



**ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**

**«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І
ТЕХНОЛОГІЙ»**

24 квітня 2017 року

Збірка тез доповідей



Одеса – 2017

Науковий комітет:

Єгоров Б. В. – ректор ОНАХТ, д.т.н., проф.

Поварова Н. М. – проректор із НР, к.т.н., доц.

Косой Б. В. – директор ІХКЕ, д.т.н., проф. кафедри ТВЕ.

Хмельнюк М. Г. – завідувач кафедри ХУКП, д.т.н., проф.

Мілованов В. І. – завідувач кафедри КП, д.т.н., проф.

Тіглов О.С. – завідувач кафедри ТТТЕ, д.т.н., проф.

Симоненко Ю. М. – завідувач кафедри КТ, д.т.н., проф.

Радченко М. І. – НУК імені адмірала Макарова, д.т.н., проф.

Морозюк Л.І. – д.т.н., проф. кафедри КТ.

Лагутін А. Ю. – д.т.н., проф. кафедри ХУКП.

Організаційний комітет:

Буданов В. О. – декан факультету НТТ.

Морозюк Л.І. – д.т.н., проф. кафедри КТ.

Грудка Б.Г. – асп. кафедри КТ.

Трандафілов В.В. – асп. кафедри ХУКП.

Тематичні напрями:

- холодильні машини і установки, теплові помпи
- теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну
- робочі речовини холодильних машин
- системи кондиціювання повітря
- компресори та пневмоагрегати
- енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки
- холодильна технологія
- криогенна техніка
- інформаційні технології в холодильній техніці

Робочі мови конференції – українська, російська, англійська.

Місце проведення – ауд. 213, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

Всі тези доповідей надруковані згідно наданих макетів

СЕКЦИЯ №1 – “ХОЛОДИЛЬНИ МАШИНЫ І УСТАНОВКИ, ТЕПЛОВІ ПОМПИ”

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ ДЛЯ ДАТА-ЦЕНТРА

Анушкевич П.И., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Все электрооборудование вырабатывает тепло, которое необходимо удалить, чтобы температура оборудования не поднималась до определенного уровня. Процессоры должны всегда работать при температуре $< 65\text{ }^{\circ}\text{C}$, графические процессоры при температуре $< 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ и микросхемы памяти при температуре $< 85\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Поскольку плотность мощности значительно возрастает, серверы получают гораздо больше тепла, а охлаждение становится все более сложным. На рисунке 1 показано, что около 50% потребляемой общей электроэнергии расходуется на охлаждение оборудования в центрах обработки данных. Поэтому в последние годы внедрение системы охлаждения с большей эффективностью стало ключевым моментом в индустрии дата-центров, так как операторы стремятся к экономичным решениям для растущего спроса.

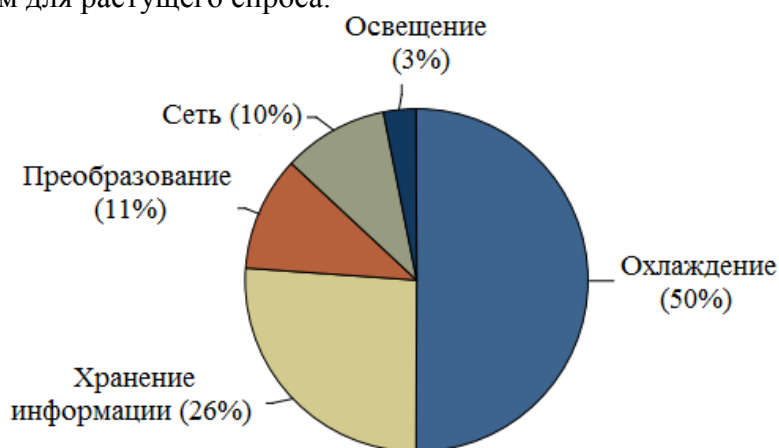


Рис. 1 Потребление электроэнергии в дата-центре.

Существует несколько способов обеспечить охлаждение центра обработки данных. В последнее время использование систем водяного охлаждения используется для охлаждения оборудования информационных технологий. Основная причина заключается в способности воды и хладагента перевозить большее количество тепла на единицу объема или массы.

В данной работе для анализа рассмотрен центр обработки данных, использующий воду в качестве теплоносителя. Данный центр используется в первую очередь для сложных математических вычислений и является энергоемким центром обработки данных. Предпринимаются различные усилия по сокращению использования энергии. Среднечасовое энергопотребление центра обработки данных составляет 1,1-1,5 МВт.

Применение теплового насоса позволяет обеспечить одновременное отопление в зимний период времени и охлаждение серверных стоек, значительно позволяя экономить на отоплении в зимний период.

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



АНАЛИЗ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРОННО-ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Макаренко Д.О., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Темпы развития электронно-вычислительных устройств неразрывно связаны с обеспечением высокой надежности устройств. Совершенствование техники сопровождается увеличением как частоты и количества ядер процессора, так и количеством памяти устройства. При этом, например, центральный и графический процессоры переводят в тепло практически всю использованную энергию. В условиях повышенной тепловой нагрузки на компьютерную технику и недостаточной интенсивности отвода тепла как минимум устройство начинает "тормозить" и "зависать", в худшем случае - выходит из строя.

Причинами роста тепловыделений компьютерной техники являются:

- увеличение тактовой частоты процессора, чипсета, шины памяти и прочих шин;
- рост мощности отдельных элементов электронно-вычислительных устройств;
- увеличение количества транзисторов и ячеек памяти в чипах.

В настоящее время в вычислительной технике широкое распространение получили системы воздушного охлаждения. Данный способ позволяет при сочетании ребренной поверхности теплоотвода и малогабаритного осевого вентилятора добиться весьма хороших показателей. Эффективность отвода тепла при этом главным образом определяется тепловой эффективностью ребренной поверхности. Варианты конструктивных решений ребренных поверхностей, которые на данный момент широко используются в компьютерной технике, весьма многообразны.

Альтернативными вариантами охлаждения теплонагруженных элементов электронно-вычислительных устройств выступают:

- кулеры на основе эффекта Пельтье;
- кулеры с применением тепловых трубок;
- жидкостные системы охлаждения;
- фреоновые системы охлаждения;
- криогенное охлаждение (системы с фазовым переходом).

Анализ возможных способов охлаждения электронно-вычислительных устройств показал, что системы воздушного охлаждения являются наиболее дешевыми, простыми в плане технической реализации и эффективными с точки зрения отвода тепла. Для большинства потребителей эффективность ребренных воздушных систем охлаждения вполне достаточно. Исключения составляют лишь мощные расчетно-вычислительные системы, электронные блоки и т.д., которые как правило используются для решения серьезных прикладных задач.

Основные вопросы, которые требуют дальнейшего изучения и анализа:

- влияние геометрических параметров ребренных поверхностей воздушных систем охлаждения на их тепловую эффективность;
- характеристики электронно-вычислительных устройств (например, производительность графического процессора) при применении различных способов охлаждения;
- влияние характеристик вентилятора (частоты вращений, производительности и т.д.) на эффективность теплоотвода.

Научный руководитель: Лагутин А.Е., д.т.н., проф. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА ПРИ ХРАНЕНИИ И ПЕРАБОТКЕ РЫБЫ И РЫБНЫХ ПРОДУКТОВ

Корнован Д.О., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Рыба и рыбные продукты (котлеты, рыбные палочки, икра, колбаски рыбные и т.д.) широко используются в повседневном рационе населения. Данные продукты обладают исключительными пищевыми достоинствами, разнообразным химическим составом, легко усваиваются и довольно часто рекомендуются в качестве диетического питания. Рыба и рыбные продукты содержат полноценные белки с хорошо сбалансированным составом незаменимых аминокислот, биологически ценные жиры и витамины. Консервирование рыбы и рыбных продуктов холодом позволяет максимально сохранить органолептические свойства рыбы, замедлить или даже прекратить процессы развития микроорганизмов.

Различают следующие виды холодильной обработки рыбы и рыбных продуктов: охлаждение и замораживание. При этом охлажденным считается продукт, температура которого в толще поддерживается на уровне от -1 до $+5^{\circ}\text{C}$, а замороженным - температура от -6 до -10°C и ниже.

В пищевой промышленности применяются следующие способы холодильной обработки рыбы и рыбных продуктов: дробленным льдом, охлаждение с помощью "ice slurry", охлаждение морской водой или раствором NaCl, смесью соли и льда, холодным воздухом, в скороморозильных аппаратах, с применением криогенных веществ. Довольно часто для продления срока реализации продукции охлаждение рыбы производится льдом с добавлением антибиотиков или антисептиков, которые задерживают развитие большинства видов бактерий, вызывающих порчу продукта. Вопрос безопасности такого способа охлаждения открыт. В открытой литературе данные по использованию антибиотиков и антисептиков при охлаждении продуктов и безопасности для человека противоречивы.

При замораживании рыбы и рыбных продуктов наибольшее влияние на качество продукции после ее дефростации оказывает структура и размеры полученных кристаллов льда в продукте. Наиболее незначительные структурно-механические и химические изменения в тканях рыбы происходят при условии проведения быстрого замораживания с поддержанием температурного режима на уровне от -18 до -35°C и последующей постоянно низкой температуре хранения. В процессе медленного замораживания продукта образуются более крупные кристаллы льда, что приводит к разрушению тканей и большей денатурации белка.

При длительном хранении рыбы происходит ее усушка, изменяется ее внешний вид, при этом жирные сорта рыб еще и "ржавеют". Для того, чтобы избежать данных нежелательных последствий хранения поверхность рыбы покрывают тонким слоем льда ("глазируют"). Искусственный холод используется как для хранения сырья и уже готовой продукции, так и в процессе непосредственного изготовления рыбных продуктов. Например, поддержание температуры в посолочном помещении и в камерах вяления балыков на уровне $6-8^{\circ}\text{C}$, созревания рыбы и рыбных продуктов. Рыба с повышенным содержанием жира после созревания значительно вкуснее, чем маложирная.

При повышении температуры окружающей среды и рыбы продолжительность процесса просаливания увеличивается примерно на 3% на каждый градус Цельсия. Однако к повышению температуры при посоле следует относиться осторожно: ферментативные и микробиологические процессы опережают просаливание. Так, с повышением температуры от $+2$ до $+15^{\circ}\text{C}$ скорость просаливания возрастает в среднем на 40%, а интенсивность развития гнилостных микроорганизмов - в 24-25 раз. Поэтому рыбу с большой толщиной тела, имеющей слой подкожного жира и кожу с плотной чешуей, надо солить при температуре $5-7^{\circ}\text{C}$, мелкую и нежирную - при $10-12^{\circ}\text{C}$.

В ходе проведенного анализа литературы и особенностей применения холода при хранении и переработке рыбы и рыбных продуктов было выявлено:

1. применение холода в технологических процессах обработки рыбы (таких как вяление, созревание, соление) позволяет существенно улучшить качество готового продукта;
2. выбор способа охлаждения и замораживания рыбы и рыбных продуктов зависит от его физических размеров, доступных источников охлаждающей среды и экономической целесообразности;
3. температурный режим и особенности холодильной обработки продукции оказывают существенное влияние на его органолептические показатели, а также вкусовые качества.

Научный руководитель: Стоянов П.Ф., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Кравченко В.В., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Холодильные установки применяются в различных отраслях промышленности и объемы потребления искусственного холода постоянно увеличиваются. Основные проблемы при холодоснабжении, которые возникают повсеместно - это дороговизна холодильного оборудования, трудность переноса холодильных мощностей, разветвленность трубопроводов для транспортировки холодильного агента или промежуточного хладоносителя и т.д.

Альтернативным вариантом мобильной холодильной установки выступают рефрижераторные контейнеры, железнодорожные вагоны и авторефрижераторы. Однако, мощность данных холодильных установок ограничена и как правило эти установки решают лишь задачу поддержания температуры в период транспортировки замороженных и охлажденных грузов или же это небольшие холодильные камеры, которые используются для хранения сравнительно небольших запасов продуктов.

Мобильные холодильные установки производительностью от 100 кВт до 1500 кВт на данный момент эффективно решают проблемы холодоснабжения дата-центров, ледовых катков и арен, в строительстве и т.д. При этом автоматика данных холодильных установок позволяет производить дистанционный мониторинг и управление работой, оперативно размещать холодильные мощности на объектах, экономить денежные средства на постройке отдельно стоящего здания компрессорного цеха.

При проектировании мобильных установок для получения искусственного холода основная задача - это обеспечение бесперебойной долгосрочной работы оборудования. В состав установок входят: компрессор; ресивер; испаритель; система трубопроводов хладагента и хладоносителя; запорная, регулирующая и предохранительная арматура; насосы для прокачки тепло и хладоносителя; конденсатор; щит автоматического управления работой установки. При выборе системы холодоснабжения мобильной холодильной установки (непосредственного кипения холодильного агента либо с промежуточным хладоносителем) руководствуются особенностям объекта, который будет обеспечиваться холодом, и критериями высокой технико-экономической эффективности системы.

Основная тенденция современных систем холодоснабжения - это переход к системам с промежуточным хладоносителем с применением высокоэффективных теплообменников и компрессорного оборудования. Применение систем с промежуточным хладоносителем позволяет существенно снизить агентоёмкость холодильных установок (например, применение пластинчатых теплообменников позволяет снизить аммиакоемкость систем до уровня 100 грамм аммиака на 1кВт установленной холодопроизводительности) и тем самым увеличить безопасность работы оборудования.

Фактор снижения агентоемкости систем холодоснабжения особенно остро звучит при использовании современных разрешенных в долгосрочной перспективе холодильных агентов, стоимость которых составляет сотни и даже тысячи гривен за килограмм рабочего тела. Мобильные холодильные установки в случае необходимости могут быть доукомплектованы системой частичной утилизации тепла конденсации, системой частного регулирования скорости вращения вентиляторов воздушных конденсаторов.

Проведенный анализ особенностей проектирования мобильных холодильных установок показал, что данные системы позволяют оптимально в короткие сроки реализации решить вопрос холодоснабжения различных потребителей порой даже в экстремальных условиях (например, газовые и нефтяные месторождения). При проектировании мобильных установок основными критериями подбора комплектующих являются: надежность, безопасность и компактность оборудования.

Научный руководитель: Стоянов П.Ф., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ДОЛГОСРОЧНОГО ХРАНЕНИЯ КАРТОФЕЛЯ

Майстрок Д.И., Жежеренко И.В., студенты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Картофель является стратегическим продуктом. Данный продукт является одним из основных источников витаминов, и прежде всего витамина С. Основная задача холодильного склада - это сохранение качества и объемов картофеля, который был заложен на хранение. Конечный результат хранения продукта зависит от таких факторов как: сорт, технология и способ выращивания, уборки и послеуборочной обработки, конструкции хранилища, способа холодильной обработки продукции и режима управления температурно-влажностным режимом во время хранения. Холодильное сооружение не улучшает качество продукции, а сохраняет его.

На сегодняшний день существует два основных типа хранения:

1) хранения насыпью столового, семенного картофеля и картофеля для переработки на крахмал;

2) хранения в контейнерах семенного и столового картофеля.

Хранение насыпью производится за счет воздуха, подаваемого из камеры давления в подпольные или надпольные воздухопроводы, а оттуда проходит через толщу продукта. Картофель столовых сортов не должен храниться насыпью выше 4 м, при этом максимально возможная высота насыпи семенного картофеля не должна превышать высоты 3 м. В случае если высота насыпи будет более рекомендуемой, то внутри насыпи продукта температура будет выше рекомендуемой, а на нижний слой будет создаваться некоторое давление. Данные факторы приведут к образованию пятен на клубнях и порче продукта. Хранению картофеля навалом присущи существенные недостатки, такие как: сложность размещения клубней по сортам (например, с помощью передвижных стенок), невозможность поддержания различных температурно-влажностных режимов хранения при размещении картофеля различного назначения, сложность предупреждения прорастания клубней семенного картофеля в процессе посадки. Положительным моментом при навальном хранении картофеля выступает удобство проведения механизированной загрузки и выгрузки картофеля, высокий коэффициент использования помещения хранилища.

Хранению картофеля в контейнерах либо ящиках присущи некоторые преимущества по сравнению с хранением насыпью. Однако, данный способ является более дорогим, поскольку связан с необходимостью изготовления или покупки контейнеров вместимостью 450-500 кг

(применяется в Украине) и 500-1000кг и 5000-10000 кг (применяется в европейских странах), а также необходимости применения разнообразных погрузочно-разгрузочных устройств и механизмов для перемещения контейнеров, укладки их в штабеля. Показатели эффективности хранения в контейнерах во многом определяется качеством исходного картофеля, закладываемого на хранение. Качество клубней картофеля должно быть идеальным -это обеспечит минимальные потери и окупит дополнительные расходы на оборудование и контейнеры. Положительным фактором является высокая маневренность (возможность доставки груза в любую точку хранилища), возможность одновременного хранения различных сортов и продуктов в одном помещении, доставка в помещение для прогрева и товарной подготовки, доставка по сортам обратно на место дальнейшего хранения после переборки и калибровки высокий уровень механизации работ.

Температурный режим хранения картофеля зависит от его назначения (рис.1)

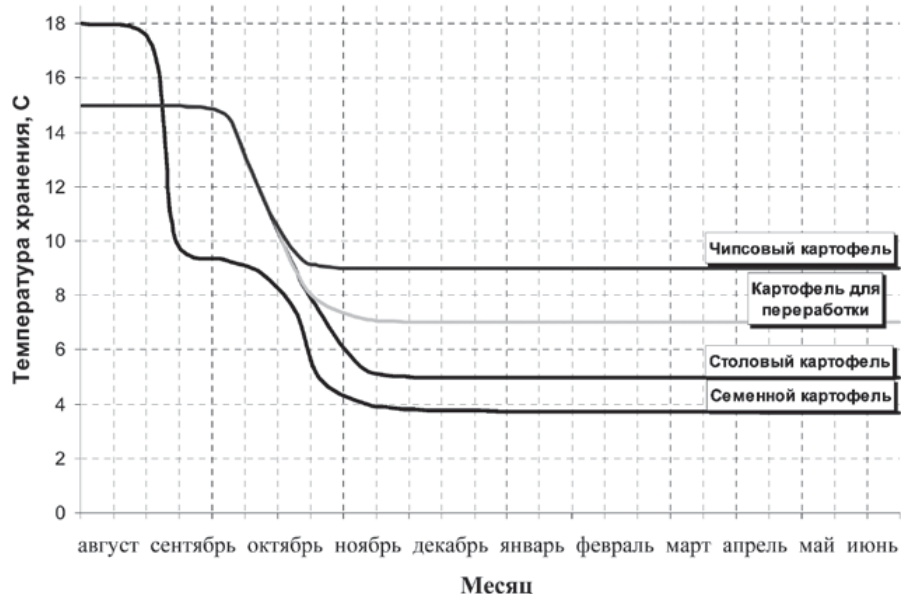


Рис.1. Температура хранения картофеля в зависимости от его назначения и последующего использования

Исходя из рис. 1 различают следующие этапы холодильного хранения картофеля:

1. просушивание - проводят продувку продукта наружным воздухом из расчета 100-150 м³/(т·час), температура воздуха обеспечивается на уровне не менее 10 °С;
2. лечебный период - продолжительность данного периода определяется температурой воздуха (при температуре 18–20°С — 14–16 дней, при 14–16°С — 20–25 дней, при 12–14°С — 30–35 дней), при температуре ниже 10°С лечение повреждений клубней не происходит.
3. период охлаждения - температуру в насыпи снижают постепенно на 0,5°С в сутки в течение 20–30 дней до температуры хранения
4. основной период - относительную влажность воздуха поддерживают на уровне 90–95%; вентилируют рециркуляционным воздухом, а при повышении температуры в насыпи смесью внутреннего и наружного или только наружным воздухом, если его температура находится в пределах +1...+2°С;
5. весенний период.

Почти всегда заражения инфекциями возникают на поле. Партии, зараженные плесенью и вирусными заболеваниями, не пригодные для длительного хранения, т.к. заболевания в процессе хранения распространяются довольно быстро. Поэтому контроль и поддержка точной температуры и относительной влажности в хранилище играют решающую роль в борьбе с заболеваниями.

Потеря веса картофеля состоит из потерь крахмала и потерь влаги в процессе испарения. Картофель в хранилище можно сравнить с живым организмом, который дышит кислородом и в процессе жизнедеятельности выделяет углекислый газ, воду и тепло.

Научные руководители: Лагутин А.Е., д.т.н., проф., Стоянов П.Ф., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ПОРІВНЯЛЬНИЙ ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ АКУМУЛЯЦІЇ ХОЛОДУ НА МОЛОКОЗАВОДАХ

Григор'єв М.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Акумулятор холоду – це холодильна система, яка призначена для накопичення енергетичного потенціалу з робочою температурою нижче температури охолоджуваного об'єкта. Накопичення потенціалу може відбуватися як за рахунок штучного, так і природного холоду. В якості робочого тіла акумулятора холоду, в залежності від необхідного температурного рівня, може бути використана будь-яка матерія, що перебуває у твердому, рідкому і навіть газоподібному стані.

У холодильній техніці та кондиціонуванні повітря використання систем акумуляції холоду обумовлюється кількома причинами. Однією з основних є наявність при роботі холодильного обладнання, так званих «пікових» навантажень, при яких необхідна потужність холодильних машин може в кілька разів перевищувати «середнє» навантаження. Крім того, необхідність наявності в системі акумулятора холоду може бути викликана вимогами технології виробництва, безпеки і вартості експлуатації холодильних установок.

Яскравим прикладом є «технологічні піки» на виробничих підприємствах, наприклад, молокозаводів. Споживання холоду досягає максимуму в період, коли необхідно швидко охолодити молоко після пастеризації (від температури 85-90 ° С до 5-10 °С), і може перевищувати середньодобове навантаження в 2-4 рази.

Наявність акумулятора холоду дозволяє накопичувати потенціал у зручний час доби, витрачаючи його в необхідний період в потрібній кількості. У результаті знижується встановлена потужність обладнання (капітальні вкладення), холодильна машина працює в рівномірному режимі (зменшення зносу). Акумуляування енергії в нічний час доби дає можливість ефективно використовувати систему тарифікації електроенергії (експлуатаційні витрати) і працювати при зниженій температурі конденсації.

Найбільш широко в якості робочого тіла для систем акумуляції холоду використовується вода, а також водні розчини солей, гліколів та спиртів. Використання розчинів дозволяє знизити температуру замерзання холодоносія, тим самим розширюючи сферу застосування і збільшуючи питомий енергетичний потенціал. Робоче тіло в акумуляторі холоду може знаходитися в одному або двох агрегатних станах.

Охолодження води або водних розчинів для акумулятора без фазового переходу здійснюється у пластинчастих або кожухотрубних теплообмінниках. Недоліки таких систем: робоча температура холодоносія не нижче криоскопічної, підвищення температури холодоносія в процесі роботи, великі розміри резервуарів-акумуляторів внаслідок низької акумуляуючої здатності холодоносія.

Більш ефективним з точки зору акумуляції холоду є системи з розміщенням випарних панельних секцій безпосередньо в самому акумуляторі холоду. У процесі акумуляції, крім охолодження холодоносія, відбувається наможування шару льоду на поверхні випарника. При розрядці акумулятора теплий розчин охолоджується при частковому таненні цього льоду. Основним недоліком такої системи є високий термічний опір наростаючого шару льоду, що

приводить до зниження температури кипіння агента, і, як наслідок, збільшення енергоспоживання холодильної машини.

Альтернативою є робота акумулятора холоду в парі з льодогенератором, лід змішується з холодоносієм в акумуляторі, утворюючи крижану шугу. Оtepлений розчин після споживача холоду повертається в акумулятор, зрошуючи поверхню крижаної шуги. Холодоносій, при температурі, близької до криоскопічної, подається до споживача холоду і льодогенератору з нижньої частини акумулятора.

Всі вищенаведені способи акумуляції холоду мають одну загальну особливість: в якості холодоносія до споживача холоду надходить однофазна середовище (вода чи водний розчин). У процесі циркуляції по системі температура холодоносія зростає, в результаті чого погіршується рівномірність і ефективність теплообміну з споживачем холоду.

Бінарний лід або айс-сларрі – це двофазний холодоносій, що представляє собою суміш водного розчину і дрібних кристалів льоду (переважно з еквівалентним діаметром до 500 мкм). При об'ємній концентрації льоду в суміші до 15% така суспензія дозволяє працювати зі стандартною арматурою, теплообмінними апаратами і насосами. При необхідній концентрації льоду вище 15% подача холодоносія до споживача може здійснюватися за рахунок гвинтових насосів. Ефективність роботи гвинтових насосів зростає прямо пропорційно концентрації льоду в суміші.

Для підтримання необхідної кількості та концентрації холодоносія в системі акумуляції встановлюються відповідні навантаженні генератори бінарного льоду, зазвичай скребкового або вакуумного типу. Акумулятори являють собою теплоізольовані резервуари, що мають металеву або пластикову оболонку. Для запобігання змерзання льоду в процесі акумуляції та споживання в резервуарі встановлюються пристрої для змішування.

У науковій роботі буде проведено порівняльний аналіз трьох різних систем акумуляції холоду: з використанням звичайних водоохолоджувачів, панельних льодогенераторів і генераторів бінарного льоду. Зіставлення капітальних вкладень і експлуатаційних витрат на кожен з систем з урахуванням встановленої потужності підприємства дозволить оптимізувати вибір системи акумуляції холоду.

Науковий керівник: Зімін О.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



ДОСЛІДЖЕННЯ КАМЕРИ ШОКОВОЇ ЗАМОРОЗКИ І ВИЗНАЧЕННЯ ЇЇ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ

Вольчев А.М., Селіванов-Жуков К.В., магістранти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Як відомо, найкращим способом збільшення термінів зберігання свіжоприготовленої продукції є швидке охолодження і заморожування.

Ймовірно, причина цього явища криється в тому, що покупець цінує можливість завантажити холодильник на кілька тижнів вперед і не витратити час на щоденні походи по магазинах, а виробник розуміє зручність реалізації своєї, часто швидко псується, продукції - в будь-якому місці і в будь-який час. У наш час заморожені продукти, стали активно заповнювати прилавки магазинів. Помітивши інтерес до цього товару, наші підприємці взялися за вивчення технології швидкої заморозки.

Необхідність зменшення роботи в нічні зміни, економія людських ресурсів, а також розширення асортименту виробів для кінцевого покупця є ключовим фактором того, що обладнання шоккової заморозки - невід'ємний інструмент всіх сучасних виробничих цехів. Не тільки шокова заморозка

до -18°C , але також і швидке охолодження до $+3^{\circ}\text{C}$ дозволяє працювати більш ефективно, зменшуючи час на підготовку продукції, скорочуючи обсяги необхідних приміщень для зберігання готових виробів і підвищуючи якість і безпеку продукції.

Шокова заморозка - це метод збереження продукту, що уповільнює фізичні зміни, а також його хімічну і мікробіологічну активність, які є причиною руйнування. Вона є найефективнішим способом збереження фізичних, смакових і біологічних властивостей продуктів харчування. Ефективність цього процесу залежить від якості заморожуються продуктів. Головним фактором якості заморожу вального продукту є висока швидкість заморозки, вона впливає на зовнішній вигляд, смак, запах, збереження корисних властивостей і усушку продукції. При шокowego заморожування, в тканинах продуктів не встигають з'являтися великі кристали льоду, що виникають при повільному заморожуванні. Температура в товщі продукту швидко знижується, при цьому молекули води перетворюються в мікрокристали льоду і клітинна структура не руйнується. Шокова заморозка в порівнянні з традиційною технологією заморозки має ряд переваг, таких як:

- Зменшуються втрати продукту в 2 - 3 рази;
- Скорочується час заморозки в 3 - 10 разів;
- Скорочуються виробничі площі в 1,5 - 2 рази;
- Скорочується виробничий персонал на 25 - 30%;
- Скорочується термінокупності на 15 - 20%;
- Значно збільшується термін зберігання замороженої продукції;
- Скорочується активність мікроорганізмів, в слідстві чого - бактеріологічна чистота.

Визначальними критеріями процесу заморозки крім температури є, швидкість і напрямок потоку повітря, розміри і структура поверхні заморожуваного продукту, відносна вологість в камері шокової заморозки.

Камера шокової заморозки передбачається наявність воздухоохладітелей (випарників), за допомогою яких здійснюється відведення тепла від заморожуваного продукту. При мінімальних тимчасових витратах обладнання шокової заморозки продуктів забезпечує максимальну ефективність процесу, а кінцева продукція зберігає природний колір і смак вихідного продукту

Таким чином, нові концепції холодильних апаратів дозволяють істотно скоротити витратні статті підприємства харчової промисловості, що використовує у виробничому циклі процес глибокого заморожування продукції

Науковий керівник: Козут В.О., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ З РТО ПРОМІЖНОГО ТИСКУ

Переход О., спеціаліст ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Одним з методів підвищення експлуатаційної надійності та стабільної роботи холодильних установок є застосування рекуперативних теплообмінників (РТО), за допомогою яких забезпечується внутрішній теплообмін між рідинним холодильним агентом високого тиску і низького тиску.

Якщо з експлуатаційної точки зору використання РТО в деяких випадках є безспірним та обов'язковим, то з точки зору енергетичної ефективності це далеко не так. Для деяких холодильних агентів (наприклад, аміак, деякі фреони) перегрів пари на всмоктуванні істотно підвищує роботу стиснення, а отже знижує холодильний коефіцієнт циклу [1]. Для більшості холодильних агентів вплив рекуперативних процесів на холодильний коефіцієнт не є однозначним. Залежно від термодинамічних параметрів холодильного циклу і властивостей холодильного агента, реку-

перативні процеси можуть обумовлювати, як підвищення так і зниження холодильного коефіцієнта.

З розвитком компресоробудування і впровадженням у тому числі спіральних компресорів рядом фірм запропоновано унікальну можливість практичної реалізації холодильного циклу, в якому одночасно застосовується принцип рекуперативного теплообміну пари між рідиною високого тиску та паром проміжного тиску з уприскуванням її в компресор.

Схема установки фірми Copeland [2] з рекуперативним теплообмінником (РТО), який іноді його називають економайзером) показана на рис. 1.

Частина холодильного агенту високого тиску ΔG після конденсатору (або РТО) направляється до дросельного вентиля де відбувається дроселювання до проміжного тиску P_{01} . В РТО відбувається рекуперативний теплообмін між основним потоком рідини високого тиску G та вологою паром ΔG , що обумовлює переохолодження рідини (процес 7-6) за рахунок процесу випаровування 8-5). Пара проміжного тиску всмоктується компресором де змішується із основним потоком пари (процес 5-2) та стискається до тиску конденсації.

Таким чином умовно реалізується схема двоступеневого стиснення, що дозволяє зменшити температуру нагнітання холодильного агенту. Але при цьому має місце додаткова затрата роботи в компресорі в наслідок збільшення масової витрати на ΔG .

Конструктивно така схема технічно найбільш просто реалізується в спіральних компресорах. Спіральний компресор комплектується спеціальним патрубком вприскування пари, яка підключається до РТО.

Розрахунки такого холодильного циклу показують, що при цьому підвищується переохолодження рідини високого тиску та як наслідок зменшується рівень сухості пари низького тиску. В порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО температурний потенціал величини переохолодження холодильного агенту збільшується до 25% для фреону R410 А та до 21% для фреону R404 А.

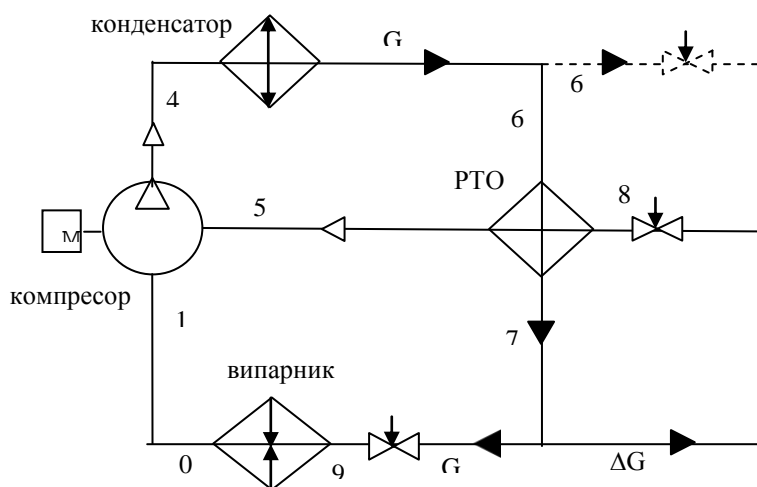


Рис. 1. Схема холодильної машини з РТО проміжного тиску. Пунктиром показано варіант включення РТО з подачею рідини високого тиску від конденсатору.

Суттєвою перевагою такої установки є зменшення температури кінця стиснення. У порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО, така схема дає змогу зменшити температуру нагнітання до 20% для фреону R410 А та до 30% для фреону R404 А. для систем з температурою кипіння -30°C .

Холодильний цикл, в якому одночасно застосовується принцип рекуперативного теплообміну з проміжним тиском при використанні фреону R410 А і R404 А дає змогу вигравати 10-15% у холодильному коефіцієнті в порівнянні із класичним РТО. Ці порівняння приведені при відносній кількості холодильного агенту проміжного тиску на рівні 15%.

Загалом збільшення кількості холодильного агенту з проміжним тиском обумовлює зростання потужності, споживаної компресором, але загальна енергетична ефективність циклу підвищується оскільки зростання холодопродуктивності за рахунок переохолодження перевищує зростання потужності компресору.

Література.

1. Гемелев Ю.А., Мнацаканов Г.К. Энергетическая эффективность теоретических регенеративных циклов компрессионных холодильных машин на современных холодильных агентах. В сб. холодильная техника и технология, вып. 60, 1999, стр. 90 -94.
2. Каталог фирмы DWM COPELAND. [www. Copeland.com](http://www.Copeland.com).

Науковий керівник: Ярошенко В.М., к.т.н., доц. кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ ПРОВЕДЕНІ РЕФІТУ

Клименко В.П., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Згідно вимог Кіотського та Монреальського договорів при переході на так звані озонобезпечні холодильні агенти, це в першу чергу торкнулося суднових холодильних установок. Метою дослідження являлось наступне – як змінюються показники роботи холодильної системи при проведенні рефіту, наприклад від температури конденсації $t_{\text{кон}}$ при не змінних показниках основного і допоміжного обладнання. Розрахункові данні представлені на рис. 1–5. При переході з R22 на R134a холодопродуктивність, теплове навантаження на конденсатор та електрична потужність збільшуються, а температура кінця стиснення і коефіцієнта подачі зменшуються.

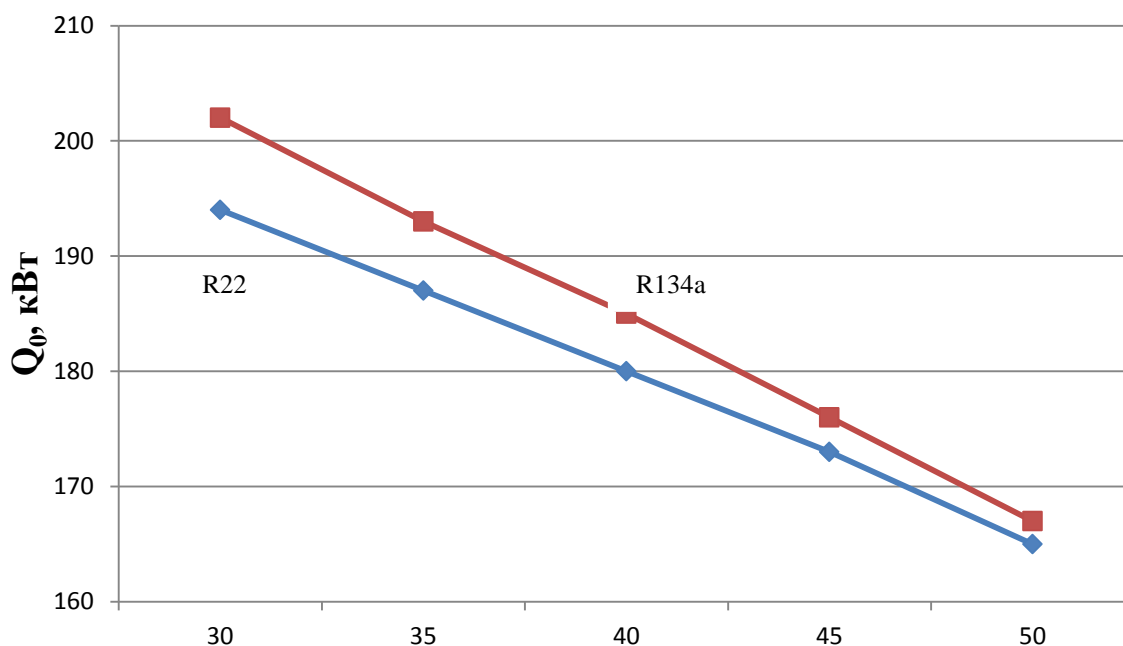


Рис.1. Залежність холодопродуктивності Q_0 від $t_{\text{кон}}$

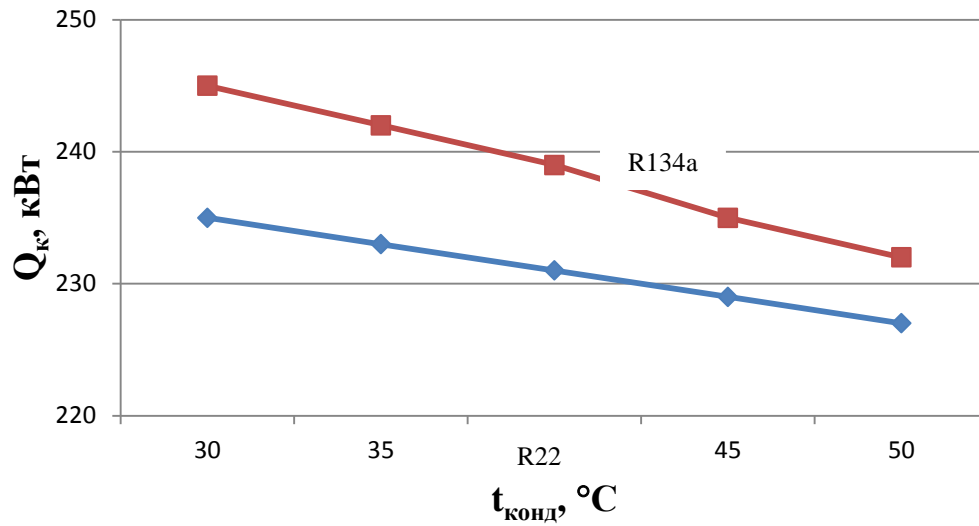


Рис.2. Залежність теплового навантаження на конденсатор Q_k від $t_{кон}$

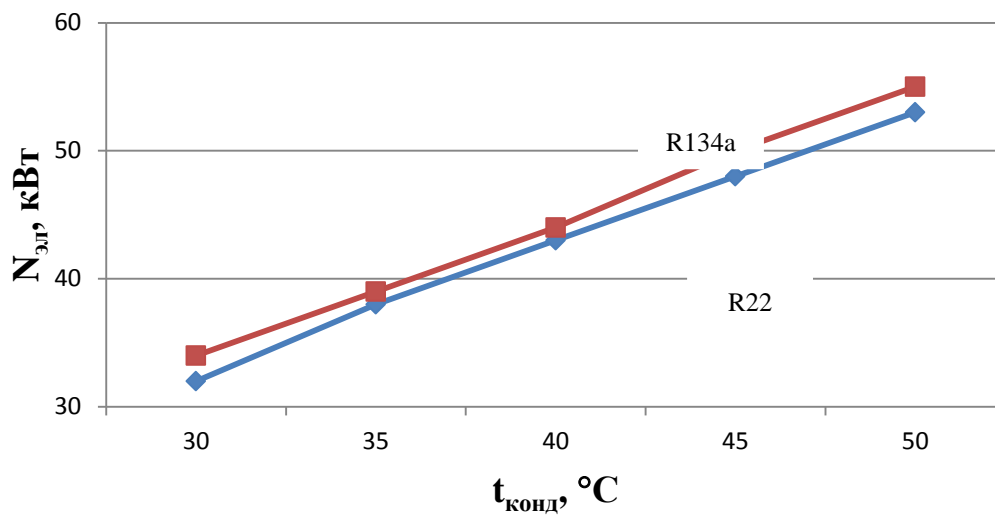


Рис.3. Залежність електричної потужності $N_{эл}$ від $t_{кон}$

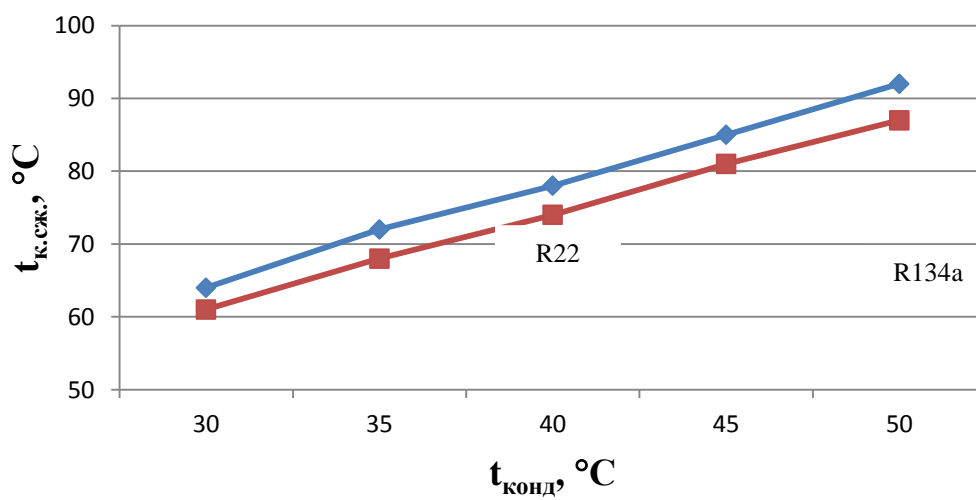


Рис.4. Залежність температури кінця стиснення $t_{к.сж.}$ від $t_{кон}$

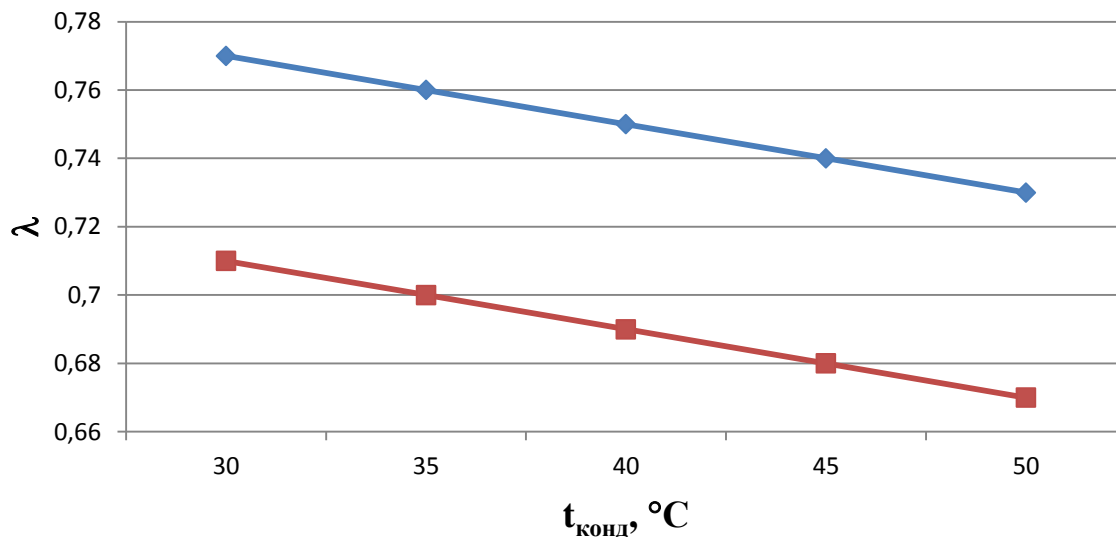


Рис.5. Залежність коефіцієнта подачі, від $t_{\text{кон}}$

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ШВИДКОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ НАПІВФАБРИКАТІВ З ТІСТА

Іванов А.П., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Листкове тісто у вигляді напівфабрикатів в нашій країні користується все більшим попитом, і, без сумніву, попит цей буде збільшуватися. Завдяки вмілим маркетинговим кампаніям цей вид продукції стрімко завойовує популярність серед українських споживачів. Сучасний покупець цінує можливість використовувати практично готовий продукт в домашніх умовах, а дрібні виробники можуть використовувати даний продукт практично в місцях роздрібної торгівлі, з мінімальними проміжними трудовими і енергетичними затратами. Українські підприємці поступово вивчають і впроваджують технології швидкої заморозки, усвідомлюючи інтерес до подібного товару.

