



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

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

22 квітня 2014 року

Збірник тез доповідей



Друкується як додаток до журналу “Холодильна техніка і технологія”

ISSN 0453-8307

УДК 621.56/59

Тематичні напрями: холодильні машини і установки; теплові помпи; теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну; робочі речовини; системи кондиціювання повітря, компресори; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки; холодильна технологія; кріогенна техніка.

Науковий комітет:

проф. Єгоров Б.В.
проф. Капрел'янц Л.В.
проф. Хмельнюк М.Г.
проф. Лагутін А.Ю.
проф. Наєр В.А.
проф. Тітлов О.С.
проф. Мілованов В.І.

проф. Радченко М.І.
проф. Горін О.М.
проф. Прядко М.О.
проф. Ванєєв С.М.
доц. Морозюк Л.І.
доц. Буданов В.О.

Організаційний комітет:

проф. Симоненко Ю.М.
проф. Мілованов В.І.
доц. Буданов В.О.
доц. Морозюк Л.І.

доц. Гоголь М.І.
асп. Мінєнков В.В.
ст. Гришин О.О.
ст. Олалейє Д.В.

Робочі мови конференції – українська, російська, англійська.

Місце проведення – ауд. 202, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

Всі тези доповідей надруковані згідно наданих макетів

ISSN 0453-8307

©Одеська національна академія харчових технологій
© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського

СЕКЦИЯ №1 – “ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ”

УДК 621.565.9.001.57

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Пасечник А.Ю., Речицкий В.В., аспиранты ИХКЭ ОНАИТ, г. Одесса

Повышение эффективности производства искусственного холода осуществляется как путем усовершенствования оборудования холодильных машин и установок, так и за счет выбора оптимальных режимов при их проектирований и эксплуатации.

Выбор наиболее целесообразных теплообменных аппаратов в схемах холодильных установок должен решаться на основе структурного синтеза и параметрического анализа. Окончательные рекомендации по выбору оптимальных режимных параметров могут быть получены в случае перебора стандартного (дискретного ряда теплообменных аппаратов) при синтезе структуры холодильной установки, отвечающей условию минимума приведенных затрат /1,2/. Последнее определяет минимизацию одного показателя т.е. выбор одноцелевого критерия и исключает фактор субъективизма при решении многоцелевых аддитивных функций.

Оптимальные перепады температур (температурные напоры и подогревы, либо охлаждения сред) претерпевают изменения с изменением стоимости оборудования, воды, электроэнергии и числа часов работы в год.

Существуют обоснованные доводы в пользу выбора независимых переменных в качестве оптимизируемых параметров /3,4/.

В настоящей работе при построении модели холодильной установки в качестве целевой функции принята переменная часть приведенных затрат.

$$ПЗ = \sum_{i=1}^n NiЦэ\tau + \sum_{i=1}^m (Zi + Zni)$$

где N_i – потребляемая мощность i -го электродвигателя, $Цэ$ – цена электроэнергии, τ – число часов работы установки в год, Z_i – нормативный коэффициент отчислений на реновацию и ремонт от стоимости каждого элемента оборудования установки, Z_{ni} – нормативный коэффициент отчислений от стоимости каждого элемента оборудования установки.

Для существующего многообразия современных схем холодильных установок разработаны отдельные блоки, математическое описание которых позволит использовать их при моделировании и оптимизации различных установок.

Результаты решения задач статической оптимизации холодильных установок получены на основе расчетов по предложенной технико-экономической модели, описанной в работе /4/.

Оценка долевого участия основных элементов аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью 450 кВт в суммарных значениях переменной части приведенных затрат (ПЗ) и эксплуатационных расходов (ЭР) представлена на гистограмме (рис.1). Из рисунка видно, что значения приведенных затрат и эксплуатационных расходов для оборудования одноступенчатой холодильной установки по значимости выстроились в следующей последовательности: компрессоры; воздухоохладители; воздушные конденсаторы; насосы хладагента. Такая расстановка, позволяет заключить, о значимости оптимального выбора режимных и конструктивных параметров воздухоохладителей. Аналогичные выводы отмечены в работах других авторов /1,2/

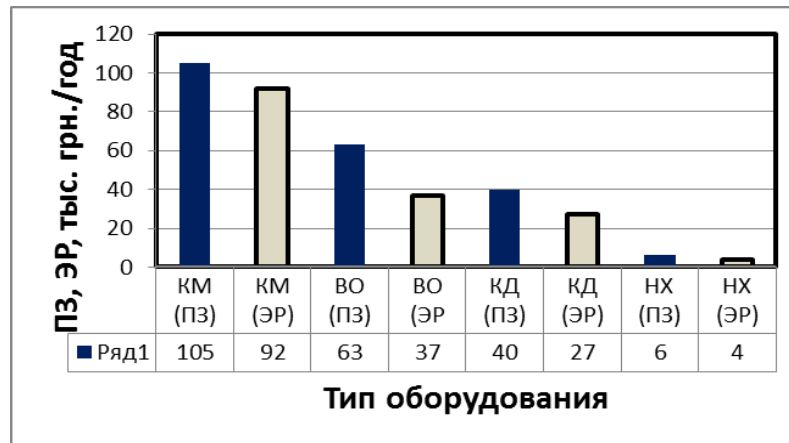


Рис. 1. Гистограмма переменной части приведенных затрат (ПЗ) и эксплуатационных расходов (ЭР) основных элементов установки: КМ-компрессоры; ;ВО – воздухоохладители; КД – конденсаторы; НХ – насосы хладагента.

При анализе вариантов холодильной установки укомплектованной различными типами воздухоохладителей, отличающихся напорными характеристиками, установлено, что с увеличением напора отмечался рост оптимальных значений температурных напоров (θ_0) и подохлаждения воздуха в воздухоохладителях (Δt). При увеличении аэродинамического сопротивления воздухоохладителя с 80 до 200 Па оптимальное значение Δt увеличивается на 15%, а θ_0 соответственно на 25%. В сравнительном анализе статические тепловые и аэродинамические характеристики воздухоохладителей были приняты для условий нулевой температуры камеры при толщине осевшего инея на поверхности воздухоохладителя равной 3 мм.

Учет динамики инееобразования и ее корректировка за счет выбора промежутков времени между циклами оттайки приведет к изменению коэффициентов теплопередачи и напорно-расходных характеристик вентиляторов воздухоохладителей. В этой связи особый интерес представляют данные по исследованию оптимальных значений θ_0 и Δt с учетом динамики инееобразования.

Дальнейшие исследования будут направлены на изучение характера изменения потерь напора, расхода воздуха и коэффициентов теплопередачи воздухоохладителей для различных температурно-влажностных параметров камер хранения пищевых продуктов различного назначения.

Литература:

1. Онасовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок: Учебное пособие [Текст] Онасовский В.В. –Л.: Изд-во Ленинградского университета ,1990- 208 с.
2. Гоголин А.А. Оптимальные перепады температур в испарителях и конденсаторах холодильных машин [Текст], Гоголин А.А.// Холодильная техника -1972- №3, С. 23-27.
3. Лагутин А.Е. Математическая модель оптимизации компрессорной холодильной установки [Текст], Лагутин А.Е.//Придніпровський науковий вісник -1998 - №66 (133) - С. 1-7.
4. V.P. Cherpurnenko, A.E. Lagutin, M. R. Mendoza Optimisation of working regimes of a refrigerating plant at multi-scale cost of electroenergy. // XVIII International Congress of Refrigeration, August 10-17, 1991, Montreal, Ouebec, Canada. 6 p.

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

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ АММИАЧНЫХ КОЖУХОТРУБНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ

Арабаджи Д.Д. магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Оптимальную скорость движения воды в трубах конденсатора определяют на основании технико-экономического анализа. Подходы к определению оптимальной скорости воды в конденсаторах, вновь проектируемых, выбранных по укрупненным показателям и находящихся в эксплуатации, принципиально различны. Уменьшение скорости воды в трубах конденсатора при заданной тепловой нагрузке ($Q = \text{Const}$) приведет к увеличению площади теплопередающей поверхности, возрастанию его массы и соответственно стоимости. С другой стороны уменьшение скорости воды приведет к сокращению мощности потребляемой насосом, что определяет выбор компромиссного решения и существование экстремума целевой функции.

При проектировании оптимального (нестандартного конденсатора) должны быть заданы тепловая нагрузка на аппарат, параметры окружающей среды и определены значения глубины нагрева воды в трубах аппарата и температуры конденсации агента, обеспечивающие минимум целевой функции.

При определении оптимальной скорости воды в находящихся в эксплуатации конденсаторах, с установленной площадью теплообменной поверхности, минимум приведенных затрат будет соответствовать минимуму общего расхода энергии.

Подбор конденсатора проектируемой холодильной установки осуществляется по укрупненным показателям из размерной линейки аппаратов выпускаемых различными производителями. В этом случае на базе характеристик выбранного аппарата подбирается скорость воды в трубах аппарата, обеспечивающая соответствие его теплосъема проектному заданию при принятых параметрах его эксплуатации без наличия процедуры оптимизации.

В настоящей работе влияние скорости воды в трубах аппарата на энергетические показатели оценивалось по критерию М. В. Кирпичева.

$$E = Q/N$$

где E – энергетический коэффициент, Q – тепловая нагрузка, N – затрата мощности на привод водяного насоса.

За базовый вариант принят кожухотрубный аммиачный конденсатор КТГ-40.

На основании поверочных расчетов при фиксированных значениях: температуры конденсации агента $t_k = 30^{\circ}\text{C}$, температуры воды на входе в аппарат $t_w = 23^{\circ}\text{C}$ проведены варианты расчеты по определению, тепловой нагрузки - , Q , затрат мощности на транспорт воды - N , и энергетических коэффициентов – E при дискретных значениях скорости воды в трубах аппарата $\omega = 0,7; 1,0; 1,5$ м/с. Во всех расчетных режимах при увеличении скорости воды наблюдался превалирующий рост затрат мощности над ростом тепловой нагрузки и соответствующее снижение энергетического коэффициента. В расчетах также проведена оценка влияния глубины подогрева воды в трубах, числа ходов по воде, диаметров труб и обечайки аппарата на термодинамические и массовые показатели конденсаторов при переменных значениях скорости воды.

Литература:

Кирпичев, М. В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева [Текст] / М. В. Кирпичев // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского, 1944. – Т. 12. – С. 10–15.

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

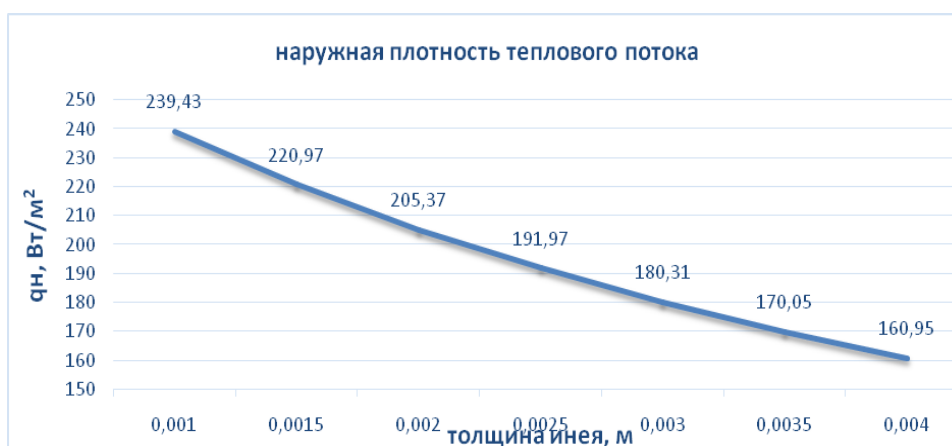
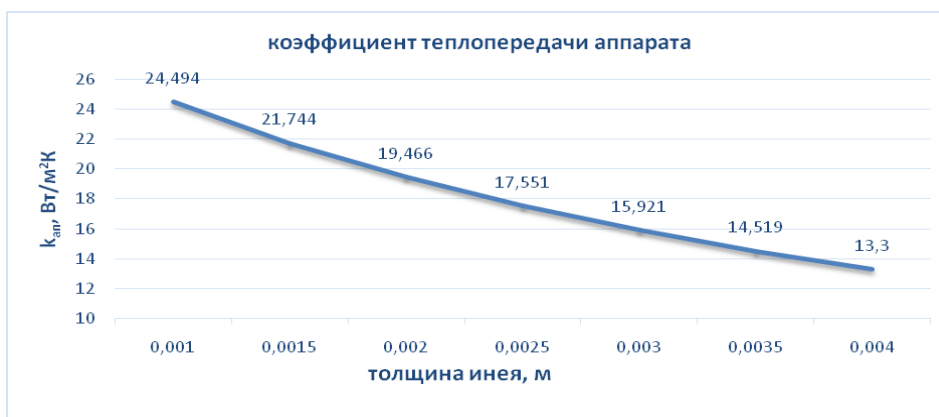
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ ПРИ РАЗНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

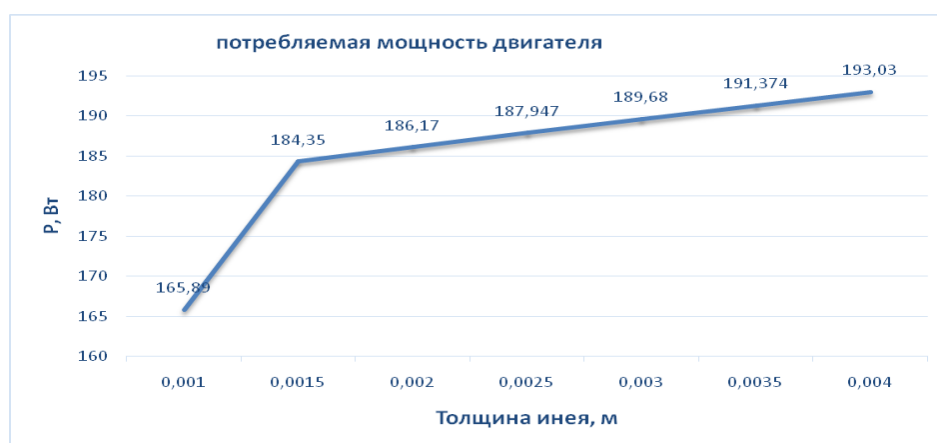
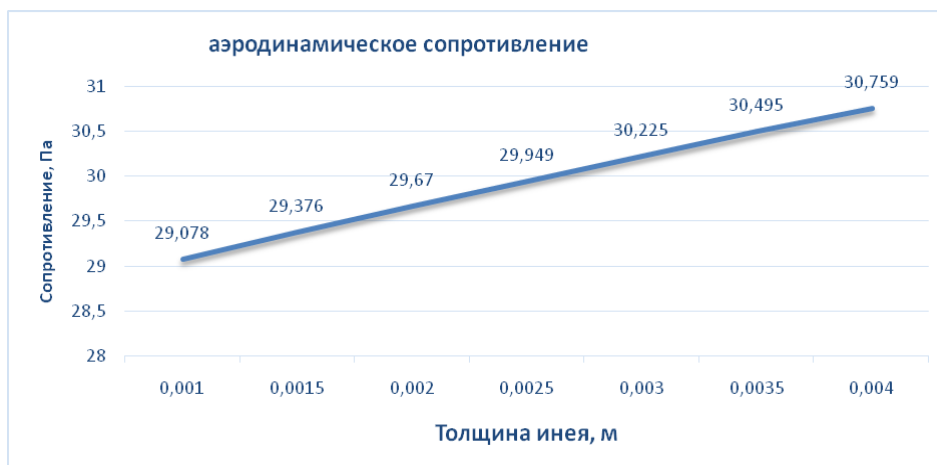
Егоров Д.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В качестве исследуемого объекта был выбран воздухоохладитель с неизменной площадью поверхности. Цель работы заключалась в том, чтобы определить при какой максимально допустимой толщине инея возможно рационально использовать временную характеристику работы воздухоохладителя. При этом учитывалось изменение коэффициента теплопередачи, аэродинамических сопротивлений, температур кипения.

В результате расчетов и экспериментальных данных при увеличении толщины инея от 1 мм до 4 мм были получены такие результаты:

- коэффициент теплопередачи аппарата уменьшился на 46%;
- наружная плотность теплового потока уменьшилась на 33%;
- аэродинамическое сопротивление возросло на 6%;
- потребляемая мощность двигателя вентилятора возросла на 16%.





В результате расчетов и экспериментальных данных было установлено, что при толщине инея более 3 мм необходимо проводить оттайку.

Научный руководитель: Подмазко А.С., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДК 621.56/59

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА БАЗЕ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Осадчий С.К., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Производство медицинских препаратов, в частности, полибиолоина, происходит путем сублимации плазмы крови при низких температурах (до -60 °С). Двухступенчатая холодильная машина и вспомогательное оборудование показаны на рис. 1.

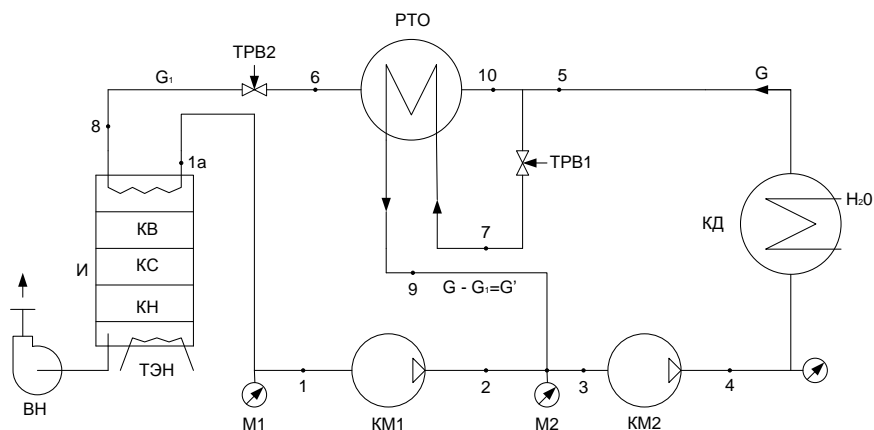


Рис. 1 – Принципиальная схема холодильной машины:

КМ1 – компрессор первой ступени; КМ2 – компрессор второй ступени;
 КД – конденсатор; ВН – вакуумный насос РТО – рекуперативный теплообменник;
 ТРВ1 и ТРВ2 – терморегулирующие вентили; И – испаритель-сублиматор;
 ТЭН – электронагреватель; М1 – М3 – манометры; КВ, КС, КН – кассеты,
 соответственно, верхняя, средняя и нижняя

Цель работы заключалась в определении изменения холодопроизводительности Q_0 , тепловой нагрузки на конденсатор Q_k и рабочих давлений: кипения P_0 , промежуточного $P_{пр}$ и конденсации P_k .

В результате теоретических и экспериментальных исследований получены следующие результаты, показанные на рис. 2 и 3.

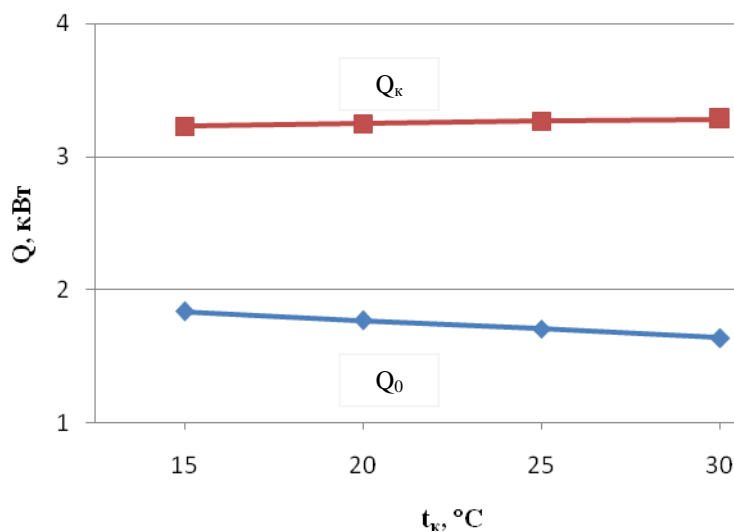


Рис. 2 – Зависимость изменения тепловой нагрузки на конденсатор и холодопроизводительности в зависимости от температуры конденсации

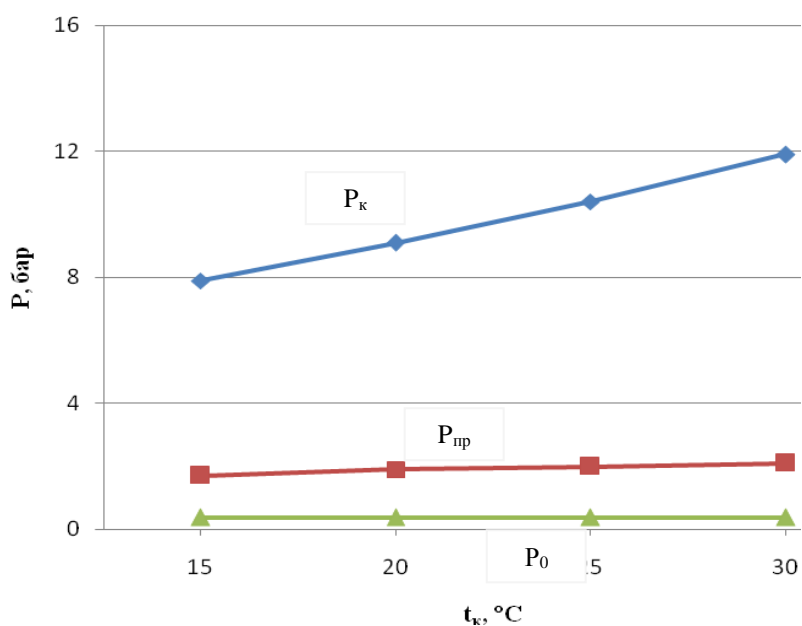


Рис. 3 – Зависимость изменения рабочих давлений в зависимости от температуры конденсации

Научный руководитель: Подмазко А.С.- к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДК 621.56/59

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ПРОВЕДЕНИИ РЕФИТА

Поворознюк В.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

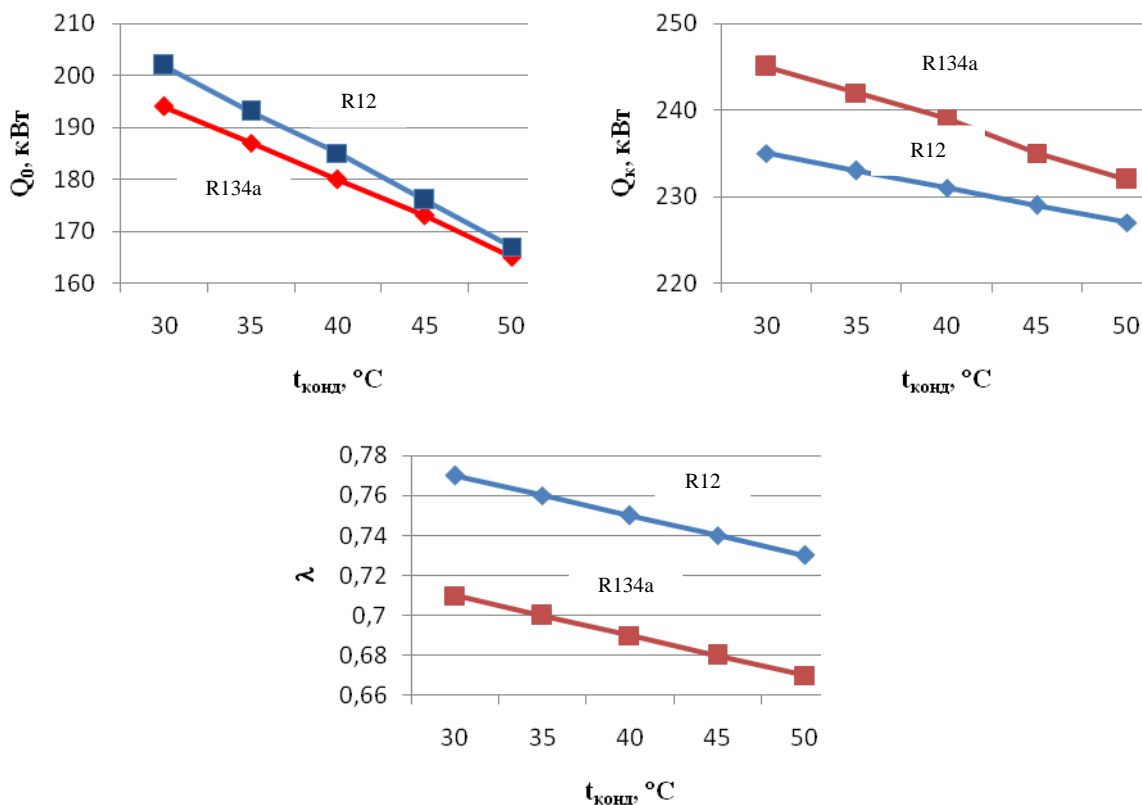
В качестве объекта исследования было выбрано круизное судно, на котором используется система кондиционирования воздуха на базе 2-х чиллеров, холодопроизводительностью 180 кВт каждый. Согласно требованиям Монреальского и Киотского протоколов необходимо перейти (рефит) на альтернативные озонобезопасные холодильные агенты. Это, в первую очередь, коснулось холодильных охлаждающих систем, которые используются на морском транспорте.

Цель работы заключалась в том, что необходимо провести анализ перехода с R12 на R134a при неизменном холодильном оборудовании. Площади поверхностей конденсатора, испарителя остаются теми же, как и сам компрессор, со своим условным объемом, описываемым поршнями.

С помощью компьютерной программы KMKreis были получены следующие результаты:

- с повышением температуры конденсации холодопроизводительность уменьшается. Причем на 1,5 ... 5 % она больше для R12;
- тепловая нагрузка на конденсатор уменьшается. На 3 ... 4 % она больше для R134a;
- потребляемая мощность компрессора увеличивается на 1 ... 1,8 % для R134a;
- температура конца сжатия для R12 выше, чем для R134a на 2 ... 2,5 %;

- коэффициент подачи компрессора уменьшается более существенно для R134a, чем для R12, - на 8 %.



Как показали расчеты, при переходе с R12 на R134a особого влияния на тепловые и энергетические показатели холодильной системы в целом это не окажет.

Научный руководитель: Подмазко А.С. – к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДК 621.56/59

ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МОРОЗИЛЬНЫХ АППАРАТОВ РОТОРНОГО ТИПА

Горобец Е.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Устройство и принцип действия скороморозильных аппаратов весьма разнообразны. Основными и наиболее распространенными из них являются: а) аппараты воздушного охлаждения, в которых продукты замораживаются в интенсивном потоке холодного воздуха; б) многоплиточные аппараты, где продукт замораживается между полыми металлическими плитами, охлаждаемыми кипящим в них холодильным агентом или циркулирующим хладоносителем; в) иммерсионные морозильные аппараты, в которых продукт, предварительно упакованный в полимерную пленку, замораживается в охлаждающей жидкости; г) аппараты для замораживания продуктов в жидком азоте или фреоне.

Роторные скороморозильные аппараты. Роторные блочно-плиточные скороморозильные аппараты работают по принципу действия рассмотренных плиточных

аппаратов. Замораживание в этих аппаратах производится тоже между холодными поверхностями полых металлических плит, охлаждаемых кипящим холодильным агентом или циркулирующим хладоносителем. В роторных аппаратах во время замораживания плиты вращаются вокруг оси общего вала.

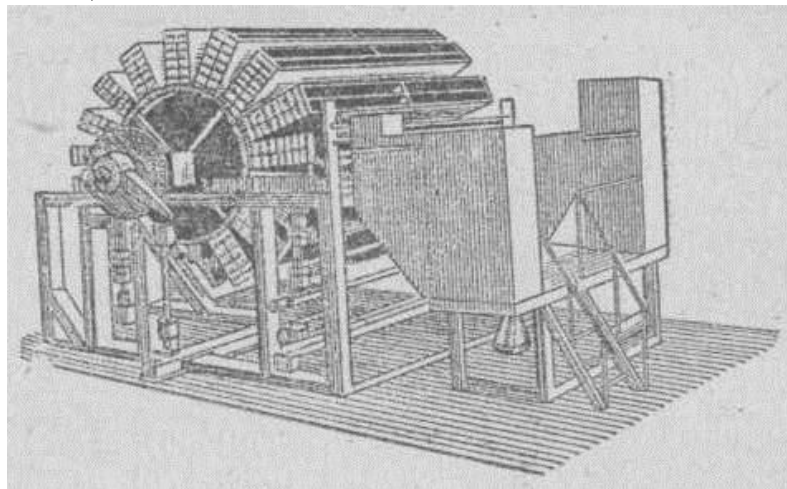


Рис. 1 – Роторный скороморозильный аппарат марки АРСА

В аппарате предусмотрено непосредственное охлаждение аммиаком. При температуре кипения холодильного агента -40°C блоки толщиной 60-65 мм замораживаются до -23°C за 1 ч 40 мин.

В работе рассмотрено влияние изменения температуры кипения хладагента при постоянной толщине блока за время замораживания. Проведен энергетический анализ (температуры окружающей среды) эффективности применения при замораживании различного сырья, а так же использование различных хладагентов с учетом времени суток. Проведен анализ процесса загрузки и разгрузки аппарата при различных толщинах блоков и температурах кипения хладагента.

Научный руководитель: Подмазко А.С. - к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДК 621.565:339.17

ОСОБЕННОСТИ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КРУПНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ТОРГОВЛИ

Хахимов Р.С., студент, ДонНУЭТ им. М. Туган-Барановского, г. Донецк

Тип холодильного оборудования торгового зала зависит в существенной мере от структуры предприятия.

Торговое холодильное оборудование используют для кратковременного хранения, демонстрации и продажи предварительно охлажденных и замороженных скоропортящихся продуктов при пониженной положительной или отрицательной температурах. К торговому холодильному оборудованию относят: охлаждаемые витрины, прилавки-витрины, холодильные шкафы, низкотемпературные лари, холодильные камеры и специализированное холодильное оборудование - льдогенераторы, фризеры мягкого мороженого, автоматы для охлаждения соков, напитков, продажи замороженных соков в аппаратах.

Целью работы является, проведение анализа особенностей современного холодильного оборудования, которое используют в крупных предприятиях торговли.

Для этого необходимо изучить конструкцию торгового холодильного оборудования для централизованного и децентрализованного хладоснабжения.

Конструктивно холодильные витрины и прилавки-витрины в большей части выполнены однотипно. Холодильное оборудование выпускается со встроенным холодильным агрегатом или без него, предназначенным для централизованного хладоснабжения. Холодильное оборудование с выносным агрегатом удобно для крупных супермаркетов, поскольку к одному такому агрегату можно подключить несколько единиц оборудования, что позволяет сократить энергопотребление. Однако при централизованном хладоснабжении в случае выхода агрегата из строя перестает работать все оборудование, присоединенное к нему. Такое оборудование невыгодно покупать небольшим магазинам или супермаркетам, для которых более удобны прилавки-витрины со встроенным агрегатом. При линейном или островном расположении передвижного оборудования, может использоваться как изотермическое так и холодильное оборудование с машинным охлаждением.

Современные холодильные камеры предназначены для кратковременного хранения скоропортящихся продуктов, их производят в двух вариантах - панельными и блочными.

Холодильные камеры панельного типа имеют унифицированные сборные элементы с заливной теплоизоляцией. Они просты в монтаже и транспортировке, комплектуются холодильными машинами в традиционном варианте и в виде моноблоков.

При традиционном исполнении монтажной схемы холодильной машины холодильный агрегат располагается рядом с камерой или крепится на одной из ее поверхностей, испаритель или воздухоохладитель находится внутри холодильной камеры.

К специализированному холодильному оборудованию относятся льдогенераторы для приготовления кубикового или чешуйчатого льда, фризеры мягкого мороженого, холодильные шкафы для охлаждения и замораживания продуктов, автоматы для охлаждения соков и продажи мороженого.

Отличительной особенностью льдогенераторов является в основном форма поверхности испарителя. При плоской поверхности испарителя получается кубиковый лед, при цилиндрической в виде цилиндров. Чешуйчатый лед приготавливается намораживанием его на цилиндрической поверхности барабана с последующим срезанием льда с барабана специальной фрезой. Чешуйчатый лед применяют для охлаждения фарша, рыбы, хранения деликатесных продуктов во льду. Фризеры мягкого мороженого предназначены для приготовления замороженной до температуры не ниже - 5 С смеси мороженого. Устройство большинства фризеров однотипно. В рабочий цилиндр из загрузочной емкости поступает жидкая смесь, которая намораживается на внутренней поверхности цилиндрического испарителя. Намороженная смесь, в которую скребком-мешалкой «вбивается» воздух, срезается с поверхности испарителя и порционно выдается потребителю.

Конструкция холодильных шкафов для охлаждения продуктов отличается от шкафов для хранения продуктов наличием в шкафу направленного, регулируемого движения потока воздуха. Холодопроизводительность холодильной машины учитывает тепло, отводимое для охлаждения продуктов.

Важнейшим видом торгового холодильного оборудования являются торговые холодильные шкафы, предназначенные для хранения, демонстрации и продажи скоропортящихся товаров. Так же, как и все остальные виды оборудования, они имеют три вида режима хранения: плюсовой; среднетемпературный (от 0°C до 8°C); низкотемпературный (от -12°C до -22°C). В зависимости от этого они могут предназначаться для хранения напитков, охлажденных продуктов и замороженных продуктов.

В большинстве шкафов испаритель конструктивно расположен под потолком шкафа. Холодный воздух, имея большую плотность, опускается к нижней полке шкафа, охлаждая на своем пути хранящиеся в шкафу продукты. При такой естественной циркуляции воздуха в отдельных моделях шкафов перепад температур по высоте может достигать до нескольких

градусов. В маркировке этих моделей шкафов иногда используются буквы St, что означает "естественное охлаждение".

Для выравнивания температур по всему объему шкафа применяют принудительную циркуляцию воздуха при помощи вентилятора. Разброс температур в этом случае снижается до 1—2С. Эффективность использования того или иного вида циркуляции воздуха зависит от хранящихся в нем продуктов.

Равномерности охлаждения по всему объему шкафу можно также достичь, применяя особую конструкцию полок, ребрами жесткости которых являются трубки испари тела. Недостатки этой конструкции — жесткость крепления полок и невозможность изменения расстояния между ними.

По месту расположения компрессорно-конденсаторного агрегата различают два варианта: верхнее и нижнее. Не оказывая какого-либо влияния на температурный режим месторасположение агрегата предопределяет удобство обслуживания и ремонта, а также в некоторой степени долговечность и надежность.

Среднетемпературные прилавки-витрины бывают с естественной и принудительной вентиляцией охлажденного воздуха. В последних вентилятор равномерно распределяет воздух по всему объему. Такие прилавки-витрины в среднем обходятся дороже.

Холодильные витрины применяют для демонстрации, хранения и продажи товаров при одном из трех принятых температурных режимах.

Если холодильные витрины установлены в торговом зале магазина самообслуживания, то они используются не только для хранения и демонстрации товаров, поэтому они должны быть открытыми и обеспечивать покупателям доступ к товарам для самостоятельного их выбора.

Таким образом в ходе работы мы изучили особенности конструкции торгового холодильного оборудования, провели анализ современного холодильного оборудования которое используют в крупных предприятиях торговли для централизованного и децентрализованного хладоснабжения.

Информационные источники:

1. Оборудование торговых предприятий: Учебник для учащихся проф-х колледжей, лицеев. (Сер. «Учебники 21 века») – Ростов на Дону: Феникс, 2001.-416с
2. Холодильні установки спеціального призначення: Підручник \ М.Г.Хмельнюк, О.С. Подмазко – Херсон: Грінь Д.С., 2013. – 488с.

*Научный руководитель: Демин М.В. к.т.н., ст. препод.
ДонНУЭТ им. М. Туган-Барановского, г. Донецк*



УДК 621.565.2

АНАЛІЗ СИСТЕМ АКУМУЛЯЦІЇ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ ДЛЯ МОЛОКОПЕРЕРОБНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Грицик С.М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Проблема аккумулявання енергії, як теплової так і електричної, стоїть перед людством уже досить давно і цим дослідженням ми намагаємось показати, що аккумулявання теплової енергії є одним із способів енергозбереження. Робота присвячена дослідженню режимів промислового аккумулявання холоду на підприємствах харчової промисловості, зокрема молокопереробних підприємствах.

Відомо, що у разі змінних теплових навантажень на холодильну систему протягом доби з суттєво вираженими максимумами та мінімумами, що характерно для підприємств молокопереробної промисловості, використання акумуляторів штучного холоду дозволяє вирішити низку важливих технологічних та економічних завдань. Серед них:

- принципове зменшення установленної потужності холодильного та електричного обладнання;
- суттєве підвищення рівня надійності холодопостачання технологічного процесу;
- заощадження об'ємів використаної електроенергії, ресурсів та фінансів на її придбання за рахунок використання диференційованих тарифів;
- зменшення інвестицій в обладнання холодильних систем таких виробництв.

Автор доповіді провів технічне, технологічне та енергетичне співставлення схемних рішень систем акумуляції штучного холоду за рахунок накопичення рідкого холодоносія – “рідинних” акумуляторів. Було проаналізовано такі принципові рішення, які традиційно використовуються на підприємствах молокопереробної та пивобезалкагольної галузі, а саме: схеми з “паралельною”, “роздільною” та “незалежною” подачею холодоносія, схема з плівковим зрошувальним випарником-льодогенератором та звичайна закрита система охолодження вторинного холодоносія у пластинчастому випарнику затопленого типу. На прикладі реального графіка роботи технологічного процесу молокопереробного підприємства в дослідженні проведені розрахунки добових витрат електроенергії на виробництво та споживання штучного холоду, представлені зведені енергетичні показники та прогнозовані капіталовкладення на обладнання ХС. З метою оптимізації експлуатаційних витрат та капітальних інвестицій проведено розрахунки необхідної ємності баків-акумуляторів та холодопродуктивності холодильного обладнання у залежності від величини отеплення холодоносія - льодяної води в технологічних апаратах виробничого процесу та величини підохолодження холодоносія у випарнику холодильної системи для всіх розглянутих схемних рішень. До критеріїв вибору було залучено енергоємність технологічного процесу з урахуванням існуючих тарифів вартості електроенергії (тризонний тариф). Оцінку та вибір оптимального рішення виконано за приведеними витратами.

Під час розрахунку основних техніко-економічних показників не враховувались критерії оцінки якості продукції молокопереробного виробництва, які могли б покращити очікувані економічні показники інженерних рішень. Результати досліджень апробовані під час розробки робочого проекту реконструкції холодильної установки ТОВ "Жашківський маслозавод".

Науковий керівник: Желіба Ю.О., к.т.н., с.н.с., доцент кафедри холодильних машин, установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



УДК 664.8.037.521:621.565.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ТА ТЕХНОЛОГІЙ ЗАМОРОЖУВАННЯ ЯГІД

Король Д.Л., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Проблеми якісного зберігання кількості та харчової цінності продуктів зберігають важливе економічне значення, оскільки найважливішим завданням народного господарства є надійне забезпечення безперебійного постачання для населення високоякісних

продовольчих продуктів в широкому асортименті. Своїм дослідженням ми намагались частково вирішити цю задачу. Кожен з продуктів потребує холодильної обробки та зберігання в певному режимі, який залежить від його компонентного складу, властивостей та інтенсивності протікання біохімічних процесів у ньому. Основне завдання холодильної технології - зберегти товар без втрат якості і кількості при мінімальних витратах праці, енергетичних і матеріальних ресурсів.

Роботу присвячено дослідженню та розробці холодильних технологій та систем заморожування ягід. НТД та технічна література досить мало висвітлює технологічні та тепломасообмінні характеристики таких процесів. При цьому різноманітність заморожених харчових продуктів по формі, розмірам, складу вхідних компонентів, та ін. в кожному окремому випадку вимагає індивідуального підходу під час проектування технологій первинної обробки, швидкокоморозильного обладнання, холодильних систем. Швидкокоморозильне та технологічне обладнання настільки коштовне, що не враховувати ці аспекти недопустимо.

У роботі проведено аналітичні дослідження процесів заморожування плодів і овочів в безперервно діючих швидкокоморозильних апаратах (ШМА). Показано, що в апаратах з двома послідовно встановленими транспортерними стрічками можуть мати місце процеси, що відрізняються один від одного як по теплообміну, так і з аеродинаміки. Ці особливості необхідно враховувати під час проектування швидкокоморозильних апаратів.

Наведено аналітичні залежності, які дають можливість визначати тривалість процесів заморожування плодів або овочів на всіх технологічних етапах (охолодження перед підморожуванням, підморожування, доморожування, доохолодження замороженого продукту). Достовірність розрахунків впливає на енергетичні та габаритні показники, якими визначається конкурентоспроможність швидкокоморозильного апарату. Запропонована номограма та прості емпіричні залежності для визначення тривалості процесів заморожування кулястих плодів і овочів. Досить докладно вивчені тепловіддавання плодів і овочів до потоку повітря і його аеродинаміка в псевдозрідженому і щільному шарах. У результаті досліджень були апробовані критеріальні рівняння по тепловіддачі і аеродинаміці, які необхідні під час конструювання швидкокоморозильних апаратів.

Проведено аналіз енергетичних, теплотехнічних і аеродинамічних параметрів ШМА в процесі заморожування плодів і овочів в псевдозрідженому і щільному шарах. Відзначено особливості тепловіддачі від плодів і овочів до охолоджуючого повітря при переході від щільного шару до псевдозрідженого.

Вивчено умови доморожування плодів і овочів у щільному шарі. Показано, що з енергетичної точки зору засіб є більш вигідним. Однак цим засобом можна заморожувати не всі плоди (наприклад, не рекомендується заморожування полуниці та малини). Проте швидкокоморозильні апарати з щільним шаром можна використати для сировини з щільною поверхневою шкіркою (абрикоси, сливи, вишні, зелений горошок та ін.).

Крім цього автор доповіді презентує технологічний ланцюг первинної обробки, підбір ШМА та холодильного обладнання для проекту обладнання цеху заморожування ягід.

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



РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ К КУРСОВОМУ И ДИПЛОМНОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ»

Халак В.Ф., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

При проектировании новых современных и реконструкции существующих холодильных предприятий, систем и технологий необходимо учитывать комплекс требований нормативных документов, которые не только определяют основные технологические и технические решения создания подобных объектов, но и определяют требования к основным производственным процессам использования искусственного холода, сопутствующим инженерным системам и архитектурно-строительным особенностям смежных и подсобных помещений, прилегающих территории и пр. При этом необходимо строго выполнять требованиям ДБН к составу и содержанию проектной документации, Законодательства Украины по прохождению проектной документации и выполнению строительно-монтажных работ. Но и этого мало, поскольку зачастую все даже самые современные нормативные документы и законы отражают уровень технического и технологического совершенства оборудования и технологий на период их разработки. Зачастую вся нормативная база устаревшая и не отражает современные тенденции развития холодильной отрасли, периоды ее обновления не согласуются с темпами совершенства оборудования. Помощниками при проектировании становятся проспекты и информационные базы фирм производителей холодильного оборудования и фирм, которые продвигают холодильные системы и технологии на рынок Украины. Однако до сих пор отсутствует собранная и обработанная информация относительно и требований, и современных тенденций развития низкотемпературной техники и технологии. В результате этого при выполнении курсового и дипломного проектирования студенты пользуются устаревшими и не очень современными информационными источниками и учебниками тридцатилетней давности, что не может удовлетворять современным требованиям к уровню профессиональной подготовки будущих специалистов.

В связи с этим в работе предложены рекомендации, которые помогают решить эту задачу. При обработке нормативной документации и законодательной базы были определены основные критерии и требования к строительству холодильников, логистическо-складских комплексов по компоновке основных и вспомогательных помещений, организации основного производственного процесса и прилегающих территорий и производств.

Основное внимание уделено сбору требований к технологическим режимам холодильной обработки и хранения, срокам хранения, видам упаковки и пакетирования всех видов пищевого сырья и продуктов, которые потенциально могут быть востребованы разработчиками проектных решений, а также данным по теплофизическим свойствам этих продуктов. Подобная информация является определяющей для корректного и качественного расчета тепловых нагрузок и выбора мощности холодильных систем и холодильников, а также при выборе особенностей технологического холодильного оборудования.

Важным фактором при проектировании холодильных складов является выбор несущих и ограждающих конструкций, изоляционных материалов. Как правило, вновь строящиеся холодильные склады предусматриваются из быстровозводимых каркасных металлоконструкций, стенами и потолком в которых служат сэндвич-панели с различными наполнителями (пенополиуретан, минвата, пенопласт, полиизоцианурат). Универсальность конструкций позволяет наращивать размеры зданий в любой плоскости с меньшими затратами, что позволяет расширять мощность предприятия. В работе приведены

технические данные по сэндвич-панелям, предназначенным для холодильных складов, и показаны типовые решения и способы соединения основных конструктивных узлов.

Автором отмечено, что в настоящее время существует международная классификация складов, которая учитывает все особенности сухих и, в некоторой степени, холодильных складов. Согласно этой классификации, разработанной компаниями Swiss Realty Group и Knight Frank, существует 6 классов холодильных складов: А+, А, В+, В, С, D с разным набором обязательных требований и функций. В рекомендациях представлен материал, который поможет разработчику проектных решений выполнить требования с учетом класса холодильного объекта.

В рекомендациях также рассмотрены виды и характеристики погрузочно-разгрузочной техники, применяемой в складах-холодильниках, предложен расчет необходимых технологических проходов и проездов техники, указаны размеры эвакуационных проходов по пожарной безопасности, проходов технологического назначения, для свободной циркуляции воздуха и осмотров грузов. Представлены основные виды стеллажей, стеллажных систем и их конструкции, применяющихся в современных холодильниках. Все это позволяет пользователям рекомендаций проводить качественную разработку планировочных решений холодильных сооружений и складов.

Кроме отмеченного, презентуется информационный материал по техническим характеристикам холодильного оборудования, информационным источникам, полезным для выполнения дипломного и курсового проектирования, справочный инженерный материал.

Выводы: разработанные рекомендации позволяют будущим специалистам выполнять курсовое и дипломное проектирование с учетом требований НТД, Законодательства Украины и международного сообщества на качественно лучшем уровне, по сравнению с использованием учебной литературы по специальности.

Научный руководитель: Желиба Ю.А., к.т.н., с.н.с., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДК 620.92:621.565.58

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ АППАРАТАХ С ПОДВИЖНОЙ НАСАДКОЙ

Лютый В.В, студент ОБ-10А, ДонНУЭТ имени Туган-Барановского, г. Донецк

Одной из серьезных проблем, характеризующей надежность абсорбционных систем, является опасность отложений на рабочих поверхностях теплообменной аппаратуры, при работе на водных растворах, жидких сорбентов. В работе были использованы теоретические и экспериментальные материалы, полученные ранее в ОГАХ при создании воздухоохладителей (ВПН) и вентиляторных градирен с подвижной насадкой (ГПН).

Оформление всех теплообменных аппаратов унифицировано и основывается на использовании трехфазных подвижных псевдоожиданных слоев «газ – жидкость – твердое тело». В аппаратах, в отличие от ранее выполненных в ОГАХ работ, применено двухъярусное расположение насадки (кроме воздухоохладителя ВПН), а опорно-распределительная решетка (ОРР) выполнена в виде теплообменного аппарата пластинчатого, либо трубчато-ребристого типа.

Экспериментальные исследования проводились на новом оборудовании, с использованием двух типов насадочных элементов: цельные шары из вспененного полипропилена ($d_{эн} = 40,1$ мм, $\rho_{эн} = 248$ кг/м³) и серии полых шаров ($d_{эн} = 37,1$ мм, $\rho_{эн} =$

300...600 кг/м³), последовательно (группами) частично заполняемых жидкостью для обеспечения требуемой эффективной плотности. Экспериментальный стенд состоял из колонны цилиндрической формы, состоящей из набора прозрачных царг диаметром $D_k \approx 200$ мм и высотой $H_k = 1000$ мм.

Возможности стенда: расходы теплоносителей и теплофизические параметры изменялись в диапазонах: $w_2 = 1,5-7$ м/с, $q_{ж} = 5-35$ м³/(м²ч), t_r до 50°C, $\varphi_2 = 30-90\%$, начальная температура жидкости $t_{ж}^1$ до 40 °С. Величина $N_{ст}$ сохранялась постоянной в опытах с одно- двух- и трехъярусным расположением насадки. Важным представляется выбор живого сечения ОРР, на основе полученных результатов, в дальнейших опытах использовалось $f_{ОРР} = 75\%$, причем это значение сохранялось одинаковым для ОРР обоих ярусов насадки. Рабочий диапазон скоростей газа, характеризующий режим развитого псевдооживления, составляет $w_2 = 2,5...6$ м/с.

Удобной, в практическом отношении, является форма представления опытных данных в виде эффективности процесса. Эффективность испарительного охлаждения воды в градирне характеризуется величиной:

$$E_{ж} = \frac{W_{с_{ж}}(t_{ж}^1 - t_{ж}^2)}{W_{с_{ж}}(t_{ж}^1 - t_{м}^1)} = \frac{(t_{ж}^1 - t_{ж}^2)}{(t_{ж}^1 - t_{м}^1)},$$

равной отношению фактически отведенного от воды тепла к предельному количеству, определяемому равенством $t_{ж}^2 = t_{м}^1$. Величина $E_{ж}$ характеризует только одну сторону процесса в аппарате. Эффективность использования газового потока (изменения состояния воздуха) характеризуется величиной $E_{г}$:

$$E_{г} = \frac{G_{г}(h_{г}^2 - h_{г}^1)}{G_{г}(h_{г}^{2*} - h_{г}^1)} = \frac{(h_{г}^2 - h_{г}^1)}{(h_{г}^{2*} - h_{г}^1)},$$

равной отношению тепла, вынесенного из аппарата потоком воздуха к предельному его количеству, определяемому равенством $h_{г}^2 = h_{г}^{1*}$ ($t_{м}^2 = t_{ж}^1$). Следует предположить наличие зависимостей $E_{ж} = f(\ell = G_{г}/G_{ж}, t_{ж}^1, t_{м}^1)$ и $E_{г} = f(\ell = G_{г}/G_{ж}, t_{ж}^1, t_{м}^1)$. В зависимости от величины соотношения потоков ℓ состояние равновесия может иметь место на верхнем либо нижнем концах градирни. Одновременно на обоих концах равновесие не наступает, что объясняется кривизной линии насыщения.

Полученные экспериментальные данные могут быть представлены в виде зависимостей:

$$E_{ж} = c(1 - e^{-1.1 \Lambda}), E_{г} = c(1 - e^{-1.1 \Lambda}) \Lambda^{-1}, E = c^2(1 - e^{-1.1 \Lambda})^2 \Lambda^{-1},$$

Опытные данные для ГПН получены для условий, соответствующих значениям $\Lambda = 0,5-11,0$ и, с погрешностью $\pm 15\%$ могут быть описаны этими выражениями, где величина $c \approx 0.85$. Ранее в работе⁴ для насадок из алюминиевой фольги $c \approx 0.9$). Некоторое снижение эффективности при переходе на подвижную насадку компенсируется повышением надежности эксплуатации ТМА.

На основании выполненных исследований можно сформулировать рекомендации к оформлению колонной теплообменной аппаратуры для разрабатываемого класса солнечных систем:

–Рекомендуется одинаковая высота рабочей зоны $H_{рз}$ каждого яруса при одинаковых значениях $f_{ОРР}$ и $H_{ОРР}$ для опорно-распределительной решетки;

–Оптимальным для реализации процессов является значение $N_{ст} \approx 0,1-0,2$ м (при $N_{ст} < 0,1$ м элементов насадки в слое оказывается недостаточно для создания равномерного псевдооживленного слоя и имеет место каналообразование, связанное с «проскоком» газа через слой и раздельным течением материальных потоков; при $N_{ст} > 0,2$ м. имеет место непроизводительный рост приведенных затрат и окончательное решение определяется реальностями реализуемых процессов теплообмена);

–Режим развитого псевдооживления, оптимальный с точки зрения реализации рабочих процессов в аппаратах, соответствует диапазону $\rho_{эн} = 300 \dots 600 \text{ кг/м}^3$;

–Высота статического слоя насадки, – $H_{ст} \cong (3-5)d_{эн}$ ($H_{ст} = 0,05 \dots 0,2\text{м}$) (оптимальным для реализации процессов является значение $H_{ст} \cong 0,1-0,2\text{м}$);

–Рабочими нагрузками для тепломассообменных аппаратов с подвижным слоем являются: скорость движения газового потока (в расчете на «пустое» сечение колонны): $2,5 < w_{г} \leq 6,0 \text{ м/с}$; плотность орошения насадки $q_{ж} \geq 15 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$ (область значений $q_{ж} < 8-10 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$ соответствует «осушенному» состоянию слоя (недостаточная задержка жидкости в слое ПН) и для процесса испарительного охлаждения воды не может быть рекомендована);

–Величина характеристического числа $A = l/l_{ид} = 0,5-11,0$ [4], соотношение потоков газа и жидкости $l = G_{г}/G_{ж} = 1,0$ (в этом диапазоне 1 отмечается высокая устойчивость процессов тепломассообмена в широком диапазоне нагрузок и малая чувствительность к их колебанию; ограничения по нагрузкам обусловлены только уровнем энергозатрат)

Список литературы:

1. Горин А.Н. Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха / А.Н. Горин, А.В. Дорошенко/ 2-е изд., перераб. и доп. – Донецк.: Норд-Пресс, 2007. – 362 с. ,
2. Горин А.Н. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика) / А.Н. Горин, А.В. Дорошенко/ – Донецк: Норд-Пресс, 2008. 374 с.
3. Alexander V. Doroshenko. Leonid P. Kholpanov, Yury P. Kvurt. Alternative Refrigerating, Heat-Pumping and Air-Conditioning Systems on the Basis of the Open Absorption Cycle and Solar Energy. USA. Nova Science Publishers, Inc., 2009. – 210 p.
4. Дорошенко А.В. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика): дис. д-ра. техн. наук/ А.В. Дорошенко/, Одесса, 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.

Научный руководитель: Данько В.П., к.т.н., старший преподаватель кафедры холодильной и торговой техники, ДонНУЭТ имени Туган-Барановского, г. Донецк



УДК 536.24

КОМБИНИРОВАННАЯ СУБЛИМАЦИОННАЯ СУШКА ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Джуган В.Ю.. аспирант ИХКЭ ОНАХТ, г. Одесса

Вакуум-сублимационная сушка (ВСС) - один из самых эффективных методов технологического обезвоживания сырья, обеспечивающий наиболее высокую сохранность его исходных свойств. Особо актуальны криотехнологии для консервирования продуктов питания, поскольку сублимированные продукты, сохраняя биологически активные и питательные вещества исходного сырья, способны длительное время храниться в соответствующей упаковке при нерегулируемой температуре окружающей среды [1,2]. Однако значительная энергоемкость ВСС ограничивает ее применение для консервирования пищевых продуктов и в основном используется для получения натуральных красителей и медицинских препаратов. Это определяет целесообразность создания и развития комбинированных способов сушки пищевых продуктов, в которых ВСС будет использоваться в качестве одной из технологических операций обезвоживания. В этом

случае, для каждого рабочего интервала изменения влагосодержания исходного материала будет подбираться такой способ сушки, при котором будет снижена суммарная энергоемкость всего процесса.

Основной тенденцией развития сублимационной техники сушки на современном этапе является повышение эффективности сублимационного оборудования за счет улучшения энергоподвода к продукту и переход от периодического процесса сушки к непрерывному.

Целью настоящего исследования является изучение процессов низкотемпературной обработки продукта и последующего их обезвоживания, а также создание на основе полученных данных эффективных технологий, способных переработать большие массы растительного сырья с наименьшими энергетическими затратами.

Для достижения поставленной цели необходимо создать экспериментальную базу для опытного изучения процессов атмосферной сушки путем вымораживания и дефростации и возможностей применения различных источников нагрева продуктов при комбинаций частных процессов осуществления процесса сушки. Основная идея, на реализацию которой направлена работа, является отработка технологических режимов сублимационной сушки продуктов растительного происхождения с целью снижения энергозатрат. На основе полученных данных отработать окончательную схему осуществления технологического процесса сушки продуктов и создать пилотную установку. На этапе проектирования лабораторной установки проведен патентный поиск и литературный обзор по сушильным установкам. Выполнены ориентировочные расчеты по подбору оборудования по сушке одного килограмма зеленого горошка. В первом приближении составлена методика проведения эксперимента.

Литература:

1. Остриков, А. Н. Исследование кинетики переменных режимов сушки корней петрушки / А. Н. Остриков, Ю. В. Складчикова // Хранение и переработка сельхозсырья. - 2009. - N 2. - С. 67-69

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



УДК 621.56/59

ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ СТЕНДИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КИПІННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ В ТРУБАХ, КАНАЛАХ ТА У ВЕЛИКОМУ ОБ'ЄМІ

Чередніченко В.А., магістрант ІКХЕ, ОНАХТ

На сьогоднішній день в холодильній техніці всього світу в якості холодильних агентів переважно використовуються синтезовані речовини («фреони») з різними екологічними та енергетичними показниками. Але їхній вплив на озоновий прошарок атмосфери турбує міжнародні організації по захисту довкілля від антропогенного впливу, тому в світі спостерігається тенденція повернення до роботи з натуральними холодильними агентами. Вони мають багато переваг, серед яких найголовнішим являється їх екологічна безпечність. Але одним із головних питань використання природних холодоагентів залишається зменшення агентомісткості холодильних систем, що можливо досягти підвищенням ефективності теплообмінних поверхонь та теплообміну в цілому.

Дана робота присвячена вивченню процесів кипіння – найбільш ефективному процесу передачі теплоти в теплообмінних апаратах з витиснювачими.

В цьому дослідженні в якості експериментальних моделей вибрані випарники з U-подібними трубками зі значеннями діаметрів з ряду типових розмірів від 15 до 36 мм. Довжина теплообмінних трубок прийнята 1,5 м, що на 20...30% більше робочої довжини стандартних апаратів. Всередині вмонтовані витиснювачі з спіральними направляючими, що мають забезпечувати закручування потоку агенту, його турбулізацію та зменшення внутрішнього об'єму апарату. Діаметр витиснювача для трубок всіх діаметрів прийнято в співвідношенні рівному $d_{\text{вит}} = 0,6 d_{\text{вн}}$.

Сама установка включає в себе вузол генерації холоду, експериментальний вузол та допоміжний вузол. Експериментальний вузол має ізольований занурений випарник з кришкою розмірами 2000x245x300мм і змінними U-подібними, або прямими поодинокими трубками. Ці трубки за допомогою фланців підключаються з лініями подачі рідкого холодильного агенту та всмоктування парів агенту. Подача агенту виконується через регулюючий вентиль установлений на початку трубки. Внутрішня порожнина експериментального вузла може бути цілком відсічена від загальної системи за допомогою запірних вентилів, що забезпечують необхідну зміну зі стаціонарного режиму в режим дослідження, швидко заміну експериментальних трубок і зменшення втрат холодильного агенту (використовується R22, як агент, що забезпечує традиційні умови експлуатації). Експериментальний вузол також включав в себе таровану, ємнісну вимірювальну посудину для рідкого холодильного агенту. Градувальна шкала, яка вимірює рівень, нанесена на скло (ціна поділки 100 см³). Посудина виготовлена з труби діаметром 108x4 мм довжиною 0,7 м. У відповідності з прийнятим для дослідження агенту і обраного часового проміжку його спорожнення розрахункове значення ємності мірної посудини складає 4 літри.

Література:

Дячков Ф.Н., Калнинь И.М., Кротков В.Н. Обобщение экспериментальных данных по теплообмену и гидродинамики при кипении R-22 в трубах с внутренним оребрением. Холодильная техника. 1977. -№7. – С.22-28.

Науковий керівник: Лагутін А.Ю., д.т.н., проф. кафедри холодильних машин, установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



УДК 536.24

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АППАРАТОВ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Стоянов П.Ф. ст. преп., Щур В. магистрант ИХКЭ, ОНАХТ, г. Одесса

В практике давно сложились и в настоящее время широко используются различные методы оценки эффективности теплообменных поверхностей и аппаратов. Первые работы в этой области принадлежат основоположникам теории сравнения тепловой эффективности пакетов труб различной конфигурации: М.В. Кирпичеву, А.А. Гухману, В.М. Антуфьеву и Г.С. Белецкому, Ф.Глассеру, А.Л.Лондону, К.Р.Фергюсону, В.Х. Мак-Адамсу и др.

Для упрощения процедуры сравнения различных поверхностей В.М. Антуфьев и Г.С. Белецкий [1] рекомендовали энергетический коэффициент оценивать как отношение коэффициента теплоотдачи при единичном температурном напоре к удельной мощности на преодоление сопротивления теплоносителем по формуле

$$E = \alpha / N_0 K^{-1}, (1)$$

где $N_0 = V \Delta P / F_n$ – удельная мощность на перемещение теплоносителя, Вт/м²;

V – объемный расход воздуха, м³/с; ΔP – потеря напора, Па; F_n – площадь наружной поверхности, м²; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К).

Предложенный метод сравнения поверхностей [1] нашел широкое применение в работах многих авторов, а достоверность этого метода подтверждена в работе [2].

В настоящей работе для оценки перспективности нового типа теплообменной поверхности с поперечными наклонными ребрами [3] проведено их сравнение с пучками труб с близкими значениями геометрических параметров [5,6]

Характеристики сравниваемых пакетов труб приведены в табл. 1.

№ пакета	dn, мм	Up, мм	hp, мм	δp, мм	φ = F _n / F _t	S1/dn	S2/dn	F _n . П.м., м ²	Π = F _n /VCB, м ² /м ³	Лит.
№ пучка										
1	23	5	10	1,3	7,0	3,00	1,20	0,502	263,6	[4]
2	23	5	15	1,3	11,2	3,13	1,80	0,804	273,5	[4]
3	23	5	20	1,3	16,2	3,13	2,35	1,169	304,9	[4]
4	18	4,6	14	0,4	16,5	2,78	3,35	0,943	314,3	[3]
5	25	2,5	16	0,3	22	2,36	2,04	1,71	567,0	[5]
6	28	4	26	1,3	24	2,93	2,14	2,11	318,2	[6]
7	28	4	26	1,3	24	2,93	2,50	2,11	365,9	[6]
8	28	4	26	1,3	16	2,93	1,86	1,41	330,7	[6]

где dn – наружный диаметр трубы; Up, hp, δp, – соответственно шаг, высота и толщина ребра; φ – степень оребрения; F_n, F_t – соответственно площадь наружной поверхности одного погонного метра оребренной и голой трубы; S1/ dn – относительный поперечный шаг труб; S2/ dn – относительный продольный шаг труб; Π – коэффициент компактности.

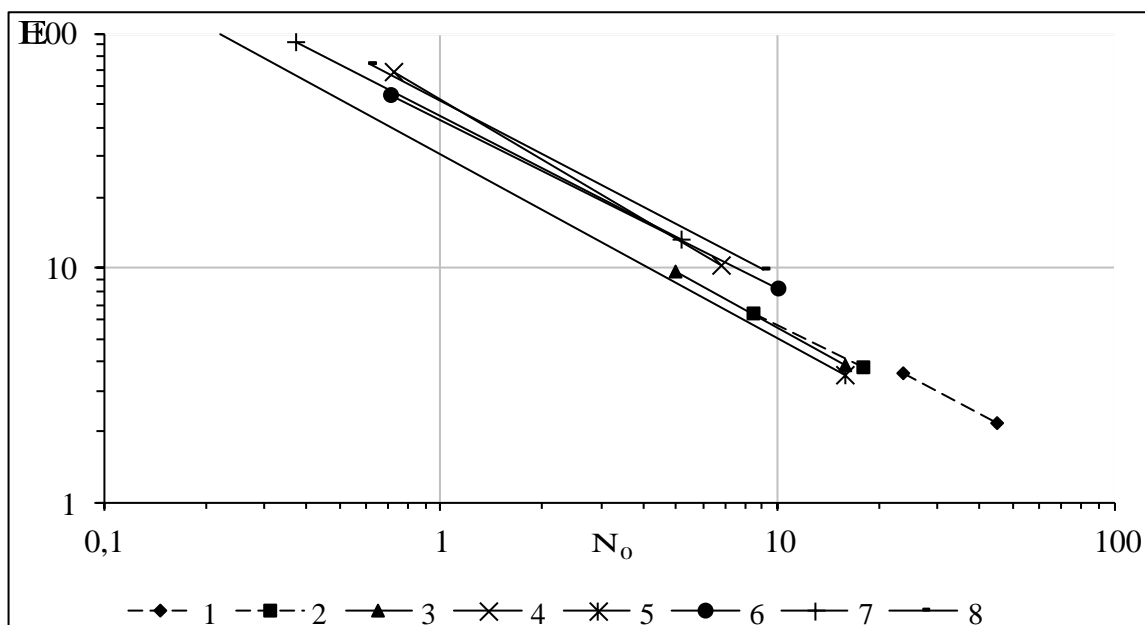


Рис.1 График зависимости $E = f(N_0)$,

Сравнение исследованных различных типов ребрения труб с трубами по энергетическим показателям представлено на рис. 1 зависимостью $E = f(N_0)$.

В пределах изменения удельной мощности на транспорт охлаждающего воздуха $N_0 = 0,8 - 6,8$ Вт/м² энергетический коэффициент E пучка труб с наклонными поперечными ребрами (пучок № 4) выше чем у пучков с круглыми ребрами № 5 на 30-45%, №6 и №7 на 20%. Однако в области $N_0 = 6,8$ Вт/м² проигрывает до ~ 20% пучку

№ 8 с эллиптическим ребрением. Пучки труб № 1,2,3 явно уступают по энергетическим показателям пучкам труб № 4-8.

Литература:

[1] Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев. – М. ; Л. : Энергия, 1966 - 183 с..

[2] В. И. Князюк Сравнительная оценка энергетической эффективности поверхностей теплообмена [Текст] / В. И. Князюк, А. Е. Лагутин // Збірник наукових праць НУК «Енергетика» 2013 р., №1, С. 99-102.

[3] В. И. Князюк Теплообмен и аэродинамика комбинированных пакетов труб с поперечными наклонными ребрами [Текст] / В. И. Князюк, А. Е. Лагутин // Problemele energeticii regionale. Acadeniade stiinta a Moldovei Institutul Energetica 2013, №1(21), С.70-77;

[4] Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно-ребренных труб [Текст] / Юдин В.Ф. // Ленинград, Машиностроение, 1982, 189 с.

[5] Кунтыш В.Б. Исследование теплообмена в шахматных пучках труб аппаратов воздушного охлаждения [Текст] / Кунтыш В.Б., Топоркова М.А., Гришин В.П., Марголин Г.А. // Химическое и нефтяное машиностроение -1983, №1, С. 39-41.

[6] Лагутин А. Е. Теплообмен и аэродинамика биметаллических поверхностей с эллиптическим ребрением (применительно к аппаратам воздушного охлаждения) [Текст] / А. Е. Лагутин, // Дис. канд. техн. наук 05.04.03 –Одесса, 1983 -190 с.

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



ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Лапинский А.А. студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В теплообменных аппаратах количество энергии, переданное от горячего теплоносителя, всегда равно количеству энергии принятому холодным теплоносителем. В этой связи, при определении интегральной характеристики таких аппаратов возникает проблема, связанная со способом определения максимально возможного количества энергии, переданного в процессе теплообмена и называемого в дальнейшем энергопотенциалом аппарата.

Формально эта величина представляет собой нормирующий множитель в соотношении

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}}$$

где: Q - количество энергии, переданное в процессе теплообмена;

Q_{\max} - максимальное количество энергии, которое может быть передано в идеальном противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена.

В своих работах авторы [1-5] вводят понятие эффективности (КПД) теплообменника ε , но определяют его по-разному. Введенные соотношения нуждаются в уточнении, если теплофизические свойства потоков существенно зависят от температуры. Иногда, для выхода из такой затруднительной ситуации при определении эффективности используют соотношения, включающие в себя конкретные конструкторские и технологические данные используемых аппаратов. Но это приводит к тому, что исчезает возможность формализации такого определения эффективности теплообмена.

Существующие определения интегральной характеристики теплообменных аппаратов существенно отличаются друг от друга выбором величины энергопотенциала или нормирующего множителя, что не позволяет создать алгоритм определения эффективности теплообменных аппаратов.

В работе на основе представлений элемента теплообменной сети введены понятия энергопотенциала для элемента сети и эффективности энергетического обмена. Введенные определения позволяют сформулировать систему уравнений, связывающую температуры на выходе из элемента со значением этих величин на входе в него. Предложенная концепция позволяет:

-построить математическую модель сложной теплообменной сети и определить эффективности энергетического обмена для системы в целом с минимумом информации о системе;

-воспринимать информацию в виде алгоритмов, приемлемых для разработки программного обеспечения, с целью автоматизировать схему построения системы уравнений.

Литература:

1. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники / Пер. с англ.: Под ред. Ю.В. Петровского. JL: Государственное энергетическое издательство, 1962. - 158 с.
2. Якоб М. Вопросы теплопередачи / Пер. с англ. - М.: Иностран. лит-ра, 1960. - 516 с.
3. Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена. - М.: Госэнергоиздат, 1961. - 680 с.
4. Хаузен, Х. *Теплопередача* при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с нем. /Х. Хаузен. М.: Энергоиздат, 1981. - С. 384.
5. Altenkirch. E., Z. Ges. Kalte – Ind., 21, 189, 1914.

*Научный руководитель: Яковлев Ю.А., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин,
установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ*

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ МЯСА В ПОЛУТУШАХ

*Козаченко И.С., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса,
Желиба Т.А., ст. преп. ОНПУ, г. Одесса*

Новые знания об особенностях тепломассообмена в процессах холодильной технологии мяса в полутушах является залогом решения ряда важных технологических, экономических и экологических задач продовольственной безопасности государства. Если считать, что с точки зрения ожидаемого уровня сохранения качества, торможения с помощью холода биохимических реакций и развития популяций микроорганизмов режимные параметры холодильной обработки мяса определены, то удачное сочетание этих параметров с оптимальной организацией производственного процесса, эффективным использованием энергетических и трудовых ресурсов и себестоимости производства в целом - задача не из простых. За последние десятилетия утвердились и получили реализацию идеи интенсификации процессов холодильной обработки, поскольку действующие технологии еще не соответствуют уровню, который определен технологами по критериям сохранения качества продукта. Интенсификацию процессов холодильной обработки возможно реализовывать не только в туннелях поточной холодильной обработки, но и в камерах циклической загрузки. Для этого необходимо иметь результаты исследований для поиска энергоресурсосберегающих эффектов и для предотвращения подмораживания мяса, что приводит в дальнейшем к потере его товарных признаков, ценности и качества.

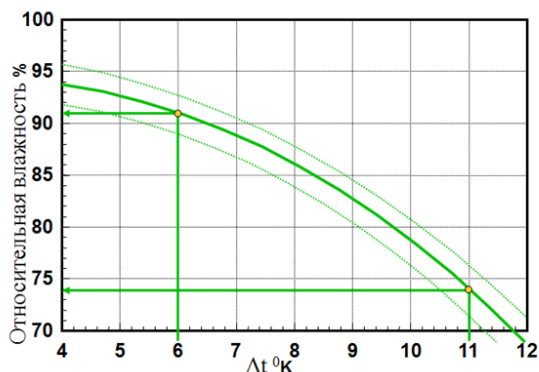
Опираясь на исследования, которые в течение последних десятилетий изучают процесс усушки, была разработана технология интенсивного охлаждения мяса, позволяющая максимально сократить потери мяса и добиться наиболее экономически выгодного соотношения минимизации потерь при охлаждении и энергозатратности этого процесса. В ходе исследования были раскрыты зависимости, влияющие на интенсивность процесса усушки. Три основных параметра, которые необходимо обеспечить в процессах холодильной обработки – это температура, влажность и скорость воздуха. Для обеспечения этих трёх параметров на нужном уровне авторами была разработана холодильная система, в основу которой было положено обеспечение максимальной эффективности при минимальном энергопотреблении. С этой целью было подобрано наиболее эффективное оборудование ведущих мировых фирм производителей, холодильная система была полностью автоматизирована современной системой ADAP COOL. Было проведено технико-экономическое обоснование, из которого следует, что предложенный способ охлаждения мяса за счет минимизации потерь от усушки способен окупить дополнительно вложенные на техническое переоснащение холодильных систем средства за достаточно короткий промежуток времени.

Как пример, приведены критерии подбора воздухоохладителей – основного для холодильной технологии компонента холодильной системы, от которого, в частности, зависят все три основных параметра холодильной технологии в охлаждаемом объеме. Только при правильном подборе воздухоохладителей удастся обеспечить оптимальный технологический процесс холодильной обработки.

Например, температура в камере обеспечивается перепадом температур между температурой воздуха в камере и температурой кипения хладагента. Задаваясь перепадом температур (Δt), мы варьируем площадью теплообмена. Чем больше перепад температур, тем меньше площадь теплообмена, габариты, а, следовательно, и цена воздухоохладителя. Стремясь снизить стоимость холодильной установки, проектировщики охотно идут на увеличение Δt , не всегда обращая особое внимание на «обратную сторону медали», казалось бы, такого экономически выгодного решения. При увеличении Δt влага, находящаяся в

воздухе, начинает более активно конденсироваться на поверхности испарителя, увеличивается его осушающая способность, а относительная влажность в камере падает. Падение парциального давления водяных паров в охлаждающем объёме провоцирует более интенсивное испарение жидкости с поверхности продукта, уменьшая его массу за счет обезвоживания. На рисунке наглядно представлена зависимость ожидаемой относительной влажности воздуха в объеме камеры от перепада температур.

Относительная влажность как функция от Δt



Важным для обеспечения холодильной технологии является и уровень автоматизации холодильной установки, в том числе на уровне организации работы холодильной системы. 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 это может произойти, когда на предприятии отсутствует обслуживающий персонал и идет технологический процесс холодильной обработки. Для оперативного устранения неисправности необходимо своевременно получить сигнал о сбое в системах технологического процесса и холодоснабжения с информацией о характере проблемы и неисправности. Для решения задач такого уровня по разработке систем технологического контроля предложено использовать современные системы управления и мониторинга на базе программируемых контроллеров, систем мониторинга и удаленного доступа, позволяющих посредством интернет-соединения непрерывно контролировать и, в случае необходимости, своевременно корректировать основные технологические параметры процессов холодильной обработки, изменять «программы» работы оборудования (охлаждение, заморозка, хранение продукции). Для этой цели авторами доклада предложена система удалённого мониторинга и управления холодильным оборудованием.

Докладчики обосновывают, что именно благодаря трём факторам – качественной проработке технологического процесса, грамотной инженерии на этапе проектирования холодильной системы и полной автоматизации технологического процесса и холодильной системы, удалось получить сокращение естественных потерь продукции от усушки, а также повышение общей эффективности производственного процесса.

Научный руководитель: Желиба Ю.А., к.т.н., с.н.с., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАХТ



СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОЛИМЕРНЫХ ЖИДКОСТНЫХ СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ

Младёнов И.Ю., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Переход на использования полимерных материалов жидкостных солнечных коллекторов (СК), является одним из главных вопросов в направлении солнечной энергетики (СЭ), о чем свидетельствуют работы последних лет [1,2,3,4,5,6].

Ранее в ОГАХ были выполнены исследования Шестопапов и Костенюк [7,8], в которых рассматривались возможности использования полимерных материалов (ПМ) в конструкции СК.

Основными идеями развития ПМ являются:

- замена прозрачного покрытия (ПП) (стеклянного) на ПМ в виде многоканальной полимерной плиты;
- замена теплоприемника СК на многоканальную полимерную плиту;
- устранение воздушного зазора в создании полимерного СК в виде монолитной двухъярусной сэндвич структуры.

К задачам настоящего исследования относятся:

- разработка и оптимизация двухъярусной модели полимерного жидкостного СК, включая теоретическое изучение процессов трансформации солнечной энергии и экспериментальное исследования рабочих характеристик данного СК;
- изучение вопросов неравномерности распределения теплоносителя по каналам теплоприемника (ТП);
- влияние числа ПП в структуре единого моноблока.

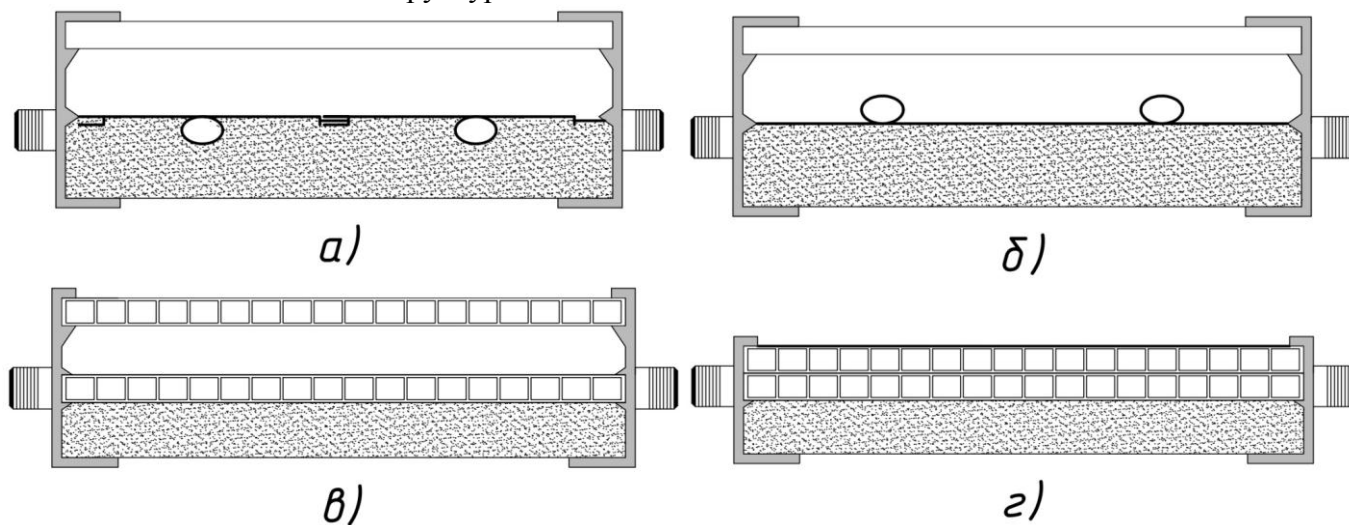


Рис.1 Конструкции СК

На Рис.1 приведены конструкции СК:

а – традиционный СК с металлическим (алюминиевым) ТП;

б – СК с полимерным ТП;

в – СКП с воздушным зазором между теплоприемником и прозрачным покрытием;

г – СКП на основе монолитной двухъярусной полимерной композиции.

Входе исследований были разработаны следующие варианты СК с полимерным ПП (рис. 2):

- а – СК/П в составе абсорбера (теплоприемника) и прозрачного покрытия в едином моноблоке;

б – СК/П в составе абсорбера (теплоприемника) и двойного прозрачного покрытия в едином моноблоке;

в – СК/П в составе абсорбера (теплоприемника) и тройного прозрачного покрытия в едином моноблоке.

Влияние числа ПП в структуре единого моноблока приводит к последовательному росту эффективности преобразования солнечной энергии, но также, к естественному росту стоимости, увеличению габаритов и веса СК, поэтому, выбор решения лежит в области инженерной целесообразности.

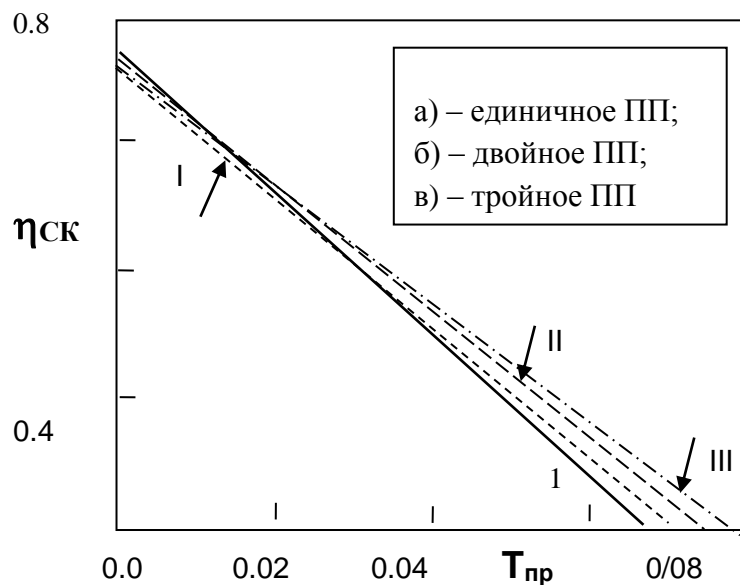
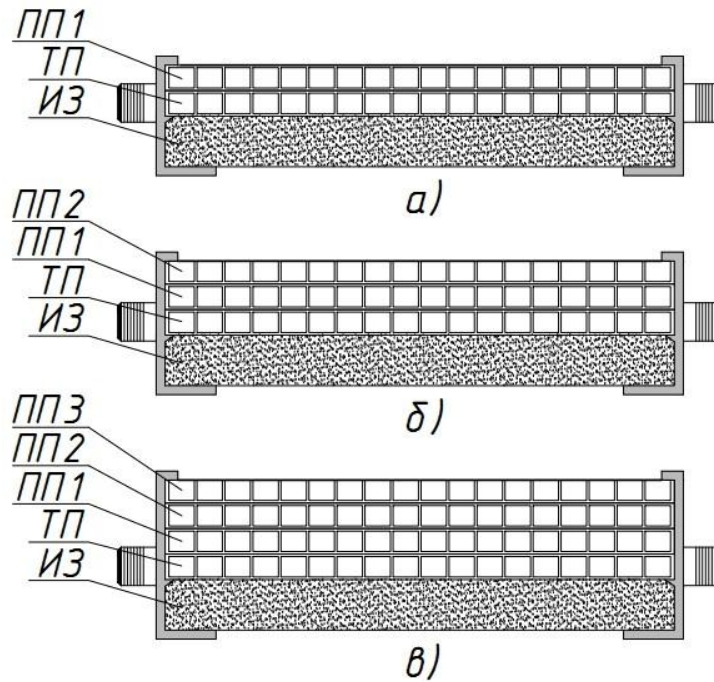


Рис. 2. Зависимость КПД СК с полимерным ПП (в разных вариантах) от приведенной температуры. Влияние числа ПП в структуре единого моноблока.

Обозначения: ТП – абсорбер (теплоприемник); ПП – прозрачное покрытие; ИЗ – теплоизоляция; I – по данным исследования В. Костенюка (СК/П без воздушного зазора и высотой ПП = 10мм) [8])

Литература:

1. Пакала С., Соколов Р. Секторы газа / С. Пакала, Р. Соколов // В мире науки. – 2007. – № 01. – С 21-27.
2. Киктев Д. Грянет ли пресловутое глобальное потепление? / Д. Киктев // В мире науки. – 2007. – № 04. – С 92-93.
3. Камэн Д. Чистая энергетика / Д. Камэн // В мире науки. – 2007. – № 01. – С 58-67.
4. Tsilingiris P.T. Comparative evaluation of the infrared transmission of polymer films. / P.T. Tsilingiris // Energy conversion & management. – 2003. – 44. – P 2839-2856.
5. Kohl M. Durability of polymeric glazing materials for solar applications / M. Kohl // Solar energy. – 2005. – 79. – P 618-623.
6. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика). А.Н.Горин, В. А. Смынтына, А. В. Дорошенко, М. А Глауберман. – Донецк: Норд-Пресс, 2008. – 374 С.
7. Шестопалов К. О. Теплотехнічні характеристики полімерних сонячних колекторів для систем теплопостачання: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / К. О. Шестопалов. – Одеса, 2005.
8. Костенюк В.В. Повышение эффективности полимерных солнечных коллекторов и систем тепло-хладоснабжения: автореф. дис. на получения науч. степени канд. техн. наук: 05.05.14 – Холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования. – Одеса, 2012.

Научный руководитель: Дорошенко А.В., д.т.н., профессор кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАИТ



УДК 621.5.049

МОДЕЛИРОВАНИЕ КАМЕРЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НА БАЗЕ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Сниховский Е. Л., асп., Лисица А. Ю., с. н. с., к.т.н., НАКУ "ХАИ", г. Харьков

Введение

Хотя инженерные методы расчета парокompрессионных холодильных машин (ПКХМ) в наше время находятся на высоком уровне, научная сторона вопроса остается актуальной ввиду сложности происходящих в системе процессов. Современные методики расчета холодильного оборудования, использующие вычислительную технику, исключают все большее количество допущений, что ведет к повышению точности расчетов.

Постановка задачи

Современное математическое описание ПКХМ должно включать в себя не только отдельно описанные основные ее элементы, такие как компрессор, конденсатор, ресивер, дросселирующее устройство и испаритель, но в качестве отдельного элемента рассматривать охлаждаемый объем (ОО).

Процессы, протекающие в охлаждаемом объеме нестационарные. Основными факторами, которые необходимо учесть при моделировании ОО, являются:

1. Q_{evap} – охлаждение воздуха за счет теплоты, отведенной испарителем;
2. Q_{constr} – тепловая инерционность за счет аккумулирующей теплоты материалов камеры ОО;

3. $Q_{conv.envir}$ – влияние конвективной составляющей теплопритоков в камеру ОО от окружающей среды (ОС);
4. $Q_{rad.envir}$ – влияние радиационной составляющей теплопритоков в камеру ОО от ОС;
5. Q_{compr} – тепловая инерционность за счет теплоты, выделяемой подвижными элементами системы (компрессор);
6. $Q_{product}$ – тепловая инерционность за счет аккумулирующей способности охлаждаемого продукта;
7. $Q_{infiltration}$ – тепло- и влагопритоки за счет инфильтрации во время открытия дверей в камеру ОО;
8. переходные процессы, связанные с остановкой ПКХМ при срабатывании термореле.

Математическая модель

В работе была разработана математическая модель камеры ОО, учитывающая вышеперечисленные факторы. Замыкающими соотношениями системы уравнений являются: уравнение теплопередачи

$$Q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta T_{\log}}, \quad (1)$$

где Q – тепловая нагрузка [Вт], k – коэффициент теплопередачи $\left[\frac{Вт}{м^2 \cdot К} \right]$,

$\overline{\Delta T_{\log}}$ – среднелогарифмический температурный напор [К];

уравнение теплового баланса для подвижных однофазных сред

$$Q = G \cdot C_p \cdot \Delta T, \quad (2)$$

где G – массовый расход $\left[\frac{кг}{сек} \right]$, C_p – изобарная теплоемкость $\left[\frac{Дж}{кг \cdot К} \right]$, ΔT –

изменение температуры среды между входом и выходом исследуемого участка [К];

уравнение теплового баланса для неподвижных сред

$$Q = m \cdot C_p \cdot \frac{\Delta T}{\tau}, \quad (3)$$

где m – масса аккумулирующей среды [кг], $\frac{\Delta T}{\tau}$ – темп охлаждения $\left[\frac{К}{сек} \right]$;

уравнение, описывающее суммарную теплоту, отведенную от ОО

$$Q_{evap} = \pm Q_{constr} + Q_{conv.envir} + Q_{rad.envir} + Q_{compr} \pm Q_{product} + Q_{infiltration} \quad (4)$$

Неравномерность поля температур и условий теплообмена учитывается путем разбиения охлаждаемого объема на ячейки, что позволяет повысить точность расчетов и выявить застойные тепло-гидравлические зоны, устранение которых увеличит холодопроизводительность системы.

Точность расчетов напрямую зависит от количества расчетных ячеек и шага по времени. Сравнение расчетов с экспериментальными данными показало, что используя шаг по времени 30 сек, можно добиться повышения скорости расчетов при незначительном уменьшении точности. Это связано с большой тепловой инерционностью процессов. Так как условия теплообмена в большей части охлаждаемого объема подобны, на практике для шкафа-витрины, например, достаточно 10 ячеек для получения достаточной точности.

Результаты

Разработанная математическая модель позволяет более точно описывать тепло-гидравлические процессы камеры охлаждаемого объема, что дает возможность к повышению энергоэффективности системы в целом. Она построена таким образом, что

позволяет проводить анализ эффективности тепло-влажностной изоляции камеры и определить ее оптимальную толщину.

Расчетное время, человеческие и материальные ресурсы при использовании математической модели существенно ниже, чем при решении задачи чисто экспериментально с использованием опытного образца ПКХМ.

Описание системы управления с помощью термореле позволяет исследовать и минимизировать количество включений/выключений ПКХМ в сутки. Это ведет к повышению долговечности системы.

Пример результатов расчета охлаждения продукта, находящегося в холодильном шкафу-витрине номинальной холодопроизводительностью 1 кВт, представлен на рис. 1.

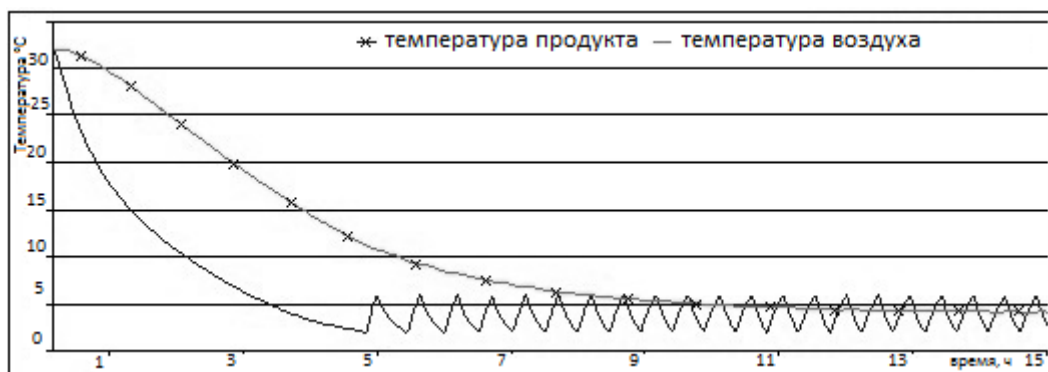


Рис. 1. Изменение температуры продукта и воздуха в охлаждаемой камере при выходе ПКХМ на режим.

Результаты расчетов выхода установки на режим сравнивались с экспериментальными данными, полученными на ЧАО «УКСнаб». Расчетная погрешность в определении времени выхода на режим не превысила 14 %.

Научный руководитель: Петухов И.И., доцент, к. т. н., НАКУ "ХАИ", г. Харьков



УДК 622.692

ПОКАЗАТЕЛИ ПОЖАРНОЙ ВЗРЫВОБЕЗОПАСНОСТИ КОНТАКТНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ КОНДЕНСАЦИОННОГО УЛАВЛИВАНИЯ ПАРОВ УГЛЕВОДОРОДОВ

Бузовский В.П., аспирант, Бондарь Д.В. магистрант, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Работа посвящена решению проблемы создания высокоэффективного, экологически чистого и безопасного в эксплуатации устройства для улавливания паров углеводородов из отходящих парогазовых потоков.

Принципиальная схема системы конденсационного улавливания представлена на рис. 1

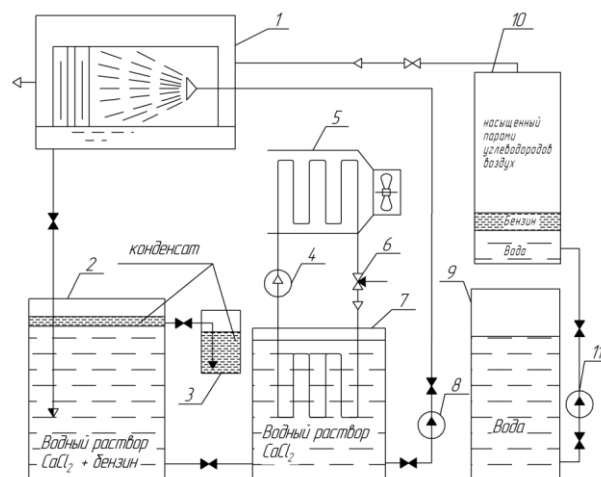


Рис. 1 – Принципиальная технологическая схема экспериментальной системы конденсационного улавливания паров углеводородов

1- эжекционный аппарат; 2 - сборная ёмкость; 3 – ёмкость для бензина; 4 – холодильный компрессор; 5 – конденсатор холодильного агента; 6 – регулирующий вентиль; 7 – испаритель холодильного агента; 8 – рассольный насос; 9 – ёмкость для воды; 10 – ёмкость для парогазовой смеси (ПГС); 11 – водяной насос.

В состав системы входят: блок создания парогазовой смеси (поз.9, 10, 11); блок улавливания паров углеводородов из ПГС (поз. 1, 2, 3); блок охлаждения рассола (поз. 4, 5, 6, 7, 8).

Работа экспериментальной системы происходит следующим образом. В ёмкости 10 при заданной положительной температуре и при давлении близком к атмосферному создаётся парогазовая смесь, которая состоит из насыщенных паров бензина в воздухе. Из бака 9 в ёмкость 10 перекачивается насосом 11 вода с заданным расходом. При подъёме уровня воды в ёмкости 10 ПГС по газоходу вытесняется в эжекционный аппарат 1. При взаимодействии ПГС с холодными каплями, струйками, пленками рассола пары бензина из ПГС большей частью конденсируются. Холодный воздух с небольшим количеством насыщенных паров бензина выбрасывается из аппарата 1 в атмосферу.

Для охлаждения ПГС в эжекционный аппарат подаётся водный раствор соли – рассол, который имеет температуру минус 20 °С. Рассол в виде факела капель распыляет центробежно-струйная форсунка низкого напора. На выходе из аппарата 1 установлены отсекающий струи и каплеуловитель. Уловленная жидкость – рассол с бензиновым конденсатом собирается в поддоне аппарата 1, из которого стекает в ёмкость 2. Бензиновый конденсат и рассол представляют собой жидкости, которые не смешиваются и сильно различаются по плотности. В ёмкости 2 они разделяются. Бензин с плотностью 730 кг/м³ всплывает и образует слой на слое рассола с плотностью 1100 кг/м³. Далее бензин самотёком сливается в ёмкость 3, а рассол поступает в испаритель холодильной установки 7. В аппарате 1 рассол нагревается за счёт теплоты конденсации бензиновых и водяных паров, а в испарителе 7 охлаждается. Холодный рассол насосом 8 подается из испарителя 7 в аппарат 1. Цикл по жидкости замыкается.

Нами поставлена задача оценить показатели пожарной взрывобезопасности этой экспериментальной установки.

Известными критериями пожарной взрывобезопасности являются [1]:

- максимально возможное применение негорючих и трудногорючих веществ и материалов;
- безопасный способ размещения горючих веществ;
- поддержание безопасной концентрации среды в соответствии с нормами и правилами и другими нормативно-техническими, нормативными документами и правилами безопасности;

▪ поддержание температуры и давления среды, при которых распространение пламени исключается;

Сущность определения показателей по стандартной методике [2] в следующем.

Возникновение пожара (взрыва) в лаборатории (событие *ПП*) обусловлено возникновением пожара (взрыва) или в одном из экспериментальных стендов, находящихся в этом помещении (событие *ПТА_j*), или непосредственно в объеме исследуемого помещения (событие *ПО*). Вероятность *Q* (*ПП*) вычисляются по формуле

$$Q(\text{ПП}) = 1 - \left\{ \prod_{j=1}^m [1 - Q_j(\text{ПТА})] \right\} \cdot [1 - Q(\text{ПО})]$$

где $Q_j(\text{ПТА})$ – вероятность возникновения

пожара в *j*-м экспериментальном стенде в данной лаборатории в течении года;

$Q(\text{ПО})$ – вероятность возникновения пожара непосредственно в объеме лаборатории в течении года.

m – количество экспериментальных установок в лаборатории. Предполагается, что в рассматриваемой лаборатории в работе будет находиться один экспериментальный стенд.

Для расчета вероятности возникновения пожара в помещении $Q(\text{ПП})$ используется большое количество показателей и условий, самые важные из которых: вероятность появления горючей среды; вероятность появления энергетического источника; вероятность того, что воспламеняющая способность появившегося энергетического источника достаточна для зажигания горючей среды в помещении или в элементе стенда и др.

Анализ этих показателей для элементов стенда, где потенциально может возникнуть пожаровзрывоопасная ситуация (баки с ПГС, воздухопровод, эжекционный аппарат, выбросной воздухопровод, емкость с рассолом и бензином), и для помещения лаборатории приводит к выводу о том, что при соблюдении правил технического регламента и требований пожарной безопасности вероятность взрыва взрывоопасной среды (паров бензина с воздухом и жидкого бензина) или пожара равна нулю.

Список информационных источников:

1. Постанова КМ України від 12 жовтня 2010 р. за № 933, Київ (із змінами, внесеними згідно з Постановою КМ України № 235 від 08.04.2013 р.) «Про затвердження технічного регламенту безпеки машин та устаткування».

2. ГОСТ 12.1.004-91 Пожарная безопасность. Общие требования.

Научный руководитель: Кологривов М.М., к.т.н, ст.н.с. кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ



УДК 621.56/.59:666.189.3

О ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОМ МАТЕРИАЛЕ ПРИМЕНЯЕМОМ В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

Темершин Д.Д., студент, ДонНУЭТ им. М. Туган-Барановского, г. Донецк

Словосочетание «изоляционный материал» – это общее обозначение материалов, которые имеют термо и звукоизоляционные свойства. Для изоляции промышленных установок используются материалы теплопроводность которых при температуре среды 0°С не

превышает 0,06 Вт/(м·К). Теплопроводность использованных современных материалов составляет в зависимости от температуры среды 0,025 -0,050 Вт/(м·К).

На данный момент в промышленности применяется большое количество различных теплоизоляционных материалов, к которым предъявляются различные требования и которые как соответственно имеют свои преимущества и недостатки.

Целью данной работы является изучение такого теплоизоляционного материала как пеностекло. А именно его строения, свойств и применение в холодильной технике.

Пеностекло (вспененное стекло, ячеистое стекло) — теплоизоляционный материал, представляющий собой вспененную стекломассу. Считается, что пеностекло было изобретено в 1930-х годах советским академиком А. И. Китайгородским и в США — в начале 1940-х фирмой Corning Glass Work. Вначале предполагалось применять пеностекло в качестве плавающего материала. Но вскоре выяснилось, что оно дополнительно обладает высокими тепло- и звукоизоляционными свойствами, легко подвергается механической обработке и склеиванию.



Рис.1 Пеностекло

Данный материал представляет собой следующее: наружная поверхность пеностекла состоит из множества пор (ячеек), так как для придания блоку заданных размеров при его механической обработке пузырьки стекла из которых оно состоит, разрезаются. Внутри пузырьки герметичны и не имеют с соседними пузырьками общих отверстий или пор.

В настоящее время основной технологией производства пеностекла является т. н. «порошковая»: тонкоизмельчённое силикатное стекло (частицы 2 — 10 мкм) смешивается с газообразователем (обычно — углеродом), получившаяся однородная механическая смесь (шихта) в формах, либо на конвейерной ленте поступает в специальную туннельную печь. В результате нагрева до 800—900.°С частицы стекла размягчаются до вязко-жидкого состояния, а углерод окисляется с образованием газообразных CO₂ и CO, которые и вспенивают стекломассу. Что касается преимуществ то следует отметить что пеностекло обладает такими свойствами как огнестойкость, устойчивость к воде, экологичность, устойчивость к биологическим средам, высокую прочность, надёжность и долговечность.

Пеностекло не подвержено старению, так как его уникальные свойства противостоят активным факторам, которые проявляются с течением времени.

Рассмотрим эти факторы подробнее.

Окисление. Активный кислород, содержащийся в атмосфере, не оказывает ни малейшего воздействия на пеностекло по причине того, что этот материал состоит исключительно из высших оксидов кремния, кальция, натрия, магния, алюминия.

Эрозия. Поскольку пеностекло не имеет растворимых компонентов в своей структуре, не происходит растворения и размыва материала водой.

Температурные перепады. Пеностекло имеет очень низкий коэффициент линейного температурного расширения, что позволяет пеностеклу без ущерба для структуры материала переносить суточные и годовые колебания температуры.

Замерзание воды. При замерзании вода расширяется и может разрушать, затекая в трещины, даже такие прочные минералы как базальт и гранит. Поверхность пеностекла состоит из полусфер, сам материал представляет собой замкнутые ячейки, вовсе исключая попадание воды внутрь, и поэтому расширение воды при замерзании не разрушает пеностекло.

Деформация. Пеностекло по своей природе совершенно не деформируемый и очень прочный для своей плотности материал, что полностью исключает возможность его усадки, провисания, сжатия и т.п. последствий длительного воздействия силы тяжести и механического воздействия.

Активность биологических форм. Пеностекло не является питательной средой для грибка, плесени и микроорганизмов, не повреждается корнями деревьев, поэтому активность биологических форм не наносит вреда структуре материала в течение сколь угодно долгого времени.

Что касается холодильной техники, то блоки из пеностекла используются для теплозащиты механизмов и агрегатов, эксплуатируемых при низких и сверхнизких температурах. Наиболее значимым фактором помимо низкой теплопроводности обеспечивающий теплозащиту установки является еще низкий коэффициент температурного линейного расширения. Уменьшение линейных размеров пеностекла при снижении температуры не влекут за собой образование «мостиков холода» даже при криогенных температурах. Благодаря этому пеностекло нашло свое место в отраслях связанных сжиженными газами (аммиак, углеводы и т.д.) так же важным стоит отметить то факт что пеностекло во время эксплуатации не накапливает жидкости, и газы впоследствии это не приводит к разрушению теплозащитного материала в процессе кристаллизации или испарения.

Исходя из этого можно сделать вывод, пеностекло – уникальное решение для теплоизоляции (утепления) самого широкого спектра: от жилых зданий и сооружений до промышленных объектов и оборудования. Пеностекло обладает высокими тепло-, гидро- и звукоизоляционными характеристиками. Принципиальным отличием пеностекла является его неорганический состав, который на 100% процентов состоит из обычного стекла (абсолютно инертного и экологически чистого материала) и воздуха. Это делает пеностекло экологически чистым, безопасным и абсолютно негорючим. Единственным серьезным недостатком - высокая стоимость, но из-за высокого научно-технического прогресса в мире скорее всего высокая цена это вопрос времени.

Информационные источники:

1. В.В. Осокин, А.Б.Кудрин „Холодильное оборудование предприятий пищевой промышленности „ Донецк [ДонНУЭТ] ; Одесса, 2011.-255с

2.Пеностекло; [Википедия свободная энциклопедия]; электронный источник: [http://ru.wikipedia.org/wiki/Пеностекло].

Научный руководитель: Демин М.В. ст. препод., к.т.н., ДонНУЭТ им. М. Туган-Барановского, г. Донецк



ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ УСТАНОВКИ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Няню А. магистрант ИХКЭ ОНАХТ, г. Одесса

Существуют районы, где дефицит пресной воды является определяющим фактором для разработки устройств для получения воды. Наиболее актуальна эта проблема для безводных и пустынных районов земного шара, удаленных от морского побережья. В этих районах, единственной альтернативой для восполнения отсутствующих природных запасов воды является влага, содержащаяся в атмосферном воздухе.

Процесс отделения пара из атмосферного воздуха связан с его конденсацией. Заслуживает внимания метод непосредственного (прямого) получения воды при конденсации водяного пара на холодной поверхности механического осушителя воздуха (МОВ). Оценка энергетических показателей МОВ проводилась с помощью разработанной математической модели в широком диапазоне параметров наружного воздуха – температуры и влагосодержания.

В качестве экономической характеристики МОВ был принят предложенный А.А. Гоголиным /1/ условный холодильный коэффициент ϵ_0 .

$$\epsilon_0 = Q_0 (\xi - 1/\xi) / N_{\Sigma} = \epsilon_{\Sigma} (\xi - 1/\xi)$$

где Q_0 – холодопроизводительность холодильной машины, кВт; N_{Σ} – затрата мощности на привод компрессора и вентилятора конденсатора и воздухоохладителя, кВт; ϵ_{Σ} – электрический холодильный коэффициент холодильной машины; ξ – коэффициент влаговываждения.

Здесь условный холодильный коэффициент равен отношению доли холодопроизводительности, затраченной на конденсацию влаги, к потребляемой МОВ электрической энергии.

На основании анализа климатических данных безводных районов земного шара был выбран рабочий диапазон температуры и влагосодержания наружного воздуха принятый к рассмотрению в настоящем исследовании ($t=20-35^{\circ}\text{C}$, $d = (5,2-24,5) 10^{-3}$ кг/кг).

Суточная производительность установки по воде была принята равной 10 кг/сут. Для всех рассмотренных режимов температура поверхности воздухоохладителя принималась равной $t_w=1^{\circ}\text{C}$.

В задачу исследования входила проблема выбора наиболее экономичного МОВ для получения воды из влаги атмосферного воздуха. Апробация разработанной математической модели осуществлялась на режимах МОВ, исследованных Гоголиным А.А. /1/. Сравнение проведено по удельному расходу электроэнергии на работу механического осушителя при температурах наружного воздуха $t=20,35^{\circ}\text{C}$ в широком диапазоне изменения его относительной влажности $\phi = 30-90\%$.

Хорошая сходимость сравниваемых результатов свидетельствует о надежности предложенной модели расчета МОВ.

Литература:

[1] Гоголин А.А. Осушение воздуха холодильными машинами, [Текст] / Гоголин А.А. // -М: Госторгиздат, 1962 -102 с.

[2] Лагутин А. Е. Анализ энергетических показателей механических осушителей воздуха [Текст] / А. Е. Лагутин, Мойнуддин Хасан Мохаммад // Холодильна техника і технологія –2002, № 1(75) – С.9-11.

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

УДК 621.574.7

DESIGN-THEORETICAL STUDY OF THE MARINE HYBRID TRIGENERATION MACHINE BASED ON ORGANIC RANKINE CYCLE AND EJECTOR REFRIGERATION CYCLE

Oleksandr Dimitrov, postgraduate student, The V. S. Martynovsky Institute of Refrigeration, Cryogenic Technologies and Ecological Power Energy, Odessa, UKRAINE

At the present day, the marine transport does not remain without the attention of the World's Energy saving program. New design solutions are searched to increase the efficiency of the propulsion system via using the trigeneration technology to recover the secondary energy resources of ship propulsion.

As the ship has relatively small holds, the maximal installation area for the recovery unit is strictly limited. Therefore, the requirement for mass and overall dimensions takes the first priority place.

This requirement is primarily concerned with the part of recovery unit, which produces cooling power, i. e. heat driven refrigeration machine (HDRM). Today the most efficient of HDRMs is absorption heat driven machine (coefficient of performance is approximately 0.75), but its size is large and this isn't a good thing in small area conditions. Furthermore, its operational complexity and price are very high.

These problems can be solved in case of using simple and reliable ejector chillers and air conditioners as a heat driven refrigeration machine for different types of ship trigeneration systems.

In ONAFT the new way to further reduction of the trigeneration system's overall dimensions is researched. It represents a system operated by the combined ejector refrigeration cycle (ERM) and organic Rankine cycle (ORC). The new recovery unit is called hybrid ORC-ERM machine. As both the steam power plant and the ERM have the same apparatuses (generator, condenser and feed pump), a hybrid trigeneration machine can be designed.

This work is to carry out the design-theoretical investigation of the marine hybrid ORC-ERM machine operated by low-boiling and ozone-friendly working fluid. The aim is to predict all possible methods of improving the energy efficiency of hybrid trigeneration system.

The diagram and thermodynamic cycle of hybrid ORC-ERM machine is shown on Figure 1. There is an ORC turbine installed except the ejector, generator, evaporator, condenser, feed pump etc, thus the Organic Rankine cycle can be carried out into practice.

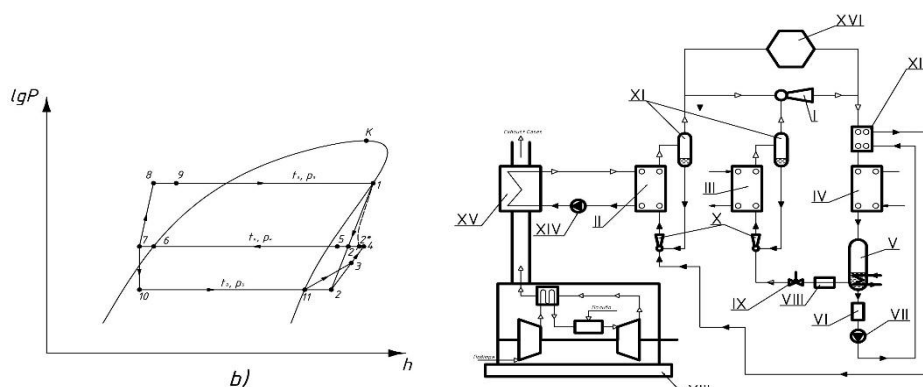


Figure 1 – Thermodynamic cycle and the diagram of hybrid ORC-ERM trigeneration machine:

I – ejector; II – generator; III – evaporator; IV – condenser; V – receiver-subcooler; VI – cleaning filter; VII – feed pump; VIII – filter-dryer; IX – TEV; X – injectors; XI – liquid separators; XII – recuperator; XIII – ship power plant; XIV – heater pump; XV – recovery unit; XVI – ORC turbine

Because of intersections absence between two different target functions, the main efficiency indicators are split into two parts. The first part considers only ERM characteristics. First of all, the main indicator of ejector's efficiency is entrainment ratio U :

$$U = \frac{G_o}{G_w} \quad (1)$$

The energy efficiency of ERM cycle is determined by the thermal ratio ζ , which is usually calculated without considering the feed pump's work:

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_g} = U \cdot \frac{q_o}{q_g} \quad (2)$$

Energy and operation ERM indicators also depend of the feed pump's work efficiency. Specific electricity spends on the feed pump's operation, related to 1 kWatt of the cooling capacity, can be found within the equation:

$$N_{sp.pump} = \frac{(p_g - p_c) \cdot v_7}{U \cdot q_o} \quad (3)$$

Analysis of the equation (3) has shown that $N_{sp.pump}$ is mainly influenced by the $(p_g - p_c)$, U , q_o and is decreased when increasing U , q_o and decreasing $(p_g - p_c)$.

To increase the entrainment ratio for 20÷25% it is also recommended to use the conical-cylindrical mixing chamber in the ejector instead the cylindrical one.

The ORC efficiency indicators are represented by the absolute internal coefficient of cycle performance (η_i), absolute effective coefficient of performance (η_e), absolute electrical coefficient of performance (η_{el}) and electric generator power ($N_{el,g}$), where:

$$\eta_i = \eta_{oi} \cdot \eta_t \quad (4)$$

$$\eta_e = \eta_{mech} \cdot \eta_i \quad (5)$$

$$\eta_{el} = \eta_{el,g} \cdot \eta_e \quad (6)$$

$$N_{el,g} = (h_1 - h_9) \cdot \eta_{el} \cdot D \quad (7)$$

It would be necessary to identify the dependence of ORC coefficient of thermal energy (η_t) from the vapor's parameters.

Having the same primary vapor's parameters (p_g and T_g) the decreasing of condensing pressure p_c will lead to increasing of η_t : as the pressure is surely related with temperature in the two-phase area, decreasing the p_c means the decreasing of heat removal temperature T_c ; thus the cycle temperature range is extended and the η_t is increased.

However, the η_t is increased too due to increasing the generation pressure p_g and T_g . But the generation temperature T_g in the ORC has a strict limit of working fluid critical temperature. This limit must not be exceeded because of working fluid's chemical destruction.

Further work is directed to find the new methods of increasing the energy efficiency of ORC-ERM hybrid machine.

At present, we continue further studies with the goal to find the efficient working fluid in view of energetic efficiency, economical profits and ecological safety, preferably, natural substances - for the use in marine hybrid trigeneration systems for air conditioning and refrigeration at moderately low temperatures (up to $-5^\circ C$). In the large group of natural ozone-safe organic substances only a few could be alternative for HCFC. Such substances are the following: propane (R-290), pentafluoropropane (R-245fa), normal butane (R-600), and isobutane (R-600a). However, R-290 is not efficient for ORC-ERM application because of the low value of its critical temperature. As stipulated in the decision of the International Refrigeration Institute, flammability of such hydrocarbons as R-600 and R-600a does not exclude an opportunity of their use in marine refrigerating engineering under condition of necessary safety measures. The required safety level of ORC-ERM operating with hydrocarbons can be reliably achieved due to the high tightness of machines of such type, functional reliability and the opportunity to be installed outside. Our

calculations show that R-245fa should be the most efficient refrigerant for ORC-ERM applications. However, further experimental studies are required to achieve high energetic efficiency.

Scientific supervisor: Khmelniuk M, DSc, professor, department of refrigeration machines, installations and air conditioning, ONAFT



УДК 631.576.2.2.037:621.565

ЗБЕРІГАННЯ ПЛОДІВ У ХОЛОДИЛЬНІЙ КАМЕРІ З МГС

Бондарев О.Є., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Ефективність зберігання рослинних продуктів значно залежить від рівня застосованих технологій та технічних засобів . Для довгострокового зберігання найбільш ефективна технологія зберігання у зміненому газовому середовищі – модифікованому (МГС) чи регульованому (РГС) . При зберіганні продуктів в МГС реалізується принцип локального кондиціонування повітря : в масі продукту формується свій мікроклімат під впливом біофізичних властивостей продукту , а відносна вологість в масі продукту не залежить від вологості повітря камери . Проте така технологія має суттєві недоліки : неупорядковані потоки повітря і випадання на поверхні продукту “інфекційних” крапель , сприяючих швидкому розвитку мікробіологічних процесів в умовах підвищеного вмісту CO_2 .

Проведеними раніше дослідженнями було встановлено , що вказані недоліки можуть бути усунуті шляхом застосування технічних рішень стосовно конструктивних особливостей покриття , що забезпечує зберігання в МГС . Приведені результати зберігання плодів яблуні у камері з МГС, що була впроваджена на діючому холодильнику. Камера ємністю 400 тонн виготовлена із легких металевих конструкцій мала стаціонарне газоселективне покриття площею 620 m^2 , яке підтримувало модифіковане газове середовище в масі продукту . Непряме охолодження продукту в камері з МГС здійснювалось через поверхню покриття повітрям , що надходить із повітроохолоджувачів (передбачена також можливість використання природного холоду) . Конструкція покриття забезпечувала направлений відвід конденсату в гідрозатор , який не мав контакту з повітрям камери . Тривалість зберігання складала 109 діб , результати приведені на рисунку . Теплота дихання (q_d) охолоджених плодів на початку процесу зберігання складала 12,6 Вт/т . При розвантажуванні виявилось , що : в дослідженій камері $q_d = 6,3$ Вт/т , у контрольній $q_d = 15,0$ Вт/т.

Досвід експлуатації камери з МГС на протязі декількох років показав , що втрати яблук у порівнянні із звичайними камерами були нижче у 2,5 – 3 рази, а витрати електроенергії – у 2,5 рази .

Система охолодження камер для зберігання продуктів у змінених газових середовищах.



Результати випробувань холодильної камери.

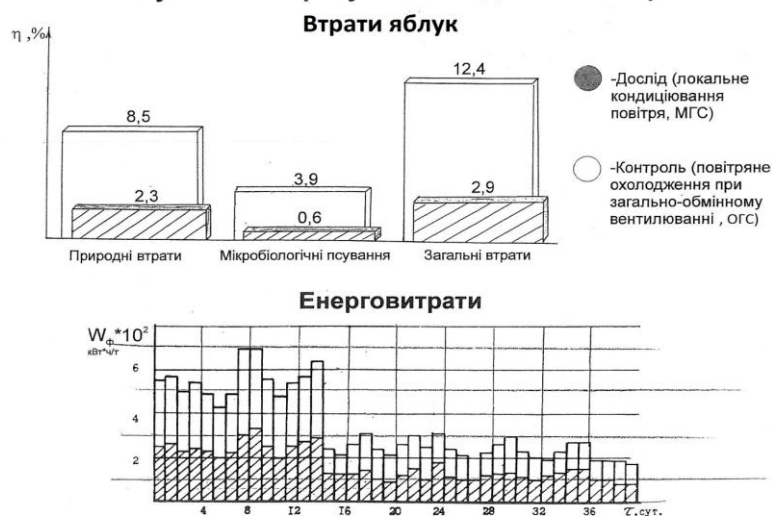


Рис. 1. Система охолодження камер для зберігання продуктів у змінених газових середовищах

Устаткування з локальним кондиціонуванням повітря у поєднанні з технологією зберігання плодів в МГС за наш час більш доступно у порівнянні з РГС і може забезпечити ефективне зберігання продукту в камерах ємністю від 50 до 400 тонн.

Науковий керівник : Дідик Н.М., к.т.н., ст..н.с., доцент кафедри безпеки життєдіяльності ОНАХТ



УДК 621.565.2:4

УСТАНОВКИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТАНЕННЯ ЛЬОДУ НА ВЕРТИКАЛЬНІЙ ЦИЛІНДРИЧНІЙ ПОВЕРХНІ

Грищенко Р.В., аспірант, НУХТ, м Київ

На підприємствах, де має місце значне коливання потреби в штучному охолодженні, та системах кондиціонування повітря, з метою зменшення встановленої потужності холодильного обладнання використовують акумулятори холоду. У випадку сплати за електроенергію за багато тарифними планами, використання акумуляторів холоду дозволяє суттєво економити

обігові кошти підприємств, що витрачаються на її оплату, шляхом зміщення споживання на періоди коли вартість електроенергії низька.

На кафедрі теплоенергетики та холодильної техніки НУХТ проводилися дослідження процесів наморозування льоду на вертикальній циліндричній поверхні, за результатами яких було запропоновано математичну модель цього процесу [1]. Однак, під час використання акумуляторів холоду, відбувається не лише процес наморозування, але й танення льоду, що утворюється на поверхні. Результати дослідження процесів танення на експериментальній установці [1], що використовувалася для дослідження процесів заморозування, демонструють, значну збіжність із запропонованою для розрахунків математичною моделлю [2], яка розроблена на основі моделі для наморозування льоду [1], однак лише на початковій стадії процесу. При зростанні часу від початку танення розбіжність збільшується.

Отримані дані експерименту, незалежно від температури води, можливо усереднити прямою лінією. Як і очікувалось за однакової температури води, незалежно від початкової товщини льоду, нахил прямих утворених експериментальними даними є подібним. Кут нахилу прямих збільшується зі збільшенням температури води, та коефіцієнта тепловіддачі. Розбіжність дослідних даних та розрахункових може бути пояснена тим, що при таненні льоду в граничному прошарку температура води стає нижчою від точки інверсії. Це явище призводить до виникнення зворотних токів (у випадку вільної конвекції теплоносія), що викликає зміну режиму теплообміну. Отже, питання конвективного теплообміну між поверхнею льоду, що тоне, та водою при температурах нижче 5 °С, за відсутності примусового руху води чи невеликих її швидкостях обтікання, потребує додаткового вивчення.

Для вирішення вище вказаних проблем прийнято рішення по вдосконаленню дослідної установки запропонованої в [1]. Зміни направлені на зменшення теплонадходжень до дослідних секцій, автоматичного підтримання тиску кипіння холодильного агента, можливості зміни швидкості води в широких межах, організації кипіння холодильного агента за відсутності мастила на усій поверхні теплообміну.

Інформаційні джерела:

1. Пилипенко, О. Ю. Динаміка кристалізації льоду на вертикальних охолоджуваних трубах в елементах акумуляторів теплової енергії систем охолодження та кондиціонування повітря [Текст] : дисертація ... кандидата технічних наук / О. Ю. Пилипенко – Київ, 2012. – 267с.
2. Математичне моделювання танення льоду на вертикальній циліндричній поверхні / Р.В. Грищенко, А.В. Форсюк, О. Ю. Пилипенко // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки та технологій : матеріали Всеукраїнської наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, 22 квітня 2013р., м. Одеса / ОНАХТ.

Наукові керівники: Форсюк А. В., к.т.н., доцент, Пилипенко О.Ю., к.т.н., доцент, НУХТ, м Київ



ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАМОРОЖУВАННЯ СУМІШЕЙ ДЛЯ МОРОЗИВА З РІЗНИМ СКЛАДОМ

Колодзінський Р.І., магістрант, НУХТ, м.Київ

В зв'язку з тим, що екологічна ситуація в Україні складна, а хвороби прогресують, гостро постає потреба у «правильному», здоровому харчуванні. Зокрема постає проблема харчування діабетиків. В даній доповіді досліджується питання розробки суміші морозива для діабетиків на основі цукрозамінників, таких як сорбітол. Даний напрямок є актуальним і зокрема перспективним, оскільки кількість хворих на діабет невпинно зростає, а кількість замінників цукру вражає.

Визначенню теплофізичних характеристик приділяється особлива увага, оскільки від них залежить подальша консистенція, смак та якість готової продукції. Кріоскопічна температура як теплофізичний параметр є основою для розрахунку саме холодильної частини виробництва морозива. Для визначення кріоскопічної температури новостворених сумішей морозива для діабетиків передбачено використати розроблену на кафедрі ТЕХТ установку. До складу установки входять пристрій для контролю температури з комплектом мідь-константанових термопар типу Т з похибкою вимірювань не більше 0,1°C, первинний перетворювач і7018 та перетворювач сигналу марки і7520. Реєстрацію значень температури здійснювали за допомогою персонального комп'ютера за допомогою програми NDCONUTILv3xx, що дає можливість автоматизувати вимірювання, підвищити частоту вимірювань та їх точність.

Результати занесені до таблиці.

Номер зразка	Підсолоджувач	Концентрація підсолоджувача, %	Стабілізатор	Концентрація стабілізатора, %	Кріоскопічна тем-ра, °C
1	немає	немає	кремодан	0,6	-0,9
2	цукор	15,5	кремодан	0,6	-4,2
3	немає	немає	кремодан, фібрекс	по 0,3	-4
4	немає	немає	фібрекс	0,6	-3,3
5	немає	немає	фібрекс + виноградна шкірка	0,6	-3,8
6	ізомальт	15,5	кремодан	0,6	-3,3
7	мальтитол	15,5	кремодан	0,6	-3
8	ерітрітол	15,5	кремодан	0,6	-7,6
9	сорбіт	15,5	кремодан	0,6	-4,3
10	фруктоза	15,5	кремодан	0,6	-4

Висновок: за допомогою розробленого на кафедрі ТЕХТ Національного університету харчових технологій дослідної установки було визначено кріоскопічні температури новостворених сумішей для морозива на основі цукрозамінників.

Інформаційні джерела:

1. Поліщук Г.Є. Технологія морозива – К.: Інкос, 2008. – 220 с.: іл. ISBN 966-8347-53-6.

Науковий керівник: Масліков М.М., к.т.н., доцент, НУХТ, м.Київ

РАЗЛИЧНЫЕ СПОСОБЫ ОПРЕСНЕНИЯ МОРСКОЙ ВОДЫ НА СУДАХ

Кузьменко М., студент 4 курса, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Несмотря на огромные запасы пресной воды в бассейнах рек и озер, острота проблемы, связанная с ее недостатком, с каждым годом возрастает. Наиболее очевидный путь решения этой проблемы – опреснение вод морей и океанов. В настоящее время проблема опреснения морской воды и ее многократного использования приобретает особую актуальность. Решение этого вопроса представляет особый интерес в условиях современной экономики.

Предлагаемые и существующие способы опреснения морских вод основаны на различных физических явлениях и процессах. На сегодняшний день для получения технической и питьевой воды на судах применяются методы опреснения посредством дистилляции, обратного осмоса (гиперфильтрации, нанофильтрации и т. д.), электродиализа, а также путем вымораживания. Менее распространены химический метод и метод ионнообменного опреснения. В данном докладе рассмотрим основные способы опреснения морской воды, используемой на судах в настоящее время.

Основная теоретическая предпосылка к использованию метода опреснения путем вымораживания заключается в существенно меньшем расходе энергии на процесс замораживания (75 ккал/кг) по сравнению с теплотой парообразования (550 ккал/кг). Промышленные установки, основанные на этом способе опреснения, работают в различных странах. Их производительность составляет от 50 до 150 т/сут. Однако, такие опреснители должны иметь дополнительные устройства для транспортировки опресненного льда и его отмывки от маточного рассола, при этом содержание солей из-за частичного включения маточного рассола в лед в опресненной воде составляет не менее 500 мг/л. Поэтому, указанные причины препятствуют применению способа вымораживания в судовых условиях.

Более перспективны электродиализные (электроионитовые) опреснители, нашедшие применение на небольших рыбопромысловых судах. К примеру, в СССР впервые такой опреснитель производительностью 12 т/сут был установлен на теплоходе «Тула» Черноморского морского пароходства в 1959 году. Однако данные опреснители из-за малого срока службы ионитовых мембран и больших размеров не нашли широкого применения. Попытки использования таких опреснителей имели место и в зарубежной практике. В качестве примера можно привести опреснитель японской фирмы «Асахи» производительностью 2 т/сут. В то же время из-за большой стоимости мембран стоимость диализата превосходит стоимость дистиллята. Кроме того, у электродиализных опреснителей высокое солесодержание диализата (300 мг/л).

Подобные опреснители находят широкое применение для опреснения слабо соленых вод (солончаковых). Полученная вода с содержанием около 500 мг/л может быть использована в качестве технической и питьевой (после минерализации) воды. В таких условиях электродиализаторы более предпочтительны по сравнению с дистилляционными установками. Однако последние широко распространены на судах благодаря малым габаритам и приемлемому солесодержанию (около 5 мг/л).

Наиболее перспективными, по сравнению с рассмотренными, судовых условиях являются



Рисунок 1 – Внешний вид судовой опреснительной установки обратного осмоса Synchronlight LG50

опреснители, основанные на простом и экономичном процессе – обратном осмосе. Внешний вид опреснительной установки обратного осмоса представлен на рисунке 1. Процесс опреснения таким методом заключается в следующем. Вода прокачивается под давлением около 10 Мпа сквозь металлические трубы, которые внутри облицованы пленкой из ацетатцеллюлозы. Специальная обработка этой пленки позволяет создавать в ней каналы с поперечным сечением того же порядка, что и размер сольватов. Поэтому сольваты остаются внутри трубы, а вода проходит сквозь пленку и оказывается, таким образом, свободной от растворенных солей. Такие установки просты, компактны, не требуют расхода тепловой энергии и поэтому могут быть использованы всюду, где имеется возможность приводить в действие электропривод насоса. К их недостаткам относятся высокая стоимость мембран и повышенные требования к чистоте морской воды.

В судовой практике нашли применение дистилляционные опреснительные установки, утилизирующие низкопотенциальную теплоту. Схема дистилляционного опреснителя

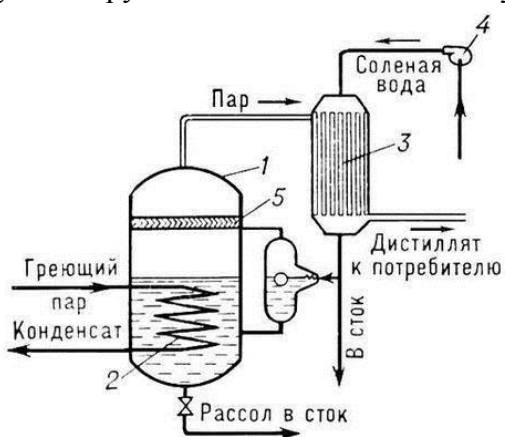


Рисунок 2 – Схема судовой утилизационной опреснительной дистилляционной установки

представлена на рисунке 2. Полученный при этом дистиллят используется для пополнения запасов питательной воды паровых котлов, пресной воды систем охлаждения дизелей, а также для приготовления питьевой и мытьевой воды путем его обеззараживания и минерализации. На сегодняшний день такой метод является основным в получении пресной воды на судах. К примеру, по сравнению с опреснительными установками искусственного вымораживания, дистилляционные установки

намного проще в силу отсутствия необходимости дополнительных устройств для транспортировки опресненного льда и его отмывки от маточного рассола, которая в то же время требует значительного расхода пресной воды.

Таким образом, выделим основные положительные качества дистилляционных установок: наименьшие по размерам и массе; способны утилизировать низкопотенциальную теплоту любого источника с температурой 55-60°C; позволяют получить дистиллят любой требуемой степени чистоты из вод любых морей; себестоимость воды, опресненной методом дистилляции, примерно равна цене водопроводной воды в портах.

Современное развитие науки и техники способствует постоянной модернизации и повышению эффективности действующих судовых установок, а также поиску новых способов опреснения морской воды. Актуальность данного направления не вызывает сомнений, поэтому дальнейшее его изучение представляет особый интерес.

Научный руководитель: Димитров А. А., аспирант, инженер кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УТИЛИЗАЦИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ СУДОВОГО ЭНЕРГОКОМПЛЕКСА

Кулик А., студент 4 курса ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Утилизация вторичных энергоресурсов является одним из основных направлений энергосбережения. Наибольшее распространение получили системы для получения тепла, холода и электроэнергии. Низкопотенциальные вторичные энергоресурсы судовых энергетических комплексов могут применяться, в том числе, для опреснения морской воды, используемой для различных нужд на судах.

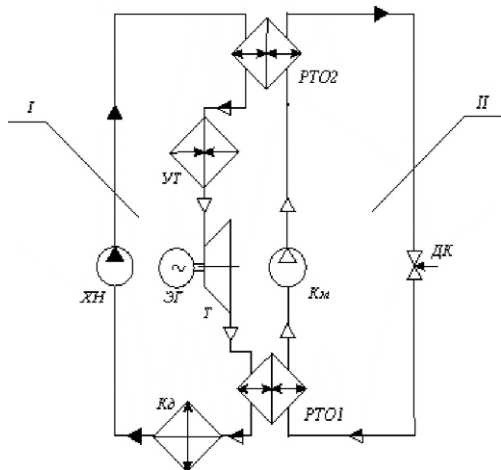


Рисунок 1 – Принципиальная схема совмещенных силовой и теплонасосных установок утилизации низкопотенциальной теплоты ДВС

температура газов понижается на 70-120С. После этого часть теплоты отработавших газов используется в утилизационных котлах для получения пара или горячей воды. На судах применяют утилизационные котлы с одной или двумя степенями давления. В котле с одной ступенью вырабатывается пар низкого давления 300-700кПа, в котле с двумя степенями – пар низкого давления 300-350 кПа и высокого давления 800-1200 кПа.

Пар низкого давления используют для подогрева воды, топлива, масла и для бытовых нужд, пар высокого давления – в утилизационных паровых турбогенераторах для выработки электроэнергии.

Использование турбогенераторов позволяет уменьшить расход топлива на дизель-генераторы.

Паропроизводительность утилизационного котла обычно превышает потребности пара на судовые и бытовые нужды. Использование турбогенератора позволяет эксплуатировать утилизационные котлы с полной нагрузкой независимо от времени года и района плавания.

Данные о тепловом балансе судовых дизельных установок показывают, что значительная доля теплоты, подведённой с топливом, расходуется на потери в основном с охлаждающей водой и с отработавшими газами. Рациональное использование теряемой теплоты на некоторые судовые нужды позволяет уменьшить расход топлива на эти нужды и повысить таким образом экономичность систем энергообеспечения судна.

В современных судовых дизельных установках широко применяют схемы утилизации теплоты отработавших газов и теплоты пресной охлаждающей воды.

Согласно эксплуатационным данным температура газов в выпускном коллекторе у двухтактного малооборотного дизеля 350-450°С, у четырёхтактного среднеоборотного 400-500°С. Часть теплоты, которой располагают выпускные газы, используется в газовых турбинах

турбокомпрессоров системы наддува. При расширении в турбине

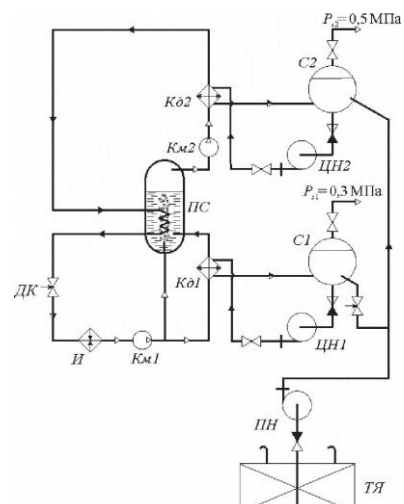


Рисунок 2 - Принципиальная схема теплонасосной паропроизводящей установки двух давлений

В современных дизельных установках широко применяют схемы утилизации другой основной потери теплоты главных двигателей теплоты охлаждающей воды. Охлаждающая вода на выходе из главного двигателя имеет температуру 65-75 °С. Теплоту охлаждающей воды используют в вакуумных испарителях для получения пресной воды из забортной.

Рассмотренное направление утилизации вторичных тепловых ресурсов двигателей внутреннего сгорания перспективно для крупных судов, на которых установлены главные двигатели повышенной мощности. Использование таких установок на малотоннажных судах малоэффективно вследствие малых количеств вторичной теплоты, ограничений массогабаритного характера, невозможности обеспечить необходимое обслуживание и профилактический ремонт. Для таких потребителей целесообразно применять термоэлектрические генераторы способны преобразовать тепловую энергию в электрическую.

Термоэлектрические генераторы обладают преимуществами перед другими источниками электропитания: высокая надёжность, длительный срок службы и неограниченный срок хранения при полной готовности к работе в любое время. Они просты в эксплуатации и не требуют специального обслуживания, устойчивы в работе, дают стабильное напряжение, не боятся короткого замыкания и режима холостого хода. Они экологически безопасны, так как не содержат никаких рабочих (химических) агентов. Ввиду отсутствия движущихся частей, термоэлектрические генераторы полностью бесшумны в работе.

Одним из перспективных направлений существенной экономии энергии на судовом транспорте является широкое внедрение тригенерационных установок. Такие системы предназначены для комбинированного производства электроэнергии, теплоты и холода. Они могут быть созданы на основе судовых дизельных двигателей внутреннего сгорания различной мощности.

Тригенерационные энергосистемы обладают большими преимуществами в качестве утилизационных систем на судах, где есть постоянная потребность в электроэнергии и теплоте – в виде пара или горячей воды, и в холоде – для обеспечения технологических процессов, охлаждения оборудования и надувочного воздуха, а также для кондиционирования воздуха в судовых трюмах.

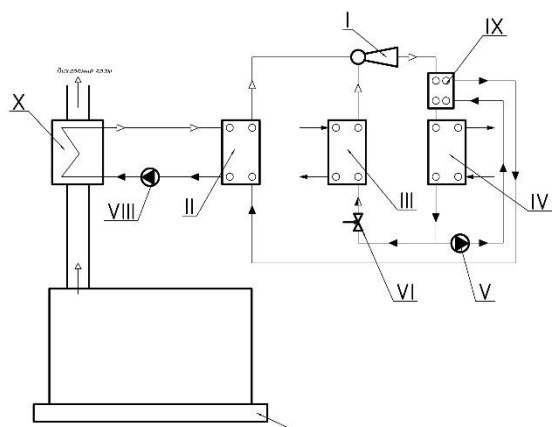


Рисунок 3 – Принципиальная схема тригенерационной судовой установки на базе ЭХМ:

I – эжектор; II – генератор; III – испаритель; IV – конденсатор; V – питательный насос; VI – ТРВ; VII – судовой двигатель; VIII – циркуляционный насос; IX – РТО; X – котел - утилизатор

Проведенные за последние 10 лет исследования в области утилизационных теплоиспользующих установок показали, что наиболее перспективными для применения в судовых тригенерационных системах являются эжекторные холодильные машины, работающие на легкокипящих веществах. Принципиальная схема судовой тригенерационной установки на базе ЭХМ представлена на рисунке 3.

Проведенный анализ основных направлений утилизации низкопотенциальной вторичной теплоты ДВС позволил сформулировать следующие выводы:

- повышение энергоэффективности судовых дизельных установок невозможно без комплексной утилизации их вторичных тепловых ресурсов;
- в утилизационных установках целесообразно применять низкокипящие рабочие тела, имеющие для рассматриваемого диапазона температур лучшие энергетические и эксплуатационные показатели;

- для выработки водяного пара требуемых давлений эффективными являются теплоиспользующие теплонасосные паропроизводящие установки;
- заслуживает внимания вариант совместного использования утилизационных силовой и теплонасосной установок, что повышает общий КПД использования вторичной теплоты в 1,5 раз;
- для малотоннажных судов утилизация вторичной теплоты ДВС может быть реализована с помощью термоэлектрических преобразователей, которые для данного типа судов имеют неоспоримые преимущества перед другими типами источников электропитания;
- наиболее перспективными теплоиспользующими холодильными машинами для судовых тригенерационных систем являются эжекторные холодильные машины, работающие на легкокипящих веществах.

Научный руководитель: Димитров А.А., аспирант, инженер кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



СЕКЦІЯ №2 – “ХОЛОДИЛЬНІ ТА КОМПРЕСОРНІ МАШИНИ. РОБОЧІ РЕЧОВИНИ”

УДК 621.56/59

СОНЯЧНІ СИСТЕМИ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ З РОЗРОБКОЮ ПОЛІМЕРНИХ СОНЯНИХ КОЛЕКТОРІВ ДЛЯ РЕГЕНЕРАЦІЇ АБСОРБЕНТІВ З ВИКОНАННЯМ ТЕОРЕТИЧНОГО І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Грамма Л.С., магістрант ІХКЭ ОНАПТ, г. Одеса

Доклад посвящен разработке солнечных многофункциональных систем жизнеобеспечения на основе теплоиспользующего абсорбционного цикла с использованием солнечной энергии для поддержания его непрерывности (для регенерации абсорбента). В солнечной части системы используются плоские жидкостные полимерные коллекторы, обеспечивающие восстановление абсорбента в десорбере осушительной части установки. В охладительном контуре используются испарительные охладители как прямого, так и непрямого типа, насадка которых выполнена из моноблоковых многоканальных структур.

Экспериментальная часть работы включает изучение рабочих характеристик полимерных жидкостных коллекторов нового поколения (устранение воздушного зазора, создание сэндвич-структуры при сохранении высоких характеристик), и изучение процессов тепло-массообмена в испарительных охладителях. Для солнечных коллекторов выполнен сравнительный анализ характеристик на фоне коллекторов традиционного типа (на основе теплоприемника из цветных металлов).

На основе полученных результатов выполнены расчеты многофункциональных систем жизнеобеспечения с непрямой регенерацией абсорбента в режимах тепло-хладообеспечения и кондиционирования воздуха. Выполнен на основе методологии «Полный жизненный цикл» сравнительный энерго-экологический анализ новых разработок: солнечных коллекторов, испарительных охладителей сред и многофункциональных систем в целом и показаны существенные преимущества новых разработок, как по основным элементам, так и по системам жизнеобеспечения в целом.

Научный руководитель: Дорошенко А.В., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ



УДК 664:613.2:006.015.8

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ діоксиду вуглеця В РІЗНИХ ГАЛУЗЯХ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Мотовий І.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ м. Одеса

Діоксид вуглецю в силу своїх фізичних властивостей є нетоксичною, вибухобезпечною, негорючою речовиною, доступною, і з низькою собівартістю. Він не руйнує озоновий шар Землі, коефіцієнт глобального потепління дорівнює одиниці. Діоксид вуглецю має такі термодинамічні і теплофізичні властивості: низьку критичну температуру, високі робочі тиски, невисокий ступінь стиснення в компресорі, відносно високий показник адиабати. Застосування CO₂, в якості холодоагенту забезпечує високе теплопередавання в теплообмінних апаратах, підвищення ефективності компресора і створення компактних холодильних систем, завдяки високій об'ємній холодопродуктивності.

Низька критична температура, співмірна температурі навколишнього середовища, дозволяє використовувати CO₂ в холодильних машинах, цикли яких реалізуються в надкритичній або двофазній областях.

У зв'язку з цим особливі вимоги пред'являються до компресорів. Вимоги ці пов'язані з високими тисками в робочих порожнинах компресора. Наприклад: при температурах кипіння -10 градусів Цельсія тиск кипіння 26.5 бар . Залежно від циклу: в надкритичній області тиск нагнітання від 80 до 100 атм., в двофазній - до 60 бар . У компресорі необхідно забезпечити міцнісні характеристики базових деталей, елементів поршневої групи і механізмів руху, надійну роботу клапанної групи.

Проектуванню компресора на CO₂ малої продуктивності присвячена дана робота . Пропонується використовувати в комерційних установках, для малих кондиціонерів, торгових пристроїв, транспортних установках.

Інформаційні джерела:

1. Казино М. Применение компрессоров, работающих на CO₂ // Холод. - 2005. - № 5.-С. 18-22.
2. Милованов В.И., Вобст Э.. Оптимизация схемных решений холодильных машин на СО₂ // Холод. - 2007. - № 5. - С. 42-47.
3. Цветков О.Б. Диоксид углерода: природный экологически безопасный хладагент / / Холодильная техника. - 2004. - № 2.

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



УДК 664:613.2:006.015.8

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ ВУГЛЕВОДНІВ (ІЗОБУТАН R600A, ПРОПАН R290) В РІЗНИХ ГАЛУЗЯХ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Власенко К.С., магістрнат ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Найбільш широко натуральні холодоагенти застосовуються в побутових холодильниках. В даний час **ізобутан** застосовується в 36% побутових холодильників, а це понад 400 млн штук по всьому світу. Натуральні холодоагенти все ширше використовуються в системах охолодження для супермаркетів та кондиціонування повітря в приміщеннях. R600a - найсучасніший холодоагент, який прийшов на зміну R134a. Його показники просто дивовижні: вуглеводневий «холодоагент майбутнього» для побутових холодильників без кольору і запаху. Фреон R600a економічний, маса холодоагенту в холодильному агрегаті зменшується на 30%. Ізобутан має гарну змішуваність з мінеральними маслами; холодоагент R600A має більш високий холодильний коефіцієнт, ніж у R-12, R-22, R-134a. Застосування R600a зменшує енергоспоживання, до того ж, холодильні агрегати з фреоном R-600A характеризуються меншим рівнем шуму через низький тиск в робочому контурі. Питома маса ізобутану в 2 рази більше питомої маси повітря, тому в разі витоку газоподібний хладон R-600A стелиться по землі і він жодним чином не руйнує озоновий шар (ODR = 0) і не створює парникового ефекту (GWP = 0,001). Як правило, холодильники з холодоагентом R600a відносяться до класу холодильників ААА, що говорить про їх високих показниках в роботі і низькому енергоспоживанні.

Іншим альтернативним холодоагентом є пропан. Пропан R290 з термодинамічної точки зору є майже ідеальною заміною R22. Він найкращим чином підходить для застосування в якості холодоагенту, особливо для територій з високою температурою навколишнього

середовища, де ми маємо високі температури конденсації і високе теплове навантаження в холодильних установках. Відноситься до групи ГФУ (HFC). ODP = 0, GWP = 3. Характеризується низькою вартістю і нетоксичний. При використанні даного холодоагенту не виникає проблем з вибором конструкційних матеріалів деталей компресора, конденсатора і випарника. Пропан добре розчиняється в мінеральних маслах. Температура кипіння при атмосферному тиску $-42,1^{\circ}\text{C}$. Перевагою пропану є також низька температура на виході з компресора.

Природні вуглеводні, як холодоагенти, не знаходили широкого застосування в БХП через підвищену пожежну небезпеку. У сучасних конструкціях цю проблему вирішили завдяки зменшенню дози заправки до таких обсягів, які практично не можуть призвести до пожежі. Доза заправки побутових холодильників і морозильників настільки мала, що навіть при раптовій і повній виток холодоагенту з агрегату, його концентрація в кухні об'ємом 20 м^3 буде нижче порога горючості в десятки разів.

Інформаційні джерела:

1. Практичне застосування холодоагенту пропану R 290 в маленьких герметичних системах. Технічна Інформація, Компресори Данфосс, листопад 2000
2. Милованов В.И., Вобст Э.. Оптимизация схемных решений холодильных машин на СОГ // Холод. - 2007. - № 5. - С. 42-47.
3. С.Т. Колач Бытовые холодильники и кондиционеры // Москва 2006 С. 16

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



УДК 621.56/59

СОЗДАНИЕ СИСТЕМЫ ТРИГЕНЕРАЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АБСОРБЦИОННОЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ МАШИНЫ

Трандафилов В.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Тригенерація— это комбинация трех термодинамических эффектов: производства электроэнергии, тепла и холода в установке ДВС с утилизацией теплоты отработавших газов в абсорбционной теплофикационной машине.

Преимущество тригенерации заключается в том, что она позволяет использовать топливо не только в холодное время года, но и в теплое, вне отопительного сезона. Благодаря тригенерации можно заметно снизить потребление электроэнергии на производство холода и пустить ее на технологические нужды. Абсорбционное охлаждение отличается высокой надежностью, низким уровнем шума и длительным сроком службы.

В работе рассмотрена система тригенерации на базе бензинового ДВС Marea182 A3.000

Утилизация тепла отработавших газов ДВС предусматривает распределение его следующим образом: получение электроэнергии, отопление жилых домов, получение теплой воды для бытовых нужд, отопление теплицы, поддержание работы холодильной машины и дополнительное производство электроэнергии. На рис. 1 в графическом виде представлено посезонное распределение тепла на вышеуказанные нужды.

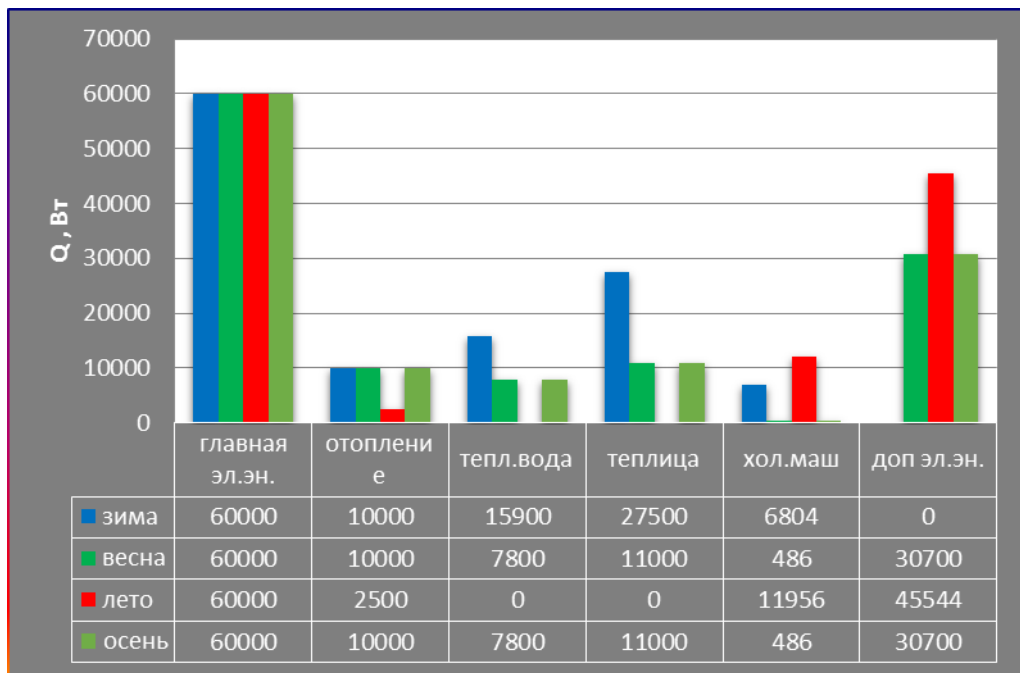


Рис. 1 Распределение теплоты отработавших газов ДВС

Производство холода и тепла осуществляется в абсорбционной теплофикационной машине, работающей на водоаммиачном растворе. При использовании части аммиака после конденсатора в цикле Ренкина вырабатывается дополнительная электроэнергия. Принципиальная схема машины представлена на рисунке 2.

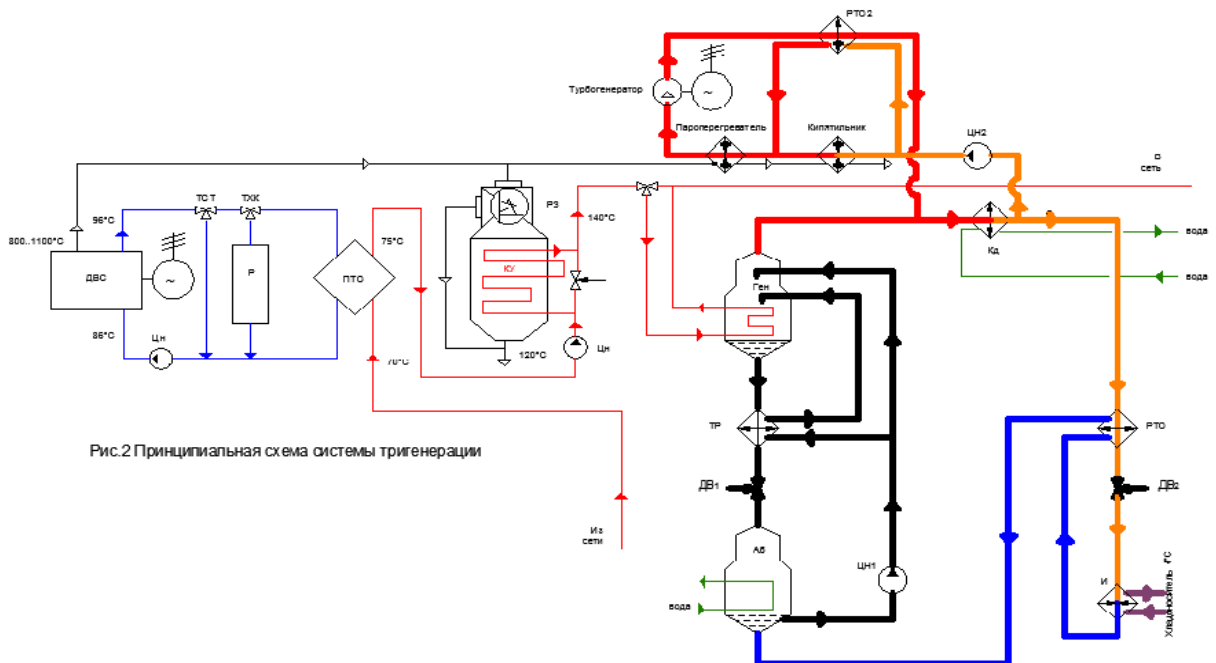


Рис.2 Принципиальная схема системы тригенерации

Машина укомплектована малоёмкими пластинчатыми теплообменниками.

Произведен тепловой и конструктивный расчёт элементов машины.

Коэффициент преобразования абсорбционной теплофикационной машины определен в зависимости от максимальной температуры генерации и изменяется в интервале 0,56...0,62.

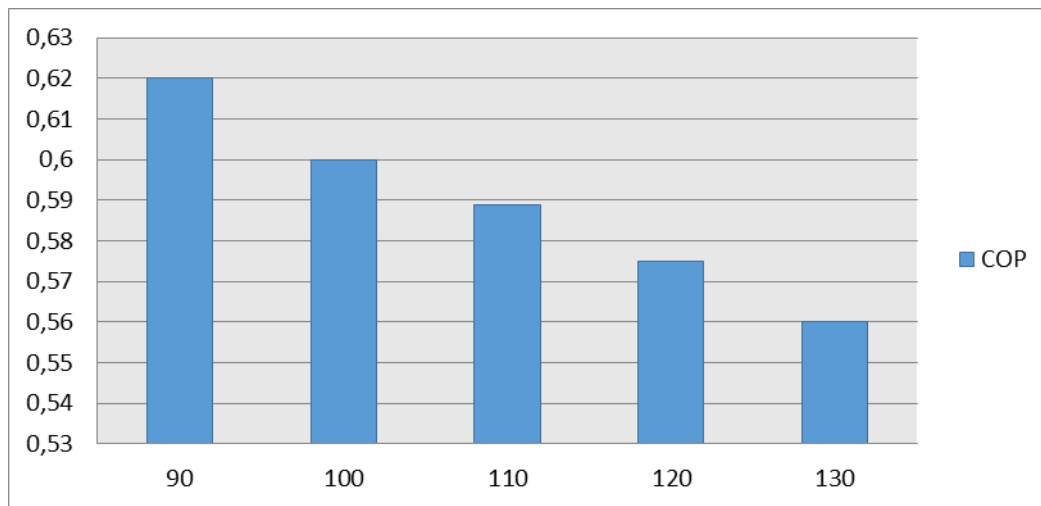


Рис. 3 Коэффициент преобразования COP

Научный руководитель: Морозюк Л.И., д.т.н., доцент кафедры холодильных машин установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДК 621.56/59

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДООХЛАЖДАЮЩЕЙ МАШИНЫ БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Бондарук А.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Интенсивное развитие энергомашиностроения связано с требованием повышения энергетической и экономической эффективности, а также экологической безопасности холодильного оборудования, выпускаемого холодильной промышленностью. Такие требования реализуются путем создания агрегатированного холодильного оборудования, главными преимуществами, которых является: уменьшение объема дорогостоящих монтажных работ; выбор рациональных размеров теплообменного оборудования и компоновки его в машине; повысится эксплуатационная надежность путем полной автоматизации работы машины; высокая степень унификации элементов машины; максимальная компактность, простота обслуживания. Агрегатированные комплексные холодильные машины – наиболее совершенный вид холодильного оборудования.

Разработанная комплексная водоохлаждающая машина, большой производительности, с аммиаком в качестве рабочего вещества, с пластинчатыми теплообменными аппаратами, и полной системой автоматизации с помощью микропроцессорной техники полностью удовлетворяет требованиям, предъявляемым к современным холодильным машинам. Для осуществления регулирования с помощью микропроцессорной техники в работе определены характеристики отдельных элементов машины в широком диапазоне температурных режимов с последующим их совмещением для получения общих характеристик. Вариантные расчеты выполнены графоаналитическим методом.

Научный руководитель: Никульшин Р.К., д.т.н., профессор кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



СОЗДАНИЕ СИСТЕМЫ ТРИГЕНЕРАЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕЗОРБЦИОННОЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ МАШИНЫ

Грудка Б.Г., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Тригенерация – это комбинация трех термодинамических эффектов: производства электроэнергии, тепла и холода в установке ДВС с утилизацией теплоты отработавших газов в абсорбционной теплофикационной машине.

Преимущество тригенерации заключается в том, что она позволяет использовать топливо не только в холодное время года, но и в теплое, вне отопительного сезона. Благодаря тригенерации можно заметно снизить потребление электроэнергии на производство холода и пустить ее на технологические нужды. Абсорбционное охлаждение отличается высокой надежностью, низким уровнем шума и длительным сроком службы.

В работе рассмотрена система тригенерации на базе бензинового ДВС Marea182 A3.000

Утилизация тепла отработавших газов ДВС предусматривает распределение его следующим образом: получение электроэнергии, отопление жилых домов, получение теплой воды для бытовых нужд, отопление теплицы, поддержание работы теплофикационной машины. На рис. 1 в графическом виде представлено посезонное распределение тепла на вышеуказанные нужды.

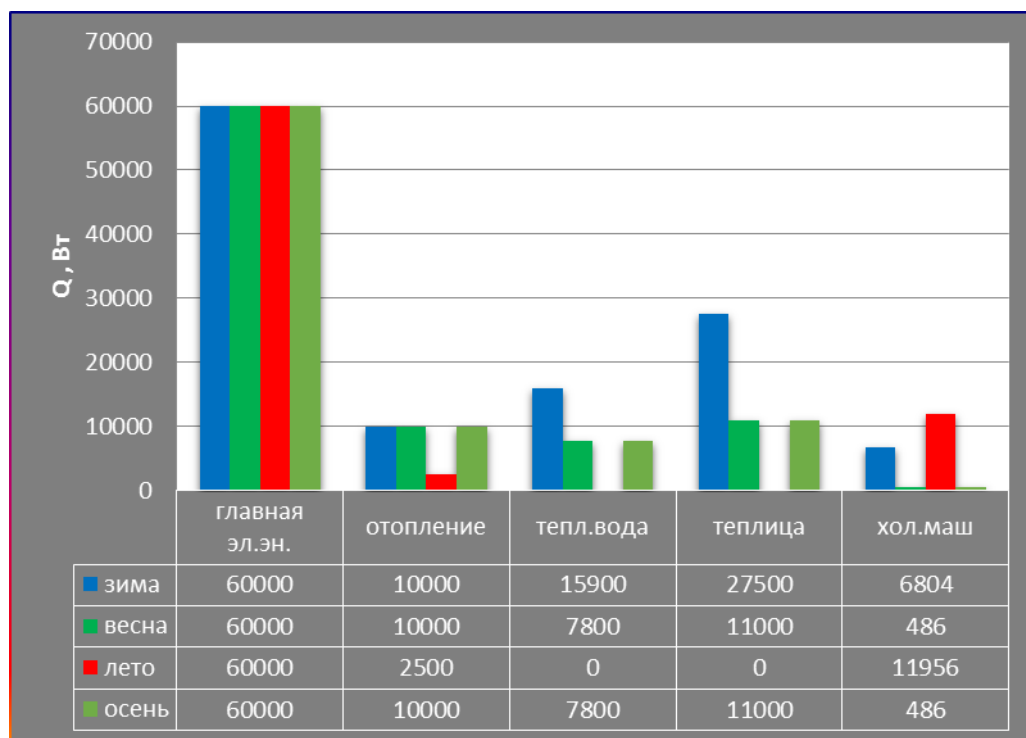


Рис. 1 Распределение тепла отработавших газов ДВС

Производство холода и тепла осуществляется в резорбционной теплофикационной машине, работающей на водоаммиачном растворе. Принципиальная схема системы тригенерации представлена на рис. 2.

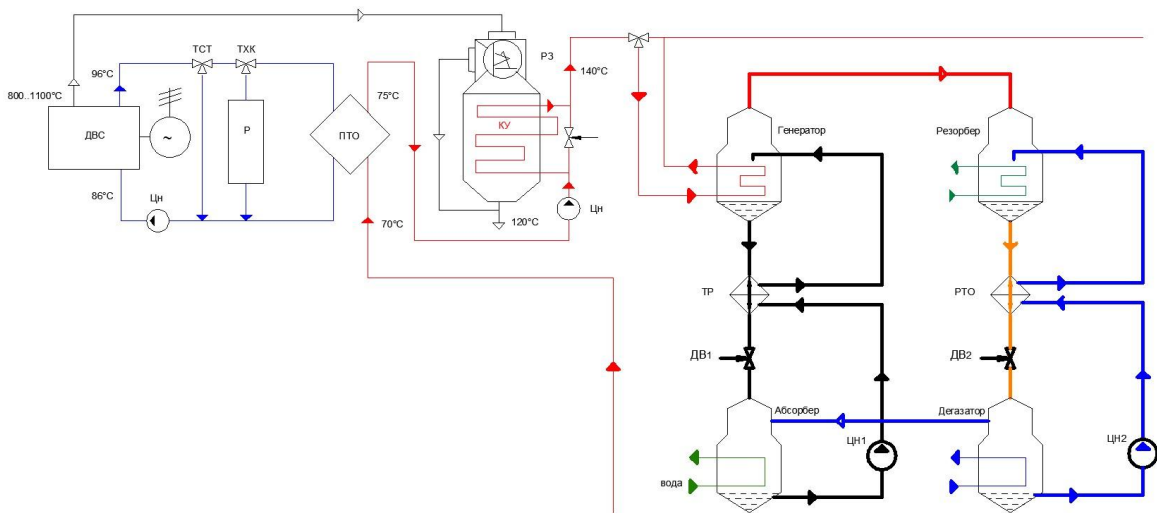


Рис. 2. Принципиальная схема системы тригенерации

Машина укомплектована малоёмкими пластинчатыми теплообменниками.

Произведен тепловой и конструктивный расчёт элементов машины.

Коэффициент преобразования резорбционной теплофикационной машины определен в зависимости от максимальной температуры генерации и изменяется в интервале 0,636...0,691 (рис.3).

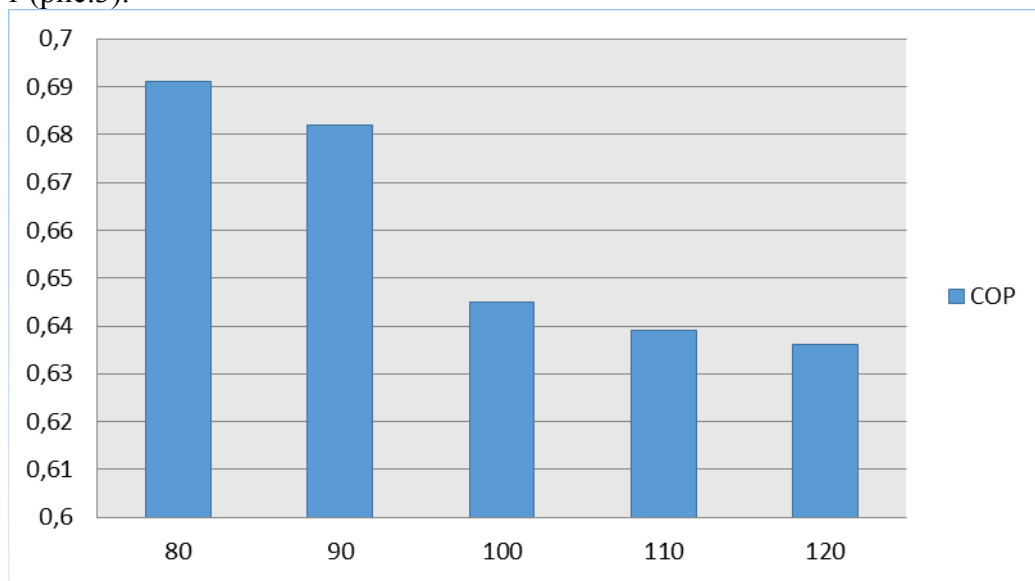


Рис. 3 Коэффициент преобразования COP

Научный руководитель: Морозюк Л.И., д.т.н., доцент кафедры холодильных машин установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ ТРИГЕНЕРАЦІЇ З КОМПРЕСОРНОЮ ТЕПЛОВИКОРИСТАЛЬНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З ДІОКСИДОМ ВУГЛЕЦЮ

Смола В.О. магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Науково-технічний прогрес з одночасним виснаження енергетичних ресурсів України потребує отримання додаткових енергетичних ресурсів – використання відновлюваних джерел енергії (сонячна, вітрова та ін..) і створення нових схемно-циклових рішень енергоперетворювальних систем.

Однією з самих перспективних енергоперетворювальних системи є система тригенерації, яка дозволяє одночасно отримати три корисних ефекти – тепло, холод та електроенергію.

Сучасні системи трегенерації складаються з газового двигуна і генератора для отримання електроенергії, обладнання регенерації теплоти і тепловикористальної холодильної машини. Для роботи системи можуть використовуватися інші джерела теплоти: сонячна енергія з додатковим спаленням природного газу, дизельне паливо, гас, мазут, нафта, сміття та ін.. Всі перелічені джерела можуть перекрити широкий температурний діапазон (до 900 °С) для роботи тепловикористальної холодильної машин.

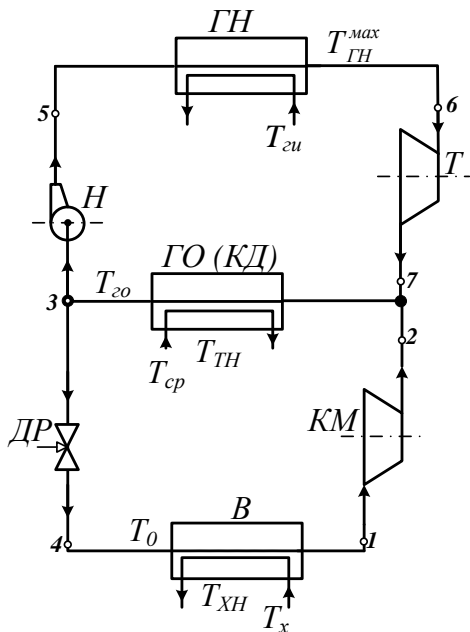


Рис 1.Схема компресорної тепловикористальної холодильної машини з діоксидом вуглецю

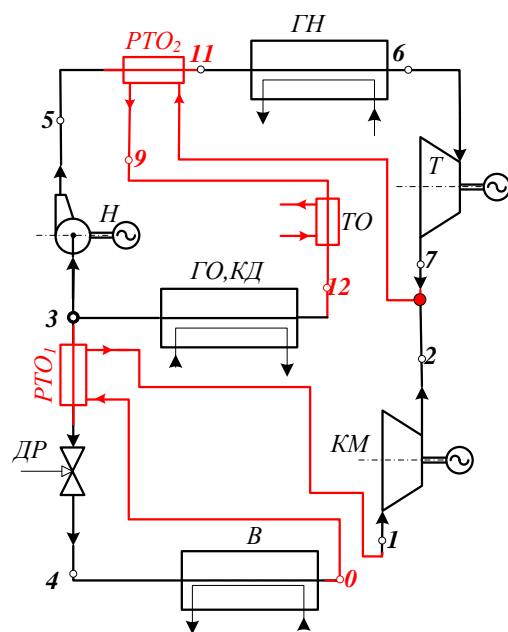


Рис. 2 Схема тригенераційної машини з діоксидом вуглецю

Звертаючи увагу на даний факт, було розроблено компресорну тепловикористальну холодильну машину з діоксидом вуглецю в якості робочої речовини (рис 1).

В процесі аналізу та удосконалення даного схемного рішення було введено в схему два регенеративних теплообмінника (РТО₁ і РТО₂) (рис. 2), що дозволило підвищити енергетичну ефективність машини та системи тригенерації.

В процесі аналізу було виявлено потенціал отримання додаткової теплової та електричної енергії. В схему машини введено додатковий теплообмінник (ТО) для отримання теплової енергії (нагрів води і ні.), Отримання електричної енергії можливо за

рахунок зменшення виробництва холоду, що дозволяє регулювати співвідношення отриманої електричної енергії, теплоти та холоду в широкому діапазоні. Нова схема показала можливість використовувати її як самостійну систему тригенерації.

Науковий керівник: Нікульшин Р.К., д.т.н., професор кафедри холодильних машин, установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 621.515

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕТОД ПРОФИЛИРОВАНИЯ КАНАЛЬНЫХ ДИФFUЗОРОВ С ВЫСОКИМ ПОВЫШЕНИЕМ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ СТУПЕНЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Скорик А.В., младший научный сотрудник, ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы

Главным фактором, определяющим эффективность работы центробежных компрессоров (ЦК), является газодинамическое совершенство его проточной части. На долю диффузоров ЦК приходится примерно треть потерь и около половины роста давления во всем компрессоре. Выбор конкретного типа диффузора определяется условиями работы и назначением компрессора. Канальные диффузоры (КД) получили наиболее широкое применение в дозвуковых малорасходных ступенях, а также в околосзвуковых высоконапорных ступенях ЦК, поскольку наиболее благоприятного характера течения за рабочим колесом (РК) таких компрессоров можно добиться только за счет рационального профилирования каналов диффузора.

Широкое применение высоконапорные малорасходные ЦК также получили в мировой транспортной промышленности для наддува двигателей внутреннего сгорания автомобилей, судов, тепловозов.

Как видно, канальные диффузоры входят в состав ЦК широкого диапазона назначений и режимных параметров. Поэтому создание универсального метода профилирования КД, не требующего детальной информации о структуре потока за РК, является актуальной задачей.

В данной работе создан метод профилирования сегментов канального диффузора, который обеспечивает высокую эффективность преобразования динамического напора в энергию давления за счет задаваемого распределения параметров потока.

Выполнена апробация метода при помощи численного и физического эксперимента, которая подтвердила заложенные в его основу теоретические положения и возможность его применения в промышленности.

Задаваемые при проектировании распределения давлений вдоль средней линии и вдоль поверхностей сегментов КД подтверждены экспериментально. Расхождение между теоретическими и экспериментальными значениями давлений не превышает 3 %. При этом расчетные распределения давлений применимы для качественной и количественной оценки структуры потока в диффузоре, что важно на стадии проектирования.

Проектирование канальных диффузоров с использованием данного метода позволяет сократить радиальные габариты компрессора за счет задаваемого предотрывного распределения скоростей. Специальная форма сегментов канального диффузора позволяет снизить потери за счет смещения точки отрыва потока к выходу и уменьшения объема, занимаемого отрывом.

Научный руководитель: Калинин Н.В., к.т.н., доцент СумГУ, г. Сумы

ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВДУВА В БЕЗЛОПАТОЧНОМ ДИФFUЗОРЕ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Щербаков О.Н., младший научный сотрудник, ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы

В условиях эксплуатации центробежные компрессоры (ЦК) зачастую вынуждены работать на различных режимах по производительности. Поэтому очень важно обеспечить их безопасную (устойчивую) работу в широком диапазоне расходов.

В области малых производительностей диапазон устойчивой работы ЦК ограничен режимом возникновения помпажа. Возникающие при помпаже колебания расхода и давления газа вызывают повышение нагрузок на ротор и подшипники машины, что может привести к их разрушению и как следствие к большим материальным убыткам. Это, в первую очередь относится к компрессорам высокого и сверхвысокого давления, нагнетателям природного газа, а также турбокомпрессорам нефтегазового комплекса и химических производств.

Согласно результатам экспериментальных исследований [1, 2] помпаж возникает в результате появления внутри проточных частей развитых отрывных течений. Поэтому для расширения диапазона устойчивой работы необходимо использовать способы управления отрывом потока, одним из которых является вдув.

В работе представлены результаты численного и экспериментального исследования вдува в безлопаточном диффузоре (БЛД) ступени ЦК.

Для проведения численного исследования был создан программный комплекс, в котором реализована математическая модель течения газа в БЛД, учитывающая подвод массы, импульса, момента импульса и энергии за счет вдува. При выводе уравнений было принято, что течение в диффузоре установившееся осесимметричное, рабочая среда основного и вдуваемого потоков – сжимаемый идеальный газ с постоянной удельной теплоемкостью. Полученная система дифференциальных уравнений состоит из уравнения неразрывности, уравнения импульса, уравнения момента импульса, уравнения энергии в форме первого закона термодинамики, уравнения состояния идеального газа, соотношения между компонентами скорости и уравнения, полученного из определения полной температуры.

Экспериментальные исследования проводились на аэродинамическом стенде АД-400 научно-исследовательского комплекса ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (г. Сумы, Украина). Стенд выполнен по открытой схеме, рабочей средой является воздух.

Для исследования влияния вдува конструкция исходной ступени была доработана

(рисунок 1). Во входном участке БЛД были установлены кольцевые накладки 1, играющие роль соплового аппарата. На поверхностях накладок, прилегающих к дискам диффузора 2, выполнены проточки, выполняющие функцию сопел. Каждая из накладок имеет 90 радиально-направленных проточек, равномерно расположенных по окружности. Ширина проточек – 4 мм, глубина – 1,5 мм. Воздух, используемый для вдува в БЛД, подавался от заводской пневмосети по двум независимым линиям: одна служила для вдува со стороны основного диска диффузора, вторая – со стороны покрывного.

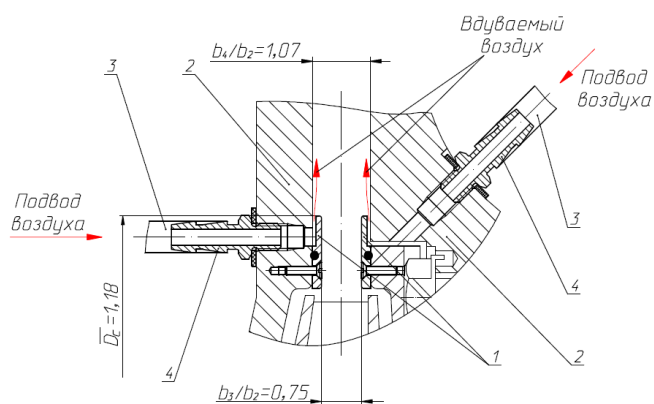


Рисунок 1 – Конструктивная схема БЛД после доработки:

- 1 – сопловой аппарат; 2 – диск диффузора;
- 3 – рукав; 4 – штуцер

При проведении исследования определялись характеристики ступени, характеристики БЛД, структура течения в диффузоре, а также влияние режима вдува на границу возникновения помпажа. Режим помпажа диагностировался по уровню колебаний давления на расходомерной диафрагме. Для оценки эффективности двухзвенной ступени использовались политропный КПД $\eta^*_{пол}$ и коэффициент политропного напора $\psi^*_{пол}$, рассчитанные по полным параметрам, в качестве режимного параметра – условный коэффициент расхода Φ_0 . Поскольку течение со вдувом представляет собой процесс с подводом энергии, политропный КПД ступени рассчитывался с учетом мощности, затрачиваемой на вдув. Для оценки эффективности работы БЛД использовались коэффициент восстановления статического давления C_p и коэффициент потерь полного давления ζ .

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработана математическая модель течения в БЛД, учитывающая подвод массы, импульса, момента импульса и энергии за счет вдува. Проведенный на основании данной модели расчетно-теоретический анализ продемонстрировал возможность расширения диапазона устойчивой работы ступеней ЦК благодаря применению вдува в БЛД. При этом анализ результатов расчета показал, что при вдуве возникают потери смешения, величина которых существенно зависит от направления вдуваемого потока. Проанализировав характеристики БЛД, рассчитанные с учетом энергии, затрачиваемой на вдув, определено, что наименьший уровень потерь обеспечивает вдув в радиальном направлении.

2. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили возможность расширения диапазона устойчивой работы ступеней ЦК с помощью радиально-направленного вдува в БЛД. Лучшие результаты по расширению диапазона устойчивой работы продемонстрировал вдув, осуществляемый со стороны покрывного диска диффузора. Чем больше расход вдуваемого газа, тем меньше производительность ступени при которой начинается помпаж. Благодаря вдуву в БЛД диапазон устойчивой работы ступени может быть расширен до тех пор пока, помпажные явления не начинают формироваться в РК. Применение вдува в БЛД позволяет снизить потребляемую мощность при антипомпажном регулировании по сравнению с широко используемой системой байпасирования на вход в РК;

3. Политропный КПД ступени, рассчитанный с учетом затрачиваемой на вдув мощности, существенно зависит от расхода вдуваемого газа. При больших расходах вдуваемого газа, мощность, затрачиваемая на вдув, а также потери смешения, резко возрастают, в результате чего политропный КПД снижается. Коэффициент политропного напора ступени практически не зависит от расхода вдуваемого воздуха.

4. Согласование расчетных и экспериментальных данных по характеристикам и структуре течения в БЛД с различной геометрией и при различных режимах вдува подтверждает адекватность математической и компьютерной модели;

Список источников:

1. Jansen, W. 1964. Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser, J. Basic. Eng., Vol.86: pp. 750-758.
2. Senoo, Y., Kinoshita, Y. 1977. Influence of Inlet Flow Conditions and Geometries of Centrifugal Vaneless Diffusers on Critical Flow Angle for Reverse Flow, J. Fluids Eng., Vol. 99: pp. 98-103.

Научный руководитель: Калинкевич Н.В., к.т.н., доцент СумГУ, г. Сумы



РЕГУЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕСОРА ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ

Байдак В.Ю., аспірант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Характерною ознакою сучасного рівня розвитку холодильної техніки є впровадження інноваційних технологій у напрямі покращення процесу двоступеневого регулювання роботою компресора, і, в першу чергу, шляхом застосування мало витратних систем софт-стартерів” - пристроїв плавного (м’якого) пуску компресорів, які усувають стрибки струму у мережі живлення під час включення електричного двигуна компресора (Siemens, Solcon, AuCom, „Веспер”), або окремих елементів автоматики - контролерів серії АК РС 840 (Danfoss), Lodam (Bitzer Group), які призначені для керування системою охолодження і незначного регулювання працездатності компресора, конденсатора, а також суттєво витратних систем (Omron), орієнтованих на глибоке регулювання продуктивності компресора шляхом значної зміни обертів електричного двигуна.

Досягають зміни обертів електричного двигуна зміною частоти його напруги живлення, а саме за допомогою додаткового встановлення статичного перетворювача частоти відповідної потужності. Керування перетворювачем частоти здійснюється улаштуванням зворотного зв’язку, наприклад, по тиску всмоктування пари [1].

Найбільш суттєвою перевагою перетворювачів частоти при застосуванні їх як регулятора швидкості електричного двигуна компресора, вважають можливість збільшення його обертів і, як слідство, збільшення продуктивності компресора вище номінального значення. В цьому випадку режим роботи ХМ відповідатиме прискореному досягненню випарником усталеної температури охолодження $t_{бал}$, оскільки тиск пари рідини хладону в ньому знизиться. Досягається такий „форсований” режим охолодження ХМ збільшенням промислової частоти f напруги живлення двигуна на вихідних затискачах перетворювача частоти. Однак, виходячи зі збереження закону регулювання $U/f = const$, увійти в такий режим можна за умови, що напруга U в мережі живлення двигуна компресора має можливість зростати пропорційно зростанню частоти. У нашому випадку зростання напруги живлення повинно бути вище номінального її значення для двигуна компресора, що створити в мережі живлення простими заходами складно, навіть із застосуванням перетворювача частоти. Тому, щоб уникнути складнощів, фахівці пропонують застосовувати як приводи компресорів електричні двигуни із номінальною напругою живлення їх фаз нижчою на один ступень, тобто 127 В замість 220 В. Враховуючи, що „форсований” режим роботи короткочасний і застосовується переважно при пуску холодильного приладу, він належить до неупорядкованого режиму і його скорочення суттєво не вплине на енергетичну ефективність ХМ, яка працює в упорядкованому режимі. Відтак, суттєві витрати на придбання, встановлення, програмування перетворювача частоти, вартість якого дорівнює або перевищує вартість холодильного приладу є недоцільними. Більш того, у разі виходу з ладу перетворювача частоти, електричний двигун, призначений працювати на більш низькому ступені напруги живлення, ніж у мережі, не може бути застосований у подальшому для привода компресора, оскільки це призведе до випалення його обмотки номінальним струмом, що зросте у рази. Якщо ж напругу живлення, при збільшенні частоти струму, залишити незмінною, то електричний двигун буде працювати при послабленому магнітному полі, яке утворюється обмоткою статора. Послаблення магнітного поля суттєво знизить його електромагнітний та обертаючий момент на валу компресора. У цьому випадку, завдяки саморегулюванню, струм, що споживається двигуном із мережі живлення, зросте пропорційно зростанню навантаження і може суттєво перевищити своє номінальне значення

із наступними негативними наслідками для двигуна. Для запобігання цьому явищу пропонується обирати двигун привода компресора на більший допустимий робочий струм, тобто більшою потужності на один ступень ніж розрахунковий, а це зростання габаритів компресора і необґрунтовані витрати для отримання тимчасової переваги під час неупорядкованого режиму роботи ХМ.

Безліч такого роду спірних і недосконалих інновацій у побутовій холодильній техніці, метою яких частково можна вважати спробу „захоплення” ринку для збуту вторинної продукції, наводить на обґрунтоване у 60-х роках висловлювання Б.С. Вейнберга [2]: «Регулювання продуктивності компресора має дуже обмежене застосування. Малі компресори працюють циклічно, що надає можливість підтримувати на потрібному рівні температуру об'єкта, що охолоджується із мінімальними її коливаннями. Варіювання коефіцієнта робочого часу, тобто відносної тривалості робочих циклів, дозволяє найпростішим способом привести у відповідність середню продуктивність ХМ і приток тепла, що змінюється. У зв'язку з цим в малих компресорах регулювання їх продуктивності не застосовується, як дуже витратне».

Що ж стосується вирішення питань, пов'язаних із розробкою та виготовленням мало витратних пристроїв, які підвищують енергетичну ефективність побутових холодильних апаратів, працюючих у повторно-короткочасному, але упорядкованому режимі, то така задача є актуальною.

Інформаційні джерела:

1. Доссат Р. Д. Основы холодильной техники / Под ред. Л. Г. Каплан: Пер. с англ. М. Б. Розенберг. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 520 с.
2. Вейнберг Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин / Вейнберг Б. С. – М.: Госторгиздат, 1960. – 344 с.

Науковий керівник: Притула В.В., д.т.н., проф. кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв ОНАХТ



УДК 621.56/59

РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ КАСКАДНОЙ КОМПРЕССИОННО-ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ, РАБОТАЮЩЕЙ НА R744 И R600

Мациборук В.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Тригенерация или комбинированное производство тепла, холода и электричества является важным направлением в развитии энергетики, особенно в энергетических установках малой и средней производительности.


В настоящее время, большинство тригенерационных систем являются комбинацией теплоэлектросистем (ТЭС), производящих электрическую энергию и теплоту и абсорбционных холодильных систем, использующих отбросную теплоту.

Перспективным направлением совершенствования тригенерационных систем является применение в качестве холодильных систем простых и надежных эжекторных холодильных машин (ЭХМ), работающих на низкокипящих рабочих веществах и использующих отбросную теплоту ТЭС.

В работе приведены результаты расчётно-теоретического анализа одного из элементов микротригенерационной системы – каскадной холодильной машины, состоящей из

парокомпрессионной холодильной машины на природном хладагенте R744 в нижнем каскаде и теплоиспользующей ЭХМ на природном хладагенте R600 в верхнем каскаде. Полученные данные использованы для разработки и проектирования экспериментальной каскадной компрессионно-эжекторной холодильной машины с холодопроизводительностью 10 кВт, которая полностью удовлетворяет требованиям, предъявляемым к современным холодильным машинам.

Научный руководитель: Петренко В.А., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ.



УДК 621.56/59

АВІАЦІЙНІ ГАЗОТУРБІННІ ДВИГУНИ У СИСТЕМІ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ

Очеретяний А., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Процес виробництва, перетворення і передачі енергії дуже складний і трудомісткий. Від його організації на кожному окремому етапі безпосередньо залежать витрати кінцевого споживача. Транспортування до місця використання найбільше впливає на подорожчання енергії. Тому для підприємств вартість тепла та електроенергії від власних джерел виявляється значно нижчою, ніж при купівлі у традиційних постачальників. Це перша перевага автономних енергетичних установок. Друга перевага полягає в тому, що у разі нового будівництва монтаж і налагодження можуть обійтися дешевше спорудження живлячих ліній, підстанцій та плати за підключення до централізованих мереж. Децентралізація енергопостачання виявляється вигідною для кінцевого споживача, який може бути власником незалежного джерела енергопостачання.


Найбільший економічний ефект досягається при спільному виробництві на місці споживання електрики і тепла. Даний процес отримав назву когенерації. У цьому випадку є можливість використовувати викидну енергію - тепло вихлопних газів і систем охолодження агрегатів, які приводять у рух електричні генератори, або зайвий тиск у трубопроводах. Утилізовану теплову енергію можна використовувати також для виробництва холоду в абсорбційних машинах (тригенерація).

Одним зі способів створення невеликого джерела енергопостачання є конвертація авіаційних двигунів і створення на їхній базі блокових станцій заводської готовності. Газотурбінні двигуни (ГТД) традиційно використовуються в енергетиці. Якщо коротко говорити про будову і принцип дії ГТД, слід розділити двигун на дві основні частини - газогенератор і силову турбіну, - розміщені в одному корпусі. Перша складова включає турбокомпресор і камеру згоряння; тут створюється високотемпературний потік газів, який діє на лопатки силової турбіни.

В даний час для промислової та комунальної енергетики випускаються газотурбінні установки (ГТУ) електричною потужністю від 0,8 до 30 МВт. Нижній рівень обумовлений неефективністю менш потужних теплоелектростанцій даного типу, верхній не є кінцевим, оскільки автономна станція може включати кілька енергоблоків.

В роботі розглядаються питання створення теплоелектроцентралі для невеликого населеного пункту або мікрорайону на базі турбогвинтового двигуна Д-30, і варіант створення газотурбінної теплоелектрохолодоцентралі для виробництва всіх видів енергії (тепла, холоду і електроенергії) на базі авіаційних двигунів. Створення таких установок не вимагає великих капіталовкладень і характеризується невеликими строками окупності.

Науковий керівник: Буданов В.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ



ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУЧАСНИХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Прокопчук С.Д., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Україна у світовій системі обігу енергоресурсів займає одне із провідних місць, і особливо значимі позиції країни на світовому ринку транзиту вуглеводнів. У процесі становлення й розвитку газової промисловості в Україні виникла та розвилась унікальна ГТС, що грає одну з основних ролей у надійному й безперебійному газопостачанні й газорозподілі, забезпечує енергетичну безпеку багатьох країн, що є фундаментом для стійкого росту економіки, як самої України, так і країн-імпортерів природного газу.

Найважливішими напрямками розвитку ГТС є підвищення її енергоефективності, енергозбереження й екологічності. Для досягнення цієї мети можна виділити наступні основні напрямки:

реконструкція газотранспортних об'єктів і системна організація технологічних режимів роботи магістральних газопроводів;

скорочення втрат газу;

впровадження автоматизованих систем керування й телемеханіки;

поліпшення технічного стану газоперекачувальних агрегатів (ГПА);

розширення використання регульованих електроприводних газоперекачувальних агрегатів (ЕГПА)

На магістральних газопроводах ДК «Укртрансгаз» 110 компресорних цехів (КЦ) на 72 компресорних станціях, на яких встановлено 702 газоперекачувальних агрегати широкого спектру одиничної потужності – від 4 до 25 МВт, з різними типами приводних двигунів:

-газотурбінних– 448 одиниць, 20 типів ГПА – 63%;

-електроприводних– 158 одиниць, 4 типи ГПА – 23%;

-газомотокомпресорних– 96 одиниць, 3 типи ГПА – 14%.

Близько 90 % всіх ГПА із ГТП морально й фізично застаріли. Усереднений коефіцієнт корисної дії (КПД) ГТС становить близько 20 – 25 %. Подальше використання таких агрегатів приводить до істотного підвищення експлуатаційних витрат у зв'язку з необхідністю забезпечення життєвого циклу ГПА за межами розрахункового ресурсу їхньої роботи. Так, експлуатація ГПА приводить до перевитрати природного газу на власні потреби, а простій агрегатів у ремонті приводить до прямих втрат за рахунок недопоставок газу споживачам. На власні потреби (95 % з яких паливний газ) витрачається близько 10 % природного газу, що перекачується ГПА із ГТП, а по окремих агрегатах ця величина може досягати 15 – 20%. Також це приводить до зниження надійності ГТС і її екологічності. Всі ці негативні тенденції приводять до зниження енергетичної й екологічної безпеки.

Сучасна ГТС України містить парк ЕГПА, частка яких у парку ГПА близько 23 %. В електроприводі ГПА, як правило, використовуються синхронні двигуни великої потужності. Більше 70 % парку ЕГПА має термін служби близько 20 років, а окремі 30 – 40 років. Практично всі елементи ЕГПА (синхронні двигуни, збудники, щити) відпрацювали свій ресурс. Більшість ЕГПА не мають можливості регулювання швидкості (нерегульовані). Характерною рисою для деяких газопроводів є робота в режимі падаючої газоподачі й газоспоживання. Це приводить до зміни режимів і енергетичних властивостей ЕГПА, що, в остаточному підсумку, виражається в підвищеному енергоспоживанні.

Основні переваги сучасних регульованих ЕГПА, полягають у наступному: низькі капітальні вкладення при будівництві нових і реконструкції старих КС і експлуатаційні витрати в процесі роботи; високі енергетичні (КПД, коефіцієнта потужності) і регульовальні характеристики електропривода; простота конструкції (щодо агрегатів з газотурбінним

приводом), висока надійність роботи при своєчасному технічному обслуговуванні, тривалий моторесурс і ремонтпридатність; високий ступінь автоматизації виробництва, можливість оперативної діагностики всіх силових електричних елементів і електродвигуна, а також можливість прогнозування залишкового ресурсу; виключення спалювання природного газу при його транспортуванні й екологічності.

Досягнення в галузі силової електроніки, мікропроцесорної техніки й машинобудування, дозволяють створювати високоефективні швидкохідні електроприводи ГПА. Всі ці переваги ЕГПА формують передумови для стійкого росту їхнього числа в ГТС. Єдиним стримуючим фактором більше широкого й інтенсивного впровадження ЕГПА є тарифні перекося цін на природний газ і електроенергію, а також «м'яке» екологічне законодавство.

Науковий керівник: Буданов В.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ



УДК 621.56/59

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ТЕПЛОВОЇ Й ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

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

Прогрес у теплоенергетиці пов'язаний сьогодні із газотурбінними установками (ГТУ) й парогазовими установками (ПГУ). Хоча перший патент на ГТУ отриманий Дж. Барбером у Англії ще в 1791 р., тобто ідея ГТУ відома вже більше 200 років, можливості промисловості дозволили реалізувати її тільки в минулому столітті.

Найпростіша ГТУ складається з компресора, у якому стискується атмосферне повітря, камери згоряння, до якої подаються паливо й стиснуте у компресорі повітря, і газової турбіни, у якій розширюються продукти згоряння палива. Потужність, що розвивається газовою турбіною, істотно вище, ніж потужність, яка споживається компресором на стиск повітря. Різниця між цими потужностями становить корисну потужність на валу ГТУ.

Невеликі розміри ГТУ дозволяють збирати й налагоджувати турбоблок у заводських умовах, а потім транспортувати його в зібраному стані до місця монтажу. Теплота палива, що у ГТУ не перетворилася в роботу, може бути утилізована для теплофікації, для виробництва промислової пари або використовуватися в комбінованих (парогазових) циклах для отримання додаткової роботи.

Бінарні ПГУ виготовляють з конденсаційною або теплофікаційною паротурбінною частиною. Електричний ККД таких ПГУ в конденсаційному виконанні становить

50...58 %, у теплофікаційному виконанні коефіцієнт використання теплоти палива становить 85...87 %, а відношення кількості електричної енергії до теплоти – більше

1500 кВт год/Гкал. Для порівняння: максимальне відношення кількості електроенергії до теплоти, на теплофікаційних блоках з паротурбінними установками Т-250/300-240 становить 750 кВт год/Гкал.

Показники ПГУ й ефективність використання газових турбін у комбінованих циклах істотно залежать від параметрів і показників ГТУ. Підвищення ККД ГТУ збільшує частку газотурбінної потужності в ПГУ, що підвищує ККД ПГУ й знижує питому вартість всієї ПГУ.

Оскільки ГТУ працює на чистих, практично беззолних паливах, то в відпрацьованих газах вміст золи, монооксиду вуглецю, незгорілих вуглеводнів значно нижче природоохоронних вимог. Найбільш серйозні екологічні труднощі створює утворення в камерах згоряння ГТУ оксидів азоту.

На відміну від інших теплових двигунів, що використовують у енергетиці, можливості вдосконалювання яких невеликі, розвиток ГТУ триває. Він полягає в підвищенні початкової температури газів і економічності турбомашин, збільшенні витрат повітря й одиничної потужності. Удосконалювання ГТУ забезпечує підвищення економічності ПГУ, їхньої екологічної чистоти. Широке застосування ПГУ при новому будівництві і технічному переозброєнні електростанцій дозволить заощаджувати до 20 % палива в порівнянні із традиційними паротурбінними блоками при скороченні питомих капіталовкладень і питомої чисельності персоналу.

Науковий керівник: Буданов В.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ



УДК 621.56

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ МАЛОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ПОМОЩЬЮ НАНОФЛЮИДОВ

Балашов Д.А., аспирант, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Международные нормы по выводу из оборота веществ, разрушающих озоновый слой, побуждают к поиску новых экологически безопасных рабочих веществ. Основным препятствием на пути внедрения озонобезопасных фреонов стало их влияние на глобальное потепление. Киотский протокол ограничивает внедрение хладагентов с высоким коэффициентом глобального потепления. Выходом является повышение энергетической эффективности холодильной машины путем повышения COP, это позволяет существенно снизить косвенный парниковый эффект холодильной машины. Уменьшить потребление электроэнергии холодильной машиной возможно за счет улучшения эффективности теплообменных систем. Существуют объекты, которых по существу не было в арсенале исследователей еще 20 лет назад и без которых сегодня уже невозможно представить современное развитие науки – это наночастицы во всем их многообразии.

Очень малое количество наночастиц, равномерно распределенных в базовой жидкости может обеспечить впечатляющие улучшения термодинамических характеристик базовой жидкости. Новые теплоносители с улучшенными термодинамическими характеристиками являются одним из вариантов улучшения теплопередачи. Важным достижением в исследовании теплоносителей является применение коллоидной смеси основной жидкости хладагента или компрессорного масла и металлических частиц размером 1-100 нанометров. Их применение может увеличить теплопередачу больше, чем на 50 % в реальных теплообменных аппаратах холодильных установок даже когда относительный объем наночастиц меньше, чем 0.3%. [1] Например, теплопроводность меди при комнатной температуре в 700 раз выше, чем у воды и в 3000 раз выше, чем у моторного масла.

В литературе излагается большой объем теоретических работ по эффективной теплопроводности двух- и более-компонентных материалов, например подход Гамильтона и Кроссера и другие. Гамильтон и Кроссер ввели фактор влияния формы n , который определяется экспериментально для разных типов материалов. Целью их исследования была разработка модели как функции формы частиц, состава и теплопроводности обеих фаз:



(1)

где n – фактор влияния формы частиц, выведенный эмпирически (для сферических частиц $n=3$) и определяется как $n=3/\psi$. ψ – сферичность, определенная как отношение площади поверхности сферы с объемом, равным объему частицы к площади поверхности частицы. Модель Гамильтона-Кроссера сводится к модели Максвелла при $\psi=1$ и согласуется с экспериментальными данными для $V_p < 30\%$. Модель верна до тех пор, пока теплопроводность частиц больше теплопроводности жидкости по крайней мере в 100 раз. Несмотря на то, что эксперименты показывают достаточную пригодность этих моделей в прогнозировании теплопроводности, они не учитывают влияние размера наночастиц.

В соответствии с моделью Гамильтона-Кроссера нами были проведены расчеты теплопроводности нанофлюида, состоящего из изобутана и наночастиц TiO_2 , CuO , Cu , фуллерена C_{60} .

Графики изменения теплопроводности изобутана R600a (изначальная теплопроводность $0,08326 \text{ Вт/м}^{\circ}\text{К}$) при концентрациях наночастиц 0.1%, 0.5%, 1%, 2.5%, 5% приведены на рис. 1.

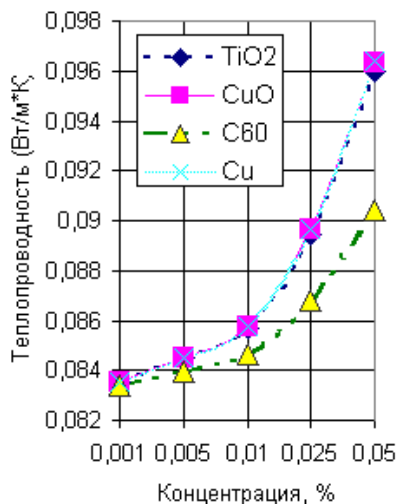


Рисунок 1. Влияние нанодобавок на теплопроводность R600a.

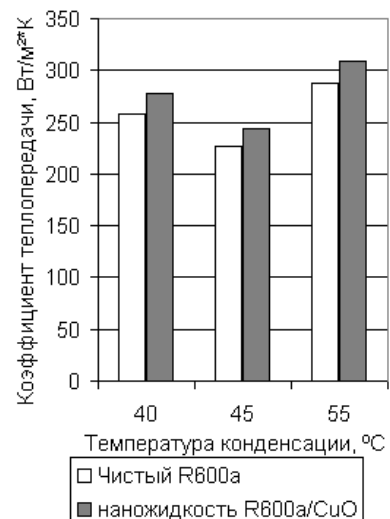


Рисунок 2. Значения коэффициента теплопроводности при чистом хладагенте и с добавкой 2.5% наночастиц меди.

Для проведения теоретического расчета был взят конденсатор малой холодильной машины, работающей на изобутане. Конденсатор представляет собой медную трубу диаметром 10 мм, размещенную в другой трубе, по которой протекает вода, отбирающая теплоту, выделяющуюся при конденсации. Расчеты проводились при температурах конденсации 40, 45, 50 °C. Во время всех расчетов принималось, что течение охлаждающей воды - ламинарное. В качестве добавок были взяты наночастицы меди в количестве 2.5% по объему. В результате расчетов были получены значения теплопроводности при чистом хладагенте и с добавками наночастиц (рис.2). Повышение коэффициента теплопроводности конденсатора дает возможность передавать большее количество теплоты через ту же площадь поверхности.

Использование наночастиц, растворенных в рабочем теле холодильной машины является перспективным средством для повышения ее эффективности и уменьшению употребления электроэнергии. Это дает возможность инженерам разработать компактное и

ефективне холодильне обладнання. Применение нанодобавок перспективно також в домашніх холодильниках, торговому і промисловому обладнанні. Перспективи застосування нанофлюїдів як добавок в хладагенти сучасних холодильних машин очевидні, однак ця проблема потребує подальшого вивчення, аналізу, теоретичних і експериментальних досліджень.

Література:

1. Roy Strandberg, Debendra K. Das. Finned tube performance evaluation with nanofluids and conventional heat transfer fluids // International Journal of Thermal Sciences.-2010.-Vol.49.-P.580-588.
2. R. Saidur, K.Y. Leong, H.A. Mohammad. A review on applications and challenges of nanofluids // Renewable and Sustainable Energy Reviews.-2011.-Vol.15.-P.1646-1668.
3. Y. Xuan, Q. Li. Investigation convective heat transfer and flow features of nanofluids // J. Heat Transfer.-2002.-Vol.125.P.151-155.

Научний керівник: Милованов В.И., д.т.н., проф. кафедри компресорів і пневмоагрегатів ОНАПТ

УДК 621.56

ВИЗНАЧЕННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ ОЛИВА У СУМІШІ ХОЛОДОАГЕНТ-ОЛИВА В СИСТЕМІ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕСОРА

Костецький Д.В., аспірант, ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Метою експерименту було визначення концентрації оливи, що міститься у суміші холодоагент-олива, що циркулює у холодильному агрегаті. Була запропонована наступна схема: вимірювальний балон розташований вертикально із подачею холодильного агента знизу.

Вимірювальний балон розміщений разом із байпасною обвідною лінією та системою вентилів, що дозволяє при роботі машини направляти холодильний агент, як через вимірювальний балон, так і через байпасну лінію, поністю відсікаючи балон від системи.

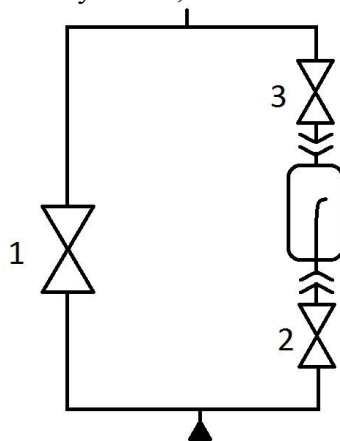


Рис.1 Схема розміщення вимірювального балона і байпасної обвідної лінії з вентилями.

При роботі вентиль 1 зачинений, вентиля 2 та 3 відчинені і робота машини підтримується при постійному протіканні холодильного агента через вимірювальний балон, що гарантує відсутність залягання оливи.

Для початку експерименту та отримання необхідних проб оливи закриваємо вентиль 2, а вентиль 3 залишаємо відкритим. Потім частково відкриваємо вентиль 1, з метою зниження тиску у вимірювальному балоні.

Процес зниження температури та тиску у вимірювальному балоні продовжувався не менше 3-х годин, що гарантувало відсутність активного кипіння холодильного агента, вспінювання мастила і, як наслідок, уносу мастила разом з холодильним агентом.

Процес зниження тиску закінчується коли тиск у вимірювальному балоні не зрівняється з атмосферним. Відсутність намерзання зовні вимірювального балону гарантує відсутність рідкої фази холодильного агента всередині балону (нормальна температура кипіння ізобутану $-11.73\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Після зниження тиску закриваємо вентиль 3, повністю відсікаючи вимірювальний балон від системи та відкриваємо повністю вентиль 1. Після цього знімаємо балон та зважуємо його на електронних вагах ВБЭ-1кг з точністю до 0.02 грама. Попередньо було встановлено вагу сухого балона, до встановлення в систему, на тих же вагах, яка становила 448.20 грам.

Різниця між масами балону до встановлення в систему та після експерименту дає змогу встановити масу оливи, що знаходиться в заданому об'ємі суміші холодоагент-олива. Об'єм балону складає 309.11 см^3 . Знаючи об'єм балону та щільність чистого холодоагенту визначаємо масу холодоагенту, що знаходиться в балоні і становить 163.8 грам. Відношення маси оливи до маси холодильного агента дає змогу визначити концентрацію оливи у циркулюючому холодильному агенті.

Експеримент було проведено для різних режимів роботи холодильного агрегату. Було встановлено, що кількість оливи у суміші холодоагент-олива залежить від масової витрати холодоагента.

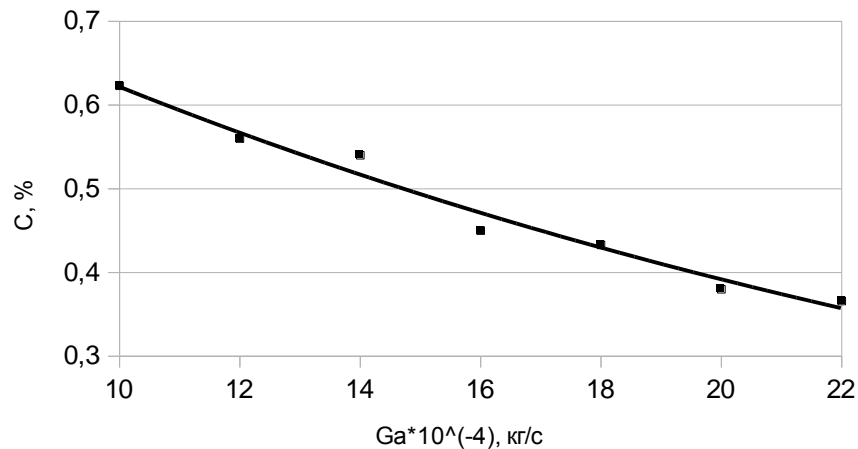


Рис. 2 Залежність концентрації оливи від витрат холодильного агента.

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



ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО КОМПРЕСОРА І ПРОЯВ ЇХ В КОНТРОЛЬОВАНИХ ПАРАМЕТРАХ

Ябс А.А., аспірант, ІХКЕ ОНАХТ м. Одеса

Технічна діагностика – галузь науково-технічних знань, яка складається з теорії, методів та технічних засобів, які сприяють пошуку дефектів, а також контролює поточний і прогнозує технічний стан, у даному випадку газоперекачувального компресора, у майбутньому. Основне призначення технічної діагностики складається у підвищенні надійності на етапі експлуатації, тому що коефіцієнт готовності і коефіцієнт технічного використання два основних комплексних показника надійності, які залежать від витрат часу на ремонт зв'язку з відмовами, а останній ще від витрат часу на запланований ремонт[1].

Визначення основних несправностей компресора здійснюється з метою оцінки його технічного стану та порівняння експлуатаційних параметрів з гарантійними характеристиками заводу-виробника (гарантійні характеристики компресора вказані в паспорті заводу-виробника або розраховуються на основі паспортних даних)[3].

Таблиця 1. Залежність контролюючих параметрів та технічних несправностей[2]

Параметр	Руйнування крильчатки	Руйнування ущільнень	ексцентриситет крильчатки	дшипника і пРуйнування	дшипника і пЗношування	олодження системи охи Дефект	у Дефекти клапан	у Дефекти монтаж	лопаток в нагнітачі івання Зад	Дисбаланс	Розцентровки
Витік\перетікання газу		*				*	*				
Лінійні розміри	*	*		*	*				*		*
Потужність	*		*	*							
Тиск або розрядження	*	*	*			*	*				
Частота обертів	*	*	*	*					*		
Вібрація	*		*	*	*		*	*	*	*	*
Температура	*		*	*	*	*	*				
Час вибігу	*		*	*	*						
Продукти зносу (згорання)	*	*		*	*	*					
Витік\перетікання масла				*							

Наведенні у таблиці залежності характерних несправностей відцентрових нагнітачів і прояв їх в контрольованих параметрах. Крім того, для діагностики технічного стану компресора і його елементів щодня контролюються такі параметри[4]:

- тиск і температура стисненого повітря після кожного ступеня стиснення і на виході компресора;
- безперервність охолодження;
- температура охолоджуючої води, що надходить і виходить ;
- тиск і температура масла в системі змащення ;
- справність лубрикатора і рівень масла в ньому ;
- рівень вібрації на підшипникових опорах компресора і двигуна.

У разі різкої зміни або виходу за межі робочої зони контрольованих параметрів слід негайно зупинити роботу компресора, провести його обстеження. За результатами діагностики технічного стану газоперекачувальних компресорів, контролю показників їх роботи, а також при обліку кількості та термінів виконаних раніше ремонтів, напрацювання в годинах після останнього ремонту по кожному компресору призначаються термін і обсяг проведення наступного технічного обслуговування або ремонту. За відсутності зазначених даних ремонт компресорів виконується на підставі графіків , складених відповідно до ремонтним циклом і показниками надійності.

Інформаційні джерела:

1. Иванов В.А. Диагностика технического состояния оборудования насосных и компрессорных станций: Учебное пособие. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2005. – 99с.
2. Инструкция по контролю и учету технического состояния элементов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. - М.: ВНИИГАЗ, 1977.-27с.
3. Полунатурное моделирование отказов ГТД для испытаний систем контроля и диагностики двигателя / В.Ю. Арьков, Г.Г. Куликов, С.В. Епифанов, И.Ч. Минаев / Авиаци.-косм. техника и технология. – Х.: ХАИ. – 2004. – № 7(15). – С. 167-173.
4. Влияние эксплуатационных условий на техническое состояние газоперекачивающих агрегатов / В.П. Герасименко, С.А. Сапрыкин, Н.Б. Налесный, Т.М. Нурмухаметов // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць. – Х.: УкрНДІгаз. – 2005. – Вип. XXXIII. – С. 106-113.
5. Герасименко В.П. Теорія авіаційних двигунів / В.П. Герасименко. – Підручник. Харків: Нац. аерокосм. ун-т. «Харк. авіц. ін-т», 2003. – 199 с.

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



УДК 621.515

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В МЕЖЛОПАТОЧНОМ ПРОСТРАНСТВЕ ЛОПАТОЧНЫХ ДИФFUЗОРОВ

Обухов А.А., научный сотрудник, ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», м. Сумы

Численное моделирование процесса течения газа в межлопаточном пространстве лопаточного диффузора (ЛД) позволяет представить картину распределения термогазодинамических параметров на поверхностях лопаток. Достоинствами численного моделирования, методами вычислительной гидродинамики, можно отметить: относительную дешевизну численного эксперимента; возможность в короткий промежуток времени определить оптимальные сочетание геометрических параметров ЛД; возможность определения локализации зон отрыва потока от поверхностей лопаток ЛД; получение полной картины распределения термогазодинамических параметров в межлопаточном пространстве ЛД. При численном моделировании следует учитывать требования программного комплекса к граничным условиям, расчетной сетке, временному интервалу интегрирования.

Численное моделирование течения в межлопаточном пространстве ЛД производилось в прикладном программном комплексе Ansys CFX. Расчетная область представляла собой двухзвенную центробежную ступень, состоящей из рабочего колеса и ЛД в циклически – симметричной постановке. Переход от вращающейся области РК к неподвижной производился по средствам интерфейса со следующими настройками: stage → constant total pressure → rotation. Расчетная сетка состояла из гексаэдров с локальным сгущением элементов в пристеночных областях расчетной области. Среднее значение безразмерного критерия качества расчетной сетки вблизи стенок соответствовало требованиям [1], $Y^+ < 2$. В виде граничных условий были определены на входе в расчетную область параметры заторможенного потока (P^* , Па; T^* , К), на выходе из расчетной области задавался парциальный массовый расход.

Критерием оценки эффективности ЛД были приняты интегральные газодинамические характеристики: коэффициент потерь и коэффициент восстановления статического давления в зависимости от условного коэффициента расхода [2].

В результате численного эксперимента были получены интегральные газодинамические характеристики и распределения термогазодинамических параметров потока на поверхностях лопаток таких ЛД:

- с задаваемым распределением скоростей, профиль лопатки – С–4 [3];
- с задаваемым распределением скоростей, лопатка постоянной толщины [3];
- средняя линия лопаток, выполнена в виде дуги окружности, профиль лопатки – С–4 [4].

Сопоставив интегральные газодинамические характеристики исследуемых ЛД было подтверждено расширение зоны экономически обоснованной работы диффузоров с задаваемым распределением скоростей по сравнению с диффузорами средняя линия лопаток, которых образована дугой окружности. Применение аэродинамического профиля С–4 у ЛД с задаваемым распределением скоростей позволяет уменьшить потери по сравнению с лопатками постоянной толщины.

Информационные источники:

1. ANSYS Help 15.0.
2. А.Е. Ремизов, О.О. Карелин, И.А. Ремизов. К вопросу выбора параметра оценки газодинамической эффективности диффузора. Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов. РГАТУ им. Соловьева. 2013 г. с. 91-97.
3. M.Kalinkevych, O.Obukhov, A.Smirnov, A.Skoryc. The design of vaned diffusers of centrifugal compressors based on the given velocity distribution. 7th International Conference on Compressors and their Systems. p. 61-69.
4. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. - Л.: Машиностроение, 1982. – 272 с.

Научный руководитель: Калинкевич Н.В., доцент, к.т.н., СумГУ



ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ У КОМПРЕСОРАХ ІЗ ВПРИСКОМ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТУ

Пароконий М.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

В деяких випадках експлуатації холодильних установок суттєво зростає температура кінця стиснення холодильного агенту, що обумовлює зростання роботи циклу, а інколи лімітує надійну експлуатацію компресору і холодильної установки в цілому. Зростання температури кінця стиснення може обумовлюватись підвищенням температури зовнішнього середовища, збільшенням перегріву пари при всмоктуванні холодильного агенту або при погіршенні технічного стану компресорного обладнання та попаданні у циркуляційний контур холодильного агенту повітря і інших домішок. При цьому різко знижуються енергетичні характеристики машини і експлуатаційні характеристики мастил, що може обумовлювати аварійну зупинку.

Одним із варіантів зниження температури кінця стиснення розглядається цикл із вприском рідинного холодильного агенту. У такій схемі процес стиснення холодильного агенту супроводжується внутрішнім охолодженням, та не є адіабатним, так як супроводжується відводом теплоти, та зниженням кінцевої температури стиснення. У залежності від кількості рідини, яка вприскується до циліндру, процес може у більшій або меншій мірі наблизитись до верхньої пограничної лінії [1]. Деякі відомі виробники холодильно-компресорного обладнання серійно випускають відповідні варіанти устаткування[2]. Практична реалізація такого процесу потребує відповідних змін у конструкції компресору та холодильної машини у цілому, але у кожному разі необхідно оцінювати як термодинамічну, так і техніко - економічну ефективність

Методика розрахунку побудована на основі балансових співвідношень теплоти випаровування холодильного агенту при вприску та теплоти охолодження пари у процесі стиснення. Проведені розрахунки енергетичної ефективності циклу при умові реалізації процесу стиснення уздовж пограничної кривої показують, що кількість рідини, яка вприскується залежить від властивостей холодильного агенту і змінюється в залежності від величини перегріву пари та індикаторного ккд компресору.

Енергетична ефективність циклів із вприском рідини при деяких умовах експлуатації зростає на 10 -30 % для аміачних компресорів, 7-25% для фреону R 22, 12-25 % для R 410 A і 11-20 % для фреону R 134 а. Але найбільш суттєвий результат по зниженню температури кінця стиснення відповідає холодильним агентам з високою адіабатною температурою стиснення, великою теплоотою фазового переходу та більшою ізобарною теплоємністю.

Література:

1. Кошкин Н.Н., Пекарев В.И. Теоретический анализ эффективности цикла при сжатии пара по пограничной кривой. В сб. Исследования по термодинамике. Из-во «Наука», М.-1973., стр. 187-190.
2. Каталог фірми DWM COPELAND. www.Copeland.com.

Ярошенко В.М., к т н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ



АНАЛІЗ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

Юсуфі Халід, магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Енергетична ефективність газотурбінних установок, які використовуються для приводу нагнітачів природного газу на компресорних станціях магістральних газопроводів, суттєво впливає як на економічну доцільність транспортування природного газу так і на стан навколишнього середовища.

Вторинні теплові потоки, пов'язані з теплою водою, яке охолоджує теплообмінники газотурбінних установок, мастил, випускними газами інколи складають 70 і більше відсотків теплового потоку, який генерується при згоранні палива, і тому можуть ефективно використовуватись у якості низькотемпературного джерела теплоти різноманітних утилізаційних систем. Утилізація теплових вторинних теплових потоків може значно підвищити техніко-економічну ефективність компресорних станцій газотранспортної системи.

Серед найбільш поширених утилізаційних систем в комплексах газоперекачуючих агрегатів газотранспортної магістралі застосовуються паротурбінні, парогазові енергогенеруючі установки та абсорбційні тепловикористовуючі холодильні машини. Вибір типу утилізаційної системи завжди визначається на основі техніко-економічного аналізу та в значній мірі залежить від конкретних умов та особливостей компресорної станції у тому числі і її віддаленості від населених пунктів[1].

У роботі приводяться порівняння енергетичної доцільності систем утилізації вторинної теплової енергії газотурбінних установок, які використовуються у якості привідних систем газоперекачуючих агрегатів. Оцінка енергетичної ефективності установок утилізації проводилась на основі ексергетичного методу термодинамічного аналізу.

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії утилізаційної системи визначався як відношення ексергетичного потоку (ексергетичної продуктивності) енергії, яка продукується системою та ексергії вторинного потоку теплоти вихідних газів[2].

Найбільш високі ексергетичні коефіцієнти корисної дії відповідають системам утилізації вторинної теплоти газотурбінних установок з абсорбційними бром літєвим холодильними машинами, які в свою чергу використовуються для охолодження природного газу після стиснення в нагнітачах та попереднього охолодження повітря на вході в компресори газотурбінних установок

Література:

1. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа.- М.: Энергия, 1973. - 296 с.

2. С.С. Михеев. Утилизация теплоты выхлопных газов на газотранспортных станциях газотурбинными установками открытого типа. - В сб. Молодежный научно-технический вестник. ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Баумана», № ФС 77 51038

Ярошенко В.М.- к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ



ЕФЕКТИВНЕ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ З МЕТОЮ ЗАМІЩЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ У ТЕПЛОПОСТАЧАННІ

Козак О.Л., асистент, Мухортов В.В., студент ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ,

За сьогодишніх тенденцій підвищення цін на енергоносії основна задача сучасних технологій зменшити обсяги їх споживання без зниження або навіть за збільшення енергопостачання кінцевим споживачам за рахунок підвищення ефективності їх використання. Це стосується також систем теплопостачання та гарячого водопостачання житлових будівель в сільській місцевості, де в основному використовується природний газ.

Проблема зниження витрат енергоресурсів на опалення та гаряче водопостачання (ГВП) є надзвичайно актуальною. Її розв'язання є важливим, оскільки на потреби теплопостачання та ГВП лише у житлово-комунальному господарстві України витрачається третина енергоресурсів, що становить понад 70 млн. т. у. п., у перерахунку на одного мешканця – 1,4 т. у. п. Це вдвічі більше, ніж у розвинутих країнах Європи. [1].

Протягом років незалежності, на відміну від галузей сфери матеріального виробництва, споживання природного газу у яких скорочувалось, його відпуск населенню зростав: з 8,2 млрд. м³ у 1990 р до 14,8 і 17,5 млрд м³ у 2000 та 2005 рр відповідно. Найбільші обсяги використання природного газу у населення були у 2006 році – 18,6 млрд. м³. З підвищенням цін на газ і широким впровадженням побутових газових лічильників його споживання населенням стало зменшуватись і становило у 2008 році 17,2 млрд. м³, з яких біля 4 млрд. м³ використовується для приготування їжі, а решта – на опалення [2]. Очевидно, що для України надзвичайно важливим є вирішення питання щодо зменшення використання природного газу населенням.

Значна частина природного газу використовується для опалювання індивідуальних будинків в сільській місцевості, де поряд є значні обсяги біопалива.

Сьогодні можна почути багато нарікань про те, що через неправильну державну енергетичну стратегію, села «посаджені на газову голку» і що газифікація сіл продовжується в той час, як відходи сільського і лісового господарств використовуються обмежено. Недостатньому обсязі використовуються альтернативні види палива – вугілля, горючі сланці, торф.

Загалом проблему заміщення природного газу для теплопостачання житлових будівель у сільській місцевості і приміських зонах можна вирішити за рахунок використання як - альтернативних видів палива і біомаси так і впровадження нових енергозощаджуючих технологій і високоефективного устаткування.

Сьогодні основною пропозицією є заміна природного газу альтернативними паливами - вугіллям, горючими сланцями, торфом, біомасою та іншим місцевим паливом.

Однак, крім заміни природного газу біомасою та альтернативними паливами, існує інший шлях вирішення проблеми – це використання теплоти навколишнього середовища, а саме теплоти ґрунтів за допомогою теплових насосів (ТН).

Значна частина населення сільської місцевості і приміських зон проживає в окремих будинках з присадибними ділянками, які можуть стати джерелом живлення низькопотенціальної енергії для теплових насосів. Достатньо земельної ділянки площею 250-500 м², щоб забезпечити 10-12 кВт.год теплоти при затраті 2-3 кВт.год електроенергії. Цієї теплоти достатньо для покриття 60-70% відсотків необхідної теплової енергії для теплопостачання і гарячого водопостачання утепленого за сучасними технологіями будинку площею 120-150 м². За такого способу теплопостачання можна зекономити значні обсяги природного газу.

Одним з чинників пріоритетного вибору палива для теплопостачання є його вартість. Основний чинник, що формує загальну вартість палива є ціна одиниці теплоти, яку можна одержати при спалюванні палива. Ці дані наведено нижче (табл. 1).

За даними таблиці 1 найнижча вартість одержаної теплоти під час спалювання палива є за використання ТН та природного газу, в той час як для вугілля, торфу і біомаси (дрова, солома) є вищою. Застосування систем теплопостачання з ТН по при низьку ціну одиниці теплоти на сьогодні є проблематичним оскільки їх вартість на порядок вища ніж систем з газовими і твердопаливними котлами.

Існуючі сьогодні тарифи на природний газ для населення не відповідають реальності. Так, з 1 квітня 2013 року роздрібні ціни для комунально-побутових, промислових і бюджетних установ становить 4,68 грн./куб.м. За такої ціни газу вартість 1кВт.год виробленої теплоти становить 0.59 грн. Реальна вартість 1кВтгод теплоти виробленої з природного газу значно вища (5-6 разів) за вартість теплоти з альтернативних видів палива. Тому використання альтернативних палив за умови встановлення реальних тарифів буде ефективним. Сьогодні ж тарифи, за якими газ постачається населенню, є заниженими. Заниженою є і вартість електроенергії.

Таблиця 1 – Порівняння вартості палива в 1 кВтгод одержаної теплоти

Паливо	Вартість палива	Теплотворна здатність палива	Кількість теплоти в кВтгод	Вартість кВтгод /грн.
Природний газ для населення	0.73 грн./м ³	34 МДж/м ³	8.5	0.085
Вугілля (антрацит)	1.0 грн./кг	28 МДж/кг	7.8	0.13
Дрова вологістю 12%	0.4 грн./кг	14.4 МДж/кг	4.0	0.1
Торфобрикети	0.7 грн./кг	11.4 МДж/ кг	3.2	0.22
Брикети з біопалива (деревина, солома та ін.)	0.8 грн./кг	15.9 МДж/кг	4.4	0.18
Електроенергія	0.22 грн./кВтгод			0.22
Теплові насоси	0.22 грн./кВтгод		3	0.073

Занижені ціни на природний газ для населення не стимулюють використання альтернативних палив – вугілля, дров, торфу, соломи, виробництва біогазу з різного роду відходів і побутового сміття. Неправильна тарифна політика є непоборним бар'єром для заміни природного газу на альтернативні види палива у теплопостачанні домогосподарств.

Занижені тарифи для населення на природний газ є також гальмом для впровадження високоефективного устаткування.

Для приватних будинків перехід на системи з ТН дозволить зменшити витрати на теплопостачання. Додатково пропонується разом з ТН використовувати твердопаливні котли для спалювання альтернативних палив – дров, торфу, соломи, лушпини соняшника і т.і. для покриття пікових навантажень.

Інформаційні джерела:

1. Інтернет видання www.ienergy.kiev.ua

Кулик М.М. Основні напрями та пріоритетні заходи зі зменшення обсягів використання природного газу в економіці і соціальній сфері України/ М.М. Кулик, С.В. Дубовський. // Проблеми загальної енергетики. - 2009. - №19. - С. 7-15

2. Інтернет джерело. <http://www.epravda.com.ua/publications/2012/02/23/316752/>

Науковий керівник: Козак Л.Ю., доцент кафедри НГТТ, доцент, ІФНТУНГ

О ПРЕИМУЩЕСТВАХ КОНСТРУКЦИИ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

Кулишов Б.А., студ. 4 курса ИПП ДонНУЭТ, г. Донецк

В современном производстве искусственного холода широкое применение нашли винтовые компрессорные машины благодаря своим техническим и конструктивным особенностям. В то же время, эти машины обладают целым рядом параметров и характеристик, сочетание которых обеспечивает оптимальную работу машины, и которые не изучаются в основной учебной программе

Целью работы является изучение преимущества перед другими типами аналогичного оборудования особенностей конструкции винтовых компрессорных машин, и на основании изученных материалов выполнить трехмерное моделирование винтового компрессора в программном пакете КОМПАС.

Винтовой компрессор состоит из таких основных деталей, как корпус, роторы, опорные и упорные подшипники, уплотнения. На средней утолщенной части роторов нарезаны винты – наиболее точные и сложные детали машины. Вращение роторов синхронизируется зубчатыми колесами, зафиксированными на валах роторов. Зубья роторов очерчены специально подобранными кривыми, образующими профиль зубьев. Профили зубьев подбираются таким образом, чтобы при взаимной обкатке винтов их зубья сопрягались теоретически беззазорно. В свою очередь вершины зубьев, описывающие цилиндрические поверхности, образуют с корпусом теоретически беззазорное сопряжение.

Достаточно весомым фактором оптимальной работы является герметичность: полостей между роторами, корпусом, а также должно уплотнение валов роторов. Помимо специального профиля винтов, может применяться впрыск масла в рабочую область, уплотнения различного типа, газовые либо гидравлические затворы.

Одной из особенностей такого типа машин является отсутствие клапанов, распределительных механизмов, деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, что является неоспоримым преимуществом перед поршневыми компрессорами.

Большое значение имеет геометрия окон нагнетания и всасывания в патрубках компрессора. В зависимости от профиля зубьев винтов и степени сжатия они могут располагаться на разных плоскостях и иметь различный геометрический контур.

Шестерни связи компрессора обычно выполняются в виде крупномодульных косозубых колес специального профиля, чтобы увеличить плавность работы и по возможности уменьшить габариты шестерен. Наклон зуба колес имеет то же направление, что и наклон зуба винтов. Также имеет место особенность монтажа колес, когда сначала выверяется относительное положение винтов, и только потом окончательно фиксируются колеса.

Подшипниковые узлы компрессоров характеризуются высокими окружными скоростями. Для малогабаритных компрессоров обычно применяются стандартные подшипники качения: опорные и упорные шариковые со стороны нагнетания, и роликовые со стороны всасывания. Также опоры качения лучше обеспечивают рабочие зазоры, чем опоры скольжения. В то время как подшипники скольжения требуют подачи масла, и учета фактора всплывания цапф при образовании масляного клина и влиянии его на рабочие зазоры между винтами и корпусом. Этот фактор обуславливает в 1,5-2 раза меньшие зазоры, чем в аналогичных опорах турбокомпрессоров, например.

Винтовые компрессоры имеют следующие преимущества:

- низкими затратами на монтаж и обслуживание;
- высокая надежность и долговечность;
- высокая производительность;
- малые габариты, металлоемкость;

- отсутствие клапанов и неуравновешенных сил;
- малое потребление электроэнергии относительно других типов машин.
- высоким КