных показателей энергообеспеченности гелиотеплицы площадью 200 м² в условиях г. Карши, для отдельных периодов отопительного сезона.

В нашем случае коэффициент ограждения $K_{op} = 1,76$, среднее значение коэффициента теплопередачи светопрозрачного ограждения $K = 6,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $K_{q_{гн}} = 0,62$, $\alpha_n = 0,8$.

При совместном использовании овощехранилища и гелиотеплицы в ночное время теплота вентиляционных выбросов холодильной камеры, а также горячая вода, полученная в баке – аккумулятора за счет теплоты конденсации хладагента ТН и обогрева уходящими продуктами сгорания топлива обеспечивает требуемый температурный режим в гелиотеплице. Тогда мощность отопительной системы для тепличной части сооружения определяется по формуле:

$$Q_{от} = Q_{м.н} - Q_{гв} - Q_{гз}, \quad (5.10)$$

где, $Q_{м.н}$ – тепловой поток вентиляционных выбросов холодильной камеры; $Q_{гв}$ – тепловая мощность горячей воды, полученная при утилизации тепла уходящих газов.

Сезонный расход топлива (природного газа) на отопление теплицы полезной площадью 200 м^2 определяли по формуле:

$$B = 1,15 Q_{от} \tau / Q_n^p \eta, \quad (5.11)$$

где 1,15 – коэффициент, учитывающий потери тепла в трубопроводах; τ – продолжительность отопительного периода для г. Карши, равная 132 суткам; Q_n^p – рабочая низшая теплота сгорания топлива (природный газ Шуртанского месторождения), равна $8626 \text{ Ккал}/\text{нм}^3$, η – коэффициент полезного действия котельной 0,8.

В соответствии с формулой (5.11) расход газа в отопительной период при ночном режиме составил $15563,08 \text{ м}^3$, следовательно, для поддержания нормальной температуры внутри теплицы нужно $117,9 \text{ м}^3/\text{сутки}$. При суммарном поступлении солнечного тепла за ноябрь $6899,56 \text{ кДж}/\text{м}^2 \cdot \text{день}$ с учетом коэффициента светопропускания ограждения 0,62 [110] и лучепоглощения листьями растений внутри теплицы 0,8 количество поступающего тепла на 200 м^2 полезной площади теплицы равно

$$Q_{пол}^{от} = 6899,56 \text{ кДж}/\text{м}^2 \cdot \text{день} \cdot 352,4 \text{ м}^2 = 2431404,94 \text{ кДж}/\text{день}.$$

Результаты расчета расходов топлива на отопление гелиотеплицы приведены в табл.5.4.

Для определения расхода воды и газа составлен тепловой баланс промежуточного теплообменника II в следующем виде:

$$G_2 \cdot c_{pe} \cdot (t_2 - t_2') = G_0 \cdot c_{pe} \cdot (t_0' - t_0) \quad (5.12)$$

где G_2 – расход уходящих дымовых газов, кг/с; c_{pe} – удельная теплоёмкость дымовых газов, кДж/кг·°С; $t_2 - t_2'$ – начальная и конечная температура газов в теплообменнике, °С; G_0 – расход воды, кг/с; c_{pe} – удельная теплоёмкость воды, кДж/кг·°С; $t_0' - t_0$ – начальная и конечная температура воды, °С.

Таблица 5.4

Расход топлива на отопление гелиотеплицы с площадью 200 м² в условиях г. Карши

Месяцы	Расход топлива на отопление гелиотеплицы при ясной погоде (при дневной работе теплицы), м ³ /мес.	Расход топлива на отопление гелиотеплицы при ночном режиме, м ³ /мес.	Расход топлива на отопление гелиотеплицы при совмещенном варианте с овощехранилищем (с утилизацией отходного тепла и использование ВЭР) м ³ /мес.	Экономия топлива в ночном режиме гелиотеплицы, %
XI	449,12	2099,55	811,15	61
XII	2512,87	3745,14	2578,8	31,1
I	2874,70	4085,61	2919,34	28,5
II	2027,57	3363,06	2274,55	32,3
III	344,96	2241,41	1075,14	52
Всего за сезон	8209,22	15563,08	9658,99	37,9

Для обеспечения бесперебойной работы и покрытия электрических нагрузок овощехранилище во время длительных ограничений электроэнергии дополнительно снабжено автономной дизельной электростанцией. Дизельная электростанция обеспечит электроэнергией системы вентиляции, охлаждения, увлажнения холодильной камеры и освещение теплицы. Образующиеся дымовые газы из дизельной электростанции утилизируются в качестве углекислого газа и бросового тепла в теплице. При необходимости охлажденные продукты сгорания из автономной дизельной электростанции 9 можно подавать через теплоаккумулирующий канал 14, находящийся в подпочвенном слое и затем в теплицу 13 для подкормки растений диокси-

дом углерода. Замкнутый тепло-газовый баланс системы реализуется путем создания утилизации теплоты вентиляционных выбросов и «дыхания» продуктов овощехранилища, а также уходящих дымовых газов от традиционного источника энергии [111,112].

В режиме охлаждения холодильной камеры емкостью 24 т яблок зимних сортов в условиях г. Карши, при утилизации теплоты конденсации хладагента 31,9 кВт тепла, можно получить горячую воду температурой 60 °С и расходом $G_g=0,18$ кг/сек [112]. В теплообменнике 11 вода дополнительно нагревается на $\Delta t = 30$ °С, используя теплоту уходящих газов. При этом расход газов составляет $G_g=0,29$ кг/сек. Результаты проведенных исследований показывают, что в зимних условиях (декабрь – февраль) при ясной погоде 30 – 35 % тепловой нагрузки теплицы покрывается солнечной энергией, а 37 – 40 % за счет использования отходного тепла.

Таким образом, при совмещенном варианте «овощехранилище – гелиотеплица» с утилизацией отходного тепла позволит сэкономить расход энергии на отопление гелиотеплицы в ночное время в среднем до 25–38 %.

5.3. Снижение затрат энергии в теплохладоснабжении комбинированного сооружения «овощехранилище – гелиотеплица» с использованием тепловых насосов

Энергосбережение в системах теплохладоснабжения является одним из направлений экономии энергии, так как энергетические затраты на отопление и кондиционирование составляют около 30 – 50 % стоимости эксплуатации зданий [113].

Строительство энергоэффективных зданий стало одним из главных направлений энергосбережения, достигаемого за счет целого ряда мероприятий: забор воздуха для вентиляции через подземный теплообменник, полная регенерация тепла уходящего вентиляционного воздуха, теплохладоснабжение с использованием тепловых насосов и пр. В результате энергопотребление таких зданий в четыре–шесть раз меньше, чем зданий обычной конструкции.

В овощехранилищах и гелиотеплицах требуется поддержание заданного поля потенциалов температур, влажности и концентрации

воздушной среды. Для этого необходимо подводить к этой системе потоки вещества и энергии. Системы теплохладоснабжения овощехранилищ используются для поддержания заданного поля температуры и влажности воздуха, а в условиях жаркого климата, овощехранилище – один из основных потребителей энергии [61].

Овощехранилища должны обеспечивать сохранность выращенной сельскохозяйственной продукции и круглогодичное обеспечение населения продуктами питания. Овощехранилище представляет собой специальный класс зданий по параметрам микроклимата и наличию биологически активного сырья. Важнейшим требованием к хранению овощей и фруктов является низкая температура ($0 \dots\dots +10 \text{ }^{\circ}\text{C}$), которая поддерживается на постоянном уровне за счет работы холодильных установок. Хранение при низких температурах обязательно даже при использовании новых способов хранения, таких как наличие регулируемой газовой среды, и является энергоемким процессом.

Поэтому в целях повышения энергоэффективности здания, использования альтернативных источников энергии и энергосбережения в системах теплохладоснабжения, предложен комбинированный вариант «овощехранилище – гелиотеплица» с тепловым насосом (ТН) [114]. Использование холодильного цикла ТН для одновременного производства тепла и холода эффективно, когда рядом имеется потребитель тепла и холода. Периоды холодильного хранения овощей в хранилище и эксплуатация гелиотеплиц удачно совпадают, так как один из них (гелиотеплица) является потребителем тепла, а другой требует холод (т.е. искусственное охлаждение).

Показатель «энергетическая эффективность здания» характеризуется величиной удельного расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания в холодный период года. Однако этот показатель для комбинированной системы «овощехранилище – гелиотеплица» следует понимать значительно шире, имея в виду установочную мощность отапливания, затраты энергии на вентиляцию помещений и установочную мощность системы охлаждения в эксплуатационном периоде. Затраты энергии в системах теплохладоснабжения при использовании ТН зависят от их конструкции, формы цикла, коэффициента трансформации тепла (отопительный коэффициент) и потребля-

емой мощности N (кВт). Рассматривая комбинированное сооружение «овощехранилище – гелиотеплица» как единую энергетическую систему, все элементы которой энергетически взаимосвязаны между собой, можно выявить основные резервы и факторы энергосбережения.