Для отримання високоякісного продукту, а потім для його подальшого тривалого зберігання, необхідно правильно підібрати систему заморозки. Залежно від виду продукту, його властивостей, складу, форми вибирають спосіб заморозки, встановлюють швидкість і глибину заморожування, а потім підбирають найбільш оптимальне морозильне обладнання.

У нашому випадку заморожування здійснюється в повітряному середовищі з вимушеною циркуляцією повітря, а саме методом шокової заморозки. Метод шокової заморозки названий так тому що процес заморозки відбувається дуже швидко. При швидкому заморожуванні кристали льоду мають маленький розмір і не пошкоджують мембрани клітин заморожуваного продукту. Ця особливість швидкої заморозки дозволяє, при дефростації (розморожуванні) продукції, зберегти вагу і первинну форму продукту, без втрати якості і смакових властивостей.

Для вибору морозильного апарату зробимо порівняльну характеристику найбільш поширених морозильних апаратів:

Таблиця 1 Порівняння характеристик апаратів

Тип апарату	АСМ-300	АПС-300	Камера
Продуктивність, кг/год	300	300	300
Початкова тем-ра продукту, °С	+15	+15	+15
Кінцева температура продукту, °С	-18	-18	-18
Температура повітря в морозильному апараті, °С	-30	-30±2	-30÷-35
Тривалість заморожування, хв.	20...30	30...35	30...60
Холодопродуктивність, кВт	40	40	42

Висока вартість спірального конвєсера виправдовується низку переваг - це і універсальність, тобто заморожування будь-якого виду продукції, і компактність, отже, невелика виробнича площа, і максимальна швидкість заморожування продукту, досягається оптимальним розподілом потоків холодного повітря. Такі транспортери не вимагають спеціальних пристроїв для передачі продукту з одного ярусу на інший. Тому для заморожування виробів з тіста вибираємо спіральний морозильний апарат.

Спроектований під необхідні умови швидкоморозильний спіральний апарат представлено на рисунку 1.

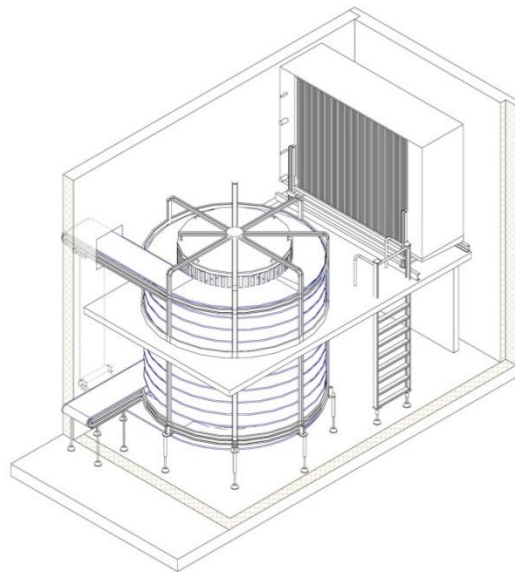


Рисунок 1 – Спіральний швидкоморозильний апарат

У теплоізольованій камері транспортна стрічка рухається навколо вертикального барабана по спіралі знизу вгору. З верхньої частини барабана транспортна стрічка виводиться через огорожу апарату, повертає навколо ролерів і знову прямує в теплоізольовану камеру. У місці повороту стрічки поза камерою продукт сходить з транспортної стрічки і направляється на упаковку. Вільна транспортна стрічка через теплоізольовану камеру повертається до завантажувальної сторони, попередньо пройшовши пристрій для автоматизованої мийки. Повітря охолоджується повітроохолоджувачем, розташованим поруч зі спіральним барабаном.

Науковий керівник: Зімін О.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

**ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ
УСТАНОВОК ДЛЯ МОЛОКОПЕРЕРОБНИХ ПІДПРИЄМСТВ**

Продан Я.М., Тодосенко А.В., магістранти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Характерна технологічна особливість молокопереробних підприємств у великій нерівномірності теплового навантаження на холодильну установку протягом доби, температурний рівень споживання штучного холоду та великі об'єми споживання енергетичних ресурсів визначають індивідуальний підхід до проектування. Різниця між максимальним і мінімальним навантаженням на холодильні системи зазвичай відрізняється в декілька раз. Це обумовлює низький коефіцієнт використання встановленого обладнання, значний термін окупності інвестицій на нього, та високу енергоресурсоємність холоду. Одним з раціональних варіантів обладнання ефективних холодильних установок таких підприємств є використання схемних рішень з акумуляторами штучного холоду. Це дозволяє вирішити ряд важливих завдань, серед яких:

- підвищення надійності холодопостачання технологічного процесу та зниження технологічних ризиків;
- зменшення встановленої холодовидатності обладнання та потужності систем забезпечення енергоресурсами, а як наслідок значно менші загальні інвестиції;
- зниження енергоємності виробництва холоду;
- зниження техногенного впливу на навколишнє середовище;
- зниження фінансових витрат на електричну енергію за рахунок використання позонної тарифікації її вартості та більш прийнятних умов експлуатації систем вночі.

Проте питання схемних рішень та технологічних регламентів систем акумуляції, вибору холодоносія зовсім не просте. Воно потребує коректних техніко-економічних розрахунків та обґрунтувань у кожному конкретному випадку обладнання холодильної установки.

Вода для систем з проміжним холодоносієм є найефективнішим і найбільш прийнятним вибором як з точки зору санітарно-гігієнічних вимог так і з точки зору ефективності технологічних процесів охолодження молока і молочних продуктів. На відміну від інших холодоносіїв вода має високе значення теплоємності при відносно низьких значеннях в'язкості та високій теплопровідності. За рахунок теплофізичних властивостей води досягається високе значення енергетичної ефективності систем акумуляції штучного холоду. Проте для промислового призначення системи акумуляції води без фазового переходу вода-лід мають дуже великі об'єми ємності акумуляції і класична теза «слона за деревом не сховати» у такому разі доцільна як ніколи. Тому в розрахунок потрібно включати на перший погляд питання, які зовсім не пов'язані з енергетикою та технологією. Наприклад, можливості обладнання та розміщення ємностей акумуляції, наявність та вартість земельних ділянок для їх розміщення, умови переходу на акумуляційні системи з використанням фазового переходу вода-лід.

Метою дослідницької роботи був пошук раціонального співвідношення між встановленою потужністю холодильної системи і об'ємом водяного акумулятора, а також пошук оптимального, змінного регламенту роботи холодильної системи протягом доби і її технологічних режимів експлуатації з урахуванням зонної тарифікації вартості електроенергії та значної зміни тиску конденсації парокомпресійного циклу холодильної системи протягом доби.

У процесі проведених авторами досліджень розглянуто різні варіанти графіка організації роботи холодильної системи з акумулятором холоду для молокопереробного підприємства. Для кожного варіанту, що оцінювався, проведено техніко-економічний розрахунок основних елементів системи з урахуванням витрат на придбання електроенергії при трьохзонній тарифікації її вартості. Підсумком роботи є обґрунтування і вибір варіанту холодильної системи за мінімальними приведеними витратами. У результаті проведених досліджень запропоновано схемне рішення, яке дозволяє отримати мінімальні приведені витрати, істотне зниження енергоємності процесу виробництва штучного холоду та мінімальний термін окупності інвестицій в облад-

нання холодильної системи і системи акумуляції штучного холоду для акумуляторів рідинного типу. Під час розрахунку основних техніко-економічних показників не враховувалися критерії оцінки якості продукції молокопереробного виробництва, які могли б суттєво поліпшити очікувані економічні показники прийнятих інженерних рішень.

Крім зазначеного за результатами досліджень у доповіді розглянуті питання впливу вибору характеристик конденсаторного обладнання на енергоємність та собівартість штучного холоду, технологічні можливості утилізації ВЕР холодильного парокомпресійного циклу та використання природного холоду для вирішення технологічних задач. Результати дослідження будуть використані авторами для розробки техніко-економічного обґрунтування технічного переоснащення аміачної холодильної установки Жашківського молокозаводу.

Науковий керівник: Желіба Ю.О., к.т.н., с.н.с., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРОДУКТА БІНАРНИМ ЛЬДОМ НА ПТАХОФАБРИЦІ

Телячий Ю.М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Принципи збереження свіжого м'яса з використанням холоду вперше були сформульовані наприкінці ХІХ століття.

Основні фактори які впливають на зміну якості харчових продуктів можна розділити на біохімічні і мікробіологічні. Якщо продукти своєчасно не піддати консервації, то вони відносно швидко втрачають свої смакові та поживні якості, а потім стають не придатними до вживання. Найбільш повно задовольняє споживчим вимогам способом є консервування холодом.

Охолодженням називають процес зниження температури продукту не нижче криоскопічної температури, який переслідує конкретні цілі – знизити швидкість біохімічних процесів і зменшити розвиток мікроорганізмів.

З мікробіологічної точки зору м'ясо свійської птиці вимагає особливого підходу. У цьому зв'язку одним з найкращих способів забезпечення якості продукту є їх правильне охолодження, тобто створення оптимальних умов і вибір відповідної системи охолодження

При виробництві продуктів з м'яса птиці багато зусиль спрямовано на досягнення оптимальної мікробіологічної якості. Однак недостатня швидкість охолодження продуктів може звести всі зусилля нанівець і призвести до скорочення терміну придатності при зберіганні. Тому важливо якомога швидше охолодити продукт до температури 4° С і нижче, так як при цих температурах псування продукту відбувається набагато повільніше. Проте охолодження повинно відбуватися таким чином, щоб не відбувалося заморожування тонких частин продуктів, наприклад крилець.

Зазвичай охолодження проводиться з використанням:

1. Охолоджувальної води: при охолодженні зануренням у так званому в протиточному охолоджувачі з водяною ванною продукти охолоджуються за допомогою крижаної води 0... +10 °С або суміші води і лускатого льоду.

2. Охолоджуючого повітря: охолодження тушек в підвішеному стані на конвеєрі в камерах тунельного типу при температурі -4...-6° С і швидкості руху повітря 3-4 м/с до температури в центрі грудної м'язи 4 °С. Попереднє доохолодження тушок до температури 15...20 °С слід проводити в камері зрошення водопровідною водою. При цьому тривалість охолодження становить 3...5 год. залежно від маси і вгодованості птахів.

Для інтенсифікації процесу пропонується охолоджувати тушки в протиточному охолоджувачі за допомогою бінарного льоду. Бінарний лід передбачається отримувати з допомогою скребкових або вакуумних генераторів, з акумуляцією його у теплоізолюваному резервуарі.

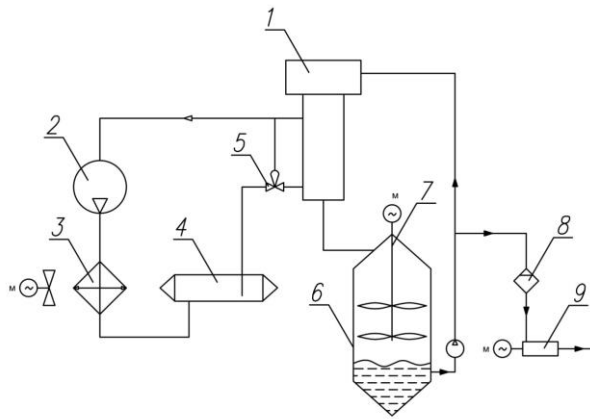


Рис.1. Система охолодження з акумулятором холоду при використанні бінарного льоду. 1 – льодогенератор; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – лінійний ресивер; 5 – пристрій, що дроселює; 6 – акумулятор холоду; 7 – мішалка; 8 – сепаратор; 9 – гвинтовий насос;

Холодильна установка включає в себе льодогенератор, резервуар зберігання льоду і механізм подачі крижаної шуги, основою якого є гвинтовий насос. Вона повинна забезпечувати охолодження продукту при певній витраті льодошугової суміші. Енергетика крижаний шуги, що проходить через прилади охолодження, однозначно може бути оцінена через різницю питомих ентальпій крижаний шуги на вході і виході з теплообмінного апарату, причому ця різниця в основному визначається зміною масової частки льоду при середній щільності крижаної шуги, яка змінюється незначно.

Використання системи охолодження з бінарним льодом підвищить якість продукту, а також дозволить удосконалити систему акумуляції холоду, що призведе до зниження капітальних та експлуатаційних витрат на виробництві.

Науковий керівник: Зімін О.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ АПАРАТУ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ М'ЯКОГО МОРОЗИВА

Шкарубський Д.О., студент ХДУХТ, м. Харків

При розробці прогресивних фризерів з підвищеними величинами продуктивності та енергоекономічності необхідно використовувати теоретичні, науково обґрунтовані, розрахункові співвідношення. Підлягають визначенню такі параметри процесу фризювання вихідної суміші і конструктивні параметри фризера, як тривалість названого процесу, маса порції суміші, що обробляється, розміри робочої камери апарату, холодопродуктивність холодильної машини, параметри режиму її роботи. Отримані в результаті проектного розрахунку значення параметрів далі коригуються за підсумками лабораторних випробувань експериментального зразка нового апарату і остаточно уточнюються після виробничої апробації дослідно-промислової партії апаратів.

Тривалість τ_3 процесу заморожування вихідної суміші для м'якого морозива в робочій камері фризера можна визначити за відомою формулою Р. Планка, багаторазово апробованої при проектних розрахунках холодильного обладнання. Порцію суміші в робочій камері, діаметр якої набагато менше її довжини, можна з достатньою точністю представити у вигляді циліндра необмеженої довжини з радіусом R . Тоді згадану формулу можна записати як

$$\tau_3 = 0,5 \cdot \frac{\rho_3 \cdot q_3 \cdot K_n}{t_{kp} - t_0} \cdot R \cdot \left(\frac{R}{2 \cdot \lambda_3} + \frac{1}{\alpha_0} \right), \quad (1)$$

де ρ_3 – густина замороженого продукту – м'якого морозива, кг/м³;

q_3 – питоме відведення теплоти при заморожуванні продукту Дж/кг;

$K_n \approx 1,3$ – поправочний коефіцієнт, який враховує відведення теплоти при охолодженні вихідної суміші від початкової температури t_n до криоскопічної температури t_{kp} і охолодженні замороженої суміші від t_{kp} до t_k ;

λ_3 – коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту, Вт/(м·К);

t_0 – температура охолоджувального середовища – холодоагенту, який кипить в охолоджувальній оболонці робочої камери фризера, °С;

α_0 – коефіцієнт тепловіддачі від холодоагенту до робочої камери фризера, Вт/(м²·К).

Величину $q_3 \cdot K_n$ можна представити формулою

$$q_3 \cdot K_n = i(t_n) - i(t_k), \quad (2)$$

де $i(t_n)$ та $i(t_k)$ – значення питомої ентальпії продукту при початковій і кінцевій температурах, відповідно, Дж/кг.

Значення параметрів, які характеризують властивості продукту, що обробляється наведені в довідковій літературі.

При вказаних значеннях величин, що входять до формули (1), отримуємо значення тривалості процесу фризеравання.

Продуктивність G' фризера за виходом готової продукції – м'якого морозива – обирається з технологічних міркувань, з урахуванням обсягу реалізації морозива на підприємствах харчування і торгівлі, для малих підприємств відповідного профілю.

Тоді інтенсивність відведення теплоти від продукту, що заморожується, має становити

$$Q_0' = G' [i(t_n) - i(t_k)]. \quad (3)$$

Для визначення холодопродуктивності холодильного агрегату, що обслуговує фризер, необхідно ще врахувати теплоприпливи в апарат крізь його огороження з навколишнього середовища – Q_0'' і від робочого органа апарата – шнека-мішалки – Q_0''' . Величина Q_0'' звичайно приймається рівною $(0,10 \dots 0,15) Q_0'$; величина Q_0''' залежить від зусилля, що розвивається лопатками робочого органа, і частоти його обертання та визначається за відомими методиками.

Далі, за знайденими значеннями τ_3 і G' можна визначити масу m_n порції вихідної суміші, що завантажується до робочої камери фризера. Для апарата безперервної дії

$$m_n = \tau_3 \cdot G'. \quad (4)$$

Для апарату періодичної дії, який застосовується в більшості підприємств торгівлі та харчування, що реалізують м'яке морозиво, m_n визначається як

$$m_n = \tau_0 \cdot G', \quad (5)$$

де τ_0 – тривалість обробки порції суміші з урахуванням часу $\tau_{3\phi}$ її завантаження і вивантаження готового продукту, с

$$\tau_0 = \tau_3 + \tau_{3\phi}. \quad (6)$$

Величина $\tau_{3\phi}$ визначається ступенем конструктивної досконалості пристроїв для дозування вихідної суміші та вивантаження (випуску) готового продукту. Для кращих зразків фризерів можна прийняти $\tau_{3\phi} = 40 \dots 50$ с.

Маса порції визначається як

$$m_n = V_k \cdot \rho_3 = \pi \cdot R^2 \cdot L_k \cdot \rho_3, \quad (7)$$

де V_k – об'єм робочої камери, м³;

L_k – довжина робочої камери, м.

Тому довжину робочої камери можна представити формулою

$$L_k = \frac{m_n}{\pi \cdot R^2 \cdot \rho_3}. \quad (8)$$

Окрему частину проектного розрахунку фризера складає визначення параметрів режиму роботи його холодильного агрегату. Холодильний агрегат фризера може працювати на холодоагенті R134a; для визначення режиму його роботи необхідно обрати характерні точки холодильного циклу. Наприклад, при $t_0 = -20$ °С цим точкам відповідають такі параметри (nn – перегрів, k – конденсація, no – переохолодження): $t_0 = -20$ °С; $t_{nn} = +10$ °С; $t_k = +30$ °С; $t_{no} = +25$ °С.

Використовуємо діаграму $lqP-i$ для холодоагенту R134a і визначаємо: i_0, i_{nn}, i_k, i_{no} .

Тоді питома масова холодопродуктивність дорівнюватиме

$$q_0 = i_0 - i_{no}.$$

Масова витрата холодоагенту визначається за формулою

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}. \quad (9)$$

На цю величину має бути відрегульований холодильний агрегат фризера. Аналогічним чином визначається ізоентропна потужність компресора агрегату.

Нарешті, за допомогою численних фірмових каталогів підбираємо тип холодильного агрегату, який при заданій t_0 забезпечує необхідну величину Q_0 .

Викладені теоретичні основи проектного розрахунку фризерів є по суті універсальними і можуть використовуватися при проектуванні й інших морозильних апаратів. Як уже відзначалося вище, отримані розрахункові значення далі коригуються та уточнюються за результатами випробувань експериментальних і дослідно-промислових зразків прогресивного апарата, що розробляється, з поліпшеними техніко-експлуатаційними і технологічними показниками.

Науковий керівник: Семенюк Д.П., к.т.н., проф. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕОБРАТИМОСТИ ПРОЦЕССОВ В РТО ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ МАШИНЫ

Собко П.Ю., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Повышение энергетической эффективности циклов холодильных машин достигается путем регенерации тепла внутри машины. В парокompрессорных машинах регенерация тепла осуществляется между потоком холодного пара после испарителя и теплой жидкости после конденсатора. В воздушной машине происходит внутренний обмен теплом между потоками воздуха: холодного после рефрижератора и теплого перед детандером.

При передаче тепла в теплообменных аппаратах существуют внутренние и внешние необратимости. Внешняя необратимость связана с наличием разности температур при теплообмене. Внутренняя - связана с движением с трением. Таким образом, указанные теплообменники в

связи с этим относят к четвертой группе термодинамических процессов (процессы внешне и внутренне необратимы).

В работе выполнен термодинамический анализ РТО паровой компрессорной холодильной машины. Исследовалось влияние внешней необратимости, связанной с недорекуперацией на теплом конце РТО. Рассчитан цикл на R-507 без РТО и осуществлен подбор холодильного оборудования. Выполнен сравнительный анализ влияния необратимости в РТО для группы рабочих веществ: R-507, R-290, R-600, R-123. Определены потребительские характеристики машины для указанных рабочих веществ.

Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА ДЛЯ РЕФКОНТЕЙНЕРА

Кайдаш О.А., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Згідно вимог Морського Регістру до суднових систем пред'являють підвищені вимоги по надійності та довговічності експлуатації технічного обладнання і зокрема для холодильного устаткування. Відомо, що гвинтові компресори займають провідне місце в порівнянні з іншими типами компресорів, тому їх почали використовувати і для рефрижераторних контейнерів, що мають менше теплове навантаження в порівнянні з іншими об'єктами, де використовується холод.

При роботі гвинтового компресора характерні три варіанти (процеси), які показані на рис.1.

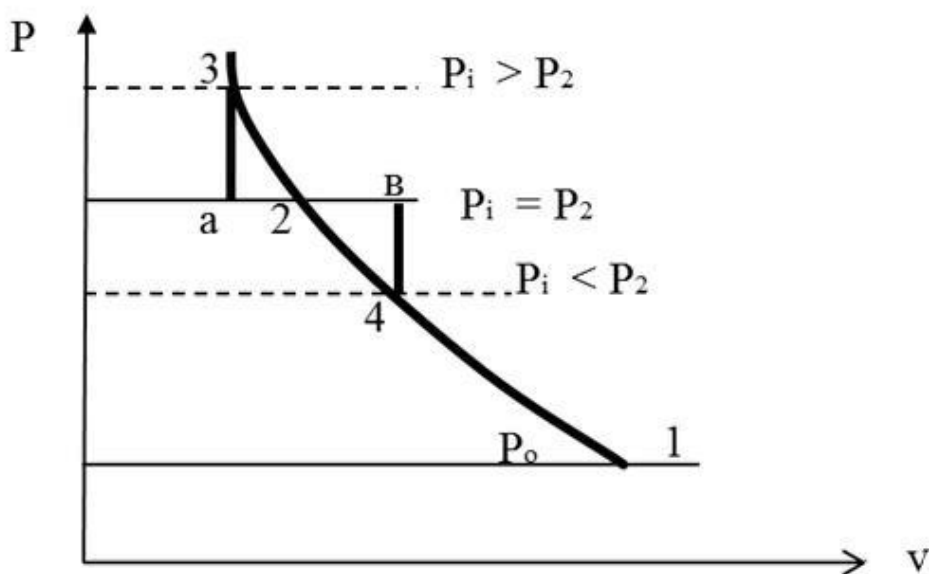


Рис.1. Процеси в гвинтовому компресорі

1. Процес 1-2 Тиск стиснення P_i дорівнює тиску в нагнітальному трубопроводі (патрубці) P_2
2. Процес 1-3 Тиск стиснення P_i більше тиску P_2 (витрати роботи поверхня 2a3);
3. Процес 1-3. Тиск стиснення P_i менше тиску P_2 (робота дотиснення газу поверхня 4в2)

Тиск P_2 формується в залежності від температури зовнішнього середовища, оскільки на рефконтейнерах використовують повітряні конденсатори. Найбільш сприятливим являється процес 1-2, де немає втрат роботи. Цього можна досягнути, використовуючи ЕКО - порт (рис.2).

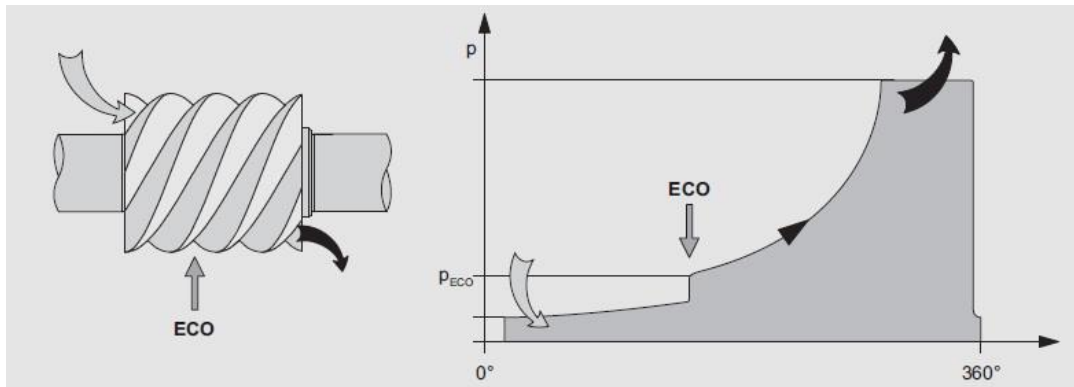


Рис.2. ЕКО - порт в гвинтовому компресорі.

Тиск парів, що нагнітаються, зростає уздовж гвинтової пари у напрямку від порту всмоктування до фланця нагнітання. У корпусі гвинтового компресора на бічній поверхні є спеціальний порт всмоктування. Схема установки з гвинтовим компресором показана на рис.3.

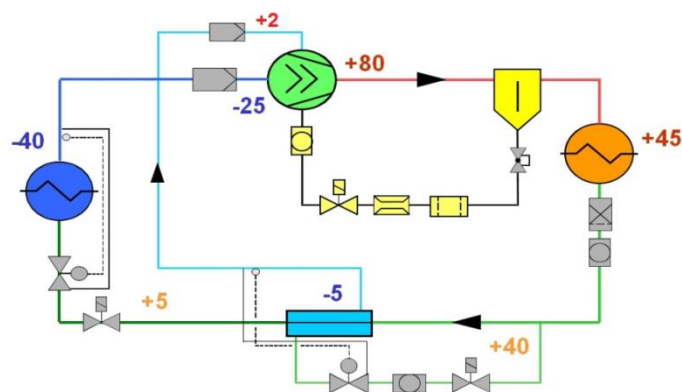


Рис.3 Схема холодильної установки з гвинтовим компресором та економайзером ЕКО

Застосування схеми з економайзером дозволяє не тільки збільшити продуктивність гвинтового компресора і всієї установки, але і поліпшити газодинамічні процеси стиснення в самому компресорі.

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



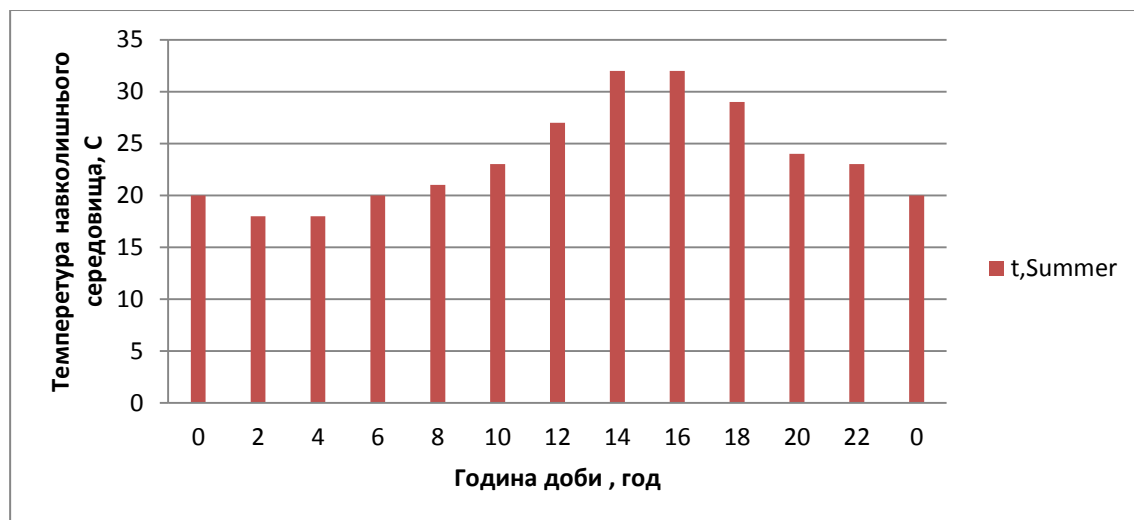
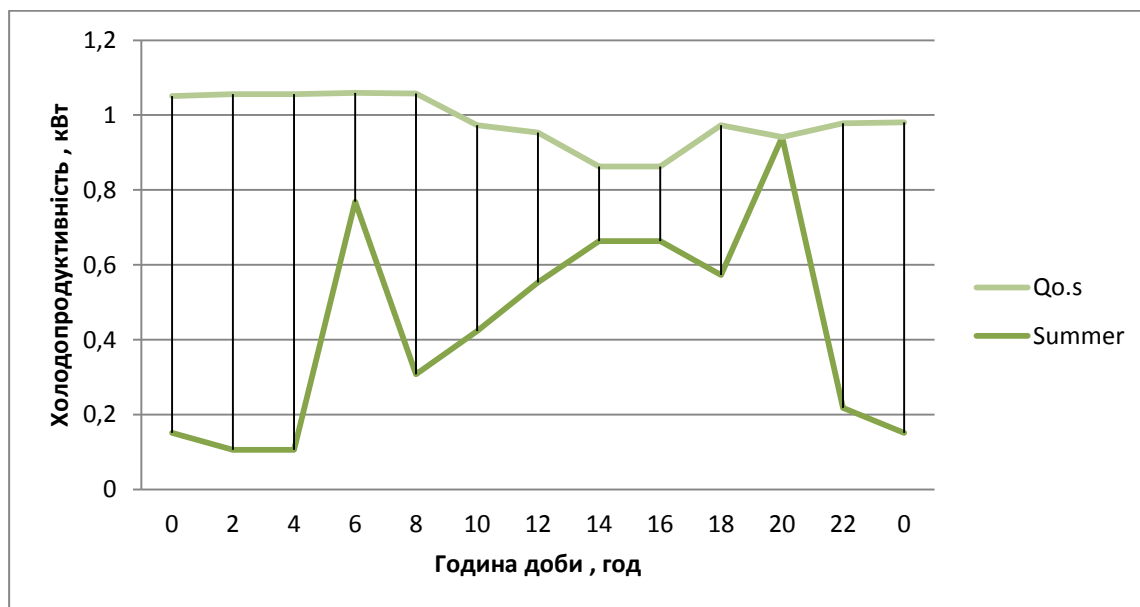
АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК ОХОЛОДЖУВАНОВОГО ПРИМІЩЕННЯ ТА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ЗА ЗМІНОЮ ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ.

Вовненко В.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Охолоджувані приміщення можна класифікувати за двома ознаками. Першу класифікаційну ознаку засновано на технологічних областях застосування штучного холоду. Другою класифікаційною ознакою охолоджуваного приміщення є поєднання температурного і вологісного станів повітря. У роботі йдеться про приміщення з високою температурою та низькою вологістю.

З досліджуються умови роботи холодильної машини з повітряним конденсатором, яка забезпечує режим роботи камер зберігання малого комерційного підприємства. Особливості роботи комплексу: температура зберігання порівнянна з середньою температурою року, що означає швидку зміну напрямку тепла (теплоприпливів та тепловтрат) крізь зовнішню огорожу

приміщення; зміна характеристик машини за зміною температури конденсації, пов'язана з температурою навколишнього повітря; великі експлуатаційні теплоприпливи або втрати під час вантажних операцій з продукцією. Вказані особливості потребують надійного автоматичного регулювання режиму в камері. Теплотехнічні розрахунки теплового навантаження на холодильне устаткування наведено на прикладі однієї доби для літнього та зимового режимів роботи підприємства. Аналіз наведено у графічній формі в єдиній координатній площині за різними вихідними параметрами.



Науковий керівник: Морозюк Л.І., д.т.н., проф. кафедри кріогенної техніки ОНАХТ



ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННО-РЕЗОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В СИСТЕМЕ ТРИГЕНЕРАЦИИ МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Грудка Б.Г., аспирант ИХКЭ ОНАИТ, г. Одесса

Совместное производство электроэнергии и тепла (системы когенерации) давно и широко используют при утилизации сбросного тепла энергетических установок различной мощности.

Сложный термодинамический комплекс, называемый теплоиспользующей холодильной машиной, состоит из двух взаимосвязанных простых – тепловой и холодильной машин. Он давно признан способом уменьшения потребления материальных и природных ресурсов и источником экономии энергетических ресурсов.

Таким образом, объединение в единый комплекс системы когенерации и теплоиспользующей холодильной машины с производством трех полезных эффектов, названное тригенерацией, способно дать максимальный эффект экономии природных ресурсов.

Развитие систем тригенерации в энергетических установках связано, с одной стороны, с ростом цен на энергоносители и электроэнергию для эксплуатации крупных строительных объектов различного назначения и обеспечения технологических процессов промышленных предприятий с разным температурным уровнем производства, с другой стороны, с дефицитом электрических коммуникаций в большом количестве населенных пунктов.

Из существующих систем тригенерации выделяются в особую группу системы малой энергетики. Они наиболее востребованы, но имеют самую малую техническую информацию относительно развития.

В малой энергетике тепло, производимое комбинированной энергосистемой, предназначается, главным образом, для отопления любых помещений. Период реальной потребности в тепле ограничивается временем года с низкой средней температурой наружного воздуха, к примеру, в странах с умеренным климатом. В то же время, существует значительная потребность в хладоснабжении для кондиционирования тех же помещений и хранения охлажденных продуктов в теплый период года. В данных случаях, имея комбинированную энергосистему, регенерированное тепло можно эксплуатировать в течение всего года.

В общем случае, энергетический баланс системы тригенерации можно представить математическим выражением:

$$Q_{нэ} = Q_{эз} + (Q_{мен} / COP_{мен}) + (Q_{хол} / COP_{хол}) + Q_{ос} + Q_{д}, \quad (1)$$

Для определения величин всех слагаемых в уравнении следует учитывать широкое разнообразие энергетических установок (газопоршневые, газотурбинные, топливные элементы, дизель-генераторы, солнечные батареи и др.).

Наивысший электрический КПД – до 35 % – у газовой турбины, и около 45 % у газопоршневого двигателя достигается при работе под 100%-ной нагрузкой, а в режиме когенерации – около 85%. При снижении нагрузки до 50%, электрический КПД газовой турбины снижается почти в 3 раза. Газопоршневые установки применяются, когда требуется равное количество вырабатываемой тепловой и электрической энергий, а газотурбинные – когда необходимо вырабатывать в 2-2,5 раза больше тепловой энергии, нежели электрической.

Тригенерация обеспечивает использование генерирующего устройства круглый год, тем самым не снижая высокого КПД энергетической установки. В летний период, когда потребность в вырабатываемом тепле $Q_{мен}$ падает, увеличивается потребность в холоде $Q_{хол}$.

Суммарное производство тепла и холода зависит от потребностей промышленного производства, а для сельского хозяйства его величина напрямую определяется климатическими условиями, в которых находится конкретное производство, и родом его производственной деятельности, при этом важное влияние оказывают сезонные и суточные колебания температуры наружного воздуха. Таким образом, второе и третье слагаемые в ур. (1) изменяются в соответствии с потребностями производства при сохранении общего энергетического баланса.

Теоретически тригенерация дает возможность преобразовывать в холод до 80% тепловой мощности когенерационной установки, что значительно увеличивает ее КПД и повышает коэффициент ее мощностных ресурсов.

Схема системы тригенерации с абсорбционно-резорбционной теплоиспользующей холодильной машиной представлена на рис. 1

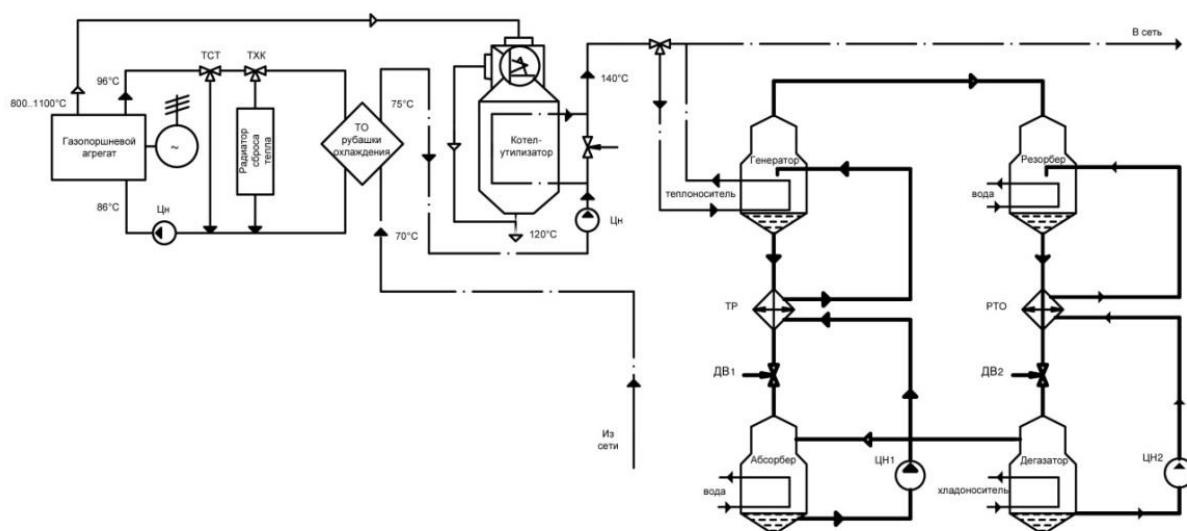


Рис.1. схема системы тригенерации с абсорбционно-резорбционной теплоиспользующей холодильной машиной

Система состоит из главной энергетической установки с котлом-утилизатором для получения тепла и абсорбционной холодильной машины. Газопоршневой агрегат работает на природном газе и вырабатывает электроэнергию. Обязательным сбросом являются отработавшие дымовые газы при температуре около 480°C . Они направляются в котел-утилизатор для получения горячей воды с температурой на уровне 90°C , тем самым обеспечивая нужды потребителя в отоплении. При необходимости часть горячей воды из котла-утилизатора отбирается для работы теплоиспользующей холодильной машины. Горячие отработанные газы с температурами $800...1100^{\circ}\text{C}$ разделяются на два потока. Первый поток направляется в котел-утилизатор, где работает по прямому назначению - получение горячей воды с температурой 140°C . Горячая вода поступает в генератор абсорбционно-резорбционной водоаммиачной машины, обеспечивая производство холода.

Принципиальное отличие резорбционной от обычной абсорбционной машины - все четыре процесса фазовых превращений рабочего вещества происходят при переменных температурах: производство холода в дегазаторе и отдача тепла охлаждающей среде в резорбере резорбционной ступени, а также в генераторе и абсорбере. Эта особенность решающим образом влияет на термодинамическое совершенство машины и определяет область рационального применения, которой, в частности, является рассматриваемая система. Еще одним важным фактором, влияющим на выбор резорбционной машины, являются рабочие давления в аппаратах. Низкое давление в машине определено температурой кипения в дегазаторе, а высокое давление в генераторе и резорбере является независимой величиной. Его выбор определяет все характеристики машины: тепловые нагрузки на аппараты, энергетическую эффективность и эксплуатационную надежность.

Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



ВИВЧЕННЯ ТИПІВ ТВЕРДИХ ВІДКЛАДІВ НА ПОВЕРХНІ ПОВІТРЯНИХ КОНДЕНСАТОРІВ КОМЕРЦІЙНИХ УСТАНОВОК

Мошкатюк А.В., магістр ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Повітряні конденсатори широко використовують в системах опалення, кондиціонування повітря. В холодильних системах комерційного призначення та в регіонах з обмеженими водними ресурсами повітряні конденсатори є єдиним варіантом серед систем відведення тепла.

Висока ефективність роботи конденсатора є неодмінною умовою нормальної роботи будь-якої енергопелювальної системи.

Перешкоду ефективній роботі повітряного конденсатора створюють зовнішні впливи, наприклад, підвищений вміст газів, пилу, кіптяви, пуху і т.п. Результат - наростання на зовнішній поверхні твердих відкладів, які приводять до підвищення шумів в установці, погіршення теплообміну, підвищення енергоспоживання і порушення стабільної роботи всієї системи.

Існуючі дослідження реальних умов роботи повітряних конденсаторів не містять універсальних інженерних методик розрахунку, які дозволили б спрогнозувати на стадії проектування реальні умови експлуатації.

Таким чином, актуальними є експериментальні дослідження процесів забруднення повітряних конденсаторів.

В роботі досліджувався повітряний конденсатор малої установки.

Був розроблений експериментальний стенд з повітряним конденсатором.

На поверхню конденсатора було нанесено шар твердих відкладів. Для проведення випробувань було зібрано пил з 4-х діючих конденсаторів холодильної машини комерційного призначення, ідентичних зразку. Пил наносився окремими порціями.

Модельований відклад являє собою аеродинамічний опір який визначений під час експерименту. Імітатор-решітка із змінним живим перетином, (від 75-10%) яка встановлена на вході повітря в теплообмінний апарат.

В результаті кожного етапу випробувань визначалися характеристики і параметри роботи холодильної машини.

Проведені експериментальні дослідження конденсатора показали, що навіть при сильних забрудненнях конденсатор залишається працездатним, а основне енергетичне навантаження лягає на компресор. Доведено, що зовнішні відклади на повітряному конденсаторі підпорядковуються закону пористих структур.

Науковий керівник: Соколовська В.В., к.т.н., доц. кафедри криогенної техніки ОНАХТ



ГОЛУБОЙ ТУНЕЦ – ОСОБЕННОСТИ ЗАМОРОЗКИ И ТРАНСПОРТИРОВКИ

Ерема В.Ю., студент ІХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Тихоокеанский голубой тунец – это второй по величине после обыкновенного тунца представитель своего рода, максимальная зарегистрированная длина составляет 3 м, а масса 450 кг. Ценный промышленный вид. Из-за перелова получил охранный статус «Уязвимый». По оценкам численность популяции сократилась до 4 % от уровня, существовавшего до начала коммерческого промысла в середине XX века.

Мясо тихоокеанских голубых тунцов является деликатесом. Считается лучшим сырьём для суши и сашими. Тунцы издавна были и остаются важным промышленным объектом. Охлаждённые и замороженные туши используют в ресторанном бизнесе и производстве полуфабрикатов. Основной объём вылова приходится на долю Японии.

На первом рыбном аукционе в Токио Голубой тунец продан за \$37,6 тысячи долларов.

Цена одного килограмма тунца, выловленного в префектуре Аомори, в этом году составила 209 долларов.

Высокое качество продукта и высокая цена определяет условия транспортировки такого ценного продукта.

Для сохранения свежести первого дня вылова и стоимости через дальние перевозки необходимо шоковая заморозка всей туши рыбы. При перевозке тунца на дальние расстояния непосредственно после вылова туши замораживают в специальных скороморозильных аппаратах работающих на углекислоте транспортировка тунца осуществляется морским путем.

В работе представлен вариант транспортировки туш голубого тунца в рефрижераторном контейнере. Емкость контейнера составляет 40 футов. В контейнер вмещается 7 жестяных колб диаметром 750 мм и длиной 1800мм, в каждой колбе хранится по 1 туше тунца. Масса 1-й туши составляет 250 кг.

Температурный режим в контейнере поддерживается на уровне -500С с помощью каскадной холодильной машины. Рабочим веществом в машине выбраны: R508a- рабочее вещество нижнего каскада; R507a- рабочее вещество верхнего каскада. Эти рабочие вещества являются озоносберегающими и имеют нулевой ODP. Каскадная машина работает на базе полугерметичных поршневых компрессоров фирмы Bitzer. Заданная температура в рефконтейнере поддерживается с помощью потолочного воздухоохладителя непосредственного кипения. Контроль и регулирования режима внутри контейнера осуществляется компьютерной системой через спутниковую связь. Датчик слежения температуры представляет собой температурный зонд установленный в сверлениях головы тунца на глубине 15 сантиметров. Рефконтейнер имеет свой автономный источник питания и также может подключаться к судовой электростанции.

Научный руководитель: Соколовська В.В., к.т.н., доц. кафедри криогенної техніки ОНАПТ



РЕКОНСТРУКЦІЯ ПІДВАЛЬНОГО ПРИМІЩЕННЯ ПІД ХОЛОДИЛЬНИК

Журавльов О.С., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Зазвичай холодильник проектується від «А до Я»: на початковому етапі зі стадії закладки фундаменту до фінального монтажу і випробувань всіх елементів установки.

В ході реконструкції інженеру необхідно вирішувати багато суперечливих питань, тим більше коли мова йде про приміщення, в яких змінюється режим температур та вологості.

В роботі йдеться про реконструкцію частини підвального приміщення приватного будинку, площею 3х4м під охолоджуваній об'єм з температурою -20 °С. Передбачається термічна обробка та зберігання фасованого м'яса.

Технічне завдання на проектування: в якості ізоляції використати базальтову вату, спроектувати систему автоматизованого контролю за роботою холодильної системи.

Одразу обумовлюємо, що м'ясо буде упаковане в поліетиленову плівку за для зменшення усушки під час зберігання і лежатиме на стелажах.

Прийняті технічні рішення:

- товщина шару ізоляції до 130мм;
- підлога з підігрівом тенами;
- теплоізоляція кріпиться до стін клеєм, який має ізоляційні властивості;
- двері за індивідуальним замовленням.

Холодильне устаткування:

- одноступенева холодильна машина з робочою речовиною R290;
- компресор спіральний фірми Danfoss з частотним регулятором;

- повітроохолоджувачі фірми Guntner в кількості двох;
- конденсатор з повітряним охолодженням;
- віддільник рідини
- регулюючий пристрій – електронно-регулюючий клапан.

Систему підключено до загального блоку управління, який зчитує інформацію зі встановлених датчиків в основних точках установки і показує місце змінення робочих параметрів сигналом відповідних світлових індикаторів, що спрощує задачу при необхідності.

Науковий керівник: Гайдук С.В., к.т.н., асист. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ



МЕТОДИКА ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ КАМЕР В СОСТАВЕ БЫТОВЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ПРИБОРОВ АБСОРБЦИОННОГО ТИПА

Приймак В.Г., інженер

Объекты и методы исследования – тепловые камеры (ТК) бытовых комбинированных приборов абсорбционного типа, методы – инженерные расчеты толщины теплоизоляции камер тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сырья.

В основе инженерного расчета лежат следующие положения:

а) во-первых, как уже было отмечено выше, для реализации большинства технологий термической обработки продуктов в быту температура в ТК (t_{TK}) должна достигать 70 °С;

б) во-вторых, в отличие от камер охлаждения, "жесткими" или неблагоприятными условиями работы ТК будут низкие температуры окружающей среды, поэтому при моделировании целесообразно иметь некоторый запас по термическому сопротивлению ограждающих конструкций, например, ориентироваться на температуры окружающей среды $t_{o.c} \leq 20$ °С;

в) в-третьих, выбор толщины теплоизоляции ТК не может быть проведен с использованием стоимостных эксплуатационных показателей, так как ее функционирование обеспечивается за счет утилизации бросового тепла цикла АХА либо отходящих газов горелочных устройств.

Оправданным в этом случае представляется следующий подход.

Так как во многих случаях ТК включается в состав холодильного шкафа, их глубина и ширина регламентируются соответствующими габаритами шкафа. Задаваясь полезным объемом ТК (V_{TK}), с учетом располагаемой тепловой мощности дефлегматора АХА ($Q_{ДФ} = Q_{TK}$), можно получить толщину теплоизоляции стенок ТК, решая итерационным способом уравнение теплопередачи:

$$Q_{TK} = (t_{TK} - t_{o.c.}) \sum_{i=1}^6 \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1(i)} F_{n(i)}} + \frac{\delta_{уз(i)}}{\lambda_{уз}} + \frac{1}{\alpha_{2(i)} F_{вн(i)}}}, \quad (1)$$

где $\alpha_{1(i)}, \alpha_{2(i)}$ – коэффициенты теплообмена на наружной и внутренней поверхности i – той стенки ТК, соответственно, Вт/м²·К;

$F_{n(i)}, F_{cp(i)}, F_{вн(i)}$ – площадь наружной поверхности, среднего сечения и внутренней поверхности i – той стенки ТК, м²;

$\delta_{уз(i)}$ – толщина теплоизоляции i – той стенки ТК, м.

По найденным значениям $\delta_{уз(i)}$ и V_{TK} определяется высота ТК.

При раздельном исполнении ТК и холодильного шкафа, когда ограничение по глубине и ширине отсутствуют, представляется целесообразным из соображений дизайна также придерживаться размеров холодильного шкафа.

С учетом численного значения коэффициента рабочего времени (КРВ) АХА располагаемая и действительная тепловые мощности дефлегматора соотносятся как:

$$Q_{HK}^P = \frac{Q_{HK}}{КРВ} \quad (2)$$

При работе АХА в позиционном режиме с периодическим включением-отключением тепловой нагрузки в генераторе АХА представляется целесообразным использование плавящихся теплоаккумулирующих материалов, которые в нерабочем состоянии АХА способны обеспечить стабилизацию тепловых режимов в полезном объеме ТК.

Для работы на уровне температур 70 °С наиболее предпочтительными аккумуляторами тепла являются н-парафины с числом атомов углерода 28...31, при этом теплота плавления составляет 165 кДж/кг.

Расчет толщины тепловой изоляции ограждающих конструкций ТК был проведен с тепловой нагрузкой на подъемном участке дефлегматора 19...22 Вт, т.е. при работе типичного абсорбционного однокамерного холодильника с НТО типа «Кристалл-408» АШ-150 в номинальном режиме.

Толщины теплоизоляции боковых стенок, дна и крышки определены в результате расчета нестационарных температурных полей, при этом учитывались:

- а) ориентация стенок ТК и ее тепловая связь с низкотемпературным отделением (НТО);
- б) конструктивные особенности ТК (камера воздушного типа выполнена в виде шкафа, а емкость для жидкости – в виде ларя);
- в) КРВ серийного абсорбционного однокамерного холодильника с НТО типа «Кристалл-408» АШ-150.

Для создания запаса расчет проведен при температуре воздуха окружающей среды $t_{o,c} = 20$ °С и значении КРВ = 0,55.

Результатом расчета стали численные значения толщины теплоизоляции, которые позволяют поддерживать температуру в заданном объеме ТК, равную 70 °С, при этом задана и тепловая нагрузка подъемного участка дефлегматора АХА.

Как показали расчеты для ТК, выполненной в виде в виде емкости для жидкости, толщину тепловой изоляции, полученную при помощи номограмм, следует увеличить в среднем на 5 %.

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф., зав. кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАПТ



РАЗРАБОТКА ТРАНСПОРТНОГО АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ДЛЯ ПАРУСНЫХ ЯХТ

Мазуренко С.Ю., аспирант, Савинков П.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Возможность работы абсорбционного холодильника на неэлектрических источниках энергии особенно привлекательна для спортсменов-яхтсменов.

Традиционные выходы в море, как правило, проводятся в теплое время года и продолжаются несколько дней.

В этих условиях крайне необходимо иметь охлаждающий прибор. Вместе с тем небольшие спортивные яхты ограничены как по габаритам принимаемого груза, так и по весу груза.

Работа компрессионного холодильника в этих условиях неприемлема из-за необходимости дополнительных аккумуляторных батарей или с дополнительных запасов топлива для дизель-генератора.

На спортивных яхтах может быть использован абсорбционный холодильник с горелочным устройством, работающим от сжиженного газа.

Сжиженный газ используется яхтсменами для приготовления и разогрева пищи на газовой плите.

Вместе с тем специфика реализации цикла абсорбционного холодильника связана с гравитационными режимами течения жидкой фазы рабочего тела, которые могут нарушаться при движении спортивной яхты.

С другой стороны качка носит знакопеременный характер и может даже в некоторой степени интенсифицировать режимы тепломассообмена и, в конечном счете, благоприятно воздействовать на работу абсорбционного холодильного прибора.

Для установления действительного состояния вопроса были проведены испытания серийного абсорбционного холодильника «Киев» АШ-40 на спортивной крейсерской парусной яхте «Архимед» типа «Круизер».

Яхта совершала поход Одесса–Рыбаковка–Одесса в период с 29.07.2006 по 01.08.2006.. Фиксировалась и температура наружного воздуха.

Частота измерения 10 минут.

Движение яхты по всему маршруту осуществлялась с креном на левый борт около 20 °. Качка килевая.

Средняя скорость составляла 4 узла.

Результаты испытаний показали работоспособность абсорбционного холодильника «Киев» АШ-40 на спортивной крейсерской парусной яхте при оптимальной ориентации – по ходу судна.

Испытания показали, что оптимальная ориентация абсорбционного холодильного агрегата способствует гравитационным режимам течения жидкой фазы рабочего тела при реализации холодильного цикла, а знакопеременные перемещения в пространстве, вызванные килевой качкой, не оказывают критичного воздействия.

*Научные руководители: Титлов А.С., д.т.н., проф., зав. кафедры теплоэнергетики
и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАИТ
Очеретяный Ю.А., к.т.н., доц. кафедры судовых энергетических установок
и технической эксплуатации ОНМУ*

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF PERIODIC OPERATION AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN ATMOSPHERIC WATER GENERATION SYSTEMS

*Nikita Yv. Ozolin, aspirant, Department of Heat-and-Power Engineering and
Fuel Pipeline Transportation, ONAFT*

It is a common knowledge that one of the most valuable resources in the future of our planet is going to be fresh water, and the demand for water resources is already one of the main factors in global logistics of contemporary world, and this trend will only grow in the foreseeable future. One of the developments in water production technology is mechanical air dehumidification — condensation of water vapor on the surfaces with a temperature below the dew point. In this case, there are great prospects for the methods associated with the work of independent generators of cold — chillers that are guaranteed to provide the temperature below the dew point temperature. A necessary condition for operation of compression refrigeration machine is the availability of electrical energy. At the same time, the majority of countries facing water scarcity are limited in energy resources, too. Often the readily available source of energy in there is the sun. [1]

In this regard there have been developed original schemes of absorption water-ammonia refrigeration units of periodic operation (AWRU PO) based on solar collectors, which differ with autonomy

and independence from the sources of electrical energy, and unlike heat-analogues (steam jet and lithium-bromide absorption) can be operated with air cooling of their heat-dissipating elements. [2]

The method of thermodynamic calculations and analysis of AWRU PO cycles and of the design for atmospheric water generation system. The dependencies between the refrigerating capacity of periodic operation AWRU and operating parameters (composition of water-ammonia solution, the temperature of the heating source and the ambient temperature of the environment).

It is shown, that:

— Increase in the temperature of the heating source from 65 °C to 95 °C leads to minimum temperature in the cooling zone decrease from 7 °C to minus 17 °C;

— By increasing the outside temperature, the refrigerating capacity of AWRU PO is decreased.

— Low-temperature ambient air enables attaining the maximum value of refrigerating capacity of AWRU PO by increasing the amount of ammonia in the generation zone initial composition. Thus, better value of refrigerating capacity can be obtained at 25 °C temperature of atmospheric air by increasing the proportion of ammonia from 0.3 to 0.5, and this also enables lowering of the heating temperature from 95 °C to 65 °C.

CONCLUSIONS

1. By increasing the temperature of heating source, the proportion of ammonia in the G-A zone is reduced, allowing to obtain higher potential capacity of absorption process during the cooling phase, i.e. to increase the cooling capacity of AWRU PO and the performance by water extraction from the air. Since the temperature rise of the heating source from 65 °C to 95 °C, minimal temperature in the cooling area decreases from 7 °C to minus 17 °C.
2. When the ambient air temperature increases, the cooling capacity of AWRU PO decreases, and this tendency is especially noticeable at higher ammonia fraction in the generation area.
3. The performed estimation of cooling capacity of the AWRU PO has shown that it increases along with the temperature of heating source, and at lower ambient air temperatures, this trend is more obvious.
4. At low ambient air temperature, the maximal values of cooling capacity of the AWRU PO can be obtained, by increasing the amount of ammonia in the generation area.

REFERENCES

1. Alekseyev V.V., Chekarev K.V. 1996. Preparation of fresh water from humid air. Arid ecosystem (Russia) 2(2–3): C.111-122.
2. Pearlstein B.H. 2008. New Energy Systems. Kazan: Publishing House of Kazan. state. tehn. University Press, 244 p.

Scientific adviser: Alexandr A. Titlov, Doctor of Science, Professor, Head of the Department of Heat-and-Power Engineering and Fuel Pipeline Transportation



СЕКЦИЯ №2 – “КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ”

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ КОМПРЕССОРА ПРИ СУШКЕ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Грицюта Е.С., магистрант ХГУПТ, г. Харьков

Как известно сушка является технологично сложным и очень энергоемким процессом в пищевых технологиях, на реализацию которого расходуется около 15% добываемого топлива в мире. В то же время удельные энергозатраты современных конвективных сушилок в 2...4 раза больше теоретического минимума на испарение 1 кг воды. Одной из причин является то, что 20...30% потерь энергии приходится на потери с сушильным агентом, который выбрасывается в окружающую среду при повышенной температуре.

В Харьковском государственном университете питания и торговли разработан способ сушки при повышенном давлении, в котором сушильный агент (воздух) циркулирует по замкнутому контуру. Схема сушилки представлена на рис.1.

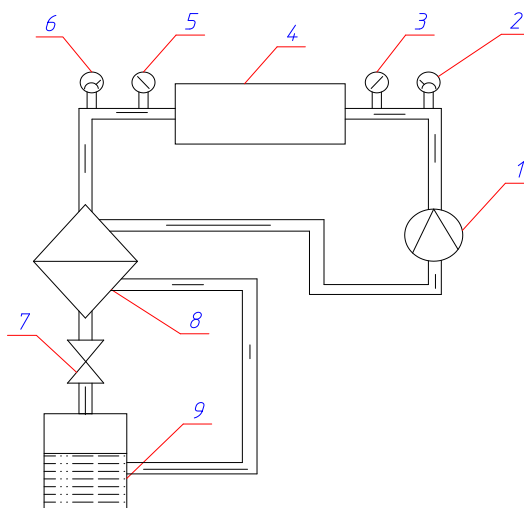


Рис.1 Схема сушки под давлением. 1 - компрессор; 2,6 - датчики температуры; 3,5 - датчики давления; 4 – сушильный модуль; 7 - дроссель; 8 - теплообменник; 9 - влагоотделитель.

Преимуществом этого способа сушки является полное использование теплового потенциала сушильного агента, отсутствие выбросов в окружающую среду, использование компрессора одновременно для нагрева и движения сушильного агента, высокие коэффициенты тепло и массоотдачи в сушильном модуле.

Задачей нашего исследования был выбор рациональных режимов компрессора при сушке под давлением. На рис. 2 представлены расчеты температуры и давления в сушильном модуле. Очевидно, что минимальное давление на выходе из компрессора p_k должно превышать потери давления $\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$ на фильтрацию через слой материала в сушильном модуле - $p_k > \Delta p$. Потери давления в сушильном модуле прямо пропорциональны его длине. С другой стороны, чем больше потери на фильтрацию, тем меньше диапазон регулирования температуры на входе в сушильный модуль (диапазон температур сжатия на выходе из компрессора).

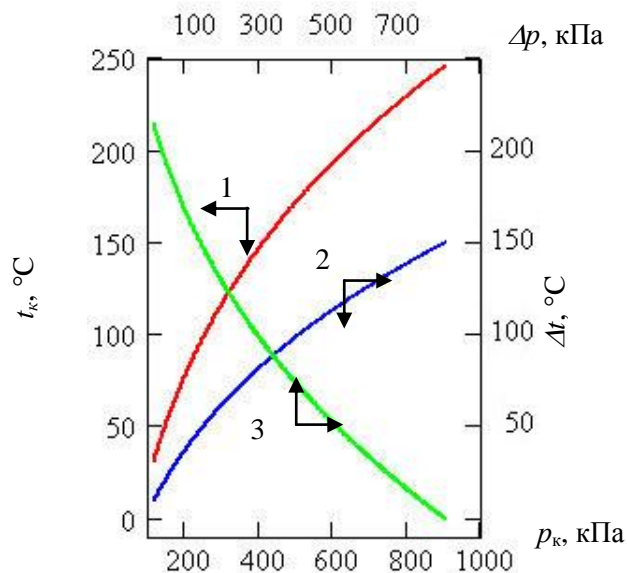


Рис. 2. Температуры и давления в сушильном модуле. 1 - температура на выходе из компрессора, 2 - разность температур на входе и выходе из сушильного модуля, 3 – допустимый диапазон температур сжатия на выходе из компрессора в зависимости от потерь давления в сушильном модуле..

На рис.2. кривая 1 рассчитана по уравнению адиабатного сжатия для воздуха (показатель адиабаты $k=1.4$, $p_0=100$ кПа, $t_0=20^\circ\text{C}$). Кривая 2 рассчитана по I-d диаграмме состояния для влажного воздуха (температура на выходе сушильного модуля принималась равной температуре на линии насыщения при данном давлении и постоянном влагосодержании воздуха на входе $d_0=10$ г/кг). Кривая 3 рассчитана по разности между максимальной температурой $t_0=245^\circ\text{C}$ на выходе компрессора (температура при степени адиабатного сжатия $p_k/p_0=9$ и $t_0=20^\circ\text{C}$) и температурой соответствующей минимальному давлению на входе в сушильный модуль $p_{\text{вх}}^{\text{min}} = p_k - \Delta p$.

Очевидно, что существует оптимальный диапазон регулирования давления сжатия в компрессоре, который зависит от технологического требования к максимальной температуре сушки для данного материала, а также гидродинамического сопротивления материала, размещенного в сушильном модуле.

Научный руководитель: *Потапов В.А., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильной и торговой техники и прикладной механики ХГУПТ*

ВИЗНАЧЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ПОЕЛЕМЕНТНИМ МЕТОДОМ

Павленко А. П., магістрант СумДУ, м. Суми

Протяжність магістральних газопроводів української газотранспортної системи (ГТС) становить 22,2 тис. км. В складі ГТС експлуатується 72 КС укомплектовані 773 газоперекачувальними агрегатами (ГПА) загальною потужністю 5,6 млн. кВт. Використовуються ВК потужністю 6,3; 10 (8); 16 і 25МВт. Політропний ККД компресорів знаходиться в діапазоні 72-86%.

Газодинамічні характеристики (ГДХ) дозволяють прогнозувати значення продуктивності; споживаної потужності; створюваного тиску газу; значення рівня ККД. Вони можуть використо-

уватися для регулювання основних параметрів (продуктивності, кінцевого тиску) машин під час експлуатації. ГДХ також застосовують при проектуванні компресора.

Розрахунок ГДХ компресора виконується поелементним методом, який базується на використанні характеристик кожного елемента ступеня. Цей метод дозволяє поліпшити узгодження роботи окремих елементів між собою і досягти поліпшення газодинамічних характеристик усього компресора.

Узагальнені характеристики елементів ступені отримані шляхом апроксимації великої кількості експериментальних даних, які представлені у книгах Дена, Риса, Селезньова, а також у науково-технічних статтях багаточисленних авторів. Апроксимація виконана за допомогою програми «UniApprox2004». Для робочих коліс, лопаткового дифузора і зворотно-направляючого апарату характеристикою є залежності коефіцієнта втрат від кута атаки. Для безлопаткового дифузора і вихідного пристрою характеристикою є залежності коефіцієнта втрат від кута потоку.

Був складений алгоритм розрахунку характеристик компресора на основі наступних рівнянь: рівняння витрати, рівняння стану, рівняння процесу, рівняння збереження енергії. Розрахунок виконується послідовно від вхідного патрубку до вихідного для 6-7 режимів роботи по витраті.

Комп'ютерна програма визначення газодинамічних характеристик відцентрового компресора поелементним методом розроблена в середовищі «Borland Delphi 7»

Програма дозволяє визначати ГДХ для одновальних та багатовальних компресорів із робочими колесами з лопатками циліндричного та просторового типу і різними дифузорами.

Науковий керівник: Калінкевич М. В., професор кафедри ТТФ СумДУ



СТИСНЕНЕ ПОВІТРЯ В РІЗНИХ ГАЛУЗЯХ ПРОМИСЛОВОСТІ

Чернега В.А., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Поряд з такими енергоносіями як пар, електрика, природний газ, вода, механічна і гідравлічна енергія, стиснене повітря отримало досить широке поширення практично у всіх галузях сучасної промисловості і виробничих процесів. За своєю суттю воно представляє що складається з суміші різних газів атмосферне повітря, яким дихає кожен з нас, але що знаходиться під певним тиском, що значно перевищують атмосферний. Таке повітря має цінні властивості, завдяки чому здатне скласти гідну конкуренцію тому ж пару або електрики. Він не горить, не має шкідливих характеристик, прозорий, пружний, добре транспортабельний за рахунок незначних теплових втрат і що важливо, присутній скрізь в необмежених кількостях.

Завдяки вищевказаним властивостям і доступності, сфера застосування стисненого повітря сьогодні охоплює такі області: ковальсько-штампового і ливарне виробництво, металургійну промисловість, вугільно-видобувну та гірську сферу, машинобудування, нафтовидобувну, хімічну, енергетичну і поліграфічну промисловість. Не менш потрібне стиснене повітря в морському, авіаційному і військовій справі, будівництві, в галузі зв'язку та транспорту, холодильної та харчової промисловості, а також використовується в вимірювальній техніці, пристроях автоматичного регулювання і т.п.

У кожній з цих областей стиснене повітря використовується для виконання конкретних завдань і поставлених цілей. Наприклад, в нафтовидобувній сфері з його допомогою вирішуються завдання, що вимагають особливих умов виконання в плані забезпечення повної пожежотавибухобезпеки - для підвищення нафто віддачі окремих пластів, перевірки надійності і продувки ємностей і трубопроводів під тиском, гасіння загорянь і підземних пожеж в закритих об'ємах і т.п. Основна функція стисненого повітря в металургійній промисловості - дуття, тобто

його подача в якості реагенту на важливі виробничі агрегати (конвертери, мартени, домни) для забезпечення їх технологічних процесів.

Однак в більшості випадків стиснене повітря все-таки використовують для роботи різного роду пневмоінструментів. У цьому випадку на стислому повітрі зможуть працювати перфораторні молотки, пневматичні молоти, цемент-гармати, трамбування, пульверизатори, обдування штампів, формувальні машини, пневматичні підйомники і інші установки, що використовуються в сфері будівництва, машинобудування, харчової промисловості, ливарній справі і т.п.

Переваги стисненого повітря на виробничих лініях:

- ✓ Пневматичний інструмент має малу вагу при досить хорошій потужності.
- ✓ Пневматичний інструмент можна використовувати дуже тривалий час без перегріву.
- ✓ Низькі витрати на обслуговування інструменту.
- ✓ Пневматичні інструменти можна використовувати в якості джерела енергії в цехах з легкозаймистими та вибухонебезпечними речовинами (шахти, підземні тунелі).
- ✓ На стислому повітрі можна працювати і в цехах з підвищеною агресивним середовищем (вологість, температура).
- ✓ З використанням пневматичних систем набагато простіше проводити автоматизацію виробничих процесів, таких як фарбування продукції, сушка, виробничі операції.
- ✓ Скорочується час простоїв обладнання.
- ✓ Регулювання зусилля необхідного для операції, для цього є спеціальні регулятори дреселі.

Також сьогодні транспортують пневматичні установки, які забезпечують пересування кускових і штучних матеріалів в капсулах і пилоподібні суміші за допомогою потоків повітря, а також інші системи пневмотранспортування трубопроводами. Не менш важливі технологічні процеси, де стиснене повітря виконує операції осушення, охолодження, обдування, розпилення, очищення, вентиляції і т.п.

Науковий керівник: Мілованов В.І., д.т.н., проф., зав. кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ



ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВОЇ РЕГАЗИФІКАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ЗПГ

Бабамирадов М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Імпорт зрідженого природного газу (ЗПГ) є альтернативою поставок трубопровідного газу, оскільки вирішує питання енергетичної незалежності від впливу монопольної політики країн-експортерів. Природний газ переведений в рідкий стан потребує в 600 разів менших об'ємів при транспортуванні, що є рентабельним для міжконтинентального перевезення.

Щорічно в світі імпортується понад 300 млрд. м³ природного газу в рідкому стані, який регазифікується та відпускається в мережу на 99 приймальних LNG-терміналах [1,2]. Процес регазифікації (переведення природного газу з рідкого стану в газоподібний з подальшим його нагрівом до необхідної температури) потребує значних витрат енергії для прокачування, підігріву та випаровування зрідженого природного газу, що залежать від характеру споживання природного газу, його параметрів при подачі в газотранспортну систему,

Традиційно системи регазифікації ЗПГ базуються на його випаровуванні за рахунок теплоти морської води (зовнішнього середовища) або штучного джерела теплоти (наприклад спалювання частини природного газу). Наприклад для регазифікації 1 млрд. м³ природного газу в такий спосіб необхідно спалити 2% від його об'єму тобто 29 т умовного палива, що суттєво впливає на собівартість отриманого природного газу.

Суттєво підвищити ефективність системи транспорту зрідженого природного газу можливо за рахунок утилізації ексергії холоду, так як відповідно до вимог Морського реєстру тиск зрідженого природного газу при його транспортуванні суднами метановозами знаходиться в межах атмосферного, що відповідає температурі зрідження (насичення) – 162 оС. ЗПГ має високу ексергетичну цінність (високу технічну робоздатність) так як процес його скраплення супроводжується значними витратами енергії і тому може використовуватись як джерело ексергії.

Сучасні новітні методи регазифікації будуються на технологіях, які використовують ексергію холоду для реалізації різних технологічних процесів таких як:

- виробництво кисню, азоту, аргону, диоксида углерода, бутана;
- використання холоду для криозаморозки и низькотемпературної утилізації металу, автотракторних шин і т.д;
- виробництво електричної енергії , чистої води , виробництва водяної пари.

Одним іх самих ефективних способів регазифікації являється метод поєднання цього процесу з силовим теплоенергетичним циклом, схема якого показана на рис. 1.

Використовуючи при цьому зріджений природній газ, як низькотемпературне джерело теплоти, можливо реалізується прямий термодинамічний цикл з виробництвом роботи між температурою навколишнього середовища та скрапленим газом. Теплота, яка відводиться від робочого тіла циклу в випарнику зрідженого газу використовується для його регазифікації (перетворення в газ).

При цьому від одної тони зрідженого газу в таких установках регазифікації можливо отримувати 150-200 кВт електричної енергії. У силовому контурі установки можуть застосовуватися різні робочі тіла, як однокомпонентні так і на основі суміші низькотемпературних газів метану, етану, пропану і бутану.

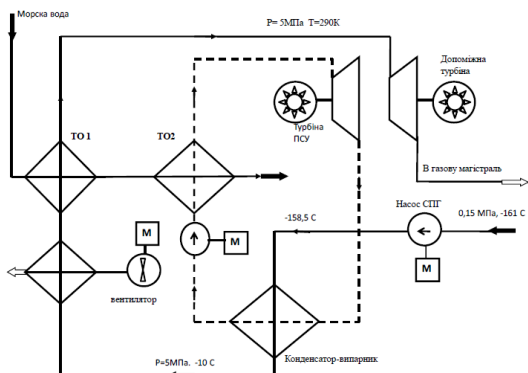


Рис. 1. Схема силовій теплоенергетичній установці регазифікації природного газу.

В аналізованій системі регазифікації переохолоджений ЗПГ, який направляється до регазифікатору, спочатку підігрівається від - 159о С до температури випаровування – 87 оС. Після випаровування його температура підвищується до -25о С з подальшим перегрівом до температури 10 оС в теплообміннику пароперегрівачі

Проведені розрахунки установки регазифікації на основі силового теплоенергетичного циклу показують, що при регазифікації 50 тон ЗПГ на годину можливо отримувати електричну потужність турбіни паросилової установки 650 квт.

Науковий керівник: Ярошенко В.М., к.т.н., доц. кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Дьяченко И.А., Чербаджи С.В., магистранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Практическая реализация многих актуальных научных направлений непосредственно связана с использованием искусственного холода. Поэтому повышение энергетической эффективности холодильных машин с учетом новейших достижений науки и техники имеет важное значение для экономики Украины.

В современных условиях холодильная техника потребляет по различным оценкам от 15 % до 25 % производимой электрической энергии, а компрессоры в холодильных установках являются одними из крупнейших потребителей электроэнергии.

Среди всех типов холодильных компрессоров объемного типа наибольшее распространение получили поршневые компрессоры. Это объясняется целым рядом преимуществ перед аналогами. Так, данное оборудование отличается экономичностью, надежностью, несложностью конструкции и простотой в ремонте.

Анализ конструктивных и эксплуатационных характеристик позволил выявить причины, влияющие на показатели компрессоров и определить существующие возможности улучшения характеристик поршневых холодильных компрессоров.

Использование электродвигателей частотного управления решает задачу регулирования производительности компрессора и снижения его энергопотребления.

Впрыск жидкого хладагента в рабочую полость поршневого компрессора приводит к уменьшению работы сжатия, понижению температуры нагнетания, а также снижает тепловую нагрузку на детали компрессора.

Совершенствование конструкций всасывающих и нагнетательных клапанов позволяет значительно улучшить технико-экономические показатели функционирования поршневых компрессоров.

Работа компрессоров с «плавающим» давлением конденсации; использование под отдельные типы холодильных агентов специализированных компрессоров, обеспечивают более высокий COP по сравнению с традиционным решением.

Утилизация низкопотенциального тепла, отводимого в окружающую среду, позволяет повысить эффективность и энергетические показатели работы поршневых компрессоров.

*Научный руководитель: Яковлев Ю.А., к.т.н., доцент кафедры компрессоров
и пневмоагрегатов*



ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ СПІРАЛЬНОГО КОМПРЕСОРА З ПОРШНЕВИМ

Тодоров Д.Д., магистрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

На рефрижераторних контейнерах використовуються, як поршневі так і спіральні компресори. Згідно вимог Морського Регістру для суднових систем пред'являються особливі вимоги по надійності та довговічності експлуатації.

Було встановлено, що при високих навантаженнях на компресор при збільшенні холодопродуктивності (як результат – збільшення температури кипіння холодоагенту у випарнику) електроспоживання у спірального компресора Daikin ZB19KQEу порівнянні з поршневим Bitzer 2FES-3Y при температурі кипіння холодоагенту від -20 до 5 градусів Цельсія значно менше ніж у поршневого, але при цьому низька холодопродуктивність, та при температурі кипіння холо-

доагенту менше -20 градусів Цельсія електроспоживання поршневого компресора менше ніж у спірального (рис. 1,2).

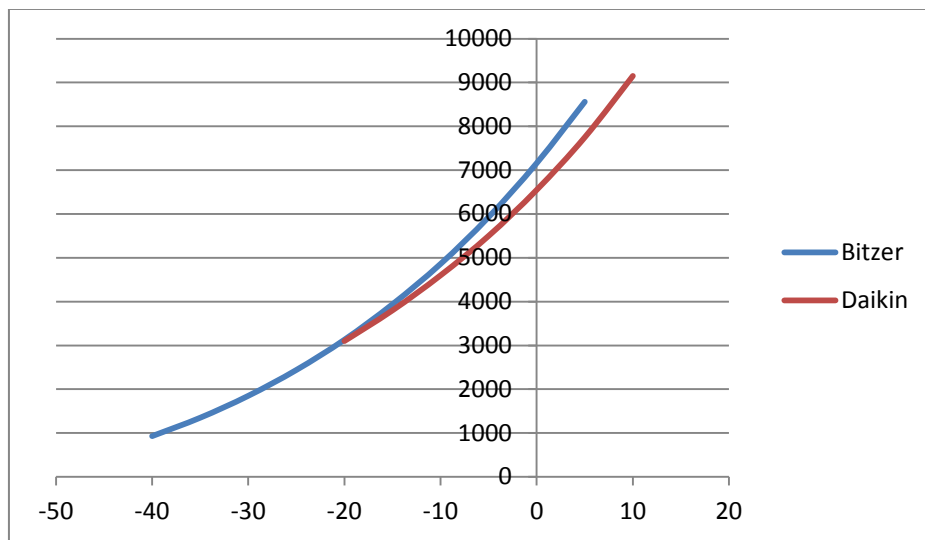


Рис. 1 Холодопродуктивність компресорів Bitzer 2FES-3Y, та Daikin ZB19KQE

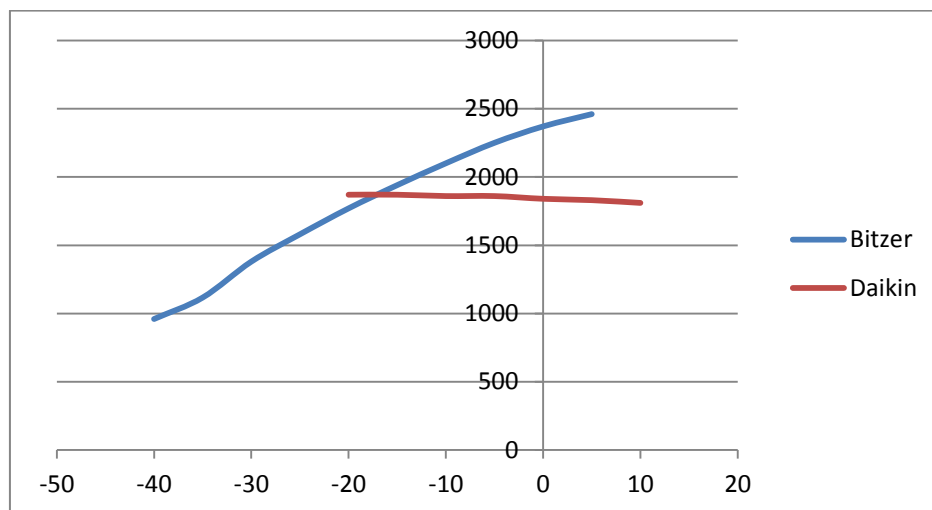


Рис. 2 Електроспоживання компресорів Bitzer 2FES-3Y, та Daikin ZB19KQE

Опираючись на ці данні доцільно підбирати спіральні компресори для рефрижераторних контейнерів, для яких потрібна висока холодопродуктивність при температурах кипіння холодоагенту вище -20 градусів Цельсія. Беручи до уваги, що рефрижераторні контейнери універсальні, і доцільно використовувати їх для будь-якого продукту, потребуючого транспортування при низьких температурах, можливо зробити наступний висновок по доцільності використання спіральних компресорів у складі холодильного обладнання контейнерів. Конструктивно спіральні компресори займають менше місця, мають менше рухливих деталей, тому зазнає менше тертя, що робить спіральний компресор надійнішим та більш довговічним. Спіральний компресор виробляє менше шуму. При аналізі на економічність виявилось, що при збільшенні холодопродуктивності електроспоживання спірального компресора не змінюється, або повільно знижується, на відміну від електроспоживання поршневого компресора, що робить його дуже економічним при високих теплових навантаженнях. Аналіз циклів контейнерів показав, що використання спірального компресора збільшує холодильний коефіцієнт, що також поліпшує економічність, та знижує конструктивний розмір конденсатора на 20%, що впливає на вартість холоди-

льного обладнання. В результаті аналізу технічних характеристик компресорів було запропоновано на рефрижераторному контейнері встановлювати два типи компресорів, як поршневий, так і спіральний (рис.3).

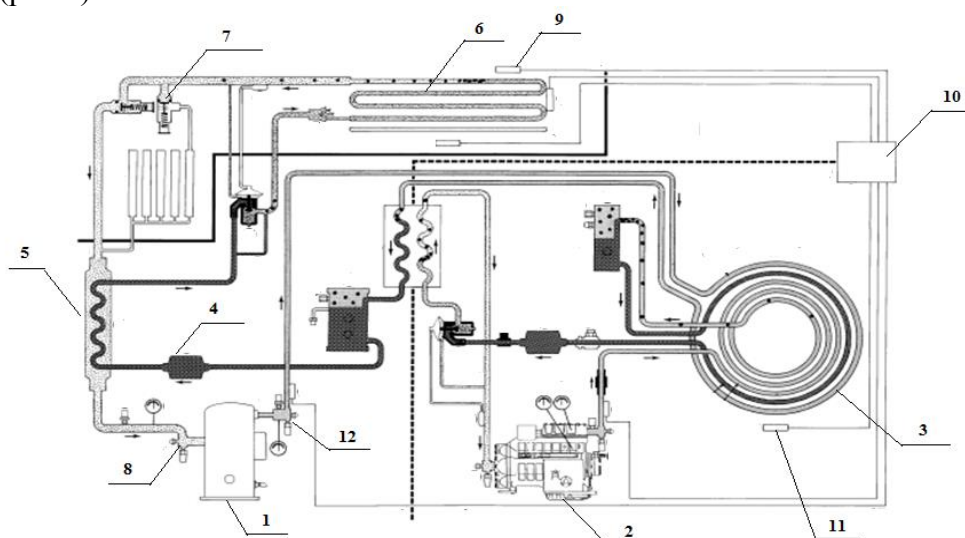


Рис. 3 Принципова схема рефрижераторного контейнеру: 1 – спіральний компресор; 2 – поршневий компресор; 3- конденсатори; 4 – фільтр; 5 – РТО; 6- повітроохолоджувач; 7 - ТРВ; 8,12 - регулятори тиску; 9,10 – датчики температур; 10 – електронний контролер

Із мінусів такого конструктивного рішення можна підкреслити більш високу вартість такої установки. Із переваг більшу незалежність від зовнішньої температури повітря, та більшу економічність при використанні суднової електроенергії. Суть використання двох компресорів така: спіральний компресор працює на охолодженні повітря, яке поступає у контейнер. А от конденсація хладагенту після компресора реалізується за допомогою другої контуру охолодження, де хладагент другої контуру стискається поршневим компресором, охолоджується зовнішнім повітрям, а у випарнику охолоджує хладагент спірального компресора. Сукупність двох холодильних контурів збільшує надійність, економічність, та дозволяє охолоджувати вміст рефрижераторного контейнера до більш низьких температур

Наукові керівники: Подмазко О.С., доц., к.т.н., Піщанська Н.О., ас., к.т.н., кафедра Холодильні установки і кондиціонування повітря, ОНАХТ

УДК: 62-9

ГАЗОПЕРЕКАЧУЮЧІ КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ. МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

Клебан О.Л., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

І. Постановка проблеми

Сучасний стан компресорного обладнання газотранспортної системи України (ГТС) має доволі низьку енергетичну ефективність, що і зумовлює актуальність даної роботи .

Найбільш критичними викликами є:

- (1) Застосування новітніх розробок в газотурбобудуванні
- (2) залежність енергетики України від імпорту газу одного постачальника та незначні обсяги диверсифікованих поставок природного газу.
- (3) Подальша тенденція зростання цін на енергоресурси зокрема на газ та електроенергію .

(4) Відсутність значного фінансування на модернізацію та реконструкцію застарілого газотурбінного та компресорного обладнання.

(5) Брак сучасних вітчизняних розробок.

1. Охоплення проблем сучасного розвитку газотранспортної системи України. Обрання методики розв'язання проблеми шляхом реконструкції, модернізації та переоснащення її об'єктів.

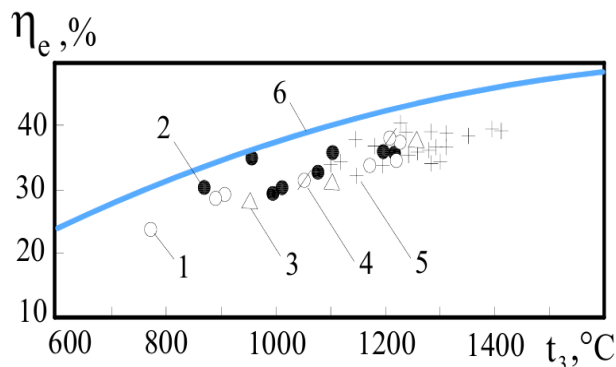
Особливістю енергетики України є надзвичайно високий моральний і фізичний знос газоперекачуючого обладнання, яке потребує протягом найближчого десятиріччя практично повної заміни або глибокої модернізації. Другою особливістю енергетики України є те, що основним видом палива на найближчу перспективу є природний газ, частка якого в паливному балансі, складає біля 50-60%. Однак родовища природного газу в країні обмежені, і значну частину цього палива треба закуповувати за кордоном, затрачаючи велику кількість коштів з державного бюджету. Як відомо, найбільш ефективним обладнанням є парогазові та газотурбінні регенеративні установки, що мають високий ККД і порівняно не високими витратами коштів на їх виготовлення та спорудження. Ці установки можуть бути виготовлені на енергомашинобудівельних підприємствах України.

Саме тому виготовлення найбільш ефективних енергетичних установок, які потребують при роботі мінімальну кількість газу, є дуже актуальною задачею для енергетики країни...

2. Розгляд ефективних методів підвищення енергоефективності ГПА. Метод підвищення ефективності газотурбінних установок на основі виробництва високотемпературних ГТУ простої схеми.

У цьому напрямку за останій час було подолано температурний бар'єр у 1000 °C і досягнута температура перед турбіною ГТУ 1410 ... 1430 °C, в результаті чого ККД енергетичних ГТУ зріс з 30 до 40%, а їх одинична потужність збільшилася з 50 до 500 МВт і більше.

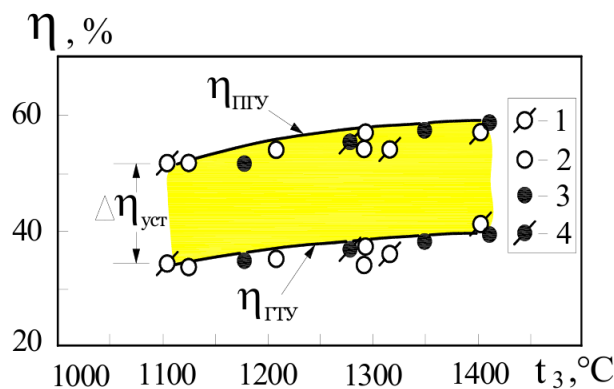
Однак, перспективність подальшого зростання початкової температури до рівня $t_3 = 1600$ °C і більше в ГТУ наземного призначення підлягає сумніву, що ілюструється даними, зображеними на рис 1 і 2.



1 – ВАТ «Турбоатом» (м. Харків), 2 – ДП НВКГ "Зоря-Машпроект" (м. Миколаїв); 3 – ВО «ЛМЗ» (Росія); 4 – «Рибінські мотори» (Росія), 5 – фірми: General Electric, Mitsubishi; Siemens; ABB; Westinghouse; 6 – границя максимального рівня ККД

Рисунок 1 – Залежність ефективного ККД ГТУ простої схеми від початкової температури циклу

2.



1 - General Electric, 2 - Mitsubishi, 3 - Siemens, 4 - Westinghouse

Рисунок 2 – Вплив температури t_3 на ККД ГТУ і БПГУ фірм

3. Аналізація сучасної компресорної техніки та розгляд перспектив її застосування в ГТС. Центробіжні компресори з вбудованим мультиплікатором є сучасним високотехнологічним рішенням, що має значні переваги перед застарілими, менш ефективними і більш дорогими конструкціями. Ці переваги, властиві відцентровому стиску, отримали подальший розвиток завдяки більш ніж 50-річному досвіду роботи компанії в області конструювання турбокомпресорів. Порівняйте відцентрові компресори Cameron, створені на основі передових технологій, з компресорами інших типів, наприклад, об'ємного стиснення, і переваги стануть очевидні.

Переваги	Центробіжні компресори Cameron	Інші компресори
Мінімальне техобслуговування	- Відсутність деталей, що зношуються, що вимагають регулярної заміни. Легкість заміни масляних фільтрів.	Вимагають регулярного техобслуговування, наприклад, заміни поршневих кілець, сальникових набивок, пластин клапанів. - Це призводить до високих експлуатаційних витрат і значних простой обладнання.
Безмасляний технологічний газ	- Повна відсутність масла в технологічному газі. - Запобігається забруднення системи і зниження якості виконуваних робіт і кінцевого продукту. - Відповідність суворим вимогам, що пред'являються до газу на виході з компресора.	- Необхідність установки маслосатримуючих фільтрів на виході. - Потенційна загроза порушення технологічного процесу і появи збитків.
Відсутність пульсацій	- Відсутність пульсацій і потреби в гасителях пульсацій	- Необхідність використання гасителів пульсацій, великих ресиверів для зменшення коливань тиску.
Оптимальне управління	- Регулювання поворотними лопатками вхідного направляючого апарату, а також використання байпасної лінії для забезпечення стабільної подачі газу при будь-яких умовах.	- Використання розвантаження циліндрів для ступеневого регулювання витрати може ускладнити управління техпроцесом через різкі зміни продуктивності.
Мала площа, яку займають компресори	- Можливість стиснення значних кількостей газу в одному або двох невеликих корпусах, що дозволяє зменшити габарити установки.	- 4 або 6 циліндрів вимагають більшого простору.
Відсутність вібрації	- Повна відсутність вібрацій. Потрібна тільки опора, розрахована на статичну вагу установки.	- Потреба у великому і глибокому фундаменті, здатному витримувати значну вагу і незбалансовані навантаження. - Необхідні заходи для запобігання передачі вібрації на інше обладнання.

4. Розгляд можливості застосування теплоутилізаторів як способів підвищити енергоефективність.

Наразі існує багато способів збільшення ККД шляхом утилізації теплоти. Серед них виділяють: комбіновані установки з паросиловим циклом, установки з низькотемпературним циклом Ренкіна, установи на основі тригенераційних технологій, газоповітрянотурбінні установки. Комбіновані установки з паросиловим циклом

Термодинамічна сутність комбінованого циклу полягає в тому, що теплота одного робочого тіла, невикористана в основному циклі підводиться в додатковому циклі до іншого робочо-

го тіла. Якщо на виході з додаткового циклу відпрацьоване в ньому робоче тіло основного циклу ще зберігає свій тепловий потенціал щодо навколишнього середовища, то процес повторюється, але на основі нового робочого тіла. Так можна продовжувати і далі, поки цей потенціал не буде використано повністю. Більш того, при високій початковій температурі циклу і багатоступінчастої утилізації теплоти робочого тіла основного циклу, відкривається можливість утилізації теплоти тепер уже робочого тіла додаткових циклів...

Необхідність застосування тригенераційних технологій утилізації теплоти вихідних газів до роботи ГТД обумовлена низкою причин. Однією з них є можливість зменшити несприятливий вплив високої температури зовнішнього повітря на ККД і потужність ГТД. Особливо це актуально в умовах жаркого клімату. Однак не менш важливим є застосування тригенерації для проміжного охолодження стисненого повітря у ГТД за допомогою холодильних машин, що використовують теплоту відхідних газів.

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ



СЕКЦИЯ №3 – “СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНОВАНИЯ ПОВИТРЯ”

УДК 621.57

ДВУХСТУПЕНЧАТАЯ СИСТЕМА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ АВТОНОМНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Грич А.В., к.т.н., ассистент кафедры кондиционирования и рефрижерации,
НУК им. адм. Макарова, г. Николаев.

Машинные отделения установок автономного энергоснабжения на базе газовых двигателей отличаются интенсивными тепловыделениями – от электрогенераторов, навешенных на теплообменников отвода теплоты на нагрев воды, от корпуса самого двигателя, щитов управления и т.д., а также теплопритоками в МО извне, что приводит к повышению температуры воздуха в МО, откуда он поступает на вход турбокомпрессоров наддува ГД, и, как следствие, к снижению топливной эффективности ГД. Поэтому приточный воздух МО необходимо охлаждать. В стандартных системах кондиционирования МО установок автономного энергоснабжения три-генерационного типа предусмотрено охлаждение всего приточного воздуха в центральных кондиционерах (ЦК) с холодоснабжением от абсорбционных холодильных машин, утилизирующих сбросную теплоту ГД. Однако при повышенных температурах наружного воздуха стандартные системы охлаждения в ЦК не в состоянии обеспечить требуемую температуру воздуха на входе ГД из-за значительных теплопритоков и больших объемов приточного воздуха. Кроме того, глубина охлаждения приточного воздуха ограничена температурой хладоносителя (холодной воды от АБХМ) 7°C.

Для более глубокого охлаждения приточного воздуха авторами разработана двухступенчатая система охлаждения приточного воздуха с парокомпрессорной холодильной машины (ПКХМ), служащей для холодоснабжения технологических производств. Использование ПКХМ для кондиционирования МО весьма ограничено, особенно при дефицита холода на технологические нужды.

С целью сведения к минимуму потребления дефицитного холода от ПКХМ разработана система двухступенчатого охлаждения воздуха в воздухоохладителе (ВО) на входе ГД с хладоснабжением второй ступени ВО₂ от каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машины (КАПКХМ). При этом конденсатор ПКХМ охлаждается хладоносителем от АБХМ. Система позволяет повысить холодопроизводительность компрессора и холодильный коэффициент ПКХМ (с $\eta_k=3,1$ до $\eta_k=7$ согласно характеристикам компрессора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за счет снижения температуры конденсации t_k от 45°C до 20°C.

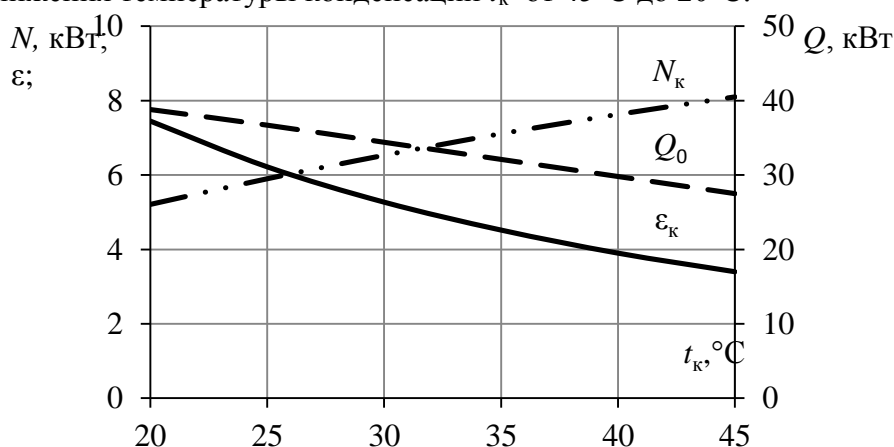


Рис. 1. Зависимость холодильного коэффициента ϵ_k , потребляемой электрической мощности N_k компрессора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопроизводительности ПКХМ Q_0 от температуры конденсации t_k

Таким образом можно сократить затраты электроэнергии на привод компрессора ПКХМ на 40...50%.

На рис. 2 показана схема каскадной системы охлаждения хладоносителя низкотемпературной секции ВО. При этом в качестве конденсатора ПКХМ используется дополнительный теплообменник с охлаждением за счет хладоносителя от АБХМ с температурой 7 °С.

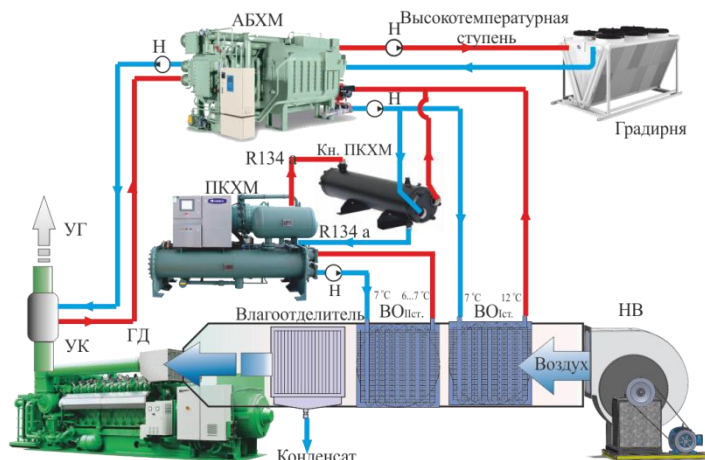


Рис. 2. Схема каскадной системы зонального кондиционирования с двухступенчатым охлаждением приточного воздуха в КАПКХМ и его подачей непосредственно на вход ГД

На рис. 3 представлены результаты расчета характеристик системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГД с КАПКХМ. Как видно из графиков, снижение температуры воздуха составляет $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.2}} = 14...26$ °С, что значительно больше чем в базовом варианте $\Delta t_{\text{ВО(60)}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО.2}} = 5...13$ °С. Отсюда можно сделать вывод, что применение зональной системы кондиционирования с двухступенчатым охлаждением воздуха на входе ГД позволяет увеличить глубину охлаждения $\Delta t_{\text{ВО}}$ в полтора раза по сравнению с базовым вариантом системы кондиционирования.

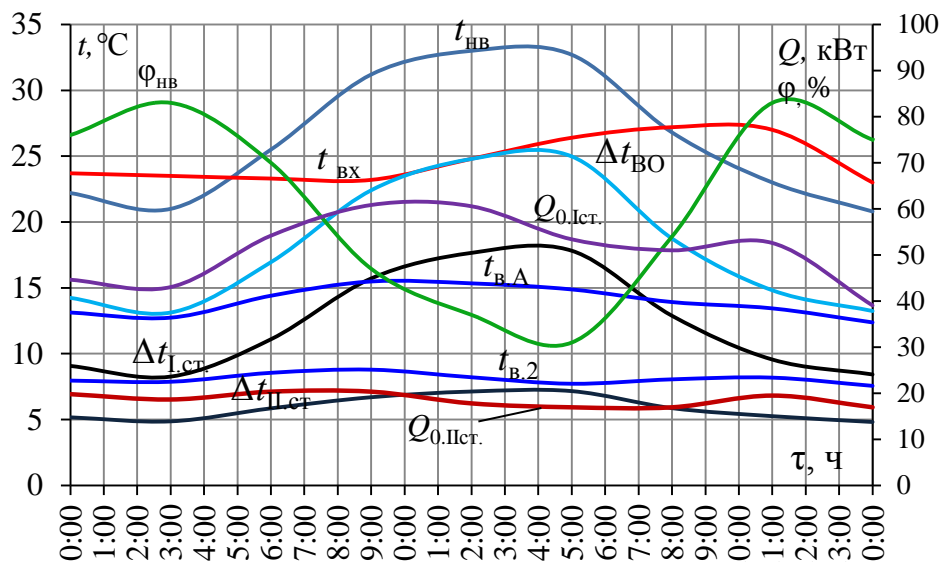


Рис. 3. Температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, на входе ТК ГД $t_{\text{вх}}$ при заборе воздуха из МО, на выходе из первой ступени ВО_1 $t_{\text{ВО.1.ст}}$, снижение температуры воздуха в ВО_1 $\Delta t_{\text{ВО.1}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО.1.ст}}$, на выходе из второй ступени ВО_2 $t_{\text{ВО.2.ст}}$, снижение температуры воздуха в ступени ВО_2 $\Delta t_{\text{ВО.2}} = t_{\text{ВО.1.ст}} - t_{\text{ВО.2.ст}}$, полная глубина охлаждения приточного воздуха в двухступенчатом ВО $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.2}}$ в течении суток при расходе воздуха $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$, холодопроизводительности первой ступени ВО_1 $Q_{0.1ст}$ и второй ступени ВО_2 $Q_{0.2ст}$

На рис.4 представлены текущие значения холодопроизводительности (тепловой нагрузки на ВО) и сокращение удельного расхода топлива в течение суток.

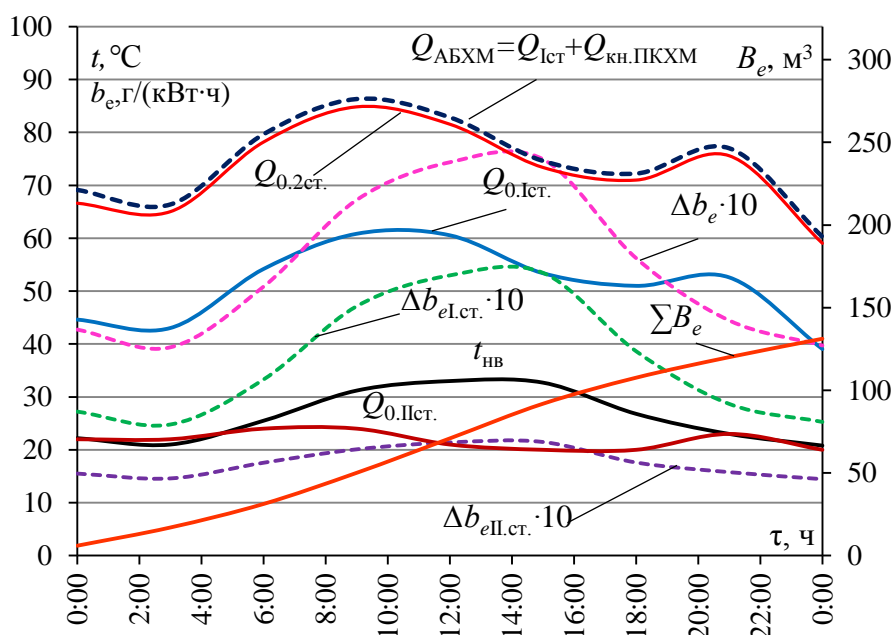


Рис. 4. Изменение холодопроизводительности первой ступени ВО₁ $Q_{0.1ст}$, второй ступени ВО₂ $Q_{0.2ст}$, суммарной холодопроизводительности ВО $Q_{0.ВО}$, полной тепловой нагрузки с учетом охлаждения конденсатора ПКХМ $Q_{каскад.} = Q_{0.2ст} + Q_{кн.} : \Delta b_e$ – сокращение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч), $\Sigma \Delta B_e$ – суточная экономия природного газа, м³

Величина $Q_{каскад.} = Q_{1ст} + Q_{2ст} + Q_{кн}$ характеризует полную тепловую нагрузку на АБХМ с учетом затрат холода на охлаждения конденсатора ПКХМ. Как видно, максимальная тепловая нагрузка составляет около 112 кВт, что на 68% меньше, чем в базовом варианте ($Q_{0(60)} \approx 350$ кВт), а нагрузка на ВО уменьшилась на 76%, что весьма существенно в условиях дефицита холода на технологические нужды.

Выводы

Разработан способ двухступенчатого охлаждения приточного воздуха МО ГД трансформацией сбросной теплоты ГД в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине (КАПКХМ) с хладоснабжением высокотемпературной ступени ВО_{ВТ} от АБХМ и низкотемпературной ступени ВО_{НТ} от КАПКХМ, который обеспечивает сокращение затрат топлива на 10...15 % за счет глубокого (до 7...10 °С) охлаждения воздуха на входе ГД по сравнению с его охлаждением в АБХМ до 15 °С

Использованная литература

1. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744в верхнем каскаде/ Л. И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52, Вип. 1. – С. 12-17.
2. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 6. – С. 20-25.
3. Ткаченко С.Й. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії/ Ткаченко С.Й., М.М.Чепурний, Н.В. Пішенина. – Вінниця: Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 1. Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/ejournals/NNTU/2010-1failes/uk/.htm>. – С.54-57

4. Радченко Р.Н., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р.Н. Радченко, А.В. Грич // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 6. – С. 103–107.

5. Радченко, Н.И. Ступенчатое кондиционирование воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов. [Текст] / Н.И. Радченко, С.А. Кантор, Рамзи Ел Герби // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 3 (110). – С. 86–90.

6.

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ОПЕРАЦІЙНИХ ЧИСТИХ КІМНАТ ЗАЛЕЖНО ВІД ТЕМПЕРАТУРИ І ВОЛОГОВМІСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Гарасим Д.І., аспірант НУ «Львівська політехніка», м. Львів

Усі процеси в СКП проходять в умовах, які визначаються навколишнім середовищем. Ці умови чинять вирішальний вплив на спосіб реалізації процесів кондиціювання повітря. Тому температура і вологовміст навколишнього середовища є суттєвими параметрами під час технічного здійснення процесів кондиціювання.

Параметри навколишнього середовища для процесів кондиціювання повітря звичайно прийнято вважати сталими протягом певного часу, але загалом вони є змінними.

Разом з тим *параметри навколишнього середовища* (зовнішнього повітря) для обладнання СКП визначають не тільки параметри їх роботи, але й параметри внутрішнього повітря всередині приміщення.

Ексергетичний баланс для даної ЕТС, тобто впровадженої авторами системи кондиціювання повітря операційних чистих кімнат, має такий вигляд:

$$E_{\text{âõ}} = E_{\text{âëõ}} + \sum_{i=1}^n D_i, \text{ Вт}, \quad (1)$$

де $E_{\text{âõ}}$ – ексергія приводу СКП, яка витрачається на підтримання процесу, Вт; $E_{\text{âëõ}}$ – приріст ексергії повітря у кондиціонованих приміщеннях, Вт; $\sum_{i=1}^n D_i$ – сума ексергетичних втрат ЕТС, Вт.

Вт.

Ексергетичний баланс даної ЕТС склали на основі її принципової схеми (рисунок 1).

Вочевидь, досконалість ЕТС та її елементів тим вища, чим вищий ексергетичний ККД, який визначали з ексергетичного балансу, а саме:

$$\eta_{\text{â}} = \frac{E_{\text{âëõ}}}{E_{\text{âõ}}} = \frac{E_{\text{âëõ}}}{E_{\text{âëõ}} + \sum_{i=1}^n D_i} = \frac{E_{\text{âõ}}}{E_{\text{çâõõ}}}. \quad (2)$$

де чисельник є корисним ексергетичним ефектом, а знаменник – затратами ексергії.

Розрахунок ексергетичного ККД ЕТС створює умови для вирішення питання економії паливно-енергетичних ресурсів.

Ефективність роботи будь-якої системи кондиціювання повітря (СКП), як було відзначено, залежить від параметрів навколишнього середовища, а саме температури і вологовмісту зовнішнього повітря.

Тому метою даної роботи було дослідити вплив температури і вологовмісту зовнішнього повітря на ексергетичний ККД η_e впровадженої центральної проточної СКП операційних чистих кімнат.

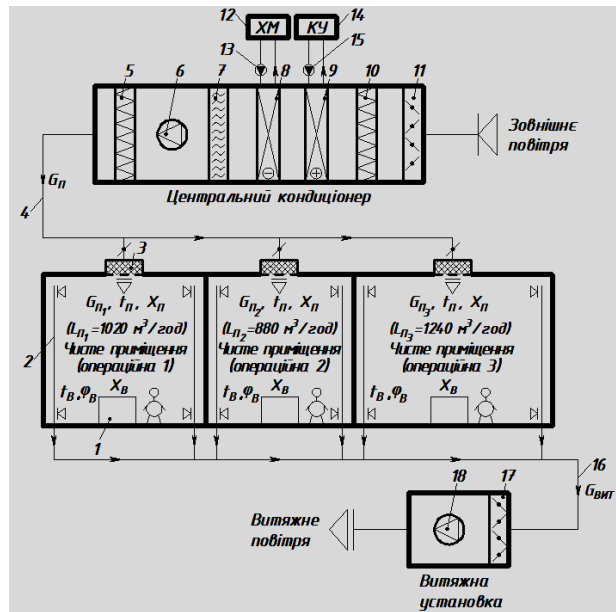


Рисунок 1 – Принципова схема впроваджені центральної прямотечійної СКП для операційних чистих кімнат: 1 – технологічне обладнання; 2 – витяжні канали у приміщеннях; 3 – фільтри припливного повітря у приміщеннях; 4 – припливний повітропровід; 5 – фільтр припливного повітря у кондиціонері; 6 – вентиляторний агрегат кондиціонера; 7 – краплеловник кондиціонера; 8 – повітроохолодник кондиціонера; 9 – повітронагрівник кондиціонера; 10 – фільтр зовнішнього повітря у кондиціонері; 11 – клапан зовнішнього повітря у кондиціонері; 12 – холодильна машина ХМ; 13 – насос холодної води ХМ; 14 – котельна установка КУ; 15 – насос гарячої води; 16 – витяжний повітропровід; 17 – клапан витяжного повітря; 18 – вентиляторний агрегат витяжної установки

У роботі використана створена авторами інноваційна математична дослідницька модель впроваджені центральної прямотечійної системи кондиціювання повітря операційних чистих кімнат з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год, що дала можливість комп'ютерного оцінювання її енергоефективності на основі ексергетичного ККД η_a залежно від різних факторів, що впливають на її роботу, зокрема параметрів зовнішнього (t_c, d_c) повітря, за різних внутрішніх (t_a, ϕ_a) параметрів та різниці температур Δt_i між внутрішнім і припливним повітрям, який показав, що максимальні значення ексергетичного ККД цієї СКП досягає за відносно нижчих температур навколишнього середовища.

Показано, що впроваджену СКП для забезпечення мікроклімату в операційних чистих кімнатахощадніше використовувати за температур зовнішнього повітря $t_c \leq 35^\circ\text{C}$, та з якомога вищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_i \geq 6,0^\circ\text{C}$, що дасть можливість отримати високий ексергетичний ККД $\eta_a \geq 1,93$, а значить отримати економічно вигідний варіант використання впроваджені системи кондиціювання повітря. Варто відзначити, що вплив вологовмісту d_c зовнішнього повітря на значення ексергетичного ККД цієї СКП відсутній.

Науковий керівник: Лабай В.Й., д.т.н., професор кафедри теплозапобачання и вентиляція НУ «Львівська політехніка»

ОСОБЛИВОСТІ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В БАСЕЙНІ

Бабой Є.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Осушення повітря в приміщенні басейну - це не тільки комфортний мікроклімат, але і відсутність конденсату на стінах, вікнах і стелі. Більш того, це ефективний спосіб попередження появи цвілі.

При нормальній для басейну температурі з 1 м² водної поверхні випаровується близько 200 г води на годину (4,8 л / добу). Наслідком цього є підвищена вологість. Згідно з діючими нормами, вологість повітря в приміщенні плавальних басейнів повинна бути не більше 60%. Досягати такі умови вологості повинні при значній площі відкритої води з температурою близько 24-26 ° С і при температурі повітря в приміщенні на 1-2 ° С вище температури води. Завдання не з легких. Способи її рішення розрізняються ефективністю, енерговитратами і можливостями реалізації в конкретних умовах. [1,2,3].

Найпростіший спосіб знизити вологість у приміщенні басейну - обмежити випаровування води з поверхні резервуара, покривши її водонепроникною плівкою. Однак цей спосіб можна застосувати тільки в той час, коли басейн не використовується.

Існують два підходи, за допомогою яких вирішується ця проблема. І обидва вони мають на увазі безпосереднє видалення парів води з приміщення. Це приточно-витяжна вентиляція з рекуперацією тепла і досягнення необхідних параметрів повітря за допомогою спеціалізованих агрегатів - осушувачів повітря.

Досягнення комфортної вологості повітря приміщення басейну за допомогою припливно-витяжної вентиляції досягається постійним повітрообміном - заміною вологого повітря свіжим, що забирається із зовнішнього середовища. Витяжний вентилятор може розміщуватися різними способами. Організація потоків повітря при цьому повинна здійснюватися з урахуванням особливостей приміщення.

Сьогодні із завданням зниження вологості найбільш успішно справляються спеціально зроблені для цього прилади - осушувачі повітря. Принцип їх роботи заснований на конденсації водяної пари при зниженні температури нижче точки роси. Робочим тілом осушувача є холодоагент - фреон.

За принципом дії до осушувачу близький віконний моноблочний кондиціонер. Принципова відмінність полягає в тому, що в кондиціонері є два незалежних потоки повітря (один проходить через випарник і охолоджується, інший проходить через конденсатор і нагрівається; таким чином тепло «перекачується» з приміщення на вулицю, тому використовується термін «тепловий насос»), а в осушувачі один і той же потік повітря спочатку проходить через випарник, а потім - через конденсатор. Кондиціонери для видалення вологи з повітря в басейнах застосовуватися не можуть - у них занадто маленька продуктивність по осушенню.

За принципом розміщення робочого блоку осушувачі підрозділяються на мобільні і каналні. Мобільні осушувачі представлені настінними і підлоговими моноблоковими моделями, які встановлюються безпосередньо в осушуваних приміщенні. По суті, каналні осушувачі представляють собою універсальну установку для створення мікроклімату в приміщенні.

Проведений нами аналіз показав, що для зниження вологості до потрібного рівня і досягнення найбільшого комфорту найбільш раціонально використовувати комбінований підхід із застосуванням усіх перерахованих вище способів. Зокрема, забезпечення потреби в свіжому повітрі за допомогою припливно-витяжної вентиляції і досушування його за рахунок роботи осушувачів. Використання ж покриттів для водної поверхні басейнів під час відсутності купальців дозволить заощадити енергію, яка витрачається на осушення повітря.

В роботі показано, що більшу частину холодного періоду можна сушити повітря в приміщенні з басейном, використовуючи загальнообмінну припливно-витяжну вентиляцію, робота якої обумовлена необхідністю подачі свіжого повітря для дихання людей. Таким чином, в холодний період можна, не включаючи спеціальний осушувальний агрегат, забезпечувати необхідну

відносну вологість 60% за рахунок роботи припливно-витяжної вентиляції. Для кліматичних умов м.Одеси осушку вентиляцією можна виробляти до зовнішньої температури 19-22 ° С. При більш високих температурах зовнішнього повітря надходження вологи з припливним повітрям починає превалювати над кількістю вологи повітря, що видаляється витяжною вентиляцією. Це додаткова кількість вологи разом з вологою, що випаровується з дзеркала басейну, в цей період має віддалятися спеціальним компресорно-конденсаційним осушувачем.

Було показано, що економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витяжної вентиляції агрегат с рекуперацією тепла [1,2]. Застосування такого рекуператора дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах м.Одеси дозволяє економити понад 4 кВт потужності калорифера. Кліматична установка, спроектована для конкретного басейну за принципом «все в одному», дозволяє досягти найкращих результатів. Така установка містить фреоновий контур осушення і забезпечує не тільки підтримку оптимальних параметрів мікроклімату в приміщенні басейну, а й необхідну кількість свіжого повітря. Як правило, такі установки забезпечуються контуром утилізації тепла - для додаткового підігріву повітря або води басейну. Часто в них передбачається режим кондиціонування, актуальний в літній період для басейнів з великою площею скління. Кліматичні установки, спроектовані за таким принципом, працюють в автоматичному режимі і можуть підключатися до системи диспетчеризації.

Інформаційні джерела:

1. Перепека В.И. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. / В.И., Перепека, Н.В. Жихарева – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
2. Жихарева Н.В. Методика розрахунку систем кондиціонування повітря басейнів// Н.В.Жихарева/ Холодильна техніка і технологія 2015. –Том.51 №4. –С. 12 – 16.
3. Антонов П.П. Методика расчета и проектирования систем обеспечения микроклимата в помещениях плавательных бассейнов.— М.: ООО «СИ- ТЭС-Кондиционер», 2005. – 21 с.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ



УДК 697.91.94.97

АНАЛІЗ СУДОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Гармаш Р.В., Бережняк Є.О., Нечипоренко Ф.О., студенти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Головне цільове призначення судових систем кондиціонування повітря – підтримання заданих параметрів температури, вологості, швидкості та газового складу повітря з метою забезпечення комфортних умов у всьому об'ємі приміщення для мешкання людей. Особливістю цих систем є компенсація теплоприпливів, тепловтрат і вологи незалежно від зовнішніх та внутрішніх умов за рахунок подачі кондиціонованого повітря, а також поглинання шкідливих домішок і підтримання необхідної концентрації кисню.

Нами були розглянуті такі центральні судові системи кондиціонування повітря:

- одноканальна з рециркуляцією та випускним повітророзподільником;
- двохканальна, яка являє собою сдвоєні одноканальні системи без додаткової обробки повітря
- одноканальна системи з ежекційними доводчиками-повітророзподільниками.
- одноканальна системи з водяними прямопливним доводчиками-повітророзподільниками.

При обробці порівняльних характеристик та параметрів та побудові процесів на d, h діаграмі і виборі технологічної схеми обробки повітря ми прагнули до раціонального використання енергії, забезпечуючи економне витрачання холоду, теплоти, електроенергії, а також економію площі займаної устаткуванням. З цією метою проаналізоване можливість вживання прямого і непрямого випарного охолодження повітря, функціональних блоків регенерації теплоти повітря, що видаляється.

В результаті аналізу різних схем нами дана перевага одноканальній системі з ежекційними прямопливним доводчиками-повітророзподільниками. Особливостями схеми є відсутність у центральному кондиціонері другого ступеня нагрівача, тепловологісна обробка тільки зовнішнього повітря, використання розсільної системи охолодження повітроохолоджувача та наявність трубопроводів до теплообмінника, розташованого в корпусі довідників (рис.1) .

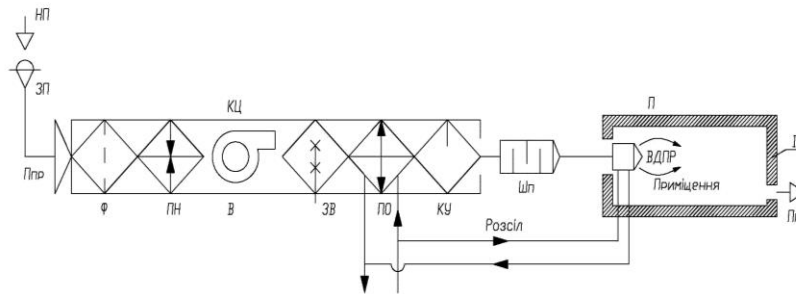


Рис.1. Схема одноканальної системи кондиціонування повітря з водяними ежекційними доводчиками-повітророзподільниками.

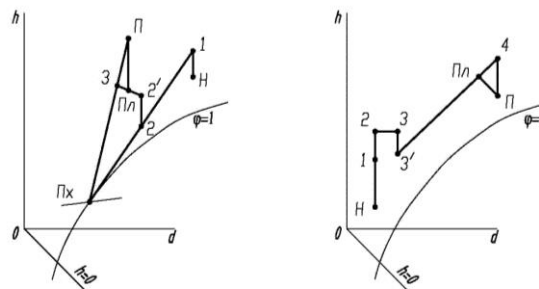


Рис. 2. Процеси обробки повітря в СКК з ВДПР на літньому (а) та зимовому (б) режимах на d, h – діаграмі вологого повітря.

На рис. 2, а показані процеси: Н-1 – підігрів повітря у вентиляторі; 1-2 – охолодження в ПО; 2-2' - підігрів у трубопроводах; П-3 – охолодження повітря з приміщення в ТО ВДПР; 3-Пл-2'-Пл – змішування повітря, охолодженого в ПО кондиціонера та охолодженого ежекційного з приміщення В; Пл-В – процес тепло- і волого асиміляції в приміщенні.

Побудувавши процеси обробки повітря проведені розрахунки – визначення загальної продуктивності G_{kd} кондиціонера, продуктивності вентиляторів та теплових навантажень на апарати кондиціонера. Самою енергоефективністю виявилась одноканальна система кондиціонування повітря з водяними ежекційними доводчиками-повітророзподільниками.

В результаті аналізу різних схем на підставі побудованих на $d-h$ – діаграмі процесів вирішується питання вибору принципової схеми обробки повітря в судових системах кондиціонування повітря, яка враховує особливості об'єкту та район плавання.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



ОСОБЛИВОСТІ УПРАВЛІННЯ СУЧАСНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ АВТОМОБІЛІВ

Дзевенко М.В., Кокул С.В., Кушко М.С., студенти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Кондиціювання повітря в автомобілі - це створення і підтримка мікроклімату всередині його салону, тобто підвищення і пониження температури повітря, зниження його вологості, циркуляція, фільтрація, усунення запахів.

Підтримка параметрів мікроклімату в салоні автомобіля має великий вплив на стан водія. Найбільш сприятлива температура 18-20 ° С; вологість - від 30 до 70%. При + 10 ° С починається переохолодження тіла; а при + 25 ° С настає фізичне стомлення; а при + 30 ° С сповільнюється реакція, з'являються помилки в управлінні автомобілем. Важливе значення для терморегуляції організму людини має рух повітря в салоні, проте протяги здатні викликати простудні захворювання.

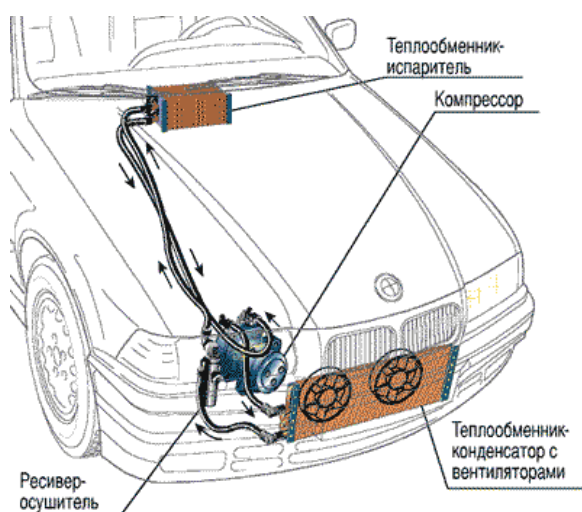


Рис.1. Система кондиціонування повітря автомобілей

Нами розглянуті особливості автоматичного управління систем життєзабезпечення в автомобілях. Кондиціонер являє собою складну замкнуту герметичну систему, в якій примусова циркуляція холодоагенту забезпечує відведення тепла з салону автомобіля (рис.1).

При підборі систем кондиціонування повітря автомобілів особливо правильно розрахувати теплове навантаження з врахуванням впливу сонячної радіації, та теплоприпливів від людей.

Особливе значення має управління кондиціонером Існує - ручне і автоматичне (клімат-контроль).

Для підтримки оптимальних параметрів повітря в сучасних автомобілях застосовуються датчики: температури зовнішнього повітря розташований в передній частині автомобіля;

температури повітря, що виходить безпосередньо з кліматичної установки, розташований в корпусі випарника або в повітроводах.

температури внутрішнього повітря розташований, як правило, в центральній частині приладової панелі.

сонячної радіації знаходиться в салоні автомобіля в районі вітрового скла, над панеллю приладів.

Для підтримки оптимальних параметрів передбачені засоби:

1. заслінка змішування регулює потік повітря через радіатор опалення та випарник кондиціонера. При одному крайньому положенні заслінки - режим максимального опалення, при іншому - режим максимального охолодження. Проміжні положення заслінки забезпечують змішування гарячого і холодного повітря в різних пропорціях.

2. електромагнітний клапан встановлюється на магістралі системи опалення салону. Призначений для зниження продуктивності кліматичної установки в режимі опалення.

3. Заслінка "свіжого повітря" регулює кількість повітря, що поступає в кліматичну установку незалежно від швидкості автомобіля.

4. Електромагнітна муфта компресора забезпечує включення і відключення компресора кондиціонера блоком автоматичного управління.

Враховуючі особливості систем кондиціонування повітря була розроблена модель розрахунку теплоприпливів при нестационарних навантаженнях та показано які параметри треба регулювати при системі життєзабезпечення.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

АНАЛІЗ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ЗОНАЛЬНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ

Жердецька Т.В., Басов А.М., студенти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Багатозональні системи кондиціонування повітря є найбільш вдало розробленими системами, які дозволяють якісно і комфортно підтримувати задані параметри повітря в промислових приміщеннях, де необхідно підтримувати різні параметри виробництва відразу в декількох приміщеннях.

У сучасній промисловості необхідно підтримувати комфортну температуру повітря на робочому місці. Існує багато різних методів підтримки температури повітря (припливно-витяжна вентиляція, кондиціонування і охолодження). Проте усі ці методи слабо ефективні в гарячих цехах. Доводиться застосовувати зональне охолодження повітря зони, в якій знаходиться робітник. В основному застосовується спрямований повітряний потік, що обдувається робоче місце. Проте такий захід в жаркому цеху не призводить до позитивного результату.

Вирішення цього питання можливе із застосуванням установки з ежекторним теплообмінником. Охолодження повітря здійснюється за рахунок уприскування мелкодисперсних крапель води в розігнаний потік повітря в ежекторі - теплообміннику.

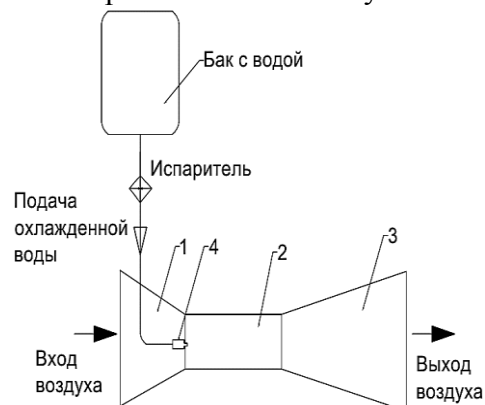


Рис1. 1 – конфузор; 2 - камера змішування; 3 – дифузор; 4 - форсунка

Регулювання подання води через форсунку дозволяє підтримувати комфортну вологість в зоні знаходження людини. Вода може бути спеціальна підготовлена. Таке охолодження повітря підходить для зонного охолодження місця сталевара або водія бойової техніки Системи кондиціонування повітря з ежекторними теплообмінниками дозволяють підтримувати в окремих при-

міщеннях задані параметри повітря за рахунок теплової обробки повітря, окрім кондиціонера, ще і в довідниках - розподільниках.

*Наукові керівники: Козут В.О., к.т.н., доц., Жихарева Н.В., к.т.н., доц.
кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ*



УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ДИТЯЧИХ РОЗВАЖАЛЬНИХ ЦЕНТРІВ

Костюк О.В., Радіонов О.В., студенти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Особливості проблем внутрішнього повітря в дитячих установах і школах обумовлені тим, що діти більш чутливі до вдихання забруднюючих речовин, ніж дорослі. Це викликано тим, що інтенсивність обміну речовин і частота дихання у дітей вище. В результаті діти вдихають більше поллютантів на одиницю маси тіла, ніж дорослі. Імунна система дітей не сформована остаточно, тому експозиція щодо забруднюючих речовин може привести до алергічних реакцій і проблем зі здоров'ям. На одиницю площі приміщення в дитячих установах доводиться більша кількість людей, ніж в офісних приміщеннях, що також несприятливо позначається на внутрішній атмосфері в будівлях, відведених для дітей

Для оцінки технічних рішень, прийнятих на етапі проектування з метою зменшення сумарної вартості створення і експлуатації припливної системи, що подає повітря в кілька промислових приміщень або технологічних агрегатів.

Розрахунок систем кондиціювання повітря для дитячих розважальних центрів має особливості при розрахунку теплових навантажень від дітей під час розважального процесу.

Критерієм вибору холодопродуктивності кондиціонера є, як правило, умова забезпечення в приміщенні з кондиціонером заданої температури при розрахунковій нормованій температурі зовнішнього повітря, з урахуванням вимог нормативних документів, величини подачі свіжого повітря.

Для визначення теплоприпливів в приміщення різних за призначенням та архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку. Розрахунок теплоприпливів в приміщення розраховуємо за формулою:

$$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{огор}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{вип}}, \text{ кВт} \quad (1)$$

Особливістю є нестационарне тепло-вологісне навантаження від дітей.

Основними рівняннями підбору системи кондиціювання повітря є рівняння повної теплоти (Q), вологи (W), газів (M) і явної теплоти (Q_я) в приміщенні, так як деяких випадках повітря всередині таких приміщень характеризується надмірним вмістом вуглекислого газу, присутністю алергенів, деяких забруднюючих речовин, надлишком пилу, нестачею кисню і іншими проблемами.

$$G_{n1} \cdot h_{n1} - G_{y1} h_{y1} - G_p h_p + \sum_{i=2}^n G_{ni} h_{ni} - \sum_{j=2}^m G_{yj} h_{yj} + \Delta Q + \Delta Q' = 0 \quad (2)$$

$$G_{n1} d_{n1} - G_{y1} d_{y1} - G_p d_p + \sum_{i=2}^n G_{ni} d_{ni} - \sum_{j=2}^m G_{yj} d_{yj} + \Delta W + \Delta W' = 0 \quad (3)$$

$$G \frac{\chi_{n1}}{\rho_{n1}} - G_{y1} \frac{\chi_{y1}}{\rho_{y1}} - G_p \frac{\chi_p}{\rho_p} + \sum_{i=2}^n G_{ni} \frac{\chi_{ni}}{\rho_{ni}} - \sum_{j=2}^m G_{yj} \frac{\chi_{yj}}{\rho_{yj}} + M_r = 0 \quad (4)$$

$$C_p G_{n1} t_{n1} - C_p G_{y1} t_{y1} - C_p G_p t_p + C_p \sum_{i=2}^n G_{ni} t_{ni} - C_p \sum_{j=2}^m G_{yj} t_{yj} + \Delta Q_{\text{я}} + \Delta Q' = 0 \quad (5)$$

де G_p , G_y , G_r - витрати припливного, видаляемого та рециркуляційного повітря кг/с; h_p , h_y , h_r – ентальпія припливного, видаляемого та рециркуляційного повітря кДж/кг; d_p , d_y , d_r вологовміст припливного, видаляемого та рециркуляційного повітря; t_p , t_y , t_r – температура припливного, видаляемого та рециркуляційного повітря х/рп х/ру х/рр, концентрація та щільність припливного, видаляемого та рециркуляційного повітря.; ΔG_m , ΔQ_m , ΔW_m , ΔM_{gm} , $\Delta Q_{\text{ям}}$ - дебаланси місцевої вентиляції по повітрю, повній теплоті, волозі, газам і явній теплоті.

Кондиціонування повітря дозволяє забезпечити управління температурою, вмістом речовин, циркуляцією повітря і вологістю в повітряному середовищі приміщень. Зробивши аналіз особливостей тепло-вологісного навантаження для дітей необхідні системи кондиціонування повітря з нагнітання зовнішнього повітря і які можуть забезпечити надходження у середину достатньої кількості кисню, а також виведення назовні вуглекислого газу.

Інформаційні джерела:

4. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.– Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
5. Степанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Санкт-Петербург: Издательство «АВОК Северо Запад», 2005. – 399 с.
6. Жихарева Н.В. Особливості розрахунку теплоприпливів в приміщенні при кондиціонуванні //Холодильна техніка і технологія – 2015 Том.51 . – № 6– С. 17–20.–

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИ ЗБЕРІГАННІ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Мотичко А.В., Райнов С.С., магістранти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Фруітоовочева продукція як джерело необхідних для здоров'я населення складових (мікроелементи, вітаміни, пектини та інші) не замінима і у багатьох країнах світу, служить основою повноцінного харчування населення. Потенціальні можливості України для виробництва цієї продукції – родюча земля, відповідні природні умови – дозволяють забезпечити потребу населення нашої країни. Нині цьому перешкоджають великі втрати вже вирощеного врожаю при зберіганні.

Для вирішення цих проблем необхідно створення ефективних технологій, з точки зору економії енергії, води і капітальних витрат на будівництво фруітоовочесховищ, підвищення ефективності систем охолодження.

Відомо, що виробництво харчової продукції пов'язано зі значними енергетичними витратами, а великі втрати рослинних продуктів спричиняють не тільки до недостатньої забезпеченості населення продовольством і його високих цін, але й до дефіциту не відновлюваних енергетичних ресурсів. Тому розвиток технології зберігання рослинної продукції являє собою важливу державну задачу. Згідно даних українських і японських вчених у техносфері світового суспільства на другому по екологічності після вугле- і нафтопереробних підприємств знаходиться сукупний вплив сільськогосподарського виробництва і харчової промисловості.

Розглянуті системи технологічного кондиціонування при зберіганні рослинних продуктів з максимальним використанням природного холоду, можуть бути класифіковані як ресурсозберігаючі з надзвичайно високим рівнем ефективності захисту від енергетичних і екологічних втрат. В першу чергу, це відноситься до застосування природного холоду у системах охолодження картопле-та плодовоовочесховищ. Використання природного холоду залежить від географічного розташування сховища, тому при аналізі були вирішені наступні питання: а) визначені кліматичні особливості району; б) обґрунтовані норми питомої витрати повітря, яке вентилює та коефіцієнти робочого часу вентиляторів у залежності від кліматичної зони та виду продукту; в) проаналізовані тривалість охолодження різних видів продуктів при даних значеннях питомої витрати повітря; г) обґрунтовані системи повітророзподілу, які забезпечують мінімальний підігрів повітря у магістральних та роздавальних каналах; д) проведений аналіз максимально припустимих значень питомої поверхні зовнішніх огорожень сховищ.

Встановлено, що найбільш ефективною системою охолодження при застосуванні природного холоду є система активного вентилявання. При проектуванні таких систем доцільно надавати перевагу використанню наземних повітророзподільних каналів, які знаходяться безпосередньо у насипу продукту, а у випадку необхідності використання каналів розташованих під підлогою, передбачати у них зволоження повітря для усунення шляхового підігріву повітря від ґрунту.

При розробці проектів плодовоовочесховищ з використанням природного холоду слід враховувати, що питомі тепловитрати крізь огороження сховищ взимку порівняні з питомою теплою дихання продукту. Тому при розробці ефективних систем інженерного забезпечення зберігання рослинних продуктів необхідно передбачити захист штабелів, які розташовані біля зовнішніх стін, від підмерзання шляхом використання фізіологічної теплоти, яка повинна відводитися.

Особливості технологічного кондиціонування повітря впроваджені у плодовоовочесховищах міст Кодима та Болград (Одеська обл.) при комбінованих системах охолодження з максимальним використанням природного холоду. Результати випробувань підтвердили їх високу технологічну, енергетичну та економічну ефективність. Витрати енергії були зменшені на 30-40% при збереженні високої якості продуктів.

Інформаційні джерела:

1. Дідик Н.М., Жихарева Н.В. Використання природного холоду при зберіганні екологічних продуктів, захист від екологічних і енергетичних витрат. Сучасні проблеми холодильної техніки і технології./ Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції.- Україна, Одеса: Видавництво ОНАХТ.-2015.- С.87-88.
2. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодовоовощехранищ. – Вестник международной академии холода 2013. – Вып 4 – с. 16 – 20.
3. Жихарева, Н.В. Математична модель процесів зберігання плодовоовочевої продукції / «Харчова наука і технологія» – 2013. – № 4 (25) – С. 107-111

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ



У

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ

Щербаков К.А., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, Жихарева Н.О., студентка ІПЕМ, м. Одеса

Огляд методів енергозбереження в системах вентиляції та кондиціонування через масштабність проблеми ставить техніко-економічну задачу, рішення якої може бути корисним на ранній стадії проектування. [1,2,3]

У промисловості найчастіше використовуються вентилятори великих типоміналів, які забезпечують потребу в вентиляції декількох виробничих приміщень або агрегатів, що вимагають індивідуальної вентиляції. Аналіз існуючого вентиляційного обладнання показує, що часто вентилятори більшого номіналу мають кращий (більш низький) важливий показник SFP, Вт / (м³/год) (скорочена англ. "Specific Fan Power"), що представляє собою відношення споживаної потужності вентиляційної установки до витрати повітря, яке подається з заданим напором. Ця обставина призводить до створення розгалужених мереж з різними потребами об'єктів у витраті і натиску повітря. Однак не завжди така кореляція має місце і крім того, як було зазначено зазвичай більш важлива сумарна вартість створення і експлуатації системи повітророзподілення протягом усього "життєвого циклу".

Для оцінки технічних рішень, прийнятих на етапі проектування з метою зменшення сумарної вартості створення і експлуатації припливної системи, що подає повітря в кілька промислових приміщень або технологічних агрегатів.

Розрахунок систем вентиляції та кондиціонування повітря передбачає наступні етапи:

1. Визначення мінімальної витрати припливного повітря відповідно до обов'язкових вимог чинних нормативних документів

2. Складання попередніх схем припливної та витяжної вентиляції із зазначенням місць установавання вентиляційного обладнання, розмірів повітропроводів, місць роздачі повітря в приміщення і витяжки його з приміщення.

Розглянемо особливості розрахунку аеродинамічних характеристик систем вентиляції та кондиціонування повітря.

Загальні втрати тиску, Па, в мережі трубопроводів для стандартного повітря температурою визначаються за формулою

$$\rho = \sum (Rl + z) \quad (1)$$

де ρ - втрати тиску на тертя на розрахунковій ділянці мережі, Па, на 1 м; l - довжина ділянки повітропровода, м; z - втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці мережі, Па

Втрати тиску на тертя R , Па, на 1 м в круглих повітропроводах визначають за формулою

$$R = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot v^2}{d \cdot 2} \quad (2)$$

де λ - коефіцієнт опору тертя; d - діаметр повітропроводу, м; v швидкість руху повітря в повітропроводі, м / с; ρ - щільність повітря, що переміщується повітропроводу, кг / м³; $\rho v^2 / 2$ - швидкісний (динамічний) тиск, Па.

Коефіцієнт опору розраховується за формулою Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left[\left(\frac{K_e}{d} + \frac{68}{Re} \right) \right]^{0,25} \quad (3)$$

де K_e - абсолютна еквівалентна шорсткість поверхні повітропроводу з листової сталі, що дорівнює 0,1 мм; d - діаметр повітропроводу, мм; Re - число Рейнольдса.

Економічно доцільну швидкість руху (v_{ek}) повітря в повітропроводах при механічному спонуканні з достатньою точністю визначається за формулою

$$V_{ek} = 26,4 \cdot L^{0,04} \left(\frac{S_e}{S_{el}} \right)^{0,32} \left(\frac{1}{p} \right)^{0,32} \left(\frac{1}{1+K_z} \right)^{0,32} [K_1(E_n + K_9)]^{0,32} \left(\frac{1}{n} \right)^{0,06} \quad (4)$$

Методика визначення економічно доцільної швидкості руху повітря розроблена Б. А. Корпановим, де L-витрата повітря, м³/ч, в ділянці; Sv- прямі витрати на прокладку повітропроводів, грн/м²; Sel - річна плата за електроенергію, грн./(кВт год), ρ- щільність повітря, кг/м³; Kz - коефіцієнт, що виражає відношення втрат тиску в місцевих опорах до втрат тиску на тертя; K- коефіцієнт, що враховує в відносних одиницях накладні витрати в розмірі 13,3%, планові накопичення в розмірі 8%, а також добавки до норм витрат праці і заробітної плати при прокладці повітропроводів на висоті ; K = 1,213 ÷ 1,277; En- нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень; En=0,12; Ke- коефіцієнт, що враховує в відносних одиницях амортизаційні відрахування на повне відновлення і капітальний ремонт.

При визначенні швидкості руху повітря на ділянках конкретної вентиляційної мережі змінними величинами є L, I, d, ζ, Kz, n, Sv.

При створенні розгалужених мереж вентиляції, як правило, ставляться завдання по зниженню витрати споживаної енергії і капітальних витрат. Компромісний варіант зазвичай знаходять, оптимізуючи повну вартість капітальних і експлуатаційних на повітророзподілення, з особливостями його розрахунку.

Інформаційні джерела:

1. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.– Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
2. Степанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Санкт-Петербург: Издательство «АВОК Северо Запад», 2005. – 399 с.
3. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Перепека В.И. Энергозбереження при експлуатації припливних систем вентиляції та кондиціонування повітря// Холодильна техніка і технологія 2016. – № 2 (151) – С.15–21.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



УДК 697.91.94.97

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРОВОГО КОНТУРУ ПРОМИСЛОВОГО КОНДИЦІОНЕРУ ПІД ВИСОКИМ ТИСКОМ

Гриньків В.М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Нами було проведено експериментальне дослідження парового контуру промислового кондиціонеру під високим тиском. (Рис.1).

На фотографіях (рис.1) показані випробовувані зразки різних сполук на підприємстві "Арбат + "був розроблений стенд для отримання навичок монтажу і випробування холодильних систем. Стенд складається з кільця для отримання навичок роботи з мідними трубками і виготовлення вальцювальних з'єднань системи гідравліки кондиціонерів, а також деяких вузлів складання холодильних машин. З'єднання складається із спаяних штуцерів різних типорозмірів, які використовують в конструкції устаткування : штуцера спаяні як з'єднувачі 3/8-1/2 і 1/2-5/8 та на які в подальшому накручуються мідні трубки з виготовленими вальцюваннями за допомогою гайок. У з'єднувач 3/8-1/2 упаяний штуцер 1/4 до якого надалі підключається манометрична станція за допомогою якої, проводиться контроль якості складання гідравлічної системи в замкнутому контурі. Перевірку можна проводити як на високому тиску (15-25кг), так і на вакуум. Набуті навички згодяться для монтажу холодильного устаткування.



Рис1. Експериментальні дослідження парового контуру промислового кондиціонера під високим тиском

*Когут В.О., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ
Олійник К.В., директор ТОВ «Арбат-Плюс»*

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Ямщиків М.Ю., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Теза – енергозбереження є домінуючою у всіх галузях народного господарства, в тому числі і в судновій енергетиці. За звичай необхідний пар (різного тиску і температури) для суднових потреб отримують в парових котельнях. Відомо, що на судні доволі таки достатньо механізмів, які виділяють тепло, в тому числі і головний двигун, яке можливо раціонально використовувати за допомогою теплонасосної установки. Одна із можливих схем ТНУ показана на рис. 1.

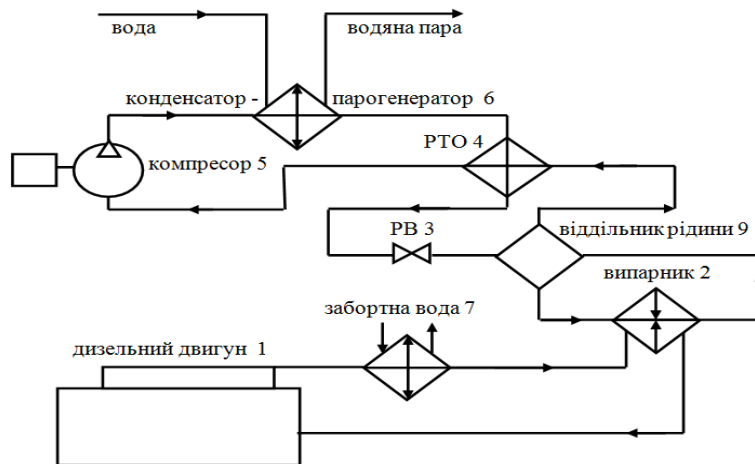


Рис. 1. Схема теплонасосної установки (ТНУ)

Проведені в розрахунки показали, що при роботі ТНУ можна отримати додатково на 1 кВт потужності ГД 0,35...0,50 кг/годину насиченої пари тиском 0,20...0,25 МПа і тим самим зменшити загальну витрату палива в судновій енергетичній установці.

Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., асист. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

СЕКЦІЯ №4 – “ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ І ПРОЦЕСИ ТЕПЛОМАСООБМІНУ”

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛООБМІННИХ ПОВЕРХОНЬ З НАХИЛЕНИМИ РЕБРАМИ

Хоменко М.М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Основним завданням при створенні сучасних теплообмінних апаратів з повітряним охолодженням є підвищення їх енергетичної ефективності. При експлуатації повітряних теплообмінників теплоносії, між якими відбувається теплообмін, мають різні теплофізичні властивості. Це впливає на інтенсивність процесу теплопередачі і відповідно на габарити апарату. Збільшення тепловідводу і компактності теплообмінників здійснюється за рахунок використання ребристих труб. Поперечне розташування ребер щодо вісі труб найбільшою мірою сприяє умові вирівнювання термічних опорів на сторонах середовищ, які обмінюються теплом, і забезпечують зниження витрат дорогих суцільнотягнутих труб, і оптимальні об'ємно-масові характеристики апаратів. Існуюча різноманітність розмірів і форм цих поверхонь свідчить про широту вишуквальних робіт по удосконаленню повітряних теплообмінників.

Вплив на теплові і аеродинамічні показники поверхонь теплообміну з нахиленими ребрами вивчено в роботах [1-4]. Дані дослідження свідчать, що застосування труб з нахиленими ребрами призводить до покращення енергетичної ефективності теплообмінників.

Найбільший інтерес дослідників викликають методи інтенсифікації теплообміну без значного ускладнення форми теплообмінної поверхні. Інтенсифікація конвективного теплообміну в апаратах повітряного охолодження проводиться в напрямку досягнення мінімальної товщини теплового прикордонного шару при максимальному ступені турбулентності гідродинамічного прикордонного шару. Для цього застосовують переривчасті, перфоровані або профільні ребра. Оцінці впливу цих факторів на характеристики пакетів труб з нахиленими ребрами буде присвячено експериментальне дослідження.

По роботі виконано літературний пошук, здійснена постановка задач дослідження і розроблено методику проведення дослідів.

Література

1. Лагутин А. Е., Князюк В. И., Стоянов П. Ф. Исследование аэродинамического сопротивления пакетов труб с поперечными наклонными ребрами // Холодильна техніка і технологія, 2012, №1 (135), с. 28-32.
2. Князюк В. И., Лагутин А. Е., Стоянов П. Ф. Исследование тепловых характеристик пакетов труб с поперечными наклонными ребрами // Холодильна техніка і технологія, 2013, №1 (141), С. 5-9.
3. Лагутин А.Е., Князюк В.И., Стоянов П.Ф. Теплообмен и аэродинамика комбинированных пакетов труб с поперечными наклонными ребрами // Problemele energeticii regionale. Acadenia de stiinte a Moldovei Institutul Energetica. -2013.-№1(21).- С.70-77
4. Лагутин А.Е., Стоянов П.Ф. Численное исследование аэродинамических характеристик поверхностей теплообмена с поперечными наклонными ребрами// Problemele energeticii regionale. Acadenia de stiinte a Moldovei Institutul Energetica. – 2016. - №3(32). -С.91-100

*Наукові керівники: Лагутін А.Ю., д.т.н., проф., Стоянов П.Ф., к.т.н., доц.
кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ*

ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ СМЕСЕВЫХ ХЛАДАГЕНТОВ НА ПОРИСТЫХ ТЕПЛОТДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЯХ

*Макеева Е.Н., старший преподаватель ГГТУ им. П.О. Сухого,
г. Гомель, Республика Беларусь*

Эффективным способом интенсификации теплоотдачи при малых плотностях тепловых потоков и низких температурных напорах является применение пористых покрытий. Существуют несколько способов нанесения данных покрытий: спекание металлического порошка или волокон, газотермическое металлизационное напыление, электрохимическое осаждение, покрытие металлическими сетками.

Одними из перспективных капиллярно-пористых покрытий теплоотдающей поверхности на данный момент признаны спеченные высокотеплопроводные порошковые капиллярно-пористые структуры. К основным достоинствам таких структур относят технологичность изготовления, высокие прочностные свойства, относительно невысокую стоимость, хорошее сочетание капиллярных свойств и высокой эффективной теплопроводности, возможность варьирования в широких пределах структурных параметров. Важным вопросом при проектировании компактных испарителей с капиллярно-пористыми покрытиями является определение предельных режимов работы устройства при больших тепловых потоках, подводимых к поверхности. При таких условиях наблюдается интенсивное парообразование внутри капиллярно-пористого слоя с формированием прослойки пара внутри покрытия и вытеснением жидкости за пределы слоя [1, 2].

В настоящей работе представлены результаты исследования теплообмена при кипении фреонов R407c, R404a, R410a на трубках с капиллярно-пористым покрытием. Экспериментальные исследования проводились на экспериментальной установке в условиях большого объема при давлениях насыщения $p_n=0,9-1,4$ МПа и плотностях теплового потока $q = 5-35$ кВт/м². Исследования проводились на экспериментальном стенде, описанном в [3].

Для проведения экспериментальных исследований были изготовлены образцы с пористой поверхностью, которые представляют собой горизонтальные медные трубы размером $\varnothing 26 \times 2$ мм, на наружную поверхность которых напеклась капиллярно-пористая структура из разных фракций порошка меди марки ПМС-Н.

Для всех исследованных спеченных капиллярно-пористых структур из разных фракций порошка меди марки ПМС-Н, изготовленных методом свободной засыпки, открытая пористость составляла 50–55%. Втулка с нанесенным на нее покрытием плотно надевалась на гладкий образец. Для исключения попадания хладагента в незначительный зазор между гладким образцом и медной втулкой заполнялся термопастой.

В таблице 1 приведены характеристики исследованных образцов.

Таблица 1. Параметры пористого покрытия

№ образца	Толщина слоя пористого покрытия δ , мм	Диаметр частиц d_p , мкм	Пористость, %
1	0,5	50	50-55
2		100	
3	0,7	50	
4		100	
5	1	50	
6		100	

На рис. 1 приведено сравнение интенсивности теплообмена при кипении фреонов R407c, R404a и R410a на различных типах поверхностей. Используются данные при кипении на ребренной поверхности с трапецевидным профилем ребра и пористой поверхности с толщиной 1 мм и средним диаметром частиц 100 мкм.

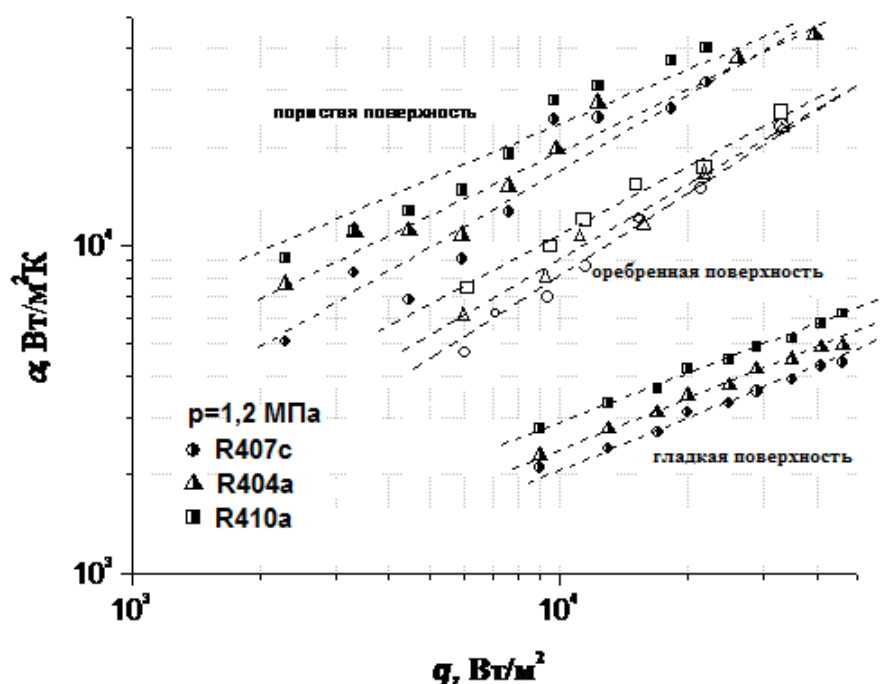


Рисунок 1 – Сравнение интенсивности теплообмена при кипении фреонов R407c, R404a и R410a

Как видно из рис. 1, коэффициенты теплоотдачи при кипении исследуемых хладагентов на поверхности со спеченным капиллярно-пористым покрытием значительно выше, чем на гладкой (в 4 раза) и ребренной (в 1,5 раза), что позволяет сделать вывод о преимуществе пористых покрытий. Применение испарительных трубок с нанесенным капиллярно-пористым покрытием приведет к снижению массогабаритных показателей установок за счет интенсификации теплообмена и меньших размеров трубок по сравнению с ребренными. Интенсификация процесса теплообмена при кипении фреонов наблюдалась во всем исследованном диапазоне тепловых нагрузок.

Список использованных источников

1. Смирнов, Г.Ф. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах / Г.Ф. Смирнов, А.Д. Цой. – Москва: Издательство МЭИ, 1999. – 439с.
2. Овсянник, А.В. Моделирование процессов теплообмена при кипении жидкостей / А.В. Овсянник. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2012. – 284 с.
3. Исследование тепло- и массопереноса при фазовых превращениях однокомпонентных и смесевых озонобезопасных хладагентов: отчет о НИР (заключит.) / ГГТУ им. П.О. Сухого; рук. темы А.В. Овсянник. – Гомель, 2015. – 101 с. – № ГР 20141921.

Научный руководитель: Овсянник А.В., к.т.н., доц. Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого



РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПАРОДИНАМИЧЕСКОГО ТЕРМОСИФОНА С КОЛЬЦЕВЫМИ МИНИ-КАНАЛАМИ

*Васильев Л.Л., Журавлев А.С., Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова
НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь*

Шаповалов А.В., Родин А.В., ГГТУ им. П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

В учреждении образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О.Сухого» была проведена серия экспериментальных исследований для определения распределения температур стенки испарителя и конденсатора термосифона с кольцевыми мини-каналами в испарителе и конденсаторе (рисунок 1) при разных подводимых тепловых нагрузках к испарителю при различной степени заполнения устройства дистиллированной водой, и разных углах наклона термосифона к уровню горизонта в вертикальной плоскости.

Конденсатор и испаритель термосифона представляют собой медные трубы внешним диаметром 35 мм с толщиной стенки 1,5 мм. Внутри конденсатора и испарителя соосно закреплены трубы меньшего диаметра. Длина устройства – 2500 мм.

Условия проводимых экспериментов:

объем заправляемой жидкости – 250 мл (1/4 объема испарителя), 500 мл (1/2 объема испарителя); угол наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости – 0°; 30°; 35°; 40°; подводимая тепловая нагрузка к испарителю: от 227,7 до 481,5 Вт (от 2530 до 5350 Вт/м²).

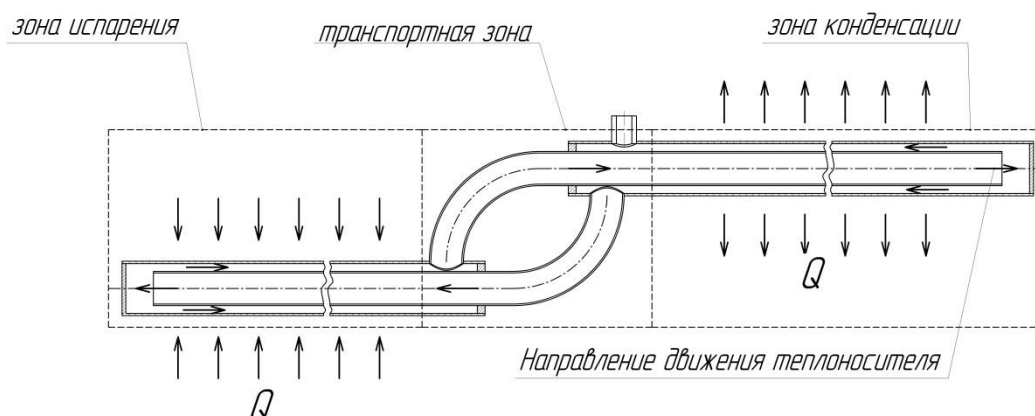


Рисунок 1 – Пародинамический термосифон

На рисунке 2 представлены результаты исследований в виде графиков с распределением температур по длине термосифона для горизонтального положения устройства (угол наклона – 0°). Отрезок на графике с изменением длины участков устройства: от 0 до 900 мм относится к зоне испарения термосифона, отрезок от 1600 до 2500 мм – к зоне конденсации.

Для всех тепловых нагрузок и разной степени заполнения водой устройства установлено повышение температуры стенки по направлению движения теплоносителя в кольцевом мини-канале испарителя и уменьшение температуры стенки по направлению движения парожидкостной смеси в кольцевом мини-канале конденсатора. Характерное распределение температур было установлено и для разных углов наклона устройства. Повышение температуры стенки по направлению движения теплоносителя в кольцевом мини-канале испарителя может быть объяснено увеличением доли пара в объеме парожидкостной смеси на участках, близких к транспортной зоне устройства.

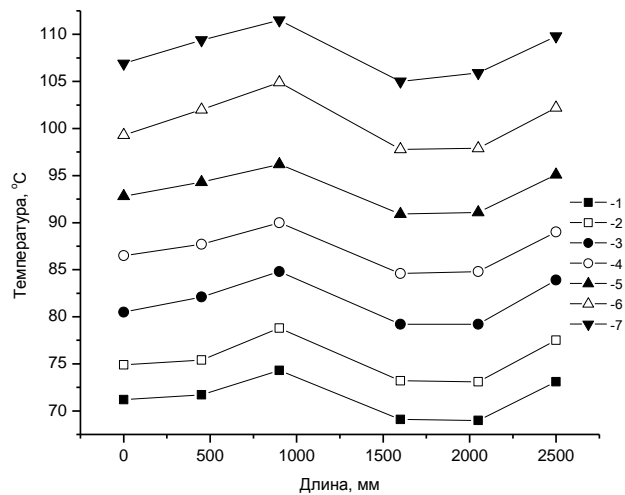


Рисунок 2 – Изменение температуры стенки термосифона по длине для наиболее стабильных режимов работы при различной подводимой нагрузке: объем заправки 250 мл, угол наклона термосифона 0 град: 1 – $Q = 228$ Вт, 2 – $Q = 266$ Вт, 3 – $Q = 303$ Вт, 4 – $Q = 355$ Вт, 5 – $Q = 394$ Вт, 6 – $Q = 439$ Вт, 7 – $Q = 486$ Вт

Влияние угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости наблюдается в интервале низких подводимых тепловых нагрузок до 350 Вт и для степени заправки термосифона – 500 мл (рисунок 2а). При увеличении угла наклона фиксировалось незначительное увеличение интенсивности теплообмена, как в зоне испарения, так и в зоне конденсации, и как следствие – уменьшение температуры стенок. При объеме заправки 500 мл термосифон работает более эффективно, так как трубка, возвращающая конденсат, полностью заполнено жидкостью, что создает гидравлический затвор и препятствует опрокидыванию циркуляции. Угол наклона при объеме заправки равном 250 мл не влияет на интенсивность теплообмена при работе термосифона (рисунок 2б).

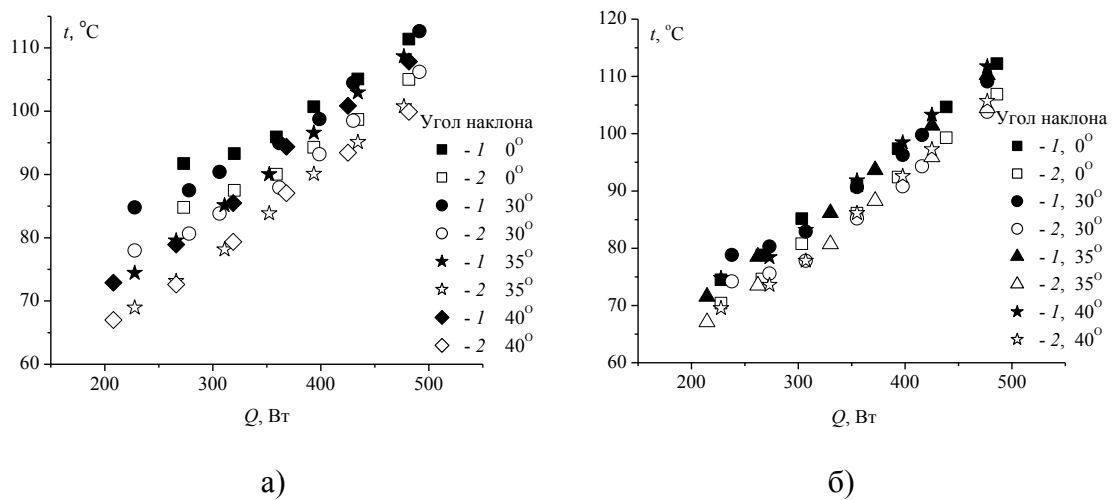


Рисунок 2 – Средние температуры стенки испарителя и конденсатора в зависимости от подводимой тепловой мощности Q и угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости (теплоноситель – вода; а) – объем заправки 500 мл; б) – объем заправки 250 мл; 1 – испаритель; 2 – конденсатор)

ПАРОДИНАМИЧЕСКИЙ ТЕРМОСИФОН С КОЛЬЦЕВЫМИ МИНИ-КАНАЛАМИ В ИСПАРИТЕЛЕ И КОНДЕНСАТОРЕ

Родин А.В., ГГТУ им. П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

Успешное решение задач утилизации тепла и повышения эффективности теплоиспользующих установок во многих случаях возможно с помощью аппаратов на основе теплопередающих устройств, работающих по замкнутому испарительно-конденсационному циклу – замкнутых двухфазных термосифонов. Эти устройства получили распространение благодаря таким преимуществам, как автономность работы, отсутствие насосов для перекачки теплоносителя, высокой интенсивности внутренних процессов тепломассопереноса и др.

Для исследования процессов, протекающих внутри двухфазных замкнутых теплопередающих устройств (тепловых труб и термосифонов) на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого» был создан экспериментальный стенд. Установка позволяет проводить исследования при различных углах наклона устройств относительно горизонтальной плоскости и при заправке разными теплоносителями.

На рисунке 1 представлена конструкция пародинамического термосифона – двухфазного высокоэффективного теплопередающего устройства с удлиненными зонами испарения и конденсации в виде кольцевых каналов.

Рабочий участок устройства изготовлен из меди разборным. Его длина – 2500 мм. Он состоит из испарителя 1, транспортной зоны 2 и конденсатора 3. Соединение между ними выполнено с помощью фланцев 4. Конденсатор представляет собой медную трубу внешним диаметром 35 мм с толщиной стенки 1,5 мм. На трубе установлен водяной кожух охлаждения 5. Внутри конденсатора и испарителя соосно закреплены трубы меньшего диаметра 6. Такая конструкция позволяет обеспечить передачу тепла в горизонтальном положении на большие расстояния вследствие разделения потоков пара и конденсата и улучшения теплопередающих характеристик устройства. Испаритель, как и конденсатор, изготовлен из медной трубы внешним диаметром 35 мм с толщиной стенки 1,5 мм.

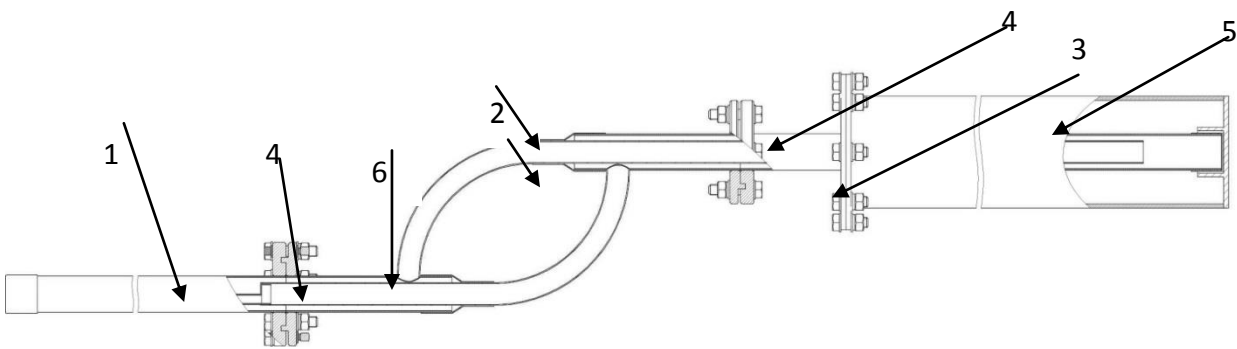


Рисунок 1 – Пародинамический термосифон: 1 – испаритель; 2 – транспортная зона; 3 – конденсатор; 4 – фланец; 5 – кожух охлаждения; 6 – внутренние трубки

Испаритель и конденсатор устройства выполнены в виде цилиндрических кольцевых мини-каналов продолжительной длины. Нагрев и парообразование парожидкостной смеси происходит в цилиндрическом мини-канале испарителя, откуда пар попадает в верхнюю трубу транспортной зоны, перетекает в конденсатор, где конденсируется в кольцевом мини-канале вследствие отвода тепла от конденсатора термосифона.

Конденсат из нижней части конденсатора сливается в испаритель по нижней трубе транспортной зоны, где происходит парообразование в кольцевом мини-канале. Такая схема организации движения парожидкостной смеси при раздельном движении подогретого и охлажденного потоков способствует улучшению условий омывания стенок труб в районе верхней

образующей испарителя и конденсатора, и, таким образом, стабилизирует работу термосифона при малых углах наклона. Организация щелевого мини-канала в испарителе способствует облегченных условий закипания теплоносителя.

На рисунке 2 показан внешний вид экспериментальной установки с диапазонами проведения экспериментов относительно горизонтального положения.

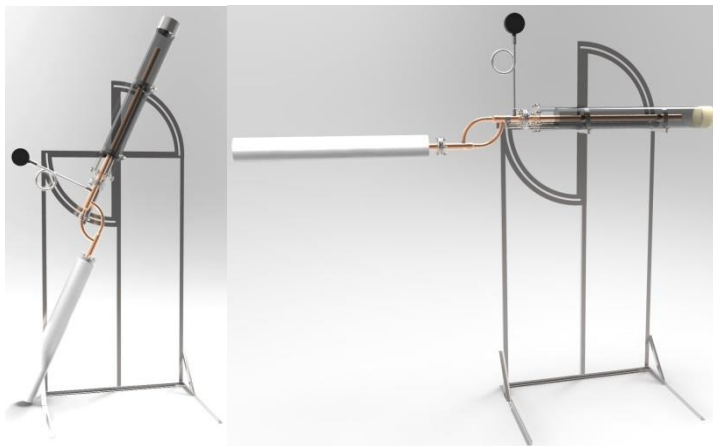


Рисунок 2 – Крайние положения пародинамического термосифона

Созданный экспериментальный стенд и разработанная методика исследований позволили провести серии экспериментов при следующих условиях:

- заправляемые в термосифон жидкости – дистиллированная вода, этиловый спирт, озонобезопасный хладагент R134a;
- объем заправляемой жидкости – 250 мл (1/4 объема испарителя), 500 мл (1/2 объема испарителя);
- углы наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости – 0, 30, 35 и 40°;
- подводимая тепловая нагрузка к испарителю: эксперименты с водой и этиловым спиртом – от 227,7 до 481,5 Вт (2 530–5 350 Вт/м²), эксперименты с фреоном R134a – от 21,5 до 238 Вт (238,9–2 643,3 Вт/м²).

Полученные экспериментальные данные позволят разработать методику расчетов теплообменников с пародинамическими термосифонами. Использование систем утилизации низкопотенциального тепла на основе пародинамических термосифонов позволит сократить потребление первичных энергоресурсов, повысить КПД тепловых установок.

Научный руководитель: Шаповалов А.В., к.т.н., доц. Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЖЕКТОРНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ВУГЛЕВОДНІВ

Сусяк Т.І., Бучинський О.Г., магістранти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Критична ситуація, що склалася в паливно- енергетичному секторі і економіки України, обумовлює виняткову актуальність питань транспортування, зберігання вуглеводнів. При великій частці імпортованих вуглеводнів понад 70%, ефективність їхнього використання вкрай низька через сильний випар у навколишнє середовище і, як наслідок – відносні втрати при транспортуванні та зберіганні самі більші в Європі. Втрати вуглеводнів можна характеризувати наступними процесами, які їх викликають:

- втрати від насичення при першому заповненні ємностей;
- втрати від великих і малих подихів при заповненні ємностей, і добове коливання температури навколишнього середовища;
- втрати від викачки рідких вуглеводнів.

Один з важливих шляхів економіки паливно-енергетичних ресурсів є боротьба із втратами нафтопродуктів. Одним з видів втрат рідких вуглеводнів, повністю не переборних, є втрати від випару з резервуарів і інших ємностей при зберіганні й транспортуванні. Існуючі пристрої дозволяють забезпечити високу схоронність рідких вуглеводнів при транспортуванні й переливі з ємності в ємність.

Існуючі методи перехоплення вуглеводнів хоча і мають досить непогані значення відбору вуглеводнів, являють собою дуже складні та дорогі установки, забезпечення їх стабільної роботи також являє собою досить складний процес. Тому постає необхідність у нових методах.

Отримання досить ефективного та відносно простого способу стало можливо завдяки оригінальній конструкції термоконденсатора ежектора, який використовується в установці для конденсації вуглеводнів. Використання низького інертного газу (азоту) забезпечує можливість повністю сконденсувати вуглеводні нафтопродуктів, тим самим 10% зменшити випаровування вуглеводнів при зберіганні і транспортуванні та зберегти якісні показники суміші на високому рівні.

Також досягається екологічна безпека від попадання у атмосферу вуглеводнів. Охолоджене повітря після термоконденсатора ежектора можна використовувати для охолодження резервуарів зберігання вуглеводнів.

Науковий керівник: Козут В.О., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ



УДК 621.565.945.004.14:551.57

ВЛИЯНИЕ ОСЕДАНИЯ ИНЕЯ НА ПРОЦЕСС ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕ

Козаченко И.С., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Влияние формирования инея на ребристой трубной поверхности воздухоохладителя в значительной мере меняет процесс тепло-массообмена, иногда радикально. На протяжении всего процесса формирования слоя инея его структура находится в непрерывном процессе трансформации изменяя свои основные свойства такие как плотность и теплопроводность. Исследования Тао [1] и Hayashi [2] дали представление о протекании данного процесса и сформировали три основных его стадии. Начальный период формирования замерзшей капли и следующий за ним период «остроконечного роста» кристалла, дают временный прирост холодопроизводительности аппарата за счет увеличения наружной поверхности. Данный эффект обуславливается выполнением новообразованными однородными кристаллами льда роли дополнительного ребрения. С течением времени моноконечный кристалл льда, за счет создания вокруг него повышенной зоны турбулентности и как следствие усиления теплопередачи образует древовидные отростки (рис. 1), что описывается как третья стадия роста кристалла инея. В процессе формирования «кроны» кристалла образуется ячеисто-пористая структура содержащая в себе фракции льда и воздуха. Данная структура является нестабильной и в течение времени под воздействием сил разности парциальных давлений у холодной поверхности и у вершины слоя инея происходит дисперсный перенос влаги вглубь слоя. При этом только часть влаги уходит на наращивание толщины слоя, когда его оставшаяся часть приходится на уплотнение уже сформированного. При продолжительной работе воздухоохладителя в режиме выпадения инея, плотность инея вблизи охлаждае-

мой поверхності стремиться к щільності льда. С ростом товщини слоя, неизбежно повышается рост температури поверхності инея, что при работе воздухоохладителя в области температур омывающего воздуха близких к нулю может привести к подтаиванию верхнего слоя инея и созданию ледяной корки.

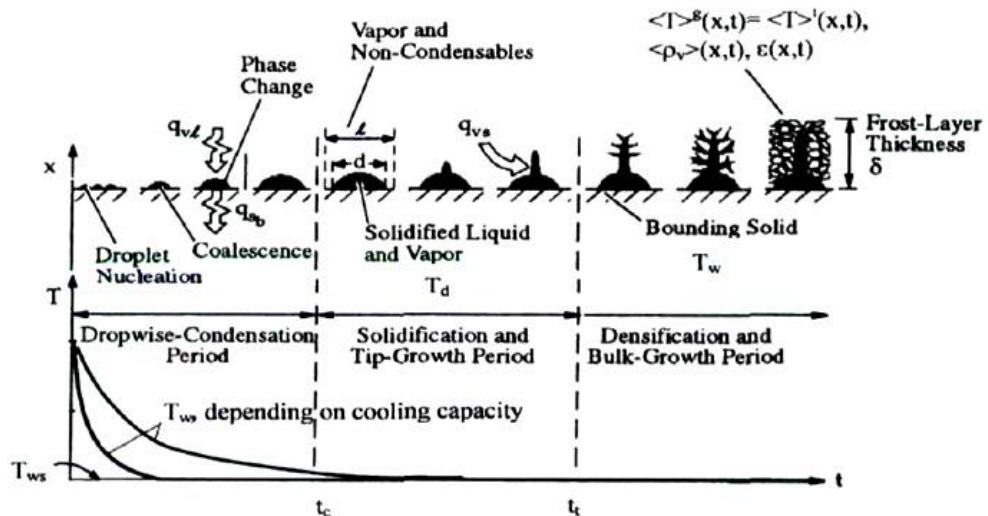


Рис. 1 Классификация периодов роста инея[1].

Учитывая вышеизложенные особенности формирования слоя инея, при разработке модели имитации работы воздухоохладителя необходимо учесть множество факторов влияющих на его физические свойства. Также, только модели с исходно заданным временем оседания слоя, либо итерационным расчетом толщины инея, могут быть применены как те, что наиболее приближенно отображают непрерывный процесс формирования инея.

Литература:

1. Iragorry J. A critical Review of properties and models for frost formation analysis / J. Iragorry, Y. Tao, S. Jia. // HVAC&R Research. – 2004. –10 (4). – p. 393–420.
2. Hayashi Y, Aoki A, Adaehi A, Hori K. Study of frost properties correlating with frost formation types. Journal Heat Transfer.1977; 99: 239-245.

Научный руководитель: Лагутин А.Е., д.т.н., проф. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЖЕКТОРНОГО ТЕПЛОБМІННИКА ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ОЧИЩЕНИХ ТА ОХОЛОДЖЕНИХ ДИМОВИХ ГАЗІВ

Бушманов В.М., аспірант, Бучинський О.Г., Сусяк Т.І., магістранти ІХКЕ ОНАХТ

У процесі розвитку промисловості та енергетики рівень забруднення навколишнього середовища зростає. Атмосферу забруднюють промислові викиди, в числі яких оксиди сірки та азоту, канцерогени (пірен, бензатрацен, фінантрен, бензапірен) та інші шкідливі речовини. Існують різні методи для очищення димових газів, засновані на застосуванні тепломасообмінних або електричних ефектах.

На ТЕЦ зазвичай застосовують скрубери Вентурі, що складаються з трьох секцій: звужуючої секції, невеликої горловини, розширюючої секції.

Скрубери Вентурі можуть бути використані як для очищення газу від дрібних частинок, так і для очищення від забруднень у вигляді сторонніх газів. Однак вони найбільш ефективні для очищення димових газів від зважених частинок (пилу, золи), ніж від канцерогенних речовин.

Також відомі способи і кондиціювання димових газів. Кондиціювання полягає в зміні властивостей димових газів шляхом додавання до них хімічних речовин або водяної пари, що адсорбуються, або конденсуються на поверхні частинок золи.

Потенційним способом чистки від канцерогенних смол є поєднання описаних вище двох способів. Конденсація канцерогенних речовин з димових газів, газу подаються до ежектора де до потоку додаються компоненти завдяки яким можливо здійснити очистку димових газів. Відбувається охолодження та відведення шкідливих фракцій, парорідинну суміш подають до дифузора конденсаційного ежекційного фільтра, де відбувається конденсація канцерогенних речовин.

*Науковий керівник: Козут В.О., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок
і кондиціювання повітря ОНАХТ*

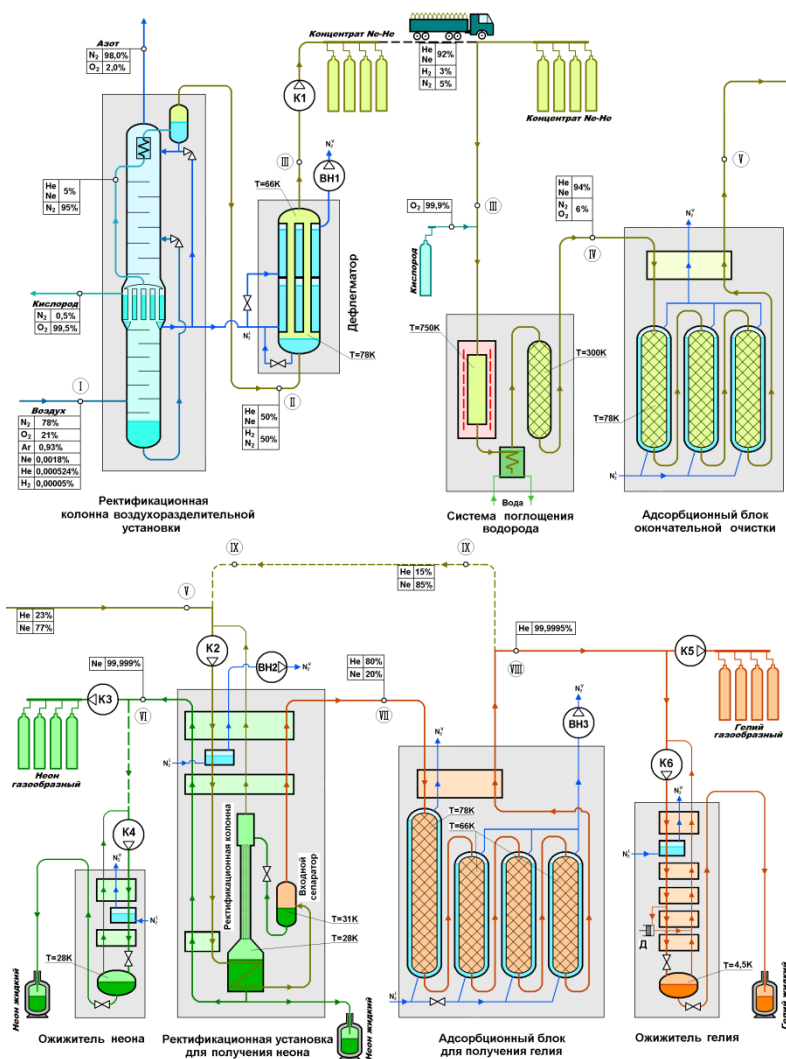


СЕКЦІЯ №5 – “КРІОГЕННА ТЕХНІКА”

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНОЇ КРІОГЕННОЇ ТЕХНІКИ

Гладков С.В. зр. МЗ-12 ХДУХТ, м. Харків

У 1971 р. XIII конгрес з холоду ухвалив таке рішення: вважати областю криогенних температур зону, нижчу за 120 К (-153 °С). Причиною вибору саме цієї температури є те, що температури кипіння звичайних холодоагентів (аміак, фреони) лежать вище за неї, а нормальні температури зрідження найпоширеніших газів (азот, кисень, водень, гелій та ін.) — нижче.



Технологічна послідовність отримання криогенної рідини (неону та гелію)

Кріогеніка розробляє і вдосконалює низькотемпературні технології, процеси та обладнання. З нею тісно пов'язані й інші науки, зокрема кріофізика (здійснює фундаментальні дослідження у області криогенних температур), кріобіологія (досліджує властивості біологічних об'єктів за криогенних температур), кріомедицина (розробляє методи лікування з використанням кріотехнологій), кріоелектроніка (розробляє електричні та електронні пристрої, мікропроцесорну техніку для роботи у області криогенних температур, у тому числі з використанням надпровідних технологій). Криогенні технології використовують також у харчовій промисловості — розроблено системи безмашинного охолодження з використанням кріорідин, криогенні методи надшвидкого заморожування, сублімаційного висушування, кріоподрібнення, кріогрануляції та ін.

Кріогенна техніка на початку свого розвитку мала на меті отримання зріджених газів. Нині з повітря отримують великі обсяги різних газів (кисень, азот, аргон та ін.). Ці газы (насамперед, кисень) використовують у багатьох галузях промисловості: металургії, будівництві, медицині, хімічній промисловості, авіації, ракетній техніці та ін. Зріджений азот, отриманий з повітря, є найуживанішим холодоносієм у кріогенних технологіях. Для зберігання газів у великих кількостях використовують зрідження (це значно зменшує потрібний об'єм сховища) та зберігання у кріосховищах.

У зв'язку з широким впровадженням кріогенної техніки істотно просунулися роботи з дослідження теплообміну випромінюванням при кріогенних температурах стосовно надпровідних пристроїв і кріостатів для створення ефективної вакуумно-порошкової багат шарової ізоляції. Тут розглядається комбінований радіаційно-конвективний теплообмін.

Розробляються уточнені, з використанням комп'ютерних програм методи аналізу теплообміну в топкових пристроях. Розвиваються розрахункові прийоми, які дозволяють отримати повнішу інформацію про тепловий стан топков, що дає можливість поліпшити їх конструктивні рішення і режимний характер роботи.

Проаналізовані нові явища при теплообміні: вільна конвекція у випадку нагріву зверху (вектори потоку тепла і сили гравітації збігаються), термоконвективні хвилі й та ін. Актуальним залишається детальніше вивчення методів інтенсифікації теплообміну (додавання у потік рідини поверхнево-активних речовин, створення пульсацій рідини, вібрація поверхонь нагріву та ін.).

Розвиток теорії теплопередачі, розробка сучасних інженерних методів розрахунку теплообмінного устаткування залишаються актуальним завданням для переходу до нових наукоємких інноваційних технологій.

*Науковий керівник: Якушенко Є.М., к.т.н., доц. кафедри
холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ*

РОЗРОБКА УСТАНОВКИ ДЛЯ ЗРІДЖЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ПРОДУКТИВНІСТЮ 1Т/ГОДИНУ

Медушевський Є.В, магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

В даний час світовий ринок торгівлі зрідженим природним газом (ЗПГ) став найбільш динамічним ринком вуглеводнів. В середньому його приріст становить близько 7% в рік. В даний час все більш широке застосування знаходить виробництво і використання ЗПГ в малотоннажному масштабі. Переваги ЗПГ як виду палива:

- зрідження природного газу збільшує його щільність в 600 разів, що підвищує ефективність і зручність зберігання, в тому числі і як моторного палива для транспортних засобів;
- можливість комерціалізації які раніше не затребуваного газу малодобітних свердловин або родовищ газу з низьким вмістом вуглеводнів (біогаз, шахтний і попутний газ);
- при роботі на ЗПГ істотно знижується токсичність вихлопу двигунів внутрішнього згоряння;
- ЗПГ в 3-5 разів дешевше бензину або дизельного палива.

Опис схеми установки:

Принципова схема установки, що працює по дросельного циклу, показана на мал. 1. Газ надходить з магістралі під тиском 6 бар направляється в компресор, де відбувається його стиснення до 200 бар. Далі газ надходить до теплообмінного апарату (ТО) №1 де відбувається попереднє охолодження газу, зворотним потоком, до температури 278К. Після ТО №1 рідина направляється на охолодження в ТО №2, де охолоджується до температури 238К пропановою

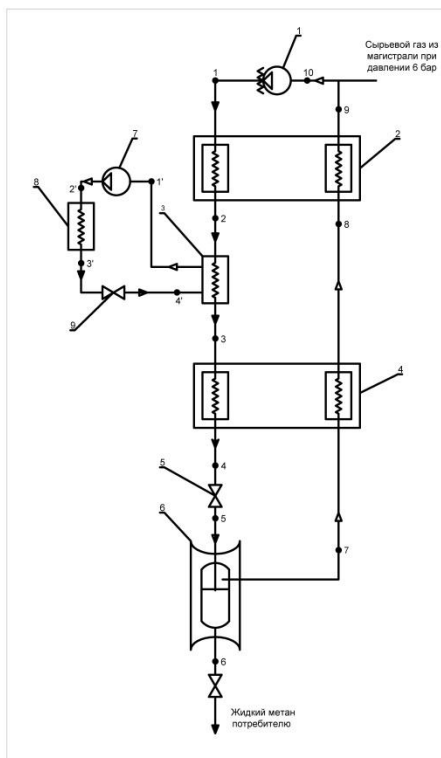
холодильною машиною. На виході з теплообмінника рідина направляється в основний теплообмінник №3, де охолоджується до температури 208 К, газом, що виходить з сховища ЗПГ, яке виконує роль віддільника рідини. Після ТО №3 рідина дроселюється до тиску 6,1 бар, утворюється 60% пара і 40% рідини. Паро-рідинна суміш надходить до віддільника рідини, де пара відводиться на ТО №3 і ТО №1 і змішується з потоком з магістралі. Рідкий метан надходить до споживача під тиском 6 бар із температурою 139 К.

Визначення основних характеристик робочих процесів циклу установки:

Розрахунки проведені для 2,5 т/год стисненого природного газу.

Результати розрахунків параметрів характерних точок дросельного циклу наведені в таблиці.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1'	2'	3'	4'
Тиск, бар	200	200	200	200	6,1	6,1	6,1	6,1	6,1	6	1,1	11	11	1,1
Температура, К	300	278	238	208	139,3	139,3	139,3	232	292,3	295	270,5	359	300	232,8
Ентальпія, Дж/моль	-2983	-4262	-6814	-8788	-8788	-13317	-5746	-2446	-306,6	-194	-2020	4091	-15790	-15790
Ентропія, Дж/(моль*К)	-50,7	-55,2	-65,1	-73,94	-63,3	-94,46	-42,25	-24,05	-15,86	-14,95	-7,77	-6,3	-70,39	-66,12



- 1 — компрессор природного газа с системой отвода теплоты сжатия; 2 — теплообменник № 1 (попередній); 3 — теплообменник № 2 (пропановий); 4 — теплообменник № 3 (основний); 5 — дросель; 6 — сховище ЗПГ; 7 — компрессор пропановий; 8-конденсатор пропановий; 9-дросель пропановий

Витрати установки:

- 1) Электроэнергия: 50,69 \$ -за одну годину, в денний час доби(при ціні 1,680 грн/кВт). Або 21,1 \$ в нічний час (при ціні 0,7 грн/кВт).
- 2) Витрати на покупку газу з магістралі: 376,55 \$ щогодини Кількість одержуваного природного газу 1т / ч = 639,72 галона / ч Заробіток від продажу скрапленого метану, при ціна 5 \$ / барель :

Економічне обґрунтування установки

Паливо - мабуть, найдорожчий витратний матеріал, на який йде близько 80% витрат, пов'язаних з автомобілем. Сьогодні ніхто не буде сперечатися з приводу економічного переваги використання дизельного або газового палива в порівнянні з бензином. Але от питання: що вигідніше - газ або дизпаливо?

Щоб зрозуміти і порівняти природний газ і дизельне паливо, необхідно вимірювати еквівалентом дизельного палива (DLE), який є кількістю природного газу, необхідного для того, щоб був еквівалент зміст енергії в літрах дизельного палива. Для кожної з цих одиниць в дизельному еквівалента (DLE) є:

Природний газ	Еквівалент дизельного палива
1 м ³	1,032 літра

Економія палива за допомогою природного газу завжди виражається

На основі еквівалентної кількості енергії. Наприклад, якщо вартість дизельного палива складає 1,15 дол. США за літр, а вартість газу на еквівалентній енергетичній основі складає 0,75 дол. США за DLE, економія палива становить 0,40 дол. США за DLE.

$639,72 * 5 = 3198,6 \text{ \$ / год.}$

Прибуток:

$3198,6 - 21,1 - 376,55 = 2800,95 \text{ \$/год}$

Висновок

Установка для зрідження природного газу має хороший коефіцієнт зрідження 0,4 (1т / ч), має малі енерговитрати і приносить великий прибуток при продажу рідкого палива. До недоліків ставитися високий ступінь стиснення 200бар, необхідність в холодильній машині, високої продуктивності (107 кВт). Використання СПГ, як палива, набагато вигідніше, ефективніше і більш екологічне, ніж нафтопродукти (дизель).

Науковий керівник: Кравченко М.Б., д.т.н., проф. кафедри криогеної техніки ОНАХТ

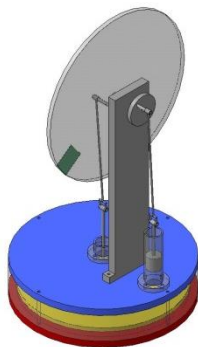


РАЗРАБОТКА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ «ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА»

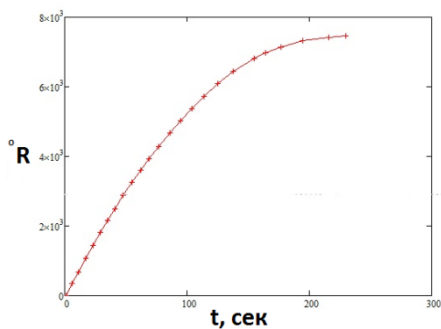
Сушильников И.В., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Цель лабораторной работы заключается в определении параметров настольной модели двигателя Стирлинга, методом кадрирования видеосъемки его работы. В ходе лабораторной работы производится запись зависимости угла поворота маховика от времени и температур на тёплой и холодной поверхностях двигателя Стирлинга. По этим зависимостям вычисляется мощность двигателя Стирлинга и его эксергетический КПД.

Двигатель Стирлинга — тепловая машина, в которой газообразное рабочее тело периодически нагревается и охлаждается с изменением объёма. Двигатель Стирлинга может работать от любого источника тепла.

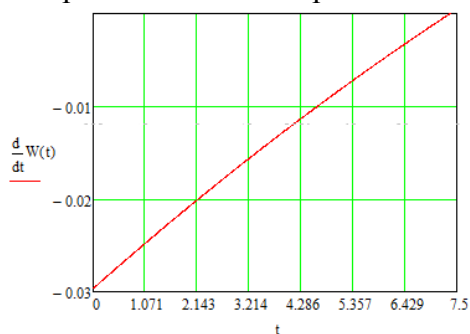


Во время проведения лабораторной работы вращение вала двигателя и показания приборов записывались на видео для дальнейшей их обработки. Обработка результатов лабораторной работы начинается с построения графика зависимости угла поворота вала от времени во время холостого хода.

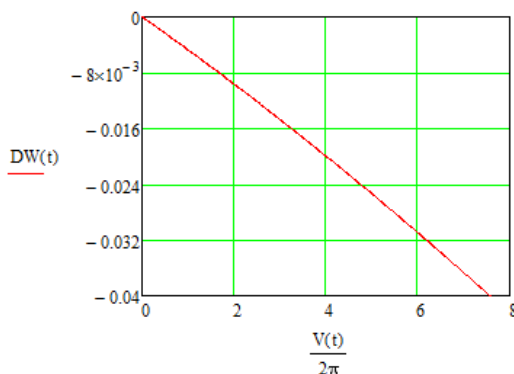


После этого к двигателю подводится тепло от горячего источника (нагретой воды) и снимается новое видео его работы при различных температурах горячего и холодного источников.

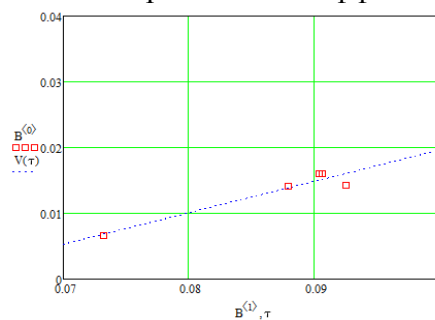
В результате обработки данных, полученных на холостом ходу, были рассчитаны зависимости рассеиваемой мощности как производной от энергии маховика по времени, Дж/с



Далее находится зависимость рассеиваемой мощности (Вт) от числа оборотов вала (об/с):



и зависимость мощности двигателя Стирлинга от коэффициента Карно $(T_g - T_c) / T_g$.



Эксергетический КПД исследуемого двигателя Стирлинга получился близким к 50%.

Научный руководитель: Кравченко М. Б., д.т.н., доцент кафедры криогенной техники ОНАПТ



ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУР РІДКОГО АЗОТУ НА ВЛАСТИВОСТІ НЕЙЛОНОВОЇ ЛІСКИ

Іванов М.Ю., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

При зниженні температури більшість матеріалів стає більш міцними і зносостійкими.

Зменшення пластичності і підвищення твердості при низьких температурах дозволяє підвищити ефективність механічної обробки ряду матеріалів.

Однак при низьких температурах в матеріалі, особливо під навантаженням, можуть відбуватися внутрішні структурні перетворення, в результаті чого зростає небезпека раптового руйнування деталей.

В ході нашого експерименту, ми перевірили як змінюються властивості нейлонової ліски, при занурення її в рідкий азот.

У ході експерименту початку був виконаний контрольний замір міцності ліски яка не була занурено до рідкого азоту, за допомогою динамометру. Ліска була подвійна. Одна сторона була обмотана за циліндричну ручку для того щоб не було зайвих концентрацій навантажень на вигині. Інша сторона ліски кріпилася до динамометру. Потім динамометр тягли и фіксували при якому значенні ліска рвалась.

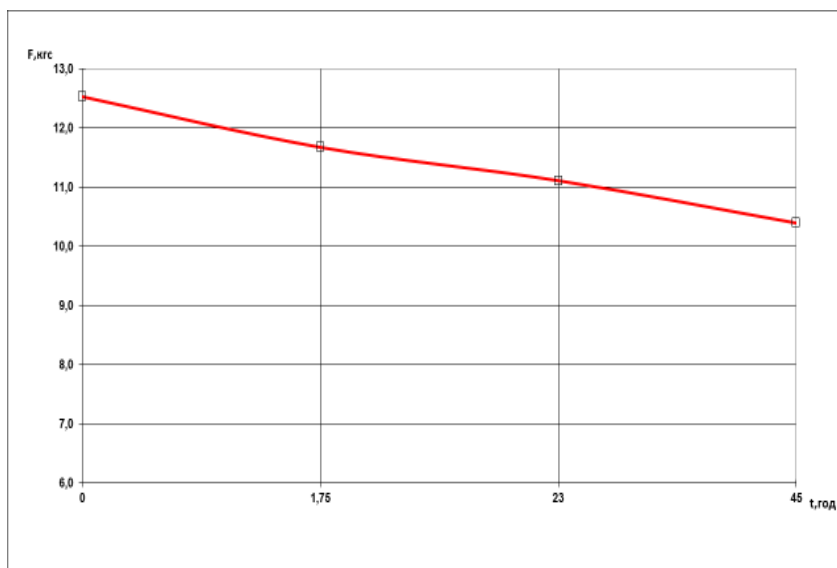
Далі намотали п'ять мотків ліски на тонку палку і погрузили її до рідкого азоту.

Перший моток ліски був видержаний одну годину 45 хвилин. Другий 23 години. Третій 45 годин.

Після чого, як і в контрольному випадку були зроблені заміри міцності ліски. Також були виконані заміри пластичної деформації ліски під час її навантаження до і після занурення в азот.

Отримані результати можливо побачити на таблиці та діаграмі, які наведені нижче.

	Контроль	1ч-45 мин	23 часа	45 часов						
1	12,2	11,7	9,2	9,6						11,7
2	12,7	11,6	11,6	11,1						11,6
3	12,6	12,1	10,9	10,5						12,1
4	12,4	11,0	11,7							11,0
5	12,4	12,0	11,6							12,0
6	12,1		11,7							9,2
7	12,7									11,6
8	12,6									10,9
9	12,8									11,7
10	12,85									11,6
Время	0	1,75	23	45						11,7
Среднее арифметическое	12,5	11,7	11,1	10,4						9,6
Среднее квадратическое отклонение	0,06	0,19	0,97	0,57						11,1
Критерий Стьюдента	2,1E-05	4,0E-03	8,0E-03	1,8E-02						10,5
	Контроль	Замеры на удлинение			Удлинение после жидкого азота					
	см	см	Удлинение	кг	кг/см	см	см	см	кг	Кг/см
	25,8	27,1	0,0504	12,0	0,00420					
	24,6	26,1	0,0610	11,8	0,00517					
	17,8	18,9	0,0618	10,9	0,00567	17,6	18,0	0,0227	11,3	0,00201
	46,8	51,1	0,0919	10,9	0,00421	17,0	17,1	0,0059	8,0	0,00074
	23,9	25,0	0,0460	9,7	0,00474	24,3	25,5	0,04938	10,9	0,00453



На підставі результатів проведеного дослідження можливо стверджувати:

Під впливом низьких температур змінюється міцність ліски. Проведений тест Стьюдента показав, що ймовірність того, що отримані розбіжності результатів виміру випадкові не перевищує $2,1 \cdot 10^{-5}$.

Витримування ліски у рідкому азоті призводить до збільшення границі текучості нейлону з якого виготовлена ліска. Цей результат не є цілком достовірним тому що кількість вимірів в експерименті була недостатня.

Науковий керівник: Кравченко М.Б., д.т.н., проф. кафедри криогеної техніки ОНАХТ

РОЗРОБКА БЮДЖЕТНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ КИСНЮ ПІД ТИСКОМ 16 МПа

Козюренко О.Ю., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Спроектована установка призначена для отримання газоподібного технічного кисню під тиском 16 МПа.

Одною з основних завдань і функцій цієї установки є отримати газоподібний технічний кисень (об'ємна частка кисню не менше 99,7%) для малих підприємств, господарств, для технічних потреб населення, які використовують кисень для зварювання та різання металів, а також застосування кисню в медичних цілях.

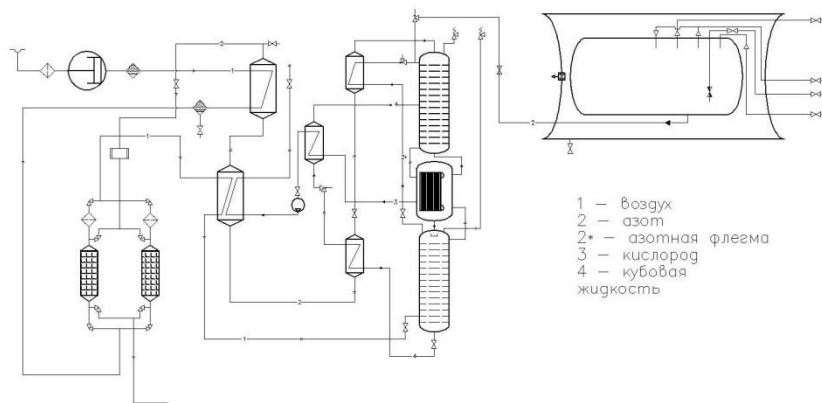
Основні переваги установки:

- 1) Малі габарити щодо ВРУ середнього і високого тиску;
- 2) Відсутність дорогих елементів (компресора високого тиску і детандера);
- 3) Легка і швидка установка (plug & play)
- 4) Високий коефіцієнт надійності
- 5) Низькі експлуатаційні витрати
- 6) Виробництво за запитом
- 7) Низький рівень шуму

В установці використаний новий цикл низького тиску з компенсацією втрат тепла рідким азотом. Повітря надходить в компресор при температурі навколишнього середовища і стискається до $P = 0.8$ МПа. В основному теплообміннику повітря охолоджується зворотними потоками кисню та азоту і потрапляє в нижню колону з $P = 0.65$ МПа. У нижній ректифікаційній колоні відбувається поділ повітря на кубову рідина.

Кубова рідина з нижньої частини нижньої колони відводиться через охолоджувачі в середину верхньої колони. Частина азотної флегми з нижньої колони відбирається і подається на охолоджувач після чого надходить через дросельний вентиль в верхню частину верхньої колони для зрошення, де додатково змішується з рідким азотом з ЦКТ для компенсації холодовтрат. У верхній ректифікаційній колоні відбувається остаточне розділення повітря на чистий кисень концентрацією не менше ніж 99,7%, який збирається в кубі верхньої колони.

У насосі рідкий кисень стискається до тиску порядку 16 МПа, далі кисень в рідкому вигляді надходить в основний теплообмінник, в якому відбувається газифікація кисню і криогенний продукт під тиском надходить на наповнювальну рампу для наповнення балонів.



Економічне обґрунтування установки

Витрати установки:

1) Електроенергія: 1,25 \$ -за одну годину, в денний час доби(при ціні 1,680 грн/кВт). Або 0,52 \$ в нічний час (при ціні 0,7 грн/кВт).

2) Витрати установки по рідкому азоту: 3,73 \$/щогодини.

Кількість одержуваного газоподібного кисню: 26 кг/годину при ціні 0,44 \$/кг. Тобто 11,4 \$/годину.

Прибуток становить : $11,4 - 1,25 - 3,73 = 6,17$ \$/годину

Науковий керівник: Кравченко М.Б., д.т.н., проф. кафедри кріогенної техніки ОНАХТ



РОЗРОБКА УСТАНОВКИ ДЛЯ ЗРІДЖЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ЗА РАХУНОК ПЕРЕПАДУ ТИСКІВ У МАГІСТРАЛЬНОМУ ГАЗОПРОВОДІ ТА У ГАЗОПРОВОДІ СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ

Новіков В.Ю., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Сучасна технологія зниження тиску природного газу при переході від магістрального газопроводу до газопроводу середнього тиску використовує процес розширення газу в розширювальному вентилі. Цей процес супроводжується зниженням температури газу, який поступає у газопровід середнього тиску. В зимовий період температура газу може бути нижче 0°C. Подача такого газу до підземного газопроводу середнього тиску може призвести до промерзання ґрунту та розриву трубопроводів. Для попередження цього на газорозподільних станціях природний газ нагрівають до такої температури, при якій після розширення у газопровід середнього тиску поступає газ з температурою вище 0°C. Для нагріву використовується частина природного газу, якій спалюється у спеціальному теплообмінному апараті.

Використання турбіни для розширення природного газу не знайшло практичного використання з двох причин: по-перше, енергія, яку виробляє турбіна не знаходить попиту; по-друге, при розширенні газу в турбіні його температура знижується ще більше, тому для підігріву газу перед турбіною треба спалювати більше газу.

Призначенням розробленої установки є використання перепаду тисків між магістральним газопроводом та газопроводом середнього тиску для зрідження частини природного газу. Зріджений таким чином природний газ може використовуватися для задоволення потреб у газі під час пікового зростання його використання, або для газифікації віддалених районів.

Зріджений природний газ - штучно охолоджений метан до -160°C. ЗПГ має ряд переваг перед природним газом:

-можливість газифікувати об'єкти, віддалені від трубопроводу;

- компактне зберігання;
- зручне транспортування;

Опис схеми установки:

Установка для отримання зрідженого природного газу (ЗПГ) з магістралі з продуктивністю 17 т / добу (Рис.1). Газ при тиску 60 бар і температурою 293 К надходить з магістралі. За допомогою детандера і теплообмінників (ТО1, ТО2, ТО3) газ охолоджується, перед дросель-вентилем (ДВ1), до температури 197,8 К. Після дроселя 25% газу зріджується і надходить в судину для зберігання, подальшого транспортування. Газоподібний природний газ прямує на компресор для стиснення до 10 бар і подальшої відправки споживачеві, попередньо газ нагрівається в теплообміннику і надходить в трубопровід з температурою в 300 К.

Принципова схема установки:

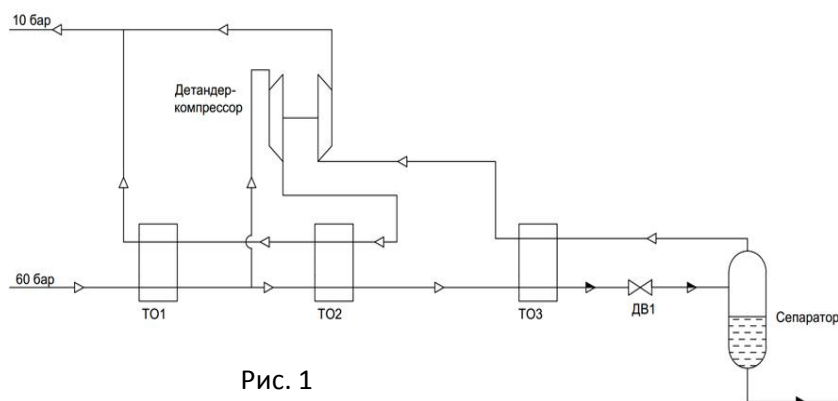


Рис. 1

Висновок:

Така установка не вимагає витрати енергії ззовні. Вироблений енергія детандером йде на компримування газу в компресорі, який знаходиться на одному валу з ним.

За допомогою подібної установки, яка встановлюється на розподільному комплексі, можна сжижать до 25% поступаемого газу.

Зріджений газ можна транспортувати в регіони, в яких відсутня газове забезпечення. У зимовий період рідкий газ можна газифікувати і відправляти газопровід для підвищення тиску в мережі.

Науковий керівник: Кравченко М.Б., д.т.н., проф. кафедри криогеної техніки ОНАХТ



СИСТЕМИ ПРИГОТУВАННЯ ГАЗОВИХ СУМІШЕЙ НА ОСНОВІ ІНЕРТНИХ ГАЗІВ І ЇХ ВИКОРИСТАННЯ В ХАРЧОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

Костенко П.М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Газовые смеси используются в самых различных сферах науки и техники. Это медицина, электроника, лазерная техника, сварка различных металлов, дайвинг и т.п. Основными компонентами смесей являются аргон, гелий, редкие газы, азот, кислород, углекислота, галокарбонны и т.п. Каждый компонент смеси изначально должен быть очищен от примесей до состояния 99,999 - 99,9999%.

В лабораторной практике, как правило, используются смеси, полученные в баллонах. Для этого рекомендуются два основных метода: гравиметрический и манометрический. Гравиметрический метод основан на взвешивании баллона после добавления каждого компонента. Для повышения точности практикуют метод многократного разбавления, особенно если общий объем примесей не достигает 1...2%. При манометрическом методе контролируют давление в сме-

сительной камере после введения каждой порции газообразных компонентов. Для уменьшения влияния сжимаемости компонентов давление процесса ограничивают несколькими атмосферами. Готовую смесь перекачивают компрессором в баллон и повторяют процедуру до получения заданного количества продукта. И весовой, и манометрический методы отличаются весьма малой производительностью. Этому причина - периодичность процессов наполнения, перемешивания, контроля и коррекции состава. В последнем методе также требуется длительная стабилизация температуры. При перекачке компрессором не исключено изменение состава смеси. Задача получить целевые вещества непосредственно в баллоне. Такой способ пригоден, если концентрация отдельных компонентов $y_i \geq 1\%$, а давление исходных веществ достаточно высокое.

Таблица 1. Алгоритм приготовления смеси на примере искусственного воздуха.

	Азот	Кислород	Аргон	Смесь
1. Гидравлический объем смесительного баллона, $V_B = V_{\Sigma}$, м ³				0,05
2. Заданное количество готовой смеси, m_{Σ} , кг				6
3. Плотность смеси, $\rho_{\Sigma B} = m_{\Sigma} / V_{\Sigma}$, кг/м ³				120
4. Требуемый объемный состав смеси, y_i , %	78,11	20,96	0,93	100
5. Молекулярная масса компонентов, μ_i , кг/кмоль	28,01	32	39,95	
6. Кажущаяся молекулярная масса смеси, $\mu_{\Sigma} = y_{N_2} \cdot \mu_{N_2} + y_{O_2} \cdot \mu_{O_2} + y_{Ar} \cdot \mu_{Ar}$, кг/кмоль				28,96
7. Массовая концентрация компонента, $c_i = \frac{y_i \cdot \mu_i}{\mu_{\Sigma}}$, %	75,56	23,16	1,28	100
8. Масса компонентов в составе смеси, $m_i = y_i \cdot m_{\Sigma}$, кг	4,533	1,390	0,077	6,0
9. Плотность компонентов, ρ_i , (при условии, что каждый из них помещается в баллоне <u>отдельно</u> V_B) кг/м ³	90,67	27,79	1,54	
10. Давление компонентов согласно справочным данным для чистых веществ при ρ_i , и $T=290K$, P_i , бар	77,589	20,639	0,929	
11. Расчетное давление смеси, $P_{\Sigma} = P_{N_2} + P_{O_2} + P_{Ar}$, бар				99,157
12. Последовательность подъема давления в смесительном баллоне, бар	Аргон			I - 0,929
	Кислород+Аргон (20,639+0,929)			II - 21,568
	Азот+Кислород+Аргон (77,589+20,639+0,929)			III - 99,157

Описанный метод апробирован при получении смеси $^{20}\text{Ne} - ^{22}\text{Ne}$ с заданным изотопным соотношением. Метод достаточно стабилен: в большинстве случаев требуемый результат достигался после одного корректирующего шага, который осуществлялся на основании контроля полученного изотопного состава. Таким же способом готовят поверочные смеси на основе редких газов. Освоение технологий очистки инертных и технических газов и получения из них смесей способствует расширению числа потребителей газовых смесей.

Науковий керівник: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., зав. кафедри кріогеної техніки ОНАХТ



ТИПИ ВАКУУМНОЇ ТЕХНІКИ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ В КРИОГЕННИХ ТЕХНОЛОГІЯХ

Артемчук А.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Современные технологии и процессы получения редких газов проходят в широком спектре давлений (до сотен атмосфер), но также широко применяется и вакуумная техника. Например, откачка паров азота в дефлегматоре; регенерация сорбента в адсорберах, подготовка баллонов к наполнению чистыми продуктами, экранно-вакуумная и вакуумно-порошковая изоляция, работа масс-спектрометра и другое.

Условно, глубину вакуума, получаемую с помощью различной вакуумной техники в криогенике можно разделить на четыре группы: умеренный, предварительный, глубокий, сверхглубокий (рис. 1).



Рис. 1. Область применения вакуумной техники в криогенике.

Для откачки больших объемов газа и где не требуется глубокий вакуум обычно используется водокольцевой вакуум-насос. Имея такие расходные характеристики эти насосы прекрасно справляются с откачкой большого количества пара кипящего азота. За счет этого можно понизить температуру в дефлегматоре с 77,4К до 68К, что способствует уменьшению доли примеси (азота) в неонгелиевом концентрате в несколько раз. А для получения уже чистой неонгелиевой смеси – используют адсорберы периодического действия. Такие аппараты нуждаются в регенерации сорбента путем вакуумирования слоя нагретого сорбента. Для этих целей используются пластинчато-роторные насосы (с масляной смазкой) или «сухие» спиральные насосы.

Процессы ректификации неонгелиевой смеси и разделение неона на изотопы протекает при температурах порядка 30К. Аппараты в таких установках защищены от теплопритоков экранно-вакуумной изоляцией. Разрежение $10^{-4} \dots 10^{-5}$ миллиметра ртутного столба в изоляционных кожухах создается паромасляными диффузионными насосами. Для анализа изотопного состава неона необходимы высокоточные масс-спектрометры, которые комплектуются полностью безмасляными вакуумными системами. Предельный вакуум 10^{-7} миллиметра ртутного столба достигается за счет турбомолекулярного насоса. В таком насосе линейная скорость ротора близка к тепловой скорости молекул.

Науковий керівник: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., зав. кафедри криогеної техніки ОНАХТ

СЕКЦИЯ №6 – “РОБОЧИ РЕЧОВИНИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН”

РАБОЧЕЕ ТЕЛО ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

Сенчук В.О., аспирант ОНПУ, г. Одесса

Выбор рабочего тела является важным вопросом, который определяет область применения двигателя Стирлинга, и должен быть предусмотрен еще на стадии конструирования.

На практике, для ДС со средними значениями частот вращения и умеренными характеристиками, в качестве рабочего тела можно использовать воздух, т.к. он наиболее доступен по сравнению с другими рабочими телами (водород, гелий и т.д.) и неисчерпаем. Сравнительные характеристики рабочих тел приведены в таблице 1.

Таблица 1. Сравнительные характеристики рабочих тел для ДС*

№	Показатель	Воздух	Водород	Гелий	Двуокись углерода
1.	Коэффициент объемного расширения газов β_v , 1/К	$3,665 \cdot 10^{-3}$	$3,664 \cdot 10^{-3}$	$3,66 \cdot 10^{-3}$	$3,726 \cdot 10^{-3}$
2.	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	0,0247	0,174	0,146	0,0137
3.	Теплоемкость при постоянном давлении C_p , кДж/(кг·К)	1,0	14,3	5,28	0,837
4.	Абсолютная вязкость μ , (Па·с)·10 ⁻⁶	18,5	8,94	19,9	15,0

* Из таблицы видно, что воздух обладают средними значениями теплофизических характеристик

Использование воздуха, позволяет удешевить установку ДС: решается проблема с уплотнениями (утечка рабочего тела через уплотнения), отсутствует необходимость в усложнении конструкции установки и, как результат, такие двигатели могут быть простыми, дешевыми и надежными.

Двигатели, работающие на воздухе, являются маломощными и малогабаритными, за счет чего потребность в таких агрегатах увеличивается (особенно для бытового использования).

Рассмотрим принцип работы ДС β -типа, рабочее тело – воздух (Рис.1)

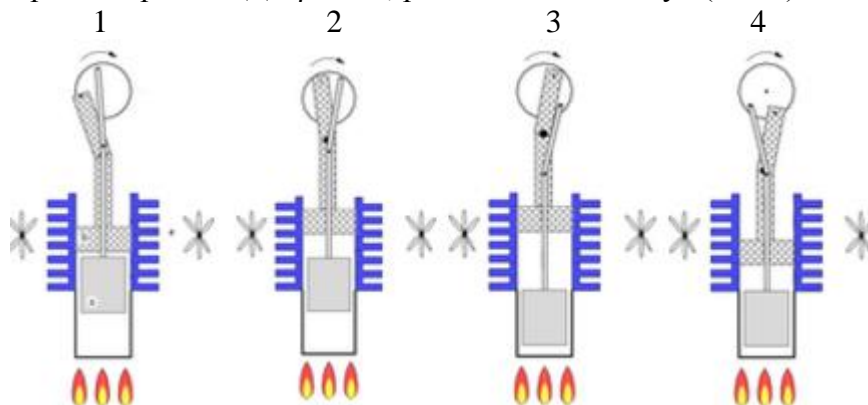


Рисунок 1. ДС β -типа

Анализируя рисунок работы ДС видно следующее:

1. внешний источник тепла нагревает воздух в нижней части теплообменного цилиндра. Создаваемое давление толкает рабочий поршень вверх;
2. маховик толкает вытеснительный поршень вниз, тем самым перемещая разогретый воздух из нижней части в охлаждающую камеру;
3. воздух остывает и сжимается, поршень опускается вниз;
4. вытеснительный поршень поднимается вверх, тем самым перемещая охлажденный воздух в нижнюю часть. И цикл повторяется.

Во время работы двигателя Стирлинга воздух в одном месте конструкции разогревается и расширяется, а в другом охлаждается и сжимается. Рабочее тело не расходуется, однако присутствуют незначительные утечки воздуха через уплотнения, но при этом рабочее тело самовосполняется. Внутри цилиндров не происходит вспышки и детонации, давление низкое, что обеспечивает низкий уровень шума работы двигателя.

Двигатель Стирлинга работающий на воздухе, обладает средними характеристикам, такие двигатели способны длительное время работать автономно (свыше одного года) и использовать природные или радиоизотопные топлива.

Благодаря высокой надежности и умеренным средним характеристикам, такие двигатели способны длительное время работать автономно (свыше одного года) и использовать природные или радиоизотопные топлива.

Литература

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга/Сокр. пер. с англ. Б.В. Сутугина и Н.В. Сутугина – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
2. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 464 с.

Научный руководитель: Денисова А.Е., д.т.н., проф. кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий ОНПУ



ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ХМ НА РІЗНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ

Іванов В.Ю., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Загально відомо, що основне призначення будь якої охолоджувальної системи – це підтримання температурного режиму, що визначається технологією. Будь яке значне коливання температури в холодильному контурі може привести до негативних наслідків. Особливо це явище характерне при транспортуванні, та зберіганні бананів.

За останні роки доволі популярним являється питання, пов'язане з використанням різноманітних речовин (холодильних агентів) в охолоджувальних системах, зокрема в холодильних машинах (ХМ)

Для приклада візьмемо рефрижераторний контейнер, який працює на R22, при цьому об'єм, описаний поршнями $V_h = 18,87 \text{ м}^3/\text{г}$; холодопродуктивність $Q_0 = 12 \text{ кВт}$; навантаження на компресор $N = 4,24 \text{ кВт}$; навантаження на конденсатор $Q_k = 16,7 \text{ кВт}$. За основу розрахунків візьмемо $V_h = 18,87 \text{ м}^3/\text{г}$; температуру конденсації $40 \text{ }^\circ\text{C}$ і температуру кипіння $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, як незмінні параметри, та проведемо теоретичний перерахунок на різні робочі речовини. Данні представлені в табл.1.

Таблиця 1. Показники в залежності від робочої речовини.

Робоча речовина	Показники			
	Q_0 , кВт	N , кВт	Q_k	COP
R22	12	4,24	16,7	2,8
R134a	7,43	2,56	10,4	2,9
R290	10,52	3,7	14,82	2,8
R401a	7,68	2,63	10,6	2,9
R404a	12,43	4,74	18,04	2,6
R407a	11,78	4,28	16,65	2,8
R410a	17,4	6,67	24,9	2,6
R507	12,78	4,85	18,54	2,6
R606a	4,05	4,35	5,6	3,0

Аналізуючи отримані данні, можна зробити висновок, що використання холодильних агентів, таких, як R134a, R401a, R606a, не дозволить забезпечити роботу ХМ в потрібному режимі. Крім того, слід зазначити, що тільки V_h являється незмінним параметром (з деякими припущеннями), а всі інші взаємно пов'язані один з одним. Так, наприклад на рис.1 показана зміна показників в залежності від температури кипіння.

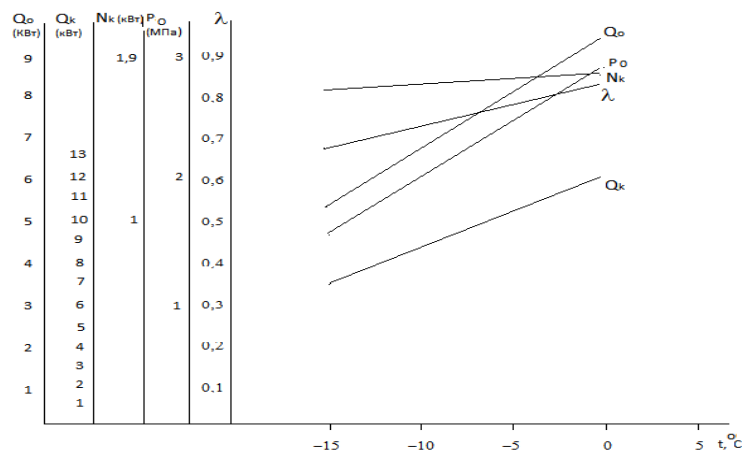


Рис 1. Залежність показників від температури кипіння

Слід також зазначити, що температура повітря в охолоджувальному контурі – це само встановлюючий параметр, як показано на рис.2.

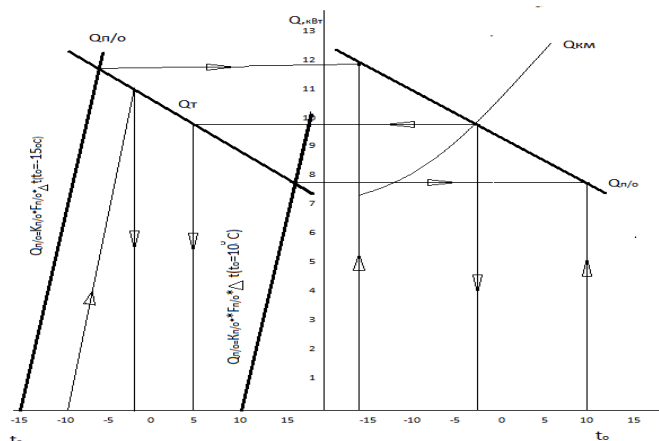


Рис 2. Само встановлення температури о охолоджувальному об'ємі

Виходячи з вище приведенного можливо зробити наступний висновок: для вивчення питання, пов'язаного з дослідженням роботи ХМ на різних робочих речовинах потрібно не тільки теоретичне, а і експериментальне дослідження.

Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., асист. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



УДК 621.577 (043)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОЙ УСТАНОВКЕ С ТУРБОДЕТАНДЕРОМ НА ОСНОВЕ ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ ФРЕОНОВ (R404a)

Нижников А.А., студент ГГТУ им. П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

Определение оптимальной температуры паров фреона поступающего в детандер, сводится к построению графика зависимости температуры перегрева от КПД установки.

Для определения эффективности работы установки, работающей на фреоне R404a, проведем эксергетический анализ. Обоснование применения фреона R404a в качестве рабочего тела приведено в [1].

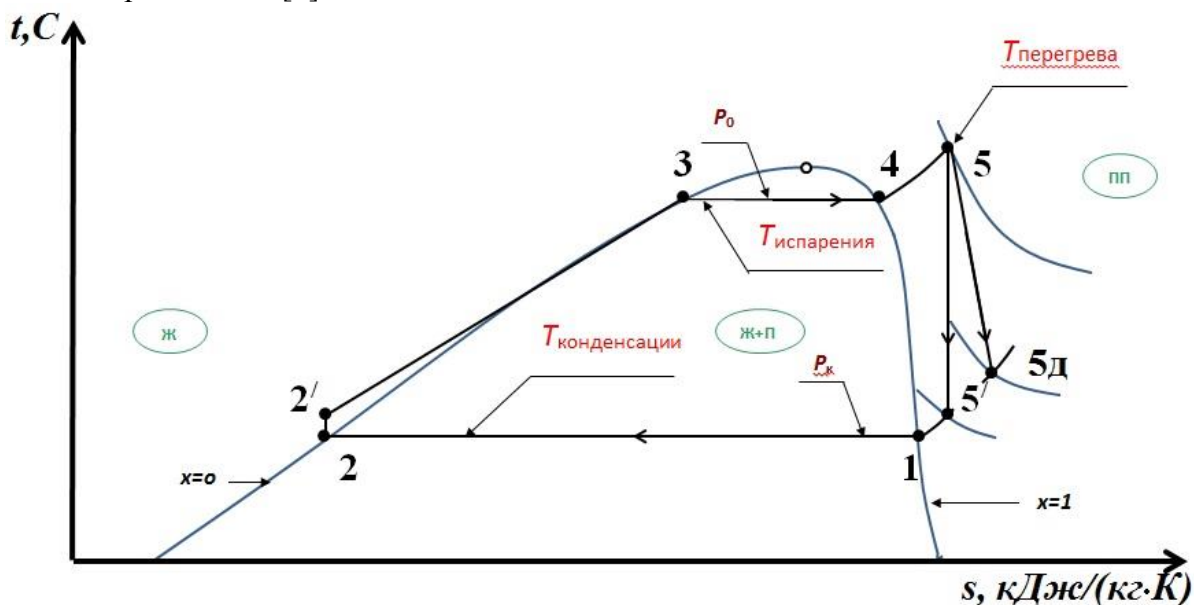


Рис. 1. Диаграмма $t-s$ для фреона R 404a с прямым циклом

Цикл теплоутилизационной установки с детандером на основе озонобезопасных фреонов начинается с испарения фреона и его перегрев, процесс 2'-5. Процесс расширения перегретых паров фреона, процесс 5-5_д. Процесс расширения фреона в детандере сопровождается выработкой электроэнергии. После расширения фреона до заданного давления, он поступает в конденсатор, процесс 5_д-2, где конденсируется, отдавая тепло охлаждающей воде. Далее фреон поступает в насос, процесс 2-2' и цикл замыкается. При расчете принято, что потери давления в испарителе и конденсаторе отсутствуют.

Таблица 1 – Результаты расчет эксергетического КПД теплоутилизационной установки

Эксергетическая температура фреона	$\tau_{x.a.}$	$\tau_{x.a.} = \frac{t_{x.a.}^{cp} - t_{oc}}{t_{x.a.}^{cp}},$ где $t_{x.a.}^{cp}$ – средняя температура фреона в испарителе.	30
Эксергетический КПД испарителя	$\eta_{исп}$	$\eta_{исп} = \frac{\tau_{x.a.}}{\tau_{ВЭР}}, [4]$	0,428
Коэффициент использования эксергии	R	$R = \frac{\eta_{исп}}{h_5 - h_2}$	0,00187
Относительная потеря эксергии в испарителе	$\zeta_{исп}$	$\zeta_{исп} = 1 - \eta_{исп}$	0,592
Относительная потеря эксергии в детандере	$\zeta_{дет}$	$\zeta_{дет} = R \cdot (s_{5д} - s_5) \cdot T_{oc} + (h_5 - h_{5д}) \cdot (1 - \eta_{мех} \cdot \eta_{ген})$ где $\eta_{ген}$ – КПД генератора, $\eta_{мех}$ – механический КПД генератора	0,0173
Относительная потеря эксергии в конденсаторе	$\zeta_{кон}$	$\zeta_{кон} = R \cdot ((h_{5д} - h_2) - T_{oc} \cdot (s_{5д} - s_2))$	0,05
Эксергетический КПД установки	$\eta_{уст}$	$\eta_{уст} = 1 - \zeta_{исп} - \zeta_{дет} - \zeta_{кон} - \zeta_{нас},$ где $\zeta_{нас}$ – потери эксергии в насосе.	0,14

Значение потерь эксергии на перекачку рабочих тел примем из аналогичных расчетов [2]. Из источника видно, что данные потери составляют 20% от КПД. Соответственно КПД нетто утилизационной установки находится в пределе 14-39 %. Диапазон значений КПД характеризует чувствительность установки к значению температуры перегрева рабочего тела в испарителе, снижение температуры перегрева приводит к значительному снижению КПД установки, данная зависимость представлена на рис.3.

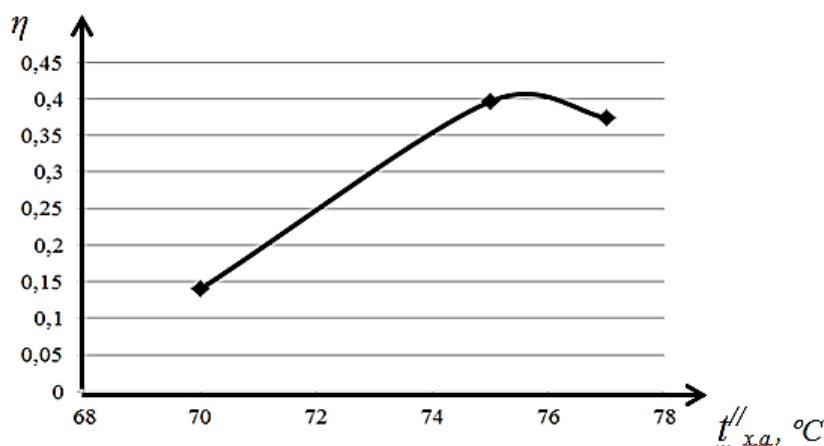


Рис. 2. График зависимости температуры перегрева фреона от КПД теплоутилизационной установки

Вывод: для теплоутилизационных установок работающих на рабочем теле R404a, оптимальной температурой перегрева паров рабочего тела 75,5°C при которой достигается максимальный КПД.

Научный руководитель: Овсянник А.В., к.т.н., доц. Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого



УДК 697.91.94.97

АНАЛІЗ РОЗЧИНІВ СОЛЕЙ ДЛЯ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ

Талибли Р.Е., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

У камерах з близькими до нуля і позитивними температурами потрібно, як правило, стабільна підтримка відносної вологості повітря на технологічно заданому рівні. При цьому, в залежності від умов, як зовнішніх по відношенню до камери, так і внутрішніх, виникає необхідність в осушенні повітря або його зволоження.

Осушення повітря рідкими сорбентами-абсорбентами, здатними поглинати водяну пару на відміну від адсорбентів всім своїм обсягом. До них відносяться водяні розчини солей хлористого кальцію, хлористого літію, хлористого магнію, бромистого літію, а також гликолей - діетиленгліколю і триетиленгліколя, пружність водяної пари, над якими значно нижче, ніж над водою при тій же температурі. Хоча абсорбенти мають гірші сорбційними властивостями, ніж адсорбенти, повітряноосушуючі установки з їх застосуванням відрізняються кращими масогабаритними показниками, так як дозволяють в порівняно невеликих за обсягом контактних апаратах осушувати великі кількості повітря, що досягається за рахунок розвиненої контактної поверхні між взаємодіючими середовищами і, отже, більшою швидкості сорбції. Застосування рідких сорбентів дозволяє здійснювати безперервну регенерацію і отримувати осушене повітря щодо низької температури. Основним недоліком абсорбентів є їх підвищена агресивність до металів [1,2,3].

Адсорбентами повітря може бути осушений до $\varphi=0$. Однак у міру зволоження сорбенту ефективність процесу осушення зменшується. Тому сорбент періодично необхідно регенерувати, тобто випаровувати з нього вологу шляхом нагрівання до 150 - 300 ° С (в залежності від того, який сорбент). Це недолік адсорбентів, так як час від часу їх необхідно виводити з роботи регенерації.

Від цих недоліків вільні рідкі сорбенти - водні розчини солей (хлористого кальцію, хлористого магнію, хлористого літію, бромистого літію), а також гликоли - діетиленгліколь (ДЕГ) і триетиленгліколь (ТЕГ).

Для поглинання парів шляхом безпосередньої взаємодії їх з розчинами застосовуються водні розчини солей, пружність водяної пари, над якими помітно нижче парціального тиску поглинаються водяної пари.

Рушійною силою процесу влагообмена є різниця пружності поглинаються водяної пари в повітрі і над розчином. Пружність водяної пари над розчином визначається рівноважний стан вологого повітря, іншими словами - теоретичну межу осушення вологого повітря цим розчином. Пружність водяної пари над водним розчином солі залежить від молярної частки води в розчині, ступеня дисоціації молекул, фізико-хімічної структури і індивідуальних властивостей сухої речовини. Швидкість процесу осушення визначається також механізмом перенесення речовини (влагообмена).

В установках для кондиціювання повітря шляхом безпосередньої обробки його розчинами знайшли застосування розчини хлористого кальцію, хлористого магнію, хлористого літію і бромистого літію.

Для порівняння властивостей розчинів в таблиці 1. наведені деякі їх характеристики (для насиченого стану при 20, °С).

Таблиця 1.

Найменування солі, створюючою розчин	Температура розтвору, °С	Вагова концентрація насиченого розтвору, %	Молярна частка води в розчині Кг-мол/Кг-мол розтвору	Пружність водяної пари над насиченим розчином, мм.рт.ст.	Температура плавлення сухої солі, °С
Хлористий кальцій	20	42,5	0,984	5,6	775 –800
Хлористий магній	20	54,5	0,283	—	718
Хлористий літій	20	44	0,75	~2,5	614
Бромистий літій	20	65	0,723	~1,25	—

З таблиці 1 видно, що найменшу пружність водяної пари, мають розчини бромистого літію. Над розчином хлористого літію пружність водяної пари також досить низька.

Один з найбільш ефективних абсорбентів - це розчин хлористого літію. Його переваги - бактерицидну дію і нешкідливість для людей, можливість нагрівання і зволоження повітря в холодну пору року, можливість регенерації розчину підігрівом низькотемпературної водою від ТЕЦ або тепловими відходами промислових підприємств. Недолік розчину хлористого літію полягає в його корозійній дії на метали, змушує захищати теплообмінні апарати і прилеглі до них припливні повітроводи за допомогою поліпшених покриттів або введення в розчин інгібіторів.

Стійкими до розчину LiCl є латунь, алюміній, олово, а також сталь 45 (з метою уникнення можливих гальванічних пар не допускається застосування різномірних матеріалів).

Розчин хлористого кальцію обходиться дешевше розчину хлористого літію, але поступається йому за фізичними характеристиками. Хлористий кальцій широко застосовується в холодильних установках як проміжний хладоноситель - розсолу. Фізико-хімічні властивості його досить добре вивчені. Хлористий літій більш ефективний осушувач, ніж хлористий кальцій.

Найкращою вологопоглинаючою здатність має водний розчин бромистого літію. Однак, він дуже агресивний по відношенню до металів і інших матеріалів і вельми дорогий. Розчини LiCl і CaCl₂ менш агресивні, ніж розчин LiBr, а розчини гликолей взагалі неагресивні.

Конструкційна сталь, латунь і мідь виявилася малостійкою до розчинів бромистого літію.

Найбільш підходящим матеріалом для апаратів установки з бромистим літієм є легівані сталі.

Насичені розчини солей не можуть застосовуватися в безперервно діючих установках за умовами транспорту через апаратуру, тому слід застосовувати ненасичені розчини високої концентрації. При виборі розчину для обробки повітря необхідна комплексна оцінка всіх його властивостей.

Повітря при осушенні тим чи іншим розчином необхідна комплексна оцінка всіх його властивостей.

Сірчана кислота і луги, наприклад, непридатні для установок кондиціонування повітря головним чином через їх отруйності. пружність водяної пари також досить низька.

Один з найбільш ефективних абсорбентів - це розчин хлористого літію. Його переваги - бактерицидну дію і нешкідливість для людей, можливість нагрівання і зволоження повітря в холодну пору року, можливість регенерації розчину підігрівом низькотемпературної водою від ТЕЦ або тепловими відходами промислових підприємств. Недолік розчину хлористого літію полягає в його корозійній дії на метали, змушує захищати теплообмінні апарати і прилеглі до них припливні повітроводи за допомогою поліпшених покриттів або введення в розчин інгібіторів.

Стійкими до розчину LiCl є латунь, алюміній, олово, а також сталь 45 (з метою уникнення можливих гальванічних пар не допускається застосування різнорідних матеріалів).

Розчин хлористого кальцію обходиться дешевше розчину хлористого літію, але поступається йому за фізичними характеристиками. Хлористий кальцій широко застосовується в холодильних установках як проміжний хладоносій - розсолу. Фізико-хімічні властивості його досить добре вивчені. Хлористий літій більш ефективний осушувач, ніж хлористий кальцій.

Найкращу вологопоглинаючу здатність має водний розчин бромистого літію. Однак, він дуже агресивний по відношенню до металів і інших матеріалів і вельми дорогий. Розчини LiCl і CaCl₂ менш агресивні, ніж розчин LiBr, а розчини гликолей взагалі неагресивні.

Конструкційна сталь, латунь і мідь виявилася малостойкою до розчинів бромистого літію.

Проведений аналіз розчину солі показав, що при значних обсягах оброблюваного повітря, який при цьому значно насичений вологою, перевага переважно на стороні абсорбційного методу, що пов'язано зі значною вологоємністю рідких абсорбентів.

Інформаційні джерела:

7. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одесса. Издательство: «Издательство ВМВ», 2010 – 607 с., ил.
8. Степанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Санкт-Петербург: Издательство «АВОК Северо Запад», 2005. – 399 с.
9. Хмельнюк М.Г., Важинський Д.І., Жихарева Н.В. Современные технологии осушения воздуха // Холодильная техника і технологія 2014. – № 3 (149) – С.15–21.

Науковий керівник: Жихарева Н.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



ПРОСТЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЖИДКОГО ВОДОАММИАЧНОГО РАСТВОРА (ВАР)

Осадчук Е.А., ассистент кафедры высшей математики ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Работа элементов бытовых абсорбционных холодильных агрегатах (АХА), заполненных ВАР протекает при давлении ~ 20 бар.

Изменение давления в системе АХА определяется изменением температуры окружающего воздуха.

Комфортным температурам воздуха в помещении соответствует давление в системе 19...22 бар.

Следовательно, допущение о работе на изобаре 20 бар достаточно правомерно.

Были получены простые инженерные зависимости:

Температура насыщения (при $P_s = 20$ бар):

$$T_s = -1750,8260 + 2,4521602 \cdot i_s'' - 0,00093180731 \cdot (i_s'')^2 + 0,12099516 \cdot 10^{-6} \cdot (i_s'')^3 \quad \text{Со-}$$

временные методики термодинамического расчета используют в зависимости температуры насыщения ВАР от концентрации жидкого раствора и паровой смеси (при $P = 2,0$ МПа), К:

$$T_s = 491,58293 - 374,5972 \cdot \xi' + 270,62911 \cdot (\xi')^2 - 65,307543 \cdot (\xi')^3,$$

Давление насыщения ВАР в зависимости от температуры насыщения (К) и массовой концентрации жидкого раствора, МПа:

$$P_s = -10,573925 + 0,099490827 \cdot T_s - 0,31232795 \cdot 10^{-3} \cdot T_s^2 + 0,32805176 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^3 + \\ + 5,1220974 \cdot \xi' + 0,015941003 \cdot T_s \cdot \xi' - 0,27369379 \cdot \xi' \cdot T_s^2 + 0,53942343 \cdot \xi' \cdot T_s^3 - \\ - 10,679055 \cdot (\xi')^2 + 0,121644821 \cdot (\xi')^2 \cdot T_s - 0,56511629 \cdot 10^{-3} \cdot (\xi')^2 \cdot T_s^2 + \\ + 0,97729372 \cdot 10^{-6} \cdot (\xi')^2 \cdot T_s^3$$

Концентрация жидкого раствора в диапазоне реализации режимных параметров АХА ($P_s = 2,0$ МПа):

$$\xi' = -407,71166 + 806248,5 \cdot T_s - 0,6372714 \cdot 10^9 \cdot T_s^2 + 0,25152291 \cdot 10^{12} \cdot T_s^3 - \\ - 0,49547539 \cdot 10^{14} \cdot T_s^4 + 0,3898860 \cdot 10^{-16} \cdot T_s^5$$

Удельная энтальпия жидкого ВАР в диапазоне рабочих концентраций, кДж/кг:

$$i_s = -1420,0085 + 8,4353449 \cdot T_s - 0,0064670318 \cdot T_s^2 + 3973,5503 \cdot \xi' - \\ - 32,203334 \cdot \xi' \cdot T_s + 0,052372586 \cdot \xi' \cdot T_s^2 - 4614,2350 \cdot (\xi')^2 + \\ + 34,299769 \cdot (\xi')^2 \cdot T_s - 0,051458103 \cdot (\xi')^2 \cdot T_s^2$$

*Научный руководитель: Кирилов В.Х., д. т. н., проф., зав. кафедры
высшей математики ОНАПТ*



СЕКЦІЯ №7 – “ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ”

АТМОСФЕРНА СУБЛІМАЦІЙНА СУШКА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

Бондаренко Б.А., Брилько В.А., студенти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Атмосферна сублімаційна сушка в порівнянні з вакуумною сублімаційною сушкою менш енергоємна і на даний момент з успіхом застосовується для консервування харчових продуктів. Технології зберігання харчових продуктів впливають на вміст поживних речовин. В середньому різноманітні способи зберігання призводять до наступних втрат поживних речовин: заморожування - 15 %, сублімаційна сушка - 28,1 %, сушка традиційна – 48,4%. При цьому вартість висушених фруктів методом виморожування приблизно в 1,5 рази вища ціни фруктів висушених методом конвективної (традиційної) сушки.

Сушка при атмосферному тиску протікає набагато повільніше, ніж сублімаційна вакуумна сушка. Технологічний процес сублімаційної сушки при атмосферному тиску харчових продуктів можна розділити на три періоди: заморожування до температури сублімації, сублімація, теплова досушка.

Процеси тепломасопереносу сублімації при атмосферному тиску залежать від багатьох факторів, які умовно можна розділити на три основні групи: діючі всередині сушильної камери, експлуатаційні (нерегульовані), конструктивні або технологічні. Фактори першої групи включають режимні параметри сублімаційної сушки при атмосферному тиску і відображають теплофізичні особливості протікання процесу в сушильній камері (характеристики потоків і потенціалів перенесення теплоти і маси всередині камери). Фактори другої групи не піддаються контролю і регулюванню в процесі сушіння (зміна зовнішніх тепло- і вологопритоків в камеру, варіації теплофізичних характеристик об'єкту сушіння та інше). У третю групу чинників входять конструктивні особливості систем циркуляції та обробки повітря.

При розробці режимів сушіння харчових продуктів повинні враховуватися особливості складу і властивостей основних компонентів продукту, характер їх змін у процесі зневоднення. Перевагами сублімаційного сушіння при атмосферному тиску в порівнянні з вакуумним сублімаційним сушінням є: виключення з технологічного процесу дорогого вакуумного обладнання; при атмосферному тиску відкривається перспектива інтенсифікації тепломасопереносу за рахунок конвекції сушильного агенту, що виключено в умовах вакууму.

Умови заморожування впливають на якісні показники висушених продуктів і тривалість процесу сушіння. Ступінь зміни матеріалу при заморожуванні залежить від вихідних властивостей, глибини і швидкості заморожування. Зміна властивостей в процесі заморожування пов'язана з кристалоутворенням. Розмір, кількість і розподіл кристалів льоду в продукті залежать від глибини і швидкості процесу заморожування. При повільному заморожуванні утворюються поодинокі великі кристали у позаклітинному просторі. При швидкому заморожуванні утворюються дрібні рівномірно розподілені кристали льоду і міграція вологи в міжклітинний простір невелика.

Використання ультразвуку може суттєво зменшити час сушки та енергетичні витрати при низькотемпературній сублімаційній сушці. Потенціал використання ультразвуку за даними робіт [1-3] може суттєво покращити тепломасообмін під час сушки більшості фруктів та овочів. Енергія ультразвуку може бути застосована при атмосферній сублімаційній сушці для прискорення процесу за рахунок механічного внесення в середовище рушійних сил, які покращують внутрішні та зовнішні умови теплообміну.

Як при традиційному (конвективному), так і при сублімаційному сушінні аромат продуктів змінюється в результаті втрат летючих речовин. Безумовно, сублімовані харчові продукти мають кращі ароматичні і смакові властивості, ніж продукти повітряної сушки. Це по-

в'язано, ймовірно, з тим, що у них відсутні сторонні неприємні запахи, які викликаються тепловим руйнуванням продукту.

Література

1. J V Santacatalina¹, J A Cárcel, S Simal, J V Garcia-Perez¹ and A Mulet Atmospheric freeze drying assisted by power ultrasound// International Symposium on Ultrasound in the Control of Industrial Processes (UCIP 2012)
2. Wolff E and Gibert H 1990 Drying. Technol. 8 385-404
3. Garcia-Perez J V, Cárcel J A, Benedito J and Mulet A 2007 Food Bioprod. Process. 85 247-254

Наукові керівники: Лагутін А.Ю., д.т.н., проф., Стоянов П.Ф., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ НЕПРЯМОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

Шлончак Є.І., студент ФОТС ХДУХТ, м. Харків

Висока енергоємність сучасної продукції вітчизняного виробництва пов'язана не лише з його порівняно низьким техніко-технологічним рівнем, але й з усією соціально-економічною організацією використання енергії. У зв'язку з цим необхідні такі інноваційні пропозиції, які б сприяли підвищенню якості продукції та загальної ефективності діяльності підприємств.

Схемні рішення станцій холодопостачання на основі водоохолоджуючих холодильних машин найбільш часто застосовують в системах непрямого охолодження підприємств молочної промисловості та системах централізованого кондиціонування повітря. Однак дані рішення, які використовують на підприємствах в цей час, мають ряд недоліків, зокрема, високі енергетичні та експлуатаційні витрати. Це пов'язано в першу чергу з тим, що дані системи розраховуються з великим запасом на покриття піка теплонадходжень, при цьому лише 5-10 % загального часу роботи використовується повна потужність системи холодопостачання, і більшу частину часу холодильна станція завантажена не більш ніж наполовину потужності. Це приводить до невиправдано високих експлуатаційних витрат, що включають вартість холодильних машин, арматури, монтажу.

Дану проблему можливо вирішити шляхом включення в схему холодопостачання акумуляторів холоду. По перше використання акумуляторів холоду вирішує проблему асиміляції пікових денних навантажень від споживачів. Акумулятор холоду заряджається в нічний час і знімає пікове навантаження від споживачів удень. Це дозволяє знизити до 2 разів потужність холодильних машин і відповідно витрати енергоносіїв. По друге застосування акумулятора холоду дозволяє знизити грошові витрати на електроенергію при використанні багатотарифних лічильників. У нічний час тариф на електроенергію більш ніж в 3 рази нижче денного.

Сьогодні найбільше поширення одержали конструкції акумуляторів холоду компаній «Baltimore Aircoil» і «Cristopia».

Акумулятор холоду компанії «Baltimore Aircoil» конструктивно являє собою гладкотінний трубчастий змійовик, що занурюється в контейнер з водою. По трубках змійовика подається холодоносій (на основі етиленгліколю), на поверхні труб намерзає лід. При розрядці акумулятора холодоносій відбирає холод, розплавляючи лід.

Конструкція акумулятора холоду компанії «Cristopia» (енергозбережні системи STL) передбачає бак-резервуар, наповнений пластиковими кулями (капсулами-акумуляторами), заповненими рідинним розчином кристалогідратів. У просторі між капсулами циркулює рід-

кий холодоносій (водяний розчин етиленгліколю) з температурою нижче 0°C, що викликає кристалізацію рідини всередині заповнювачів. Тим самим досягається акумулювання енергії у вигляді прихованої теплоти кристалізації в період фазового переходу з рідкого стану у твердий. При зарядці розчин в капсулах замерзає, а при розрядці плавиться, використовуючи теплоту теплоносія. Використовуючи різні рідини як для охолодження, так і для заповнення капсул, можна задавати температуру льодоутворення. Куляста форма капсул забезпечує велику площу теплообміну.

Цей виробник пропонує ряд баків-акумуляторів об'ємом від 2 до 100 м³ і капсули-заповнювачі (діаметром 96 мм для СКП і 77 мм для холодильних установок), здатні акумулювати теплову енергію при температурах від -33 до 27°C. Капсули-заповнювачі витримують не менше 10000 циклів (заморожування-розморожування), термін служби – не менш 20 років. Фірма «Cristopia» пропонує цілий ряд капсул-заповнювачів, розроблених для конкретних галузей.

Останнім часом на ринку з'явилася інноваційна конструкція акумулятора холоду, що за принципом роботи схожий з конструкцією компанії «Baltimore Aircoil», але має ряд відмінностей. Акумулятор являє собою складальний теплообмінник із секцій-змійовиків, занурений у ємність, заповнену водою. Вода в цьому випадку є теплоакумулюючим матеріалом. Теплообмінник складається з окремих паралельних одна до іншої секцій касет. Кожна секція є плоским змійовиком з тонкостінних гофрованих труб і змонтована на рамі зі сталеву сіткою. Рама із сіткою має подвійне призначення: задає просторову форму секції-касети та виконує функцію теплопровідних ребер в об'ємі води, прискорюючи процеси заморожування та танення. Секції теплообмінника об'єднані колектором, що подає та зворотним колектором, таким чином, щоб рух холодоносія в сусідніх секціях здійснюється в протилежні сторони по так званій біфілярній схемі. За рахунок цього наморожування та танення льоду відбувається рівномірно у всіх перетинах теплообмінника. Основне достоїнство акумулятора холоду на базі касетного теплообмінника – простота його виготовлення та легка масштабованість під потреби замовника.

Таким чином включення в схему холодопостачання акумуляторів холоду дасть змогу знизити холодопродуктивність установки за рахунок накопичення запасу крижаної води та льоду та підвищити енергоефективність системи непрямого охолодження в цілому.

Науковий керівник: О.В. Петренко, к.т.н., доцент кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ



УДК 621.57

СОКРАЩЕНИЯ ПОТЕРЬ ТЕПЛА ГПД ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДВУХПОТОЧНОЙ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ С ДВУМЯ АБХМ

Остапенко А. В., к.т.н., ассистент кафедры КиР, Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев

Ведущие двигателестроительные фирмы выпускают когенерационные модули – со штатными теплообменниками для получения горячей воды или водяного пара за счет использования теплоты выпускных газов, наддувочного воздуха или газозвоздушной смеси (ГВС), охлаждающей рубашку двигателя воды и смазочного масла [1, 2]. Хотя когенерационные модули легко интегрируются в системы тепло- и хладоснабжения конкретных объектов, однако анализ энергетической эффективности таких тригенерационных систем показывает наличие потерь теплоты и обусловленную ими недопроизводство холода из-за несоответствия температурных условий эффективной работы термотрансформатора, чаще всего на

базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ), и когенерационного газопоршневого модуля.

Решение задачи повышения эффективности трансформации теплоты ГД в холод рассматривалось на примере тригенерационной установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО "Сандора"—"Pepsico Ukraine" (г. Николаев). Тригенерационная установка включает 2 когенерационных газовых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центральных кондиционеров, обеспечивающих охлаждение воздуха в машинном отделении.

При температуре обратной (охлажденной) воды на выходе из АБХМ, например $t_{обр} = 75...80^{\circ}\text{C}$, т.е. выше ее спецификационного значения $t_{обр.сп} = 70^{\circ}\text{C}$ на входе в теплообменники ГД, обеспечивающего оптимальное тепловое состояние ГД, часть обратной воды охлаждается в охладителе обратного теплоносителя с отводом избыточной теплоты в атмосферу градирней. Возвращать избыточную теплоту в АБХМ нецелесообразно из-за ее пониженного температурного уровня, $t_{обр} = 75...80^{\circ}\text{C}$, поскольку понижение температуры горячего теплоносителя на входе АБХМ вызывает ухудшение эффективности трансформации тепла в холод – снижение теплового коэффициента ζ , представляющего собой отношение полученного холода к затратам тепла.

При этом, потери теплоты, т.е. теплота, отведенная от обратного теплоносителя после АБХМ в атмосферу градирней 2 аварийного выброса из-за нецелесообразности его подачи в ГД с температурой $t_{г}$ выше 70°C , весьма значительные и составляют примерно 30 % ее общего количества полученного тепла, что свидетельствует о наличии резервов совершенствования системы трансформации сбросной теплоты ГД в холод путем сокращения этих потерь.

Снижение температуры теплоносителя в АБХМ обычно составляет не более $\Delta t_{гА} = t_{г1} - t_{г2} = 15^{\circ}\text{C}$, а реально даже несколько меньше, что не позволяет охлаждать теплоноситель до температуры на входе в ГД $t_{гА} = 70^{\circ}\text{C}$, обеспечивающей поддержание теплового состояния ГД на требуемом уровне. Из-за соответствующих потерь теплоты $Q_{г.п}$ тепловые коэффициенты системы утилизации теплоты ГД $\zeta_{СУАб}$ оказываются значительно ниже тепловых коэффициентов собственно АБХМ $\zeta_{АБХМ}$, что обуславливает существенное снижение холодопроизводительности Q_0 .

Для решения поставленной задачи было предложено использовать двухпоточную систему утилизации сбросной теплоты ГД с 2-мя АБХМ.

Данная система утилизации основана на двухпоточной подаче теплоносителя в ГД, что дает возможность получать на выходе из УК газового двигателя теплоноситель с температурой $t_{г} = 95^{\circ}\text{C}$ что на 5°C больше базового значения $t_{г} = 90^{\circ}\text{C}$. В результате этого температура на выходе после АБХМ $t_{г.А} = 79^{\circ}\text{C}$ выше базовой 75°C , что приводит к росту теплового коэффициента также 2-й АБХМ.

Количество холода, полученного для систем утилизации: базовой $Q_{0(90)}$, и 2-мя АБХМ с двухпоточной подачей теплоносителя $Q_{0\ 2Аб\ 2пот.}$. Показано на рис. 1.

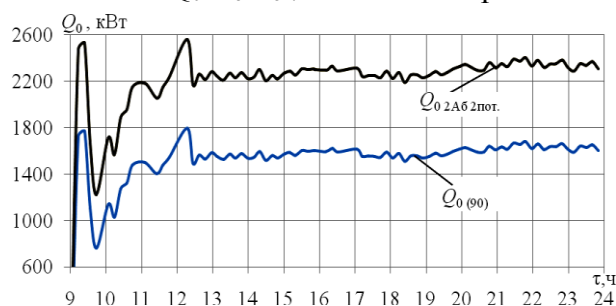


Рис. 1. Количество холода, полученного для систем утилизации: базовой $Q_{0(90)}$, и 2-мя АБХМ с двухпоточной подачей теплоносителя $Q_{0\ 2Аб\ 2пот.}$

Как видно задействовал вторую АБХМ, а также использовал двухпоточный вариант подачи теплоносителя в ГД мы получаем значительный прирост в хладопроизводительности.

Литература

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p. 2. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch [статья]. – București, October 28, 2010. – 73 p. 3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.

ІНЖЕНЕРНІ РІШЕННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ НА CO₂ ДЛЯ ПІДПРИЄМСТВ РІТЕЙЛУ

Діц І.Р., студент ФОТС ХДУХТ, м. Харків

Питання охорони навколишнього середовища та безпеки роботи холодильних установок є одними з найбільш актуальних при проектуванні холодильного обладнання та виборі холодоагенту. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їхньої жорсткості. У світлі цього останнім часом все частіше рекомендується використовувати альтернативні холодоагенти.

За останні роки важливість CO₂ як холодоагенту в секторі холодильного обладнання для продовольчої торгівлі помітно виросла. Одним з основних факторів є те, що CO₂ один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які перспективні з погляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища. CO₂ може використовуватися як холодоагент у холодильних системах різних типів, що працюють як у докритичних (субкритичних), так і надкритичних (транскритичних) циклах.

В роботі проведено аналітичний огляд сучасних систем централізованого холодопостачання на CO₂, акцентування переваг та недоліків систем холодопостачання торговельних підприємств з застосуванням CO₂ під час вибору інженерного рішення, виявлення перспективних тенденцій сучасного проектування холодильних систем торговельних підприємств.

Ефективність субкритичних каскадних холодильних систем на CO₂ досить висока навіть в умовах жаркого клімату. Ці системи мають досить вагомі переваги: для високотемпературного ступеня потрібно дуже невелику кількість холодоагенту; різниця температур біля каскадного теплообмінника відносно низька; на високій стороні різних холодильних установок можна використовувати фреон або аміак; аміачно-вуглекислотні каскадні системи мають найвищий коефіцієнт корисної дії.

Розробниками пропонується схема холодильної установки, у якій CO₂ скраплюється у випарнику первинного холодильного контуру (з холодоагентами NH₃, HC (пропан, пропілен) або HCFC/HFC) і транспортується циркуляційною помпою напряму у випарники системи середньотемпературного охолодження. У сучасних каскадних CO₂-ступенях передбачений додатковий LT-ресивер низького тиску, що підтримується на рівні тиску кипіння CO₂ за рахунок відкачки парів одним або декількома одноступінчастими компресорами. Компресор нагнітає пари CO₂ у каскадний охолоджувач (конденсатор) разом з газом із середньотемпературного випарника. В охолоджувачі сумарний газовий потік конденсується й потім надходить у відповідний MT-ресивер. З нього відбувається перепуск рідини в ресивер низького тиску за допомогою поплавкового клапана.

Якщо для високотемпературного ступеня бажано використовувати фреон, то кращою маркою є R134a, завдяки його термодинамічним властивостям і більш низькому (у порівнян-

ні з R404A) негативному впливу на навколишнє середовище. Представлена спрощена схема субкритичної каскадної холодильної системи торговельного підприємства в якій CO₂ використовується як звичайний холодоагент низькотемпературної гілки. Установки з такою схемою дуже поширені в країнах Скандинавії та вважаються дуже перспективними для комерційного застосування.

Транскритична бустерна холодильна система є однією з найбільш перспективних систем для застосування в умовах холодного та помірного клімату. Причиною цього служать кілька факторів: транскритична бустерна система більш економічна в плані енергоспоживання в порівнянні із системами, що працюють на фреоні R404a, і в той же час вона має більш просту конструкцію.

Загальною проблемою, як для субкритичних систем, так і для транскритичних є ріст тиску під час простою системи. Для вирішення цієї проблеми, існує кілька способів: для підтримки тиску в холодильній установці на прийнятному рівні можна використовувати додаткову невелику холодильну машину; установити в системі розширювальний сосуд, достатній для компенсації росту тиску в системі при простой; проектувати систему таким чином, щоб вона могла витримувати тиск простою (тиск насичених парів при кімнатній температурі) близько 80 бар. Як показує практика, оптимальним рішенням для холодильних установок є використання невеликої холодильної установки для охолодження рідкого CO₂.

Фахівці компанії «Dorin SpA» провели порівняльний аналіз деяких схем холодопостачання для торговельних підприємств із урахуванням клімату регіону (Київ і Київська область) і технічних умов (агрегат холодопродуктивністю $Q_0 = 150$ кВт для температури кипіння $t_0 = \text{мінус} 10$ °C і агрегат – $Q_0 = 50$ кВт для $t_0 = \text{мінус} 35$ °C).

Були розглянуті три схеми холодопостачання: А – стандартна на R404A; В – з бустер-компресором (транскритичний цикл CO₂) і С – каскадна з R134a у верхній гілці, R744 – у нижній. Розрахунки показали, що найбільш енергозбережливою є схема холодопостачання з бустер-компресором (транскритичний цикл R744). При її експлуатації заощаджується 17 % енергії в порівнянні зі стандартною схемою холодопостачання на R404A.

Треба відзначити ще один істотний фактор – можливість у транскритичних системах на CO₂ ефективно використовувати рекуперацію тепла для одержання гарячої води для технологічних потреб і підігрів теплоносія для опалення. На відміну від фреонових машин, де є проблеми, пов'язані з одержанням високопотенційного тепла, на холодильних машинах працюючих у транскритичному циклі на CO₂ таких проблем немає. Все тепло високопотенціальне й фактично можна використовувати весь перегрів, відключаючи, при необхідності, газкулер.

Наукові керівники: О.В. Петренко, к.т.н., доц., Д.П. Семенюк, к.т.н, проф. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ КОНДЕНСАЦІЇ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ М'ЯСОКОМБІНАТІВ

Войчук П.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Організація систем утилізації непридатного тепла, яке виділяється в процесі роботи холодильного устаткування і в звичайних випадках просто викидається в атмосферу через повітряні конденсатори є одним із способів ефективного зниження енергоспоживання підприємства. Цю теплоту можливо використовувати для технологічних потреб підприємства (підігріву води, обігріву приміщень), які, в іншому випадку, вимагають додаткових енерго-

витрат, то можна зменшити загальне енергоспоживання підприємства і, внаслідок цього, збільшити його прибутковість.

При роботі холодильної установки можна використовувати два джерела теплоти, які виникають при охолодженні і конденсації холодильного агента.

Перший - це джерело високопотенціальної теплоти. Після стискання в компресорі температура пари хладагента дуже висока, і установка додаткового теплообмінника пластинчастого типу може забезпечити нагрів теплоносія (води або повітря) для подальшого використання для технологічних потреб підприємства. Так, при монтажі припливної установки з рекуператором підігріте повітря може використовуватися для обігріву приміщень в холодну пору року. А завдяки додаванню в холодильну схему теплообмінника-акумулятора буде підігріватися вода, яка потім може бути використана в залежності від сфери діяльності підприємства: так, нагріта за допомогою непридатного тепла вода може використовуватися для захисту ґрунту від промерзань, а в холодильних складах застосовується для відтавання камер шоквої заморозки та прибирання приміщень.

Другий - це джерело низькопотенціальної теплоти. На відміну від високопотенційної теплоти, робоча температура цього процесу значно нижче і відповідає температурі конденсації холодильного циклу. Але кількість теплоти, яка скидається, велика і може складати сотні кіловат на великих промислових підприємствах. Нагріта таким чином вода може використовуватися для подальшого підігріву до потрібної температури.

У даній холодильній установці (див. Рисунок 1) як форконденсатор буде використано зварний пластинчастий теплообмінник, який гратиме роль утилізатора високопотенційного тепла конденсації. Даний апарат встановлюється на загальній спільній лінії нагнітання перед входом в повітряні конденсатори. Через апарат протікає вода, яка нагрівається і поступає надходить в бак-акумулятор.

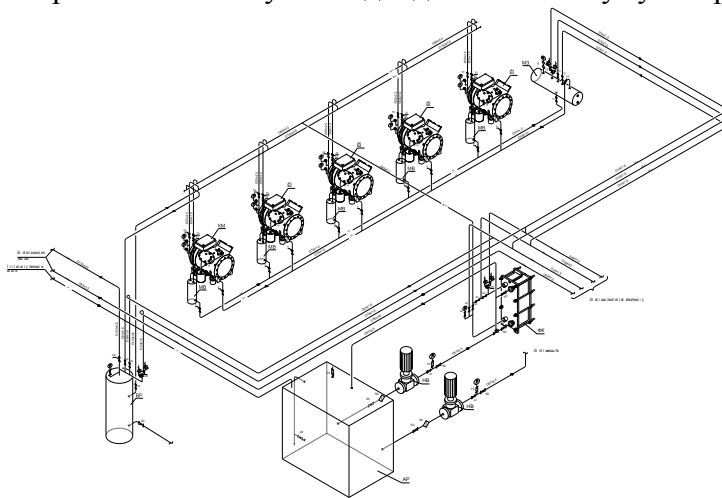


Рисунок 1 – Схема утилізації високопотенційної теплоти гарячої пари агента: АР – бак-акумулятор; ФК – пластинчастий теплообмінник; НВ – циркуляційні водяні насоси

Для максимальної енергетичної ефективності систему утилізації теплоти конденсації необхідно розробляти безпосередньо для конкретної холодильної установки, з урахуванням можливих споживачів отриманої гарячої і теплої води на підприємстві. В цьому випадку можна досягти значної економії енергоресурсів і, як наслідок, зниження експлуатаційних витрат підприємства і терміну окупності капітальних вкладень.

Науковий керівник: Зімін О.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

**ГЕЛІОПАНЕЛІ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НАВЧАЛЬНОГО
КОРПУСУ №10 ОНПУ**

Зайцев М.О, магістрант ОНПУ, м. Одеса

Різке загострення взаємопов'язаних енергетичних і екологічних проблем потребує використання поновлюваних джерел енергії та технологій з низьким викидом парникових газів. Застосування сумісних систем сонячного теплопостачання та теплових pomp, не пов'язаних з викидом парникових газів, дає змогу значно скоротити використання енергоресурсів, що є одним із найголовніших викликів ХХІ століття [1].

Тому найперспективнішим є використання сонячної енергії, яку отримує покриття будівлі, тобто застосування як покриття огорожуючої конструкції будівлі саме геліопанелей, з накопичуванням тепла в баку акумуляторі, та використанням його для роботи теплового насосу. В такому разі геліопанелі об'єднують у собі функції основного конструктивного призначення (елементи споруди), а також функції сприйняття і транспортування теплоти та холоду. Така система практично не потребує як додаткових затрат на установку та монтаж, так і значних експлуатаційних затрат, автоматично сприймає, акумулює та дозволяє використовувати сонячну енергію не тільки в теплий але й в перехідний та холодний періоди року. Однак, такі системи є стаціонарними, а для їх встановлення необхідно дотримуватися багатьох вимог, щоб не порушити несучої здатності елементів споруди та максимально забезпечити використання сонячної енергії. Низька ефективність їх роботи зумовлюється значними габаритами, вагою та доволі високою вартістю обладнання. Тому доцільним є пошук раціональних параметрів геліопанелі, що дасть змогу отримати максимальний коефіцієнт корисної дії за мінімальних економічних затрат з умовою використання їх з теплонасосною системою [2].

Перевагами таких конструкцій є те, що вони є елементами споруд, самостійно сприймають та акумулюють сонячну енергію, надійні, прості в конструкції, монтажі та обслуговуванні, що значно знижує їхню вартість у порівнянні з сонячними колекторами. Проте, мала поверхня дотику між трубопроводами та захисним покриттям значно знижує коефіцієнт теплопередачі між ними, висока металоємність конструкції значно підвищує собівартість панелі та знижує ефективність її використання. Оскільки ці системи є елементами споруд, то їх встановлення можна передбачати як в новому будівництві, так і при реконструкції будівлі, що дозволить підвищити ефективність системи вцілому та знизити термін окупності. Проте невідомо, які конструктивні особливості геліопанелі є раціональними для забезпечення максимальної ефективності її роботи, тому необхідно технічно удосконалити та експериментально дослідити геліопанель, що дозволить знизити собівартість виробу і підвищити його ефективність [2].

Отже, дослідження геліопанелей для пілотної установки теплозабезпечення навчального корпусу №10 ОНПУК, як екологічно чистих пристроїв, з відносно невисокою вартістю становить значний економічний, науковий та соціально-технічний інтерес.

Література:

1. Г. Бекман, П. Гилли. Тепловое аккумуляирование энергии// Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. –287 с.
2. Климчук О.А., Мазуренко А.С. Розробка пілотного проекту комбінованої системи теплопостачання навчального корпусу ОНПУ з використанням відновлювальних джерел енергії та теплового акумулювання// Вісник Київського національного університету технологій та дизайну: Київ, 2013. – №6. – С.65-67

Науковий керівник: Климчук О.А., к.т.н., доц. зав.кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ

ВИБІР ОПТИМАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ВІДВЕДЕННЯ ТЕПЛОТИ КОНДЕНСАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНИКІВ ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ ФРУКТІВ ТА ОВОЧІВ

Середюк Р.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Конденсатор - теплообмінний апарат, призначений для відведення теплоти фазового переходу в процесі конденсації холодоагенту до охолоджуючого середовища.

Залежно від виду охолоджуючого середовища конденсатори можна розділити на наступні групи: з газовим, переважно повітряним, охолодженням; з рідинним, переважно водяним, охолодженням; з рідинно-газових, переважно водоповітряним, охолодженням; з охолодженням киплячою рідиною; з охолодженням шляхом підведення теплоти до ґрунту.

В залежності від умов потрапляння холодоагенту в апарат, він може конденсуватися на зовнішній поверхні теплообміну (кожухотрубні конденсатори) або всередині труб і каналів (випарні, повітряні, зрошувальні та пластинчасті конденсатори).

За характером обмивання поверхні теплообміну охолоджуючої середовищем розрізняють конденсатори з природною і примусовою циркуляцією середовища, з зрошенням поверхні апарату охолоджувальною рідиною, з кипінням охолоджуючої рідини.

Тип конденсатора вибирають з урахуванням кліматологічних даних району. Конденсатори водяного охолодження застосовують при достатній кількості чистої і м'якої води. Крім того, у горизонтальних кожухотрубних і кожухозмієвикових конденсаторів додатково підвищені вимоги до води, ніж у вертикальних, оскільки теплопередаючу поверхню горизонтальних апаратів важче очищати від накипу і забруднень. Вертикальні кожухотрубні конденсатори менш чутливі до забруднень; їх можна встановлювати на відкритому майданчику, не боячись замерзання води в холодну пору року.

Випарні конденсатори завдяки малій витраті свіжої води, невеликого споживання електроенергії, малої місткості за холодоагентом застосовують у всіх кліматичних зонах, але найефективніше вони працюють у районах з низькою вологістю.

Повітряні конденсатори застосовують у всіх кліматичних зонах, крім зони з сухим і жарким кліматом. Вважається, що їх доцільно застосовувати при середньорічній температурі, яка не перевищує 9 °С, і розрахунковій температурі повітря не більше 30 °С. Але слід мати на увазі, що обмеженням є не стільки температура повітря, скільки її сталість. Крім того, є можливість знизити температуру повітря, що надходить у конденсатор, на 5-10 °С шляхом його адіабатичного зволоження.

Конденсатори відводять теплоту від холодоагенту до загальної для установки навколишнього середовища, тому встановлюється постійна температура конденсації. У зв'язку з цим кількість встановлюваних конденсаторів принципового значення не має, але для поліпшення характеристик (виходячи з вимог забезпечення надійності, проведення технічного обслуговування, ремонту і зміни продуктивності) слід вибирати не менше двох апаратів.

Кількість паралельно встановлених конденсаторів повинна бути мінімальною і по можливості одного типу і марки, оскільки це може впливати на ефективність їх роботи. Чим більше паралельно включених апаратів, тим важче забезпечити номінальну продуктивність кожного апарату, оскільки в цій ситуації вона залежить від внутрішнього гідравлічного опору апарату. Апарат з меншим значенням буде підтоплюватися конденсатом. Крім того, при паралельній роботі великої кількості випарних конденсаторів можливі утворення мікроклімату з підвищеними значеннями температури і вологості повітря.

Україна є великим сільськогосподарським виробником фруктів і овочів, які необхідно зберігати тривалий час в охолодженому стані, з метою зниження втрат продукту й збереження його якості. Фруктосховища, призначені для рішення цієї задачі, розташовано по всій території країни, на місцевості з різними кліматичними умовами. Основним завданням нашої наукової роботи є підбір оптимальної системи відведення теплоти конденсації під необхідні кліматичні умови і холодопродуктивність установки. Цілі оптимізації - зниження капіталь-

них і експлуатаційних витрат на обслуговування холодильної установки, з відповідним зниженням терміну окупності підприємства.

Науковий керівник: Зімін О.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



УДК 620.91

УСТАНОВКА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ВІД КОНТУРУ РЕКУПЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ КОНДЕНСАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Хавара Л.П., магістрант ОНПУ, м. Одеса

Одним з різновидів схеми використання тепла конденсації холодильної машини ХМ в літній період для приготування гарячої води є схема з рекуперацією теплоти конденсації в окремому контурі [1]. При цьому сучасні системи кондиціонування з використанням одноступінчатих парокомпресійних холодильних машин можуть комплектуватися контуром рекуперації теплоти конденсації (рис. 1). При цьому по тепловій потужності, що розташовується, вказані системи, здатні забезпечити потреби в гарячому водопостачанні будівель. Температура конденсації холодильних машин систем кондиціонування може досягати 55 °С, що дозволяє готувати гарячу воду необхідної температури і обходитися в літній режим без додаткових джерел тепла.

Проте, недоліком розглянутої схеми є, то що холодильна машина працює поза діапазоном енергоефективності із-за підвищеної температури конденсації.

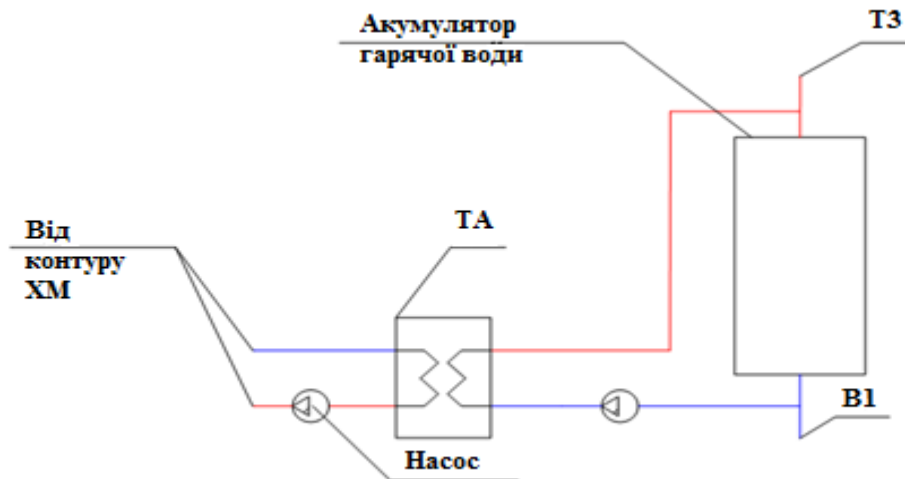


Рис. 1. Система приготування гарячої води від контуру рекуперації теплоти конденсації холодильної машини: В1 - холодна вода, ТЗ - гаряча вода.

Для підвищення ефективності роботи системи гарячого водопостачання від контуру рекуперації теплоти конденсації холодильної машини можна використати двоступінчатую систему.

Комбінована схема приготування гарячої води з використанням двох джерел поновлюваної енергії: рекуператора теплоти конденсації холодильної машини і геліосистеми (рис. 2), в якій в якості першого, низько потенційного, джерела теплоти (по ходу руху води) викорис-

товується контур рекуперації холодильної машини, в якості другого, високо потенційного, джерела теплоти, застосовується геліосистема.

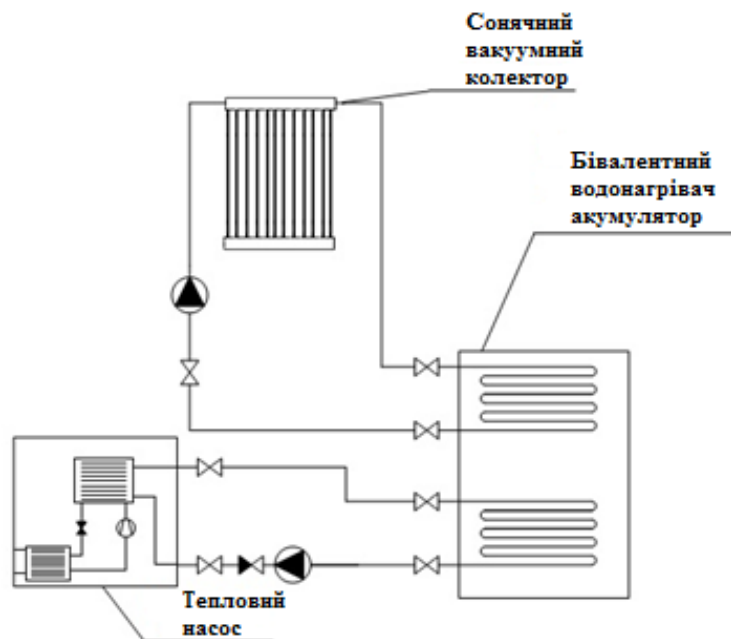


Рис. 2. Комбінована схема приготування гарячої води з використанням двох джерел поновлюваної енергії: рекуператора теплоти конденсації холодильної машини і геліосистеми

Представлена схема (рис. 2) дозволяє підтримувати енергоефективний режим охолодження холодильної машини (чіллер) для систем кондиціонування (температура конденсації не вище 45 °С). При цьому можна забезпечити базовий режим нагріву води на потреби ГВП, а також додатковий, наприклад для підігрівання води у басейні [1]. Застосування 2-х баків акумуляторів гарячої води дозволяє ефективніше використати теплоту конденсації холодильної машини на підігрівання гарячої води в період пікового навантаження системи охолодження будівлі і максимального навантаження геліосистеми.

Аналіз показує, що вибір ефективних схемних рішень систем альтернативного теплопостачання залежить від ряду зовнішніх і внутрішніх чинників, здійснюваного шляхом техніко-економічного обґрунтування. При цьому, слід підкреслити, що вибір акумулятора теплоти відіграє визначальну роль, що відповідає принципам енергозберігаючих технологій. Окремо варто звернути увагу про схеми підключення теплоносіїв до акумулятору теплоти. Ця обставина здатна істотно впливати на ефективність роботи комбінованої системи теплопостачання. Питанню ефективності акумуляції теплоти при різних варіантах підключення теплоносіїв приділено недостатньо уваги.

Література:

1. Климчук А.А., Шраменко А.Н. Аккумуляционные системы теплоснабжения общественных зданий с использованием ночного тарифа на электроэнергию// Строительство и технологическая безопасность, 2011. – С. 154–156.

Науковий керівник: Денисова А.О., д.т.н., проф. кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ



ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНОЙ ВИТРИНЫ НА ПРИРОДНЫХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ.

Полухин В.О., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

На сегодняшний день тема энергосбережения очень важна по всей планете. Этот фактор также относится к холодильному оборудованию. Множество холодильных фирм-производителей стремятся увеличить энергоэффективность оборудования путем повышения холодопроизводительности и уменьшением энергопотребления.

Также эта тема касается и торгового холодильного оборудования, так как в больших магазинах очень большое количество единиц такого оборудования. Используя современное оборудование, можно уменьшить потребление электроэнергии до 30%. Например, владелец магазина «Амирал» перешел от старого оборудования к современному, в результате чего, месячная плата за электроэнергию уменьшилась в среднем на 900 грн / мес. Это было подтверждено тахометром потребления электроэнергии.

Так что имеет смысл вложения денег в новое оборудование, тем самым уменьшить плату за электроэнергию, и получить качественную и эффективную работу оборудования.

При использовании открытых холодильных витрин размораживание испарителя нужно выполнять 3-4 раза в сутки. Добавление стекло модуля может уменьшить это число в 7 раз до 2-3 оттаиваний в неделю, при проведении адаптации системы холодоснабжения.

Закрытые холодильные витрины обладают следующими преимуществами:

- увеличение срока годности продуктов
- сокращение частоты размораживания
- уменьшение холодопроизводительности, уменьшение сумм в оплачиваемых счетах за электроснабжение
- меньше циклов включения холодильной установки, соответственно уменьшает эмиссию шума и износ
- при перебоях в электроснабжении хранения продуктов обеспечивается дольше

Использование энергосберегающих технологий в торговых витринах позволяет снизить потери тепла, нагрузку на холодильное оборудование, а также снизить энергопотребление холодильной установкой, в результате снижения количества циклов оттайки.

Научный руководитель: Яковлева О.Ю., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ КАМЕР ХРАНЕНИЯ ПЛОДООВОЩНОЙ ПРОДУКЦИИ В ДИНАМИЧЕСКИ ИЗМЕНЯЕМОЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЕ.

Нестеров П.С., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

После сбора урожая фрукты продолжают жить, они дышат, то есть поглощают кислород и выделяют углекислый газ. Интенсивное дыхание сорванного плода приводит к ухудшению качества продукта (увядание, появление пятен и т.д.).

Период хранения может быть увеличен путем снижения интенсивности дыхания. Для этой цели продукция обычно охлаждается. Однако это не всегда достаточно эффективно. Охлаждение должно сопровождаться дополнительными методами, одним из которых является снижение уровня кислорода в камере и увеличение содержания CO₂.

Охлаждение замедляет порчу продукции, снижает потери, увеличивает срок хранения. Следует помнить, что активность энзимов чрезвычайно чувствительна к температуре: при увеличении температуры на 8 ° С активность возрастает в 2-4 раза. Доказано, что размножение микроорганизмов, способствует гниению, почти прекращается при 0 ° С. Охлажденные плоды менее подвержены усыханию, имеют низкий уровень этилена, более устойчивы к физиологическим повреждениям. Охлаждение должно проводиться в кратчайшие сроки после сбора.

Надо принимать во внимание и соотношение между температурой и относительной влажностью. Например, потеря влаги продукции при 44° С и влажности 30% в 36 раз сильнее, чем при температуре 0° С с относительной влажностью 90%. Для поддержания необходимого уровня влажности могут использоваться увлажнители воздуха.

В ряде случаев применяется предварительное охлаждение продукции закладывается на хранение до температуры 6-8° С. Таким образом, снижается холодильная мощность, необходимая для дальнейшего охлаждения и хранения.

Камеры хранения для в регулируемой атмосфере обычно изготавливаются из пенополиуретановых сэндвич-панелей. К герметичности камер предъявляются высокие требования. Технология сборки камер имеет свои особенности. Применяется специальная фурнитура и герметики. Важно обеспечить также герметичность конструкции пола и сообщения пола с панелями.

Использование высокоэффективных систем охлаждения и регулирования состава газовой среды в камере можно достичь увеличения срока хранения в среднем на 1 – 2 месяца сохранить товарный вид продукции и как следствие увеличить получаемую прибыль.

Научный руководитель: Яковлева О.Ю., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДК 621.56

ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ ФРУКТОХРАНИЛИЩА

*Тодосенко А.В., студентка ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса
Римашевский С.Ю., НИО Холод, г. Одесса*

Среди основных параметров, влияющих на процесс хранения плодоовощного сырья: температура, относительная влажность, состав газовой среды, кратность циркуляции охлаждающей среды в холодильной камере и технологическая и санитарная дисциплина производственного процесса. Организация управления и контроля процессами закладки и холодильного хранения – важный фактор, влияющий на сохранение качества продукции и сроки его хранения. Для решения задач по разработке систем технологического контроля используют современные системы управления и мониторинга на базе свободнопрограммируемых либо «прошитых» контроллеров, систем мониторинга и удаленного доступа, позволяющих посредством интернет-соединения непрерывно контролировать и, в случае необходимости, своевременно корректировать основные технологические характеристики, изменять «программы» работы оборудования (предварительное охлаждение, охлаждение, хранение, отепление сырья).

Целью проведения исследовательской работы была разработка ТЕО и типового проектного решения холодильной установки фруктохранилища, оснащенной комплексной системой автоматизированного контроля и управления с возможностью регистрации и мониторинга технологических регламентных параметров и данных о режимах работы холодильной системы.

В ходе выполнения работы выполнены: расчёт и подбор холодильного оборудования, разработка схемных решений и систем комплексной автоматизации, подбор приборов и устройств автоматизированной системы управления. Были выбраны комплектующие фирмы Danfoss, позволяющие обеспечить требуемые технологические параметры в охлаждаемых помещениях в диапазоне регламентирующихся НТД требований. В основу принятых решений была положена разработанная авторами концепция требований к системам управления и контроля, которая должна решать следующие задачи:

1. Обеспечения качества – максимальное сохранение товарных ценностей сырья в процессе закладки и хранения. Оптимальное сохранение качества сырья и увеличение срока его хранения в соответствии с требованиями НТД достигается за счёт строгого поддержания требуемых регламентов и технологических режимов, функций адаптивного управления и точной работы систем контроля и управления.
2. Обеспечения надежности. Система управления позволяет оперативно (в режиме «on-line») информировать сервисных диспетчеров о возникновении предаварийной либо аварийной ситуации. Неисправности, возникающие в холодильной системе, и отклонения от технологических регламентов устраняются сервисной службой дистанционно до того, как ситуация станет критической и непоправимой. Если диспетчер по обслуживанию не может дистанционно устранить возникшую техническую либо технологическую проблему, то он направляет сервисную оперативную бригаду, которая получает информацию о возникшей проблеме ещё до приезда на объект. Это способствует предварительной подготовке и скорейшему устранению возникших неисправностей.
3. Компьютерного обеспечения. Специальное компьютерное обеспечение «АК Монитор» позволяет получать информацию о рисках и условиях, приводящих к их возникновению и имеющих существенное значение для «безопасности» хранения продукции. В том числе - данные о регламентных технологических режимах в холодильных камерах в режиме реального времени. Система отображает показания датчиков систем технологического контроля в виде гистограмм, таблиц, наглядных мнемосхем, архивирует технологические журналы и технологические ошибки.
4. Мониторинга и диспетчеризации. Специалисты сервисной службы должны быть оснащены современными средствами связи и портативными компьютерами, при помощи которых осуществляется мониторинг и диспетчеризация холодильных установок из любой точки: офиса, машины, дома и т.д. При этом можно подключаться непосредственно к интерфейсному модулю или удаленно при помощи модема и телефонной линии, GSM модема или через интернет.
5. Энергосбережения. Экономия электроэнергии относительно обычной холодильной системы должна достигать до 33 % благодаря оптимизации всех режимов работы холодильной установки.
6. Сокращения эксплуатационных издержек. Благодаря оптимальным режимам эксплуатации, минимальному времени на поиск и устранение неисправности время простоя холодильного оборудования сокращается до минимума, как результат минимальные отклонения в технологических регламентах хранения. Срок службы холодильного оборудования увеличивается за счёт совершенных алгоритмов управления, использования электронных расширительных вентилей, «плавающего» давления испарения/конденсации, расширенных функций аварийной и предупредительной сигнализации, функций сервисных указаний на проведение плановых предупредительных ремонтов, работ и сервиса.

Докладчики также отмечают, что даже самое современное холодильное оборудование не может быть настолько надежным, чтобы работать безотказно длительное время без сервисного обслуживания. Рано или поздно возможны сбои и аварийные ситуации. Причем обычно на предприятии отсутствует обслуживающий персонал, ведь на современных холодильных объектах обслуживание дистанционное. Для оперативного устранения неисправности

необхідно своєчасно отримати сигнал про аварію в системі холоднопостачання з інформацією про характер несправності (код помилки). Ця проблема також вирішується з допомогою запропонованої авторами концепції АСУ.

Результатом проведеного дослідження є обґрунтування економічної доцільності впровадження автоматизованої системи управління типу ADAP-KOOL для розробленого проектного рішення фруктохранилища. При цьому проведений авторами розрахунок економічних показників не враховував критерії оцінки якості сировини, що суттєво покращило б очікувані показники. В цілому дослідники отримали підтвердження доцільності та необхідності повної комплексної автоматизації та впровадження системи ADAP-KOOL для об'єкта дослідження – холодильника умовної ємністю 5000 тонн умовного зберігання.

Науковий керівник: Желиба Ю.А., к.т.н., с.н.с., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ

СПОСОБИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ЗА ШОКОВОМУ ЗАМОРОЖУВАННІ ПЕЛЬМЕНІВ

Тесля Р.М., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Сучасні вимоги по енерго-ресурсозбереженні, а також безперервний ріст енергоносіїв і витратних матеріалів призводить до необхідності використання всіх можливих методів зниження енергетичних, капітальних і експлуатаційних витрат, при проектуванні нових і реконструкції старих холодильних об'єктів.

Особливі вимоги висувуються до реконструйованих об'єктів призначених для зберігання харчових продуктів глибокої заморозки, що розташовані в межах міста. Це пов'язано з тим, що в міських умовах, при проектуванні таких об'єктів потрібно враховувати існуючі вимоги на енергозбереження, водопостачання і водовідвід, а також вимоги з пожежної та екологічної безпеки.

Запропонована система холодопостачання холодильної камери складається з мультикомпресорної холодильної централі і стельових повітроохолоджувачів безпосереднього кипіння.

Мультикомпресорна холодильна централь розміщується на покрівлі і складається з 4 компресорів фірми Bitzer (Німеччина): 3 стандартних неінверторних 6GE-25Y-40P і 1 інверторний Varispeed-4PE-15.F4V-40S. Холодильна централь обладнана комплектом автоматики для забезпечення розрахункового режиму роботи. Запропоноване рішення є енергозберігаючим і дозволяє забезпечити ступінчасте регулювання холодопродуктивності холодильної установки в співвідношенні 25%/25%/25%/25% в залежності від поступаючого теплового навантаження. А остання ступінь з інверторним керуванням дозволяє підтримувати точне значення температури в камері при виході на стаціонарний режим роботи.

Повітряний конденсатор ECO 1xACE68A4-DV фірми Luvata (Китай) – горизонтальний, 8 вентиляторів, розміщується на даху.

Для зменшення гідравлічних втрат на покрівлі також розміщується лінійний ресивер F3102N фірми Bitzer (Німеччина).

Повітроохолоджувачі ECO IDE53A07 фірми Luvata (Китай) розташовуються під стелею по центральній осі холодильної камери, для забезпечення подачі повітря на дві сторони. При цьому перепад між температурами кипіння і температурою камери приймається мінімальний (4-5 °С), що забезпечує необхідну вологість і менше енерговикористання.

Холодильный агент, що використовується в холодильній установці – R404a, екологічно безпечний, відповідає всі сучасним нормам безпеки.

В якості теплоізоляції передбачається використовувати сендвіч-панелі товщиною 100 мм фірми Rockwool (Данія).

Науковий керівник: Єрін В.О., к.т.н., ст.викл. кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИСКУССТВЕННОГО ХОЛОДА НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОТЕРЬ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Артюх В.Н., аспирант, Альсаид Хекмат, магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Газотранспортная система Украины состоит из густой сети газовых коммуникаций, служащих для подачи газа как внутренним потребителям, так и для транзита голубого топлива в страны Западной Европы. Для транспортировки природного газа по стальным магистралям на многочисленных компрессорных станциях установлены мощные газоперекачивающие агрегаты, энергоносителем для которых, в большинстве случаев, является транспортируемый природный газ. Поэтому на привод перекачивающих агрегатов расходуется 0,5 – 1,5% от объема транспортируемого газа.

Энергетическая ситуация, которая сложилась в Украине, требует экономного использования энергоносителей. Поэтому проблема рационального использования топливного газа на газовых магистралях требует детальных расчетов параметров работы оборудования газотранспортных систем с целью ее оптимального прогнозирования.

Основным управляющим элементом системы транспорта газа следует считать компрессорные станции (КС). От режима их работы и его изменения зависит в основном режим эксплуатации всей системы газоснабжения. Кроме того, компрессорные станции на магистральном газопроводе является объектом значительной энергоемкости, вследствие чего режим их эксплуатации определяет энергозатраты на транспорт газа. Система трубопроводного транспорта газа Украины эксплуатируется уже более 50 лет, поэтому большое значение приобретают вопросы повышения надежности трубопроводов, реализующиеся путем разработки новых методов обслуживания и проведения ремонтных работ.

Целью настоящего исследования является изучение перспектив применения предварительного охлаждения природного газа перед сжатием в газоперекачивающем агрегате в части ресурсосбережения. Предлагается проводить предварительное (перед сжатием в нагнетателе) охлаждение природного газа на компрессорной станции, которое позволяет снизить затраты топливного газа для работы нагнетателя.

Предложено для организации режима охлаждения использовать искусственный холод, вырабатываемый теплоиспользующей абсорбционной водоаммиачной холодильной машиной (АВХМ), которая в свою очередь, работает на отходящих газах газотурбинного агрегата.

Выше было показано, применение искусственного охлаждения газа до его сжатия позволит экономить $109,875 \text{ м}^3/\text{ч}$ топливного газа, по сравнению с базовым режимом.

Проведем расчет экономического эффекта, который может иметь место в рамках данного технического предложения. В сутки экономия топливного газа составит $109,875 \cdot 24 = 2637 \text{ м}^3$.

При текущей (начало 2017 года) стоимости 1000 м^3 природного газа в Украине 257 \$, в год можно ожидать экономию

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \frac{257 \cdot 2637}{1000} \cdot 365 = 247363 \$.$$

Проведем расчет затрат, которые необходимы будут для реализации технического предложения ($\sum \mathcal{Z}$). Они складываются из затрат на АВХМ ($\mathcal{Z}_{\text{АВХМ}}$), теплообменного оборудования ($\mathcal{Z}_{\text{ТО}}$), монтажа (0,1 от $\mathcal{Z}_{\text{АВХМ}} + \mathcal{Z}_{\text{ТО}}$), зарплаты персонала ($\mathcal{Z}_{\text{ЗП}}$) и стоимость энергии ($\mathcal{Z}_{\text{Э}}$).

$$\sum \mathcal{Z} = \mathcal{Z}_{\text{АВХМ}} + \mathcal{Z}_{\text{ТО}} + 0,1 \cdot (\mathcal{Z}_{\text{АВХМ}} + \mathcal{Z}_{\text{ТО}}) + \mathcal{Z}_{\text{ЗП}} + \mathcal{Z}_{\text{Э}}.$$

В настоящий момент рыночная стоимость АВХМ с холодопроизводительностью порядка 1 -3 МВт составляет $\mathcal{Z}_{\text{АВХМ}} = 100000 \$$, теплообменного оборудования – порядка $\mathcal{Z}_{\text{ТО}} = 50000 \$$. Тогда монтаж обойдется в 15000 \$.

Электрическая энергия затрачивается при работе систем автоматики и циркуляционных питательных насосов АВХМ. Суммарная мощность их составляет порядка 10 кВт. В сутки это 240 кВт·ч/сут. На 01.03.2017 г. в Украине стоимость электрической энергии для промышленности составляет 1,9832 грн/ 1 кВт·ч. В год это $\mathcal{Z}_{\text{Э}} = 240 \cdot 1,9832 \cdot 365 = 173728$ грн.

Зарботную плату обслуживающего персонала (4 человека) в месяц примем 10000 грн. В год $\mathcal{Z}_{\text{ЗП}} = 10000 \cdot 4 \cdot 12 = 480000$ грн.

Проведем суммарный расчет затрат на техническое предложение из расчета, что искусственное охлаждение будет использоваться только в жаркий и переходный периоды года, т.е. в течении 9 месяцев.

Валютный курс примем равным 1 \$ = 27 грн.

$$\sum \mathcal{Z} = 10000 + 50000 + 15000 + \left(\frac{173728 + 480000}{27} \right) \cdot \frac{9}{12} = 183159 \$.$$

Соответственно и экономия будет иметь место в течении 9 месяцев, т.е.

$$247363 \cdot \frac{9}{12} = 185522 \$.$$

Таким образом, период окупаемости составит:

$$T = \frac{183159}{185522} = 0,987 \approx 1 \text{ год.}$$

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф., зав. кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАПТ



Автори наукових робіт:

А

Анушкевич П.И., **3**
Альсаид Х., **105**
Артемчук А.В., **80**
Артюх В.Н., **105**

Б

Бабамирадов М., **36**
Бабой Є.О., **49**
Басов А.М., **53**
Бережняк Є.О., **50**
Бондаренко Б.А., **90**
Брилько В.А., **90**
Бучинський О.Г., **66, 68**
Бушманов В.М., **68**

В

Васильев Л.Л., **63**
Вовненко В.С., **23**
Войчук П.С., **95**
Вольчев А.В., **10**

Г

Гарасим Д.І., **47**
Гармаш Р.В., **50**
Гладков С.В., **70**
Григор'єв М.В., **9**
Гриньків В.М., **58**
Грицюта Е.С., **33**
Грич А.В., **44**
Грудка Б.Г., **24**

Д

Дзевенко М.В., **52**
Діц І.Р., **94**
Дьяченко И.А., **38**

Е

Ерема В.Ю., **27**

Ж

Жардецька Т.В., **53**
Жежеренко И.В., **7**
Жихарева Н.О., **57**
Журавлев А.С., **63**
Журавльов О.С., **28**

З

Зайцев М.О., **97**

И

Іванов А.П., **15**
Іванов М.Ю., **75**
Іванов В.Ю., **82**

К

Кайдаш О.А., **22**
Клебан О.Л., **40**
Клименко В.П., **13**
Козаченко И.С., **67**
Козюренко О.Ю., **76**
Кокул С.В., **52**
Корнован Д.О., **5**
Костенко П.М., **78**
Костюк О.В., **54**
Кравченко В.В., **6**
Кушко М.С., **52**

М

Мазуренко С.Ю., **30**
Майструк Д.И., **7**
Макаренко Д.О., **4**
Макеева Е.Н., **61**
Медушевський Є.В., **71**
Мотичко А.В., **55**
Мошкатиук А.В., **27**

Н

Нестеров П.С., **101**
Нечипоренко Ф.О., **50**
Нижников А.А., **84**
Новіков В.Ю., **77**

О

Озолин Н.Е., **31**
Осадчук Е.А., **88**
Остапенко А.В., **92**

П

Павленко А.П., **34**
Переход О., **11**
Полухин В.О., **101**
Приймак В.Г., **29**
Продан Я.М., **17**

Р

Радіонов А.В., **54**
Райнов С.С., **55**
Римашевский С.Ю., **102**
Родин А.В., **63, 65**

С

Савинков П.В., **30**
Селіванов-Жуков К.В., **10**
Сенчук В.О., **81**
Середюк Р.В., **98**
Собко П.Ю., **21**
Сусяк Т.І., **66, 68**
Сушильников И.В., **73**

Т

Талибли Р.Е., **86**
Телячий Ю.М., **18**
Тесля Р.М., **104**
Тодоров Д.Д., **38**
Тодосенко А.В., **17, 102**

Х

Хавара Л.П., **99**
Хоменко М.М., **60**

Ч

Чербаджи С.В., **38**
Чернега В.А., **35**

Ш

Шаповалов А.В., **63**
Шкарубський Д.О., **19**
Шлончак Є.І., **91**

Щ

Щербаков К.А., **57**

Я

Ямщиков М.Ю., **59**

Керівники наукових робіт:

Гайдук С.В.
Герасим А.С.
Денисова А.Е..
Ерин В.А.
Желиба Ю.А.
Жихарева Н.В.
Зимин А.В.
Калинкевич М.В.
Кирилов В.Х.
Климчук А.А.
Козут В.Е.
Кравченко М.Б.
Лабай В.И.
Лагутин А. Е.
Милованов В.И.
Морозюк Л.И.
Овсянник А.В.
Олейник К.В.

Остапенко А.В.
Очеретяний Ю.А.
Петренко О.В.
Пищанская Н.А.
Подмазко А.С.
Потапов В.А.
Семенюк Д.П.
Симоненко Ю.М.
Соколовская В.В.
Стоянов П.Ф.
Тітлов О.С.
Хмельнюк М.Г.
Шаповалов А.В.
Яковлев Ю.А.
Яковлева О.Ю.
Якушенко Е.М.
Ярошенко В.М.

**МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**
**«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І
ТЕХНОЛОГІЇ»**

24 квітня 2017 року

Збірка тез доповідей

Підписано до друку **24.04.2016**. Формат 60x84 1/16.
Умовн. друк. арк. **6.875**. Наклад **10** прим.
65082, Одеса, вул. Дворянська, 1/3