Один из факторов энергосбережения – термостатирование помещений в комбинированном энергосберегающем сооружении «овощехранилище – гелиотеплица». Задача оптимального термостатирования состоит в том, чтобы поддерживать заданные температуры только в части помещений при произвольных температурах в остальных помещениях, затрачивая при этом минимальное количество энергии. И состав термостатируемых помещений, и заданные значения температур могут изменяться от сезона и времени суток. Подобная задача возникает в плодоовощехранилищах и холодильниках при поддержании низкой температуры в холодильной камере за счет отбора тепла с использованием холодильного цикла.

Рассматривается задача оптимального термостатирования в энергоэффективной системе «овощехранилище – гелиотеплица», т.е. задача теплохладоснабжения (обогрев или охлаждение) помещений с использованием цикла теплового насоса.

Задача о минимуме суммарных затрат энергии при использовании тепловых насосов (задача кондиционирования) имеет следующий вид:

$$J = \sum_{i=1}^n N_i \rightarrow \min, \quad (5.10)$$

где J – критерий оптимальности; N – общая мощность, затрачиваемая на привод тепловых насосов, Вт.

при условиях теплового баланса для каждого помещения

$$\sum_{j=0}^n q_{ij}(T_i, T_j) + \bar{q}_i = 0; \quad i=1, \dots, n, \quad (5.11)$$

ограничения на тепловые потоки;

$$\bar{q}_i \geq 0, \quad i=1, \dots, n; \quad (5.12)$$

и условиях, наложенных на температуру термостатируемых помещений

$$T_i = \text{fix}, \quad i=0, \dots, n, \quad (5.13)$$

где T_i – температура i -ой камеры ($i=0, 1, \dots, n$), °С; K_{ij} – коэффициенты теплопередачи между i -ой и j -ой камерами, которые зависят от тем-

температуры в этих камерах ($K_j = K_{ij} > 0$), Вт/(м²×К); $q_{ij} = K_{ij} (T_j - T_i)$ – тепловой поток i -ой камеры к j -ой, Вт; $q_{i0} = K_{i0} (T_0 - T_i)$ – тепловой поток от окружающей среды с температурой T_0 к i -ой камере, Вт; q_i – тепло подаваемое (отбираемое) в i -ую камеру, Вт.

Положительным считается направление потока тепла к камере. Поставим задачи термостатирования таким образом. Пусть температуры в m камерах T_1, \dots, T_m фиксированы ($m < n$), как и температура окружающей среды T_0 . Требуется, чтобы общая мощность, затрачиваемая на привод тепловых насосов, была минимальна. Общая расчетная схема «овощехранилище-гелиотеплица» показана на рис.5.3.

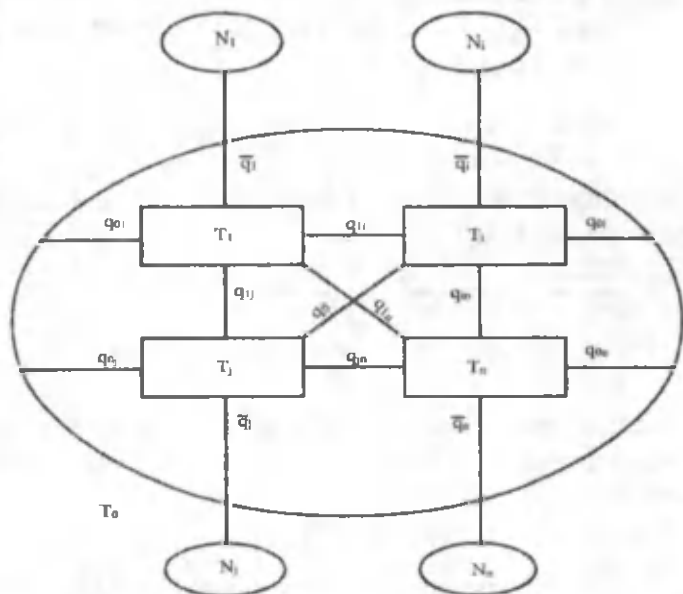


Рис.5.3. Общая расчетная схема «овощехранилище-гелиотеплица»

Отопительный коэффициент тепловых насосов определяется по формуле [83]:

$$\varphi_i = \frac{\bar{q}_i}{N_i} \quad (5.14)$$

Отопительный коэффициент (коэффициент трансформации тепла) φ зависит от температур окружающей среды T_0 , внутреннего воздуха камер T_i и от подаваемой мощности N_i .

Тогда условие (5.11) примет вид:

$$\sum_{j=0}^i q_{ij}(T_i, T_j) + N_i \cdot \varphi_i(T_0, T_i, N_i) = 0; \quad (5.15)$$

где $i = 1, \dots, n$.

Таким образом, искомыми переменными в (5.10), (5.13) и (5.15) являются подводимые мощности $N_i \geq 0$ и температуры промежуточных камер T_i ($i = m+1, \dots, n$). Если в уравнении (5.15) $\sum_{j=0}^i q_{ij}(T_i, T_j) < 0$, то тепловой насос для i -ой камеры работает в режиме отопления. Если $\sum_{j=0}^i q_{ij}(T_i, T_j) > 0$, то тепловой насос работает в режиме охлаждения, причём температура в i -ой камере $T_i < T_0$.

Условие оптимальности задачи (5.10), (5.13) и (5.15) сформулируем через функции Лагранжа [92]:

$$L = \sum_{i=1}^n \left\{ N_i [(1 + \lambda_i \cdot \varphi_i(T_0, T_i, N_i))] + \lambda_i \sum_{j=0}^i q_{ij}(T_i, T_j) \right\}. \quad (5.16)$$

Для нахождения экстремума этой функции определим производные по переменным N_i и T_i :

$$\frac{\partial L}{\partial N_i} = 0. \quad \text{Тогда} \quad \varphi_i(T_0, T_i, N_i) + N_i \frac{\partial \varphi_i}{\partial N_i} = -\frac{1}{\lambda_i}, \quad (5.17)$$

$$\frac{\partial L}{\partial T_i} = 0 \Rightarrow N_i \lambda_i \frac{\partial \varphi_i}{\partial T_i} + \lambda_i \sum_{j=0}^i \frac{\partial q_{ij}}{\partial T_i} + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{\partial q_{ji}}{\partial T_i} = 0, \quad i \neq v. \quad (5.18)$$

При использовании обратимой оценки отопительного коэффициента задача упрощается и система (5.15), (5.17), (5.18) приводит к уравнению:

$$N_i = -[(T_i - T_0) / T_i] \sum_{j=0}^i q_{ij}(T_i, T_j). \quad (5.19)$$

где $\varphi_i = \frac{T_i}{T_i - T_0}$ — отопительный коэффициент теплового насоса в режиме отопления, $T_i > T_0$.

В этом случае T_i — температура высокопотенциальной среды, K ; T_0 — температура низкопотенциальной среды (окружающей среды) K . Коэффициент преобразования ТН в режиме охлаждения ($T_i < T_0$) равен:

$$\varphi = \frac{T_0}{T_0 - T_i} \approx \frac{T_i}{T_k - T_i}, \quad (5.20)$$

где T_k — температура конденсации пара хладагента; T_i — температура воздуха в i -ой камере, K .

Таким образом, учитывая значение φ_i можно найти количество расходуемой энергии на привод тепловых насосов в i -ой камере

$$N_i = \varphi_i \sum_{j=0}^k q_{ij}(T_i, T_j), \quad (5.21)$$

На основе приведенных выражений оптимизации рассмотрим комбинированное сооружение «овощехранилище-гелиотеплица», план которого и соответствующая ему расчетная схема приведены на рис. 5.4.

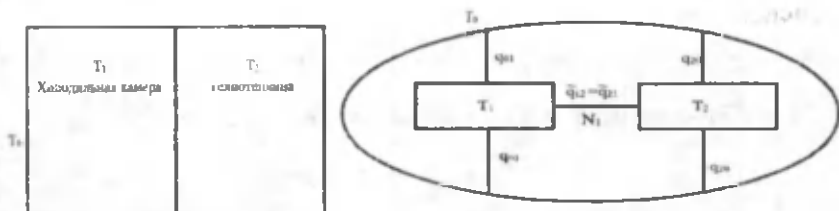


Рис.5.4. План и расчетная схема «овощехранилище-гелиотеплица»

Температуры T_0 и T_1 равны соответственно 283 К и 273 К. Коэффициенты теплопередачи между помещениями $K_{12} = K_{21} = 0,3$ Вт/(м²×К) и окружающей средой $K_{10} = 0,4$ Вт/(м²×К), $K_{20} = 0,47$ Вт/(м²×К) [75].

Находим температуру T_2 во втором помещении и мощность N_1 , затрачиваемую на привод теплового насоса. Задачу (5.10), (5.13), (5.15) о минимуме затрат энергии на привод теплового насоса запишем в следующем виде:

$$J = N_1 \rightarrow \min; \quad (5.22)$$

$$\left. \begin{aligned} K_{01}(T_0 - T_1) + K_{12}(T_2 - T_1) + N_1\varphi_1 &= 0 \\ K_{20}(T_2 - T_0) + K_{12}(T_2 - T_1) + N_1\varphi_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.23)$$

$$\left. \begin{aligned} 0,4(283 - 273) + 0,3(T_2 - 273) + 3N_1 &= 0 \\ 0,47(T_2 - 283) + 0,3(T_2 - 273) + 3N_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.24)$$

$$\left. \begin{aligned} -77,9 + 0,3 \cdot T_2 + 3N_1 &= 0 \\ 0,77 \cdot T_2 - 214,9 + 3N_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.25)$$

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= \frac{77,9 - 0,3 \cdot T_2}{3} \\ N_1 &= \frac{214,9 - 0,77 \cdot T_2}{3} \end{aligned} \right\}$$

$$T_2 = 291,48 \text{ К } (t_2 = 18,33 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Энергетическая эффективность применения теплового насоса для теплоснабжения оценивается экономией первичной энергии [68]. Определим экономию топлива при использовании теплонасосной установки для отопления гелиотеплицы. Средняя тепловая нагрузка на ТН в период хранения продуктов $Q_n = 15$ кВт, коэффициент трансформации тепла ТН $\phi = 3,0$; КПД электросетей $\eta_c = 0,95$; КПД автономной котельной $\eta_k = 0,8$.

Мощность, потребляемая электродвигателем компрессора теплонасосной установки:

$$N_s^* = \frac{Q_n}{\phi} = \frac{15}{3} = 5 \text{ кВт.} \quad (5.26)$$

Потребляемая мощность с учетом потерь в электросетях:

$$N_s = \frac{N_s^*}{\eta_c} = \frac{5}{0,95} = 5,263 \text{ кВт.} \quad (5.27)$$

Расход топлива на ТЭС для выработки электроэнергии для привода компрессора теплонасосной установки:

$$B_T = N_s \cdot \alpha_{ТЭС} \cdot 24 \cdot 30 = 1326,24 \text{ кг у.т./мес.}$$

где $\alpha_{ТЭС} = 0,350 \text{ кг у.т./(кВт}\cdot\text{ч)}$ – удельный расход условного топлива на 1 кВт·ч электроэнергии, вырабатываемой на тепловых электрических станциях (ТЭС).

Расход топлива в котельной на выработку 15 кВт тепла:

$$B_k = \frac{Q_n}{\alpha_k^* \eta_k} = \frac{15 \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 30}{29310 \cdot 0,8} = 1658,13 \frac{\text{кг у.т.}}{\text{мес.}} \quad (5.28)$$

где $Q_p^* = 29310 \text{ кДж/кг}$ – теплота сгорания условного топлива.

Таким образом, экономия условного топлива за счет применения теплового насоса в месяц составляет:

$$\Delta B = B_k - B_T = 331,89 \frac{\text{кг у.т.}}{\text{мес.}} \quad (5.29)$$

При этом удельная экономия условного топлива (на единицу отпущенного тепла) равна

$$\Delta b = \frac{\Delta B}{Q_n} = \frac{331,89}{38,88} = 8,53 \frac{\text{кг}}{\text{Гдж}} \quad (5.30)$$

Расчет произведен при различных значениях тепловой нагрузки ТН и результаты приведены в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Расчет экономии энергии при использовании ТН для теплохладоснабжения «овощехранилище-гелиотеплица»

Тепловая нагрузка на ТН Q, кВт	Потребляемая мощность ТН N, кВт	Расход условного топлива на выработку электро-энергии для привода ТН V_e , кг/мес	Расход условного топлива в котельной, V_k , кг/мес	Экономия условного топлива, ΔB кг/мес	Удельная экономия условного топлива, Δb кг/ГДж
10	3,51	884,2	1105,42	221,2	8,52
15	5,263	1326,24	1658,13	331,89	8,53
20	7,01	1768,42	2210,8	442,43	8,54
25	8,78	2210,53	2763,56	553,03	8,534
30	10,53	2652,63	3316,26	663,63	8,53

Таким образом, исходя из критерия расхода первичной энергии, применять тепловой насос для теплохладоснабжения комбинированного сооружения энергетически выгоднее по сравнению с традиционной котельной. Кроме выше изложенного, система теплохладоснабжения с тепловыми насосами имеет следующие преимущества: отсутствуют сажа, пыль, запас всех видов топлива, зола и шлак, обеспечивается полная пожаробезопасность, отпадает необходимость транспортировки и хранения топлива, и соответственно эксплуатационные затраты на эти цели.

5.4. Эффективность совместной эксплуатации овощехранилищ и гелиотеплиц

Для эффективной эксплуатации овощехранилищ, наряду с созданием надлежащего микроклимата, необходимо обеспечить оптимальный воздухообмен. Он необходим для создания и поддержания равномерно-температурно-влажностного режима в камерах, их газового состава, а также удаления летучих продуктов «дыхания» плодов и овощей [61].

При естественной циркуляции воздуха скорость его движения составляет менее 0,1 м/с, а направление движения воздушного потока,

в основном снизу вверх, так как воздух нагревается за счет теплоты «дыхания» продуктов и теплопритоков извне. Такой воздухообмен недостаточен для создания равномерного температурного поля. Использование принудительной вентиляции позволяет избежать конденсации водяных паров, создать равномерный температурно-влажностный режим в овощехранилище. Скорость подаваемого воздуха при активном вентилировании в вентиляционных каналах, как показали наши замеры в холодильной камере, колеблется от 4÷10 м/с. Продукты «дыхания» плодов и овощей, как правило, состоят из углекислого газа CO_2 , водяных паров и физиологического тепла (теплота «дыхания»), которые в виде вентиляционных выбросов удаляются в атмосферу.

Вентиляционные выбросы в овощехранилищах характеризуются высокой влажностью и в связи с этим имеют заметный тепловой потенциал, по отношению к обычному атмосферному воздуху, который безвозвратно теряется в атмосфере. Проведенные исследования показывают, что в над штабельном пространстве камеры хранилища температура нагретого воздуха достигает до 25 – 30 °С и имеет ощутимый запас тепловой энергии, которой удаляется в атмосферу с вентиляционными выбросами [115,116].

Поэтому утилизация низкопотенциального тепла вентиляционных выбросов будет сопровождаться определенным энергосберегающим, экономическим и экологическим эффектами.

В данной работе рассматриваются вопросы утилизации теплоты вентиляционных выбросов овощехранилища и эффективность совместной системы «овощехранилище – гелиотеплица». Принципиальная схема распределения тепловых потоков в холодильной камере приведена на рис 5.5.

Для обеспечения требуемых температурных режимов в овощехранилище составлен тепловой баланс холодильной камеры при охлаждении продуктов естественным холодом:

$$c_a \cdot \rho_a \cdot V_{\text{кам}} \cdot \frac{dt_a}{dt} = Q_{\text{пр}} + Q_{\text{с}} + Q_{\text{опр}} + Q_{\text{д}}, \quad (5.31)$$

где, c_a , ρ_a , t_a – соответственно, удельная теплоемкость, плотность и температура воздуха внутри холодильной камеры; $V_{\text{кам}}$ – строитель-

ный объем камеры, $V_{\text{хм}} = 180 \text{ м}^3$; $Q_{\text{пр}}$, $Q_{\text{в}}$, $Q_{\text{пр}}$, $Q_{\text{в}}$ – теплопритоки в камеру соответственно от продуктов, вентиляционного воздуха, ограждений, «дыхания» продуктов. Вт. Теплопритоки в холодильную камеру определены в соответствии с методикой [15,75].

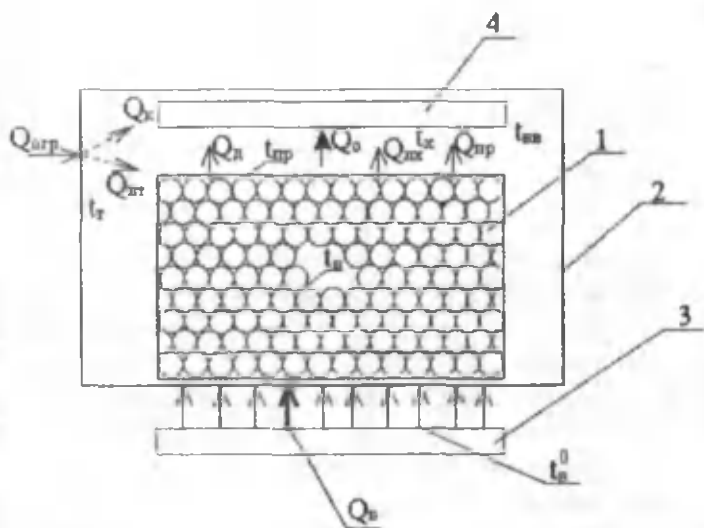


Рис. 5.5. Принципиальная схема распределения тепловых потоков в холодильной камере. 1 – продукт; 2 – внутренняя поверхность ограждения камеры; 3 – приточная вентиляция; 4 – вытяжная вентиляция

Результаты исследований показывают, что из-за низкого теплового потенциала вентиляционных выбросов, они недостаточны для полного покрытия расхода энергии на отопление теплицы. Однако вентиляционные выбросы в ночные часы суток поддерживают требуемый температурный режим в гелиотеплице.

Для утилизации теплоты «дыхания» продуктов в овощехранилище и подкормки растений углекислым газом в теплице, предлагается замкнутая система вентиляции «овощехранилище – гелиотеплица» (рис. 5.6).

Ширина и длина холодильной камеры соответственно 6 и 10 м, строительный объем камеры $V_{\text{хм}} = 180 \text{ м}^3$. Норма загрузки камеры продуктами $g_f = 400 \text{ кг/м}^2$ (для яблок зимних сортов). Вместимость камеры $G_{\text{в}} = F_{\text{к}} \times g = 24000 \text{ кг} = 24 \text{ т}$. Полезная площадь гелиотеплицы 200 м^2 .

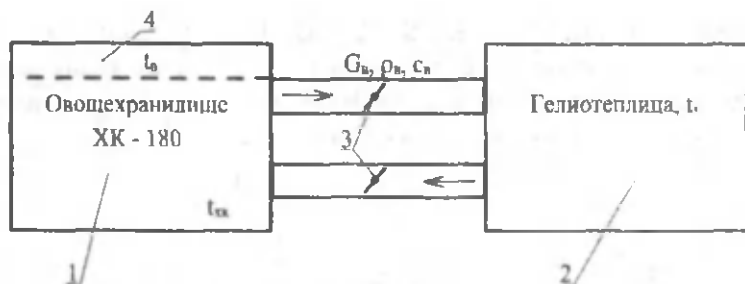


Рис 5.6. Функциональная схема замкнутой системы вентиляции «овощехранилище – гелиотеплица». 1 – овощехранилище; 2 – гелиотеплица; 3 – заслонки; 4 – надштатбельное пространство

Предложенная замкнутая система вентиляции «овощехранилище – гелиотеплица» днем обеспечит углекислым газом теплицу, для подкормки растений. При необходимости для регулирования углекислого газа, ночью CO_2 подается обратно в холодильную камеру, для замедления дыхательного процесса и осуществления активной вентиляции. Одновременно уменьшается расход энергии в замкнутой системе вентиляции «овощехранилище – гелиотеплица».

С целью оценки экономии энергоресурсов при совместном использовании овощехранилища и гелиотеплицы определяется тепловой поток вентиляционных выбросов камеры, направленный в теплицу, по формуле:

$$Q_{\text{вн}} = G_{\text{в}} \cdot c_p \cdot \rho_a \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{т}}), \quad (5.32)$$

где $G_{\text{в}}$ – расход вытяжного воздуха овощехранилища, в нашем случае $G_{\text{в}} = 0,33 \text{ м}^3/\text{сек}$; c_p – удельная теплоемкость воздуха, $c_p = 1,07 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ_a – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; $t_{\text{в}}$ – температура уходящего воздуха из холодильной камеры; $t_{\text{т}}$ – требуемая температура внутреннего воздуха теплицы.

При активном вентилировании хранилищ по технологическим требованиям должны обеспечиваться высокая интенсивность вентилирования воздуха. Для хранения плодов и овощей в климатических условиях г. Карши на 1 т овощей необходимо подавать $70 \div 100 \text{ м}^3$ воздуха в час. Поэтому уходящие вентиляционные выбросы имеют большой расход на вытяжном трубопроводе и запас тепловой энергии.

Проведенные расчеты показывают, что теплота вентиляционных выбросов в холодильной камере вместимостью 24 т яблок, составляет до $Q = 2-3$ кВт.

Таким образом, использование теплоты вентиляционных выбросов и «дыхания» продуктов покрывает до 5 – 10 % тепловой энергии на отопление теплицы и обеспечит углекислым газом для подкормки растений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенного анализа современного состояния экономики энергоресурсов в овощехранилищах и холодильниках, как в нашей Республике, так и за рубежом, установлено, что в настоящее время проблемы энергосбережения в большинстве случаев решаются без глубинных исследований энергобаланса охлаждаемых помещений и процессов тепло- и массообмена в холодильных камерах, а также отсутствуют необходимые исходные и научные рекомендации, которые позволяли бы с достаточной для инженерных расчетов точностью дать количественный прогноз развития энергетических процессов в плодоовощехранилищах. Не рассмотрены вопросы исследования энергобаланса овощехранилищ при изменяющихся климатических условиях и повышения энергетической эффективности систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии.

Экспериментально исследованы основные теплофизические характеристики (λ , c , a) картофеля, которые влияют на скорость протекания процесса охлаждения, интенсивность тепломассообменных процессов и усушку продукции, а также динамика их изменения в зависимости от содержания в продукции сухих веществ. Получены эмпирические выражения, описывающие изменение теплопроводности картофеля в зависимости от содержания в продукции сухих веществ и изменение температуры.

Предложена теплонасосная система теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии, утилизацией теплоты «дыхания» продуктов и вентиляционных выбросов, позволяющей сэкономить энергетические и водные ресур-

сы для поддержания тепло- и влажностного режима в холодильной камере.

Исследован тепловлажностный баланс опытного углубленного плодоовощехранилища со строительным объемом 180 м^3 с учетом динамики изменения теплопритоков в зависимости от параметров наружного воздуха. Анализом тепловлажностных режимов сравнимых хранилищ установлено, что в предложенном углубленном хранилище потеря влаги продукцией в период хранения составляет -11% , надземном хранилище $-16,2\%$, а в типовом хранилище $-20-30\%$.

По результатам исследований и расчетов установлено, что теплонасосная утилизация теплоты вентиляционных выбросов позволяет полностью обеспечивать потребности горячей воды для бытовых и технологических нужд овощехранилищ. При этом расход воды на увлажнение воздуха уменьшается в $1,3-1,5$ раза. Экономия электроэнергии за счет нагрева воды конденсатором ТНУ с использованием тепловых выбросов составляет $W=33,6 \text{ кВт/ч}$. Использование $Q_k=31,9 \text{ кВт}$ сбрасываемого тепла для подогрева воды в конденсаторе

позволяет сэкономить за час $\epsilon = \frac{31,9 \cdot 3600}{29310} \approx 4 \text{ кг}$ условного топлива. Ко-

личество подогретой воды за сутки составляет $-15,6 \text{ м}^3$, а экономия условного топлива 96 кг . Таким образом, в период хранения за счет одновременного нагрева воды в баке - аккумуляторе с утилизацией теплоты вентиляционных выбросов можно сэкономить $17,28 \text{ т}$ условного топлива или 14068 м^3 природного газа.

Получены критериальные уравнения для определения коэффициента теплоотдачи при охлаждении опытного штабеля вынужденным потоком воздуха $-Nu = 0,027 Re^{0,98}$, и для определения теплообмена между окружающим воздухом и теплоотдающей поверхностью штабеля в условиях свободной конвекции $-Nu = 0,02 (GrPr)^{0,5}$. По результатам экспериментов и обработки опытных данных методом теории подобия получена обобщенная критериальная зависимость, позволяющая определить коэффициент массообмена от поверхности продукта при охлаждении воздухом:

$$Nu_m = 0,0238 Re^{0,93}, \text{ при } Re = 3,65 \cdot 10^2 - 9,12 \cdot 10^3.$$

Анализ экспериментальных данных показывает, что коэффициент массообмена от поверхности продукта при охлаждении воздухом су-

щественно зависит от скорости потока воздуха. В случае постоянной относительной влажности при росте скорости подаваемого воздуха от 0,1÷2,0 м/с, коэффициент массообмена увеличивается примерно в 23,6 раз.

Разработана и предложена математическая модель процессов теплообмена в холодильной камере при охлаждении продуктов естественным холодом, позволяющая определить взаимосвязь между конструктивными и технологическими параметрами холодильной камеры. Анализ условий охлаждения естественным холодом показывает, что наибольшее влияние на продолжительность процесса оказывает температура, влажность и скорость движения охлаждающего воздуха. С понижением температуры и повышением скорости движения воздуха процесс охлаждения ускоряется, однако при этом может увеличиться усушка продукта.

Разработана математическая модель процессов теплообмена в ограждении хранилищ с учетом интенсивности солнечной радиации. Исследовано влияние теплопритока через ограждение на интенсивность усушки продуктов. Результаты расчетов показывают, что максимальные тепловые потоки, проходящие через ограждение (кровли) под действием разности температур окружающей среды и внутрикамерного воздуха (9 Вт/м^2) и вызванные солнечной радиацией ($8,25 \text{ Вт/м}^2$) по направлению к штабелю, соответствуют на июнь – июль. Доля теплового потока, проходящего через ограждение, вызванного действием солнечной радиации, в осенний период (октябрь) составляет 60 %. Установлено, что усушка хранимых продуктов изменяется с изменением интенсивности теплопритоков через ограждение камеры, его максимальное значение доходит до 1,0 % (в июле) при суммарном теплопритоке $17,25 \text{ Вт/м}^2$ с учетом влияния солнечной радиации.

Предложен способ снижения лучистого теплообмена между поверхностью ограждения и продукцией с применением экрана между ограждением и продукцией. Установка экрана из оцинкованного листа со степенью черноты $\epsilon = 0,2$ между внутренним ограждением и продуктом при приведенной степени черноты системы «ограждение – продукт» $\epsilon_{\text{прив}} = 0,18$ позволяет снизить интенсивность лучистого теплопритока к продукту в 2,8 – 3,0 раза по сравнению с оштукатуренной поверхностью ограждения.

Впервые на основе проведенных исследований предложена совмещенная термодинамическая система «овощехранилище–гелиотеплица» и научно обоснована энергетическая эффективность применения холодильного цикла для одновременного отопления и охлаждения комплекса.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований определены основные теплотехнические и энергетические параметры совмещенной системы «овощехранилище – гелиотеплица». Выявлены резервы экономии топливно-энергетических ресурсов при использовании отходного тепла холодильной камеры и утилизации тепловых отходов в гелиотеплице. Результаты проведенных исследований показывают, что в зимних условиях (декабрь – февраль) при ясной погоде 30 – 35 % тепловой нагрузки теплицы покрываются солнечной энергией, а 37 – 40 % за счет использования отходного тепла. Совмещенный вариант «овощехранилище – гелиотеплица» с утилизацией отходного тепла позволит сэкономить расход энергии на отопление гелиотеплицы в ночное время в среднем до 25–38 %.

Показана эффективность совместного использования овощехранилища и гелиотеплиц для поддержания температурно-газового режима. Рассмотрены вопросы утилизации теплоты «дыхания» продуктов и вентиляционных выбросов овощехранилищ для подкормки растений углекислым газом в гелиотеплице. Проведенные расчеты показывают, что теплота вентиляционных выбросов в холодильной камере вместимостью 24 т яблок, составляет до $Q=2\div 3$ кВт. Использование теплоты вентиляционных выбросов и «дыхания» продуктов покрывает до 5–10 % тепловой энергии на отопление теплицы и обеспечит углекислым газом для подкормки растений.

На основе проведенных комплексных расчетно-теоретических и экспериментальных исследований разработаны научно-технические основы, позволяющие выполнение цикла работ по разработке, моделированию и повышению энергоэффективности систем теплоснабжения плодоовощехранилищ и теплиц с использованием нетрадиционных и возобновляемых источников энергии.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ И РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ислам Каримов. Мировой финансово – экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана. Ташкент: Узбекистан, 2009. – 48 с.
2. Указ Президента Республики Узбекистан «Об углублении экономических реформ в энергетике Республики Узбекистан» 2001 г.
3. Аллалая К.Р. Энергетика мира и Узбекистана. Аналитический обзор. «Молия» Банковско-финансовой академии. Ташкент, 2007. – 388 с.
4. Аллаев К.Р. Электроэнергетика Узбекистана и мира. Ташкент: Фан ва технология, 2009. – 464 с.
5. Захидов Р.А. Возобновляемые источники энергии: состояние и перспективы // Узбекский журнал Проблемы информатики и энергетики. 2002. №4. С. 20–28.
6. Захидов Р.А., Саидов М.С. Возобновляемая энергетика в начале XXI века и перспективы развития гелиотехники в Узбекистане // Гелиотехника. 2009. № 1. С. 3–12.
7. Салихов Т.П. Этапы и результаты реализации энергетической стратегии в Узбекистане // Экономическое обозрение, 2004. №10. С. 60–64.
8. Захидов Р.А. Энергетика стран центральной Азии и роль возобновляемых источников энергии // Гелиотехника, 2008. № 3. С. 91–101.
9. Байриев А.Ч. Научно-технические основы разработки теплонасосной системы теплохладоснабжения автономных потребителей с использованием нетрадиционных источников низкопотенциального тепла: Автореф. дис. ... докт.техн.наук. Ашгабат, 1993. – 49 с.
10. Балкулиев А.Ч. Разработка и исследование гелиотеплонасосной установки для термообработки виноматериалов: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Ашгабат, 1990. – 20 с.
11. Кешко О.И. Энергосберегающие режимы работы замкнутой системы отопления и вентиляции теплиц: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 2005. – 21 с.

12. Аистов В.Ф. Разработка методов использования естественного холода для обеспечения требуемых параметров и экологической безопасности в хранилищах различного назначения: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Спб., 1999.

13. Грязев А.С. Подбор охлаждающих приборов плодоовощехранилищ с учетом динамики теплопритоков: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Спб., 1999.

14. Хитров С.А. Повышение эффективности систем комфортного кондиционирования мясоперерабатывающих предприятий путем использования холода наружного воздуха: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2000.

15. Чумак И. Г. Экономия энергоресурсов и сокращение потерь продукции при холодильной обработке. Киев: Урожай, 1990. – 168 с.

16. Гуляев С.В. Современные технологии строительства и эксплуатации холодильников // Холодильная техника. 2007. №11. С. 10–12.

17. Магтымов Г. Разработка научно-технических основ и исследование комбинированного способа использования солнечной энергии для сушки низкотемпературного хранения сельхозпродукции: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Ашгабат, 1995. – 51 с.

18. Ломачинский В.А. Перспективные способы энергосбережения при переработке растительного сырья // Хранение и переработка сельхозсырья, 2004. №7. С. 11–13.

19. Романовский Н.В., Коршунов Б.П., Учевоткин А.И. и др. Резервы повышения эффективности систем охлаждения молока для сельскохозяйственных предприятий и фермерских хозяйств // Холодильная техника. 2007. №10. С. 31–33.

20. Волков И. И. Проектирование геотермальной вентиляции картофелехранилищ // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1985. №2. С. 10–11.

21. Волков М.А. Тепло- и массообменные процессы при хранении пищевых продуктов. М.: Легкая пищевая промышленность, 1982. – 272 с.

22. Чижов Г. Б. Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов. М.: Пищевая промышленность, 1979. – 270 с.

23. Жадан В. З. Влагообмен в плодоовощехранилищах. М.: Агропромиздат, 1985. – 197 с.
24. Жадан В. З. Теплофизические основы хранения сочного растительного сырья на пищевых предприятиях. М.: Пищевая промышленность, 1976. – 235 с.
25. Жадан В.З. Теоретические основы кондиционирования воздуха при хранении сочного растительного сырья. М.: Пищевая промышленность, 1972. – 154 с.
26. Выгодин В.А., Бабакин Б.С., Еркин М.А. Экранная система охлаждения для камер небольшого объема // Холодильная техника. 1995. №5. С. 6-7.
27. Волкинд И.Л. Комплексы для хранения картофеля, овощей и фруктов. М.: Колос, 1981. – 223 с.
28. Золотов И. И. Перспективы использования заглубленных льдоаккумуляторов с сезонными охлаждающими устройствами // Холодильная техника, 1990. №2. С. 158.
29. Войцеховская Ф. Ф. Энергетика полевых овощехранилищ // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1986. №1. С. 14-15.
30. Худойбердиев Б.Х. Исследование теплотехнологии хранения сельхозпродукции и совершенствование методов расчета процессов для ее реализации: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашгабат, 1996. – 24 с.
31. Шадиев С.Ш. Разработка фруктоовощехранилища с солнечным охлаждением и анализ его теплотехнических характеристик: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашхабад, 1989. – 19 с.
32. Сапарлиев Х.М. Аккумулятор естественного холода на тепловых трубах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашгабат, 1989. – 25 с.
33. Курбанов Н. Исследование солнечной холодильной установки с открытой регенерацией раствора при охлаждении зданий: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашхабад, 1978. – 18 с.
34. Дурсунов Н.Ч. Усовершенствование конструкции и исследование теплотехнических характеристик гелиохолодильника круглосточного действия: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашхабад, 1987. – 22 с.

35. Мирзоходжася Р.М. Солнечный адсорбционный бытовой холодильник: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашхабад, 1988. – 20 с.

36. Шодиев О. Исследование солнечного бытового адсорбционного холодильника: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашгабат, 1974. – 25 с.

37. Узакон А.Х. Разработка и исследование эффективной солнечной адсорбционной холодильной установки периодического действия: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 2004. – 16 с.

38. Мирзаев Ш.М. Пути повышения энергоэффективности адсорбционных циклов: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Ташкент, 2005. – 33 с.

39. Тихонов Б.С. Потенциалы массопереноса в расчетах усушки замороженного мяса при хранении // Хранение и переработка сельхозсырья. 2005. №1. С. 22–25.

40. Ильинский А.С., Гудковский В.А., Пугачев В.Ю., Карпов С.Б. Основные элементы и преимущества низкочастотной технологии хранения в регулируемой атмосфере // Хранение и переработка сельхозсырья, 2004. №7. С. 18–19.

41. Эглит А.Я. Разработка основ проектирования охлаждаемых объектов с учетом нестационарно протекающих процессов. Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Спб., 1998. С. 46.

42. Уланов Н. М. Тепловлажностная обработка воздуха в адсорбционных кондиционирования овощехранилищ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1987. С. 22.

43. Мещеряков А.С. Мини – овощехранилище. 1997. – 3с. Патент Российской Федерации. 10.05.1997. – № 2078527.

44. Гуков В.А. Автономное устройство охлаждения воздуха. 2000. – 3с. Патент Российской Федерации. 31.08.1998.

45. Мазий В.И. Теплофикационно-холодильная станция и способ ее работы. 1997. – 4с. Патент Российской Федерации. 10.11.1997.

46. Тихонов Б.С. Научные основы повышения эффективности процессов хранения и термовлажностной обработки мяса в перенасыщенном влагой воздухе: Дис. ... докт. техн. наук. М.: ВАСХНИЛ, 1989.

47. Применение термотрансформаторов (тепловых насосов) в автономных системах отопления и кондиционирования // Холодильная техника, 2005. –№ 2. С. 6–9.

48. Шароглазов В.С. Фрукты и овощехранилище с природном холодооеспечением // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1993. № 5.6. С. 39.

49. Выгодин В.А. Холодильник для пищевых продуктов. 2000. – 4с. Патент Российской Федерации. 20.05.2000. – № 2149328.

50. Бекмуратов Т.Ф., Пирова Р.И., Исаев С.М. Экспериментальное исследование динамических и статических характеристик температурно-влажностного режима овощехранилища // Проблемы информатики и энергетики. 2002. №2. С. 66–69.

51. Бекмуратов Т.Ф., Пирова Р.И., Исаев С.М. Оптимизация размещения (картофеля, лука) и количество датчиков в системе температурно-влажностного режима овощехранилищ // Проблемы информатики и энергетики, 2002. № 3. С. 50–56.

52. Мальцева Е.М. Тепломассоперенос в насыпном слое плодощной продукции при охлаждении и хранении в условиях активного вентилирования: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Одесса, 1988. – 16 с.

53. Васильев Г.П. Геотермальные теплонасосные системы теплообеспечения и эффективность их применения в климатических условиях России // АВОК, 2007. №5. С. 58–68.

54. Васильев Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли. М.: Красная звезда, 2006.

55. Вяткин М.А. Общие вопросы энергосбережения. Резервы энергосбережения в промышленности // Энергосбережение и водоподготовка, 2007. № 1 (45). С. 21–25.

56. Роберт Х. Охлаждение и продовольственная безопасность // Холодильная техника, 2007. №11. С. 4–7.

57. Кокорин О.Я. и др. Энергосберегающие системы, отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха с теплонасосной установкой // Холодильная техника, 2007. № 5. С. 14–18.

58. Современные высокоэффективные инженерные системы зданий // Энергосбережение, 2007. №5. С. 76–84.

59. Бродач М.М. Концепция оценки эффективности инвестиции в теплоэнергоснабжение и энергосбережение зданий // Энергосбережение, 2007. №1. С. 26–31.

60. Крылов Н.В. Организация и планирование производства на предприятиях холодильной промышленности. М.: Агропромиздат, 1988. – 351 с.

61. Узаков Г.Н. Исследование тепломассообменных процессов и теплокладоснабжения в плодоовощехранилищах. Краснодар: КубГАУ, 2006. – 152 с.

62. Янюк В. Я., Бондарев В. И. Холодильные камеры для хранения фруктов и овощей в регулируемой газовой среде. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 128 с.

63. Гинзбург А.С., Громов М.А. Теплофизические характеристики пищевых продуктов. М.: Агропромиздат, 1990. – 286 с.

64. Узаков Г.Н., Вардияшвили А.Б., Захидов Р.А. Исследование теплофизических характеристик картофеля при длительном хранении в малом хранилище // Хранение и переработка с./х. сырья. М., 1999. №2. С. 59–60.

65. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. М.: Энергия, 1979. – 320 с.

66. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей измерений. Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с.

67. Грановский В.А., Синая Т.Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.

68. Узаков Г.Н., Хужакулов С.М., Кадыров И.Н. Расчет энергетической эффективности применения теплового насоса в системах теплообеспечения // Вестник ТашГТУ. Ташкент, 2009. № 1–2. С. 51–53.

69. Кальнин И.М. Оценка эффективности термодинамических циклов парокompрессионных холодильных машин и тепловых насосов // Холодильная техника, 2006. № 3. С. 16–25.

70. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы / Пер. с англ. М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.

71. Гликсон А.Л., Дорошенко А.В. Гелиосистемы и тепловые насосы в системах автономного тепло- и холодоснабжения // АВОК. 2004. №7. С.18–22.

72. Хужакулов С.М., Узаков Г.Н., Вардияшвили А.Б. Теплотехнический расчет углубленного плодоовощехранилища с регулируемой газовой средой // Молодой ученый. Чита, 2010. №8. С. 140–145.

73. Апарцев М.М. Накладка водяных систем централизованного теплоснабжения: Справочно-методическое пособие. М.: Энергоатомиздат, 1983. – 204 с.

74. Ямпиллов С.С. Методическое указание по расчету систем охлаждения и вентилирования хранилищ продуктов растениеводства. Улан – Уде: ВСГТУ, 2004. – 26 с.

75. Архипов Л.И. Расчет тепломассообмена в промышленных установках, системах и сооружениях. М.: МЭИ, 2001. – 52 с.

76. Голянд М.М. Сборник примеров расчетов и лабораторных работ по курсу «Холодильное технологическое оборудование». М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 168 с.

77. Климатические характеристики аэродрома г. Карши / Под. ред. Чанышевой С.Г. Ташкент, 2005.

78. Елистратов П. С. Электрооборудование овощехранилищ. Справочник. М.: Агропромиздат, 1989. – 201 с.

79. СНиП 2.01.01 – 82. Строительная климатология и геофизика. М.: Стройиздат, 1983. – 136 с.

80. Узakov Г.Н., Вардияшвили А.Б., Захидов Р.А. Теплотехнический расчет холодильной камеры для хранения картофеля // Проблемы информатики и энергетики. 2000. №2. С. 46–48.

81. Мальгина Е.В. Холодильные машины и установки. М.: Пищевая промышленность, 1980. – 592 с.

82. Багданов С.Н. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.

83. Мартынов А.Б. Установки для трансформации тепла и охлаждения: Учеб. пособие для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1989. – 200 с.

84. Кудинов В.А. Техническая термодинамика. М.: Высшая школа, 2003. – 261 с.

85. Ривкин С.А. Термодинамические свойства газов. Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 54 с.

86. Узakov Г.Н. Энергосберегающая система увлажнения воздуха в малом овощехранилище // Вестник ТашГТУ. 2010. №3. С. 71 – 73.

120. Узakov Г.Н. Энергоэкономическая эффективность применения тепловых насосов в системах теплохладоснабжения овощехранилищ // “Аграр соҳада иқтисодий ислохотларнинг устивор йўналишлари” мавзусидаги Халқаро илмий – амалий конференцияси маърузалар

тўплами. 2006 й. 26-27 май, Қарши, ҚММИ. 277 б.

87. Узakov Г.Н. Теоретические основы энергосбережения при применении теплонасосной установки в овощехранилищах // Вестник ФерПИ. 2010. №4. С. 42-47.

88. Бақластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломаассообменных установок. М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.

89. Солодов А.П. Принципы теплообмена. М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 96 с.

90. Амстистов Е.В. Основы теории теплообмена. М.: МЭИ, 2000. – 247 с.

91. Валуева Е.П. Разностный метод решения дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих прикладные задачи тепло- и массообмена. М.: Издательство МЭИ, 2001. – 24 с.

92. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. Л.: ЛГУ, 1990. 208 с.

93. Бойко Е.А. Применение ЭВМ для решения теплоэнергетических задач: Учебное пособие для теплоэнергетических вузов. Красноярск: Сибирский промысел, 2001. – 202 с.

94. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. – 364 с.

95. Теплотехника: Учебник для вузов / Луканин В.Н. и др. Под ред. Луканина В.Н. М.: Высшая школа, 2003. – 671 с.

96. Солодов А.П., Цветков Ф.Ф., Елисеев А.В., Осипова В.А. Практикум по теплопередаче. М.: Энергоатомиздат, 1986. – 296 с.

97. Михеев М.А., Михеев И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. – 343 с.

98. Узakov Г.Н., Хужакулов С.М., Вардияшвили А.Б. Исследование теплообменных процессов в холодильной камере с применением теории подобия и моделирования // Инновационные технологии, 2011. №1. С.16-22.

99. Gukhman A.A. and oth. Quasistationary approximation in mathematical description of phase transformations in of preservation // England. Pes. Bull. 1993. v. 5.

100. Теоретические основы хладотехники. Тепломаассообмен / Под ред. Гуйро Э.И. М.: Агропромиздат, 1986. – 320 с.

101. Аvezов Р.Р., Орлов А.Ю. Солнечные системы отопления и горячего водоснабжения. Ташкент: Фан, 1988. – 288 с.
102. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. М., 1982. – 415 с.
103. Твайделл Дж., Уэйр А. Возобновляемые источники энергии. М.: Энергоатомиздат, 1990. – 392 с.
104. СНиП II-105-74. Холодильники. Нормы проектирования.
105. Кафаров В.В., Мешалкин В.П. Анализ и синтез химико-технических систем. М.: Химия, 1998. – 432 с.
106. Вардияшвили А.Б., Файзиев Т.А., Узаков Г.Н. Возможности использования нетрадиционной энергетики как путь решения проблемы энергосбережения. Международный научный журнал // Наука, образование, техника. 2009. №1. С. 69–71.
107. Вардияшвили А.А., Захидов Р.А., Вардияшвили А.Б., Узаков Г.Н., Файзиев Т.А. Использование тепловых отходов традиционных источников в солнечной теплице // Гелиотехника. 1999. № 1. С. 24–28.
108. Вардияшвили А.А., Захидов Р.А., Узаков Г.Н. Поглощение и излучение лучистой энергии дымовыми газами в камере солнечной теплицы // Гелиотехника, 2000. №1. С. 45–48.
109. Узаков Г.Н. Эффективность совместной эксплуатации овощехранилищ и гелиотеплиц // Гелиотехника, 2010. №4. С. 86–88.
110. Вардияшвили А. Б. Теплообмен и гидродинамика в комбинированных солнечных теплицах с субстратом и аккумулярованием тепла. Ташкент: Фан, 1990. – 196 с.
111. Вардияшвили А.Б., Узаков Г.Н., Раббимов Р.Т., Хужакулов С.М. Энергосберегающее устройство для хранения и выращивания растительной продукции с замкнутым тепловым балансом // Фундаментальные и прикладные вопросы физики. Сборник материалов международной научно-практической конференции. Ташкент, 2010. С.73–75.
112. Узаков Г.Н. Энергосбережения при утилизации теплоты вентиляционных выбросов // Сборник международной научной конференции «Технические науки: проблемы и перспективы». Спб., 2011. С. 177–180.
113. W. Feist. Passivhaus – ein neuer standard mit hohem entwicklungspotential // Energie Effizientes Bauen, 2000. №1.

114. Вардияшвили А.Б., Узakov Г.Н. Комбинированное использование солнечной энергии и вторичных энергоресурсов в теплицах-овощехранилищах // Каталог инновационных идей и проектов I – Республикапской ярмарки. Ташкент, 2008. С. 144.

115. Узakov Г.Н., Хужакулов С.М., Муродов И. Исследование систем теплохладоснабжения овощехранилищ с тепловыми насосами // Сборник материалов республиканской конференции «Внедрение передовой технологии для решения проблем топливно-энергетических комплексов» КИЭИ, Карши. 2006. С. 154 – 156.

116. Узakov Г.Н., Вардияшвили А.Б., Хужакулов С.М. Утилизация энергии с помощью тепловых насосов в подземных хранилищах // Сборник материалов международной научно-технической конференции «Современное состояние и перспективы развития энергетики». 18–20 декабря 2006. Ташкент, 2006.

117. Узakov Г.Н., Вардияшвили А.Б., Захидов Р.А. Динамика изменения теплофизических характеристик картофеля при холодильном хранении // Проблемы информатики и энергетики. 1999. № 5,6. С. 42–45.

118. Узakov Г.Н. Проблемы энергосбережения при хранении фруктов и овощей в холодильных камерах // Сборник научных статей Республиканского научно-технического семинара «Тенденции развития теоретической теплотехники: Создание современных средства технологий в теплоэнергетике». Ташкент: ТГТУ, 2004. С. 44–45.

119. Узakov Г.Н., Хужакулов С.М. Экологическая эффективность применения тепловых насосов в системах тепло – хладоснабжения // Прикладная экология и устойчивое развитие: ПЭУР 2005. Материалы международной научно-методической конференции. 20–27 апрель 2005. Карши, 2005. С. 348–349.

121. Узakov Г.Н. Разработка и исследование систем теплохладоснабжения хранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии // Аспирант, докторант ва тадқиқотчиларнинг республика илмий-амалий анжумани материаллари тўплами. 15–17 март 2007. Тошкент: ТДТУ.

122. Цирлян А.М. и др. Термодинамический анализ задачи оптимального термостатирования // Известия Академии наук. Энергетика. 2003. №5. С. 96–103.

123. Захидов Р.А., Узаков Г.Н., Вардияшвили А.Б., Рузиев Х. Р. Температурное поле и теплообмен внутри насыпного слоя в овощехранилищах // Проблемы информатики и энергетики, 1996. № 1–2. С. 51–55.

124. Узаков Г.Н., Вардияшвили А. Б., Захидов Р.А., Рузиев Х. Динамика изменения температурного поля в штабеле овощей в процессе охлаждения при активном вентилировании // Проблемы информатики и энергетики, 1997. № 1. С. 44–47.

125. Сооружения защищенного грунта и комплексы для хранения картофеля, овощей и плодов. Сборник научных трудов. Орел: Гипро-нисельпром, 1984. – 215 с.

126. Сооружения защищенного грунта и комплексы для хранения картофеля, овощей и плодов. Сборник научных трудов. Орел: Гипро-нисельпром, 1985. – 216 с.

127. Бучко Н.А., Гоголин А.А., Данилов Г.Н. Теплофизические основы получения искусственного холода. М.: Пищевая промышленность, 1980. – 232 с.

128. Геращенко А. и др. Измерение плотности тепловых потоков в ограждающих конструкциях холодильников // Холодильная техника, 1980. №11. С. 35–37.

129. Системы солнечного тепло- и хладоснабжения / Аvezов Р.Р., Барский – Зорин М.А., Васильева И.М. и др.; Под.ред. Сарнацкого Э.В. и Чистовича С.А. М.: Стройиздат, 1990. – 328 с.

130. Гаряев А.Б., Данилов О.Л., Ефимов А.Л., Яковлев И.В. Энергосбережение в энергетике и технологиях. Энергосбережение в низкотемпературных процессах и технологиях. М.: Издательство МЭИ, 2002. – 48 с.

131. Архипов Л.И., Горбенко В.А., Ефимов А.Л., Илларионов А.Г. Сборник задач по теплообменным процессам, аппаратам и установкам. М.: Издательство МЭИ, 1998. – 112 с.

132. Узаков Г.Н., Вардияшвили А.Б., Хужакулов С.М. Возможности использования и аккумуляции естественного холода в подземных овощехранилищах // «Фан ва ишлаб чиқариш интеграциясини жадаллаштириш муаммолари» республика илмий-амалий анжумани. БухОО ва ЕСТИ. 20–21 ноябр 2007.

133. Хужакулов С.М., Вардияшвили А.Б., Узаков Г.Н., Шарапова М. Вопросы теплообмена в геотермальном канале подземного овощехранилища // Наука, образование, техника. 2008. №3 (25). С. 166–168.

134. Узаков Г.Н., Хужакулов С.М., Вардияшвили А.Б., Алиярова Л. Исследование углубленной холодильной камеры в регулируемой газовой среде с использованием нетрадиционных источников энергии // Молодой ученый. Чита, 2010. №5. С. 81–83.

135. Узаков Г.Н., Вардияшвили А.Б., Хужакулов Г.Н. Энергоэффективное плодоовощехранилище с использованием нетрадиционных источников энергии // Технические науки в России и за рубежом. Сборник научных трудов международной конференции. М., 2011. С. 65–68.

136. Захидов Р.А., Узаков Г.Н., Вардияшвили А.Б. Перспективные способы энергосбережения в системах теплоснабжения овощехранилищ // Проблемы энерго- и ресурсосбережения, 2010. №1 – 2. С. 71–76.

137. Узаков Г.Н. Задача оптимизации энергосберегающей системы холодильных камер // Проблемы энерго- и ресурсосбережения, 2010. №3–4. С. 225–260.

138. Раббимов Р.Т., Узаков Г.Н., Яхшибоев Ш.К., Хужакулов С.М. Способ переработки биомассы с использованием солнечной энергии // Молодой ученый. Чита, 2010. №8. С. 136–140.

139. Узаков Г.Н. Снижение затрат энергии в теплоснабжении комбинированного сооружения «овощехранилище – гелиотеплица» с использованием тепловых насосов // Молодой ученый, 2010. №11. С. 73–78.

140. Узаков Г.Н. Методика исследования тепловлажностных процессов в холодильных камерах с теплонасосной установкой // Молодой ученый. Чита, 2010. №11. С. 78–81.

141. Узаков Г.Н., Сидоров В.А. Энергоэффективная система «овощехранилище-гелиотеплица» с использованием нетрадиционных и вторичных энергоресурсов. Луганськ: Елтон-2, Украина // Науковий вестник Луганського національного аграрного університету. 2010. №16.

142. Хужакулов С.М., Узаков Г.Н., Вардияшвили А.Б. Моделирование и исследование тепло- и газообменных процессов в углубленных плодоовощехранилищах // Проблемы информатики и энергетики. 2010. №6. С. 52–57.

143. Вардияшвили А.Б., Узаков Г.Н., Вардияшвили А.А., Хужакулов С.М. Энергосберегающее комбинированное устройство для хранения и выращивания растительной продукции. Патент Республики Узбекистан № UZ FAP.2009 0120 от 22.12. 2009 г.

144. Муратов В.Г. и др. Эксергетический метод анализа эффективности систем кондиционирования воздуха // Холодильная техника. 1980. №11. С. 30–34.

145. Узаков Г.Н. Вардияшвили А.Б. Влияние интенсивности солнечного излучения на усушку продуктов в плодоовощехранилищах // Гелиотехника. 2011. №1. С. 33–38.

146. Узаков Г.Н. Расчет теплотехнических параметров совмещенной системы «овощехранилище – гелиотеплица» // Гелиотехника. 2011. №3. С. 93–97.

147. Узаков Г.Н., Юлдашов Г.С., Раббимов Р.Т., Вардияшвили А.Б., Хужакулов С.М. Устройство для энергосберегающего плодоовощехранилища. Патент Республики Узбекистан № IAP 2010 0226 от 28.05.2010 г. // Официальный бюллетень ГПВ РУЗ. №6(122). С.7-8.

Основные условные обозначения

В данном перечне приведены основные условные обозначения, часто используемые в монографии. Редко встречающиеся обозначения приведены в соответствующих главах.

- Q – тепловой поток, Вт;
- q – плотность теплового потока, Вт/м²;
- q₁(t) – удельная теплота «дыхания» продуктов, Вт/т;
- T – абсолютная температура, К;
- t – температура по шкале Цельсия, °С;
- v – удельный объем, м³/кг;
- w – скорость движения воздуха, м/с;
- V – объем, м³;
- R – радиус тела, м;
- r – текущее значение радиуса, м;
- d – влагосодержание воздуха, г/кг;
- λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);
- α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С);
- K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С);
- a – коэффициент температуропроводности, м²/с;
- c_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·°С);
- ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с;
- ρ_ф – физическая плотность продуктов, кг/м³;
- ρ_н – насыпная плотность продуктов, кг/м³;
- d – средний геометрический размер (диаметр) продукта, м;
- φ – относительная влажность воздуха, %;
- φ_т – коэффициент преобразования тепла (отопительный коэффициент, коэффициент трансформации тепла);
- τ – время, с;
- R_т – термическое сопротивление теплопередачи, м²·°С/Вт;
- h – высота слоя (штабеля), м;
- l – характерный линейный размер, м;

$G_{\text{в}}$ – расход воздуха, в кг/сек и м³/сек;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³;

$i_{\text{н}}$, $i_{\text{в}}$ – удельная энтальпия наружного и внутреннего воздуха, кДж/кг;

δ – толщина стенки, пограничного слоя, м;

F – площадь поверхности, м².

Индексы:

верхние: о – пачальный; солн – солнечная; конв – конвективный;
луч – лучистый; прод – продукт;

нижние: ср – средняя; опт – оптимальный; в – внутренний; н –
наружный; огр – ограждение; пр – продукт; кам – камера; экв – эк-
вивалентный; о.с – окружающая среда; ст – стенка; вл – воздушная
прослойка; ф – физический; ср.г- среднегодовая.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	3
ГЛАВА 1. Современные системы теплохладоснабжения овощехранилищ	6
1.1. Состояние и научно-технический анализ работ по энергосбережению в холодильных камерах	6
1.2. Состав и структура энергетического хозяйства холодильных предприятий	21
1.3. Энергетический баланс овощехранилищ и определение основных направлений энергосбережения в системах теплохладоснабжения	25
ГЛАВА 2. Теплофизические характеристики плодоовощных продуктов при холодильном хранении	36
2.1. Факторы, влияющие на тепломассообменные процессы и усушку продуктов при их охлаждении	36
2.2. Экспериментальное исследование теплофизических характеристик картофеля и овощей	40
2.3. Динамика изменения теплофизических характеристик картофеля при холодильном хранении	45
2.4. Определение погрешности при измерениях теплопроводности, температуропроводности и теплосмкости картофеля	51
ГЛАВА 3. Разработка и исследование систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии	54
3.1. Теоретические основы энергосбережения при применении теплонасосной установки в овощехранилищах	54
3.2. Разработка принципиальной схемы систем теплохладоснабжения овощехранилищ с теплонасосной установкой	60

3.3. Расчет тепловлажностного баланса холодильной камеры с учетом динамики теплопритоков	69
3.4. Исследование систем теплохладоснабжения овощехранилищ с использованием теплонасосной установки и нетрадиционных источников энергии	84
3.5. Энергосбережение при утилизации теплоты вентиляционных выбросов в рекуперативном теплообменнике.....	98

ГЛАВА 4. Моделирование и расчет тепломассообменных процессов в холодильных камерах с использованием нетрадиционных источников энергии

4.1. Моделирование и исследование тепломассообменных процессов в холодильной камере при естественной и вынужденной конвекции	104
4.2. Моделирование процессов тепло- и массообмена в холодильной камере при охлаждении продуктов естественным холодом	123
4.3. Моделирование и расчет теплообмена через ограждение плодохранилищ с учетом влияния интенсивности солнечного излучения на усушку продуктов	142
4.4. Расчет температурно-влажностного режима ограждений хранилища с учетом климатических условий	150
4.5. Оптимизация теплотехнических характеристик энергосберегающей системы холодильных камер.....	160

ГЛАВА 5. Энергоэффективная система «овощехранилище– гелиотеплица» с использованием нетрадиционных источников энергии и вторичных энергоресурсов

5.1. Исследование энергоэффективности системы «овощехранилище – гелиотеплица» с использованием нетрадиционных источников энергии и вторичных энергоресурсов	168
5.2. Расчет теплотехнических параметров совмещенной системы «овощехранилище – гелиотеплица».....	176
5.3. Снижение затрат энергии в теплохладоснабжении комбинированного сооружения «овощехранилище – гелиотеплица» с использованием тепловых насосов.....	182

5.4. Эффективность совместной эксплуатации овощехранилищ и гелиотеплиц	189
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	194
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ И РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРА- ТУРЫ	198
Основные условные обозначения	211

У 34

Узаков, Г.Н.

Научные основы повышения энергоэффективности систем тепло-хладоснабжения плодоовощехранилищ с использованием нетрадиционных источников энергии / Г.Н.Узаков; отв. ред. А.Б.Вардияшвили; Мин-во высшего и среднего спец. образования РУз, Каршинский инженерно-экономический институт. – Ташкент: Фан, 2012. – 216 с.

УДК 621.311:662.997+621.56/57

ББК 31.39+35.112

ISBN 978-9943-19-204-1

Утверждено к печати Ученым советом Каршинского инженерно-экономического института Министерства высшего и среднего специального образования РУз.

Редактор: *К. Загряжская*

Корректор: *Б. Мирзаева*

Технический редактор: *М. Абидова*

Верстка: *Д. Абдуллаев*

Лицензия издательства АІ №138, 27.04.2009 г.

Изд. №3-43. Сдано в набор 01.05.2012.

Подписано в печать 19.07.2012. Формат. 60x84^{1/16}.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Гарнитура Times. Уч.-изд. л. 9,55. Усл.-печ.л. 12,55.

Тираж 550. Цена договорная.

Издательство «Фан» АН РУз: 100170, Ташкент, ул. И.Муминова, 9.

Отпечатано с оригинал-макета Издательства «Фан» АН РУз в типографии

ООО «Toshkent tezkor bosmaxonasi». Заказ № **676**.

100200, Ташкент, пр.Радиальный, 10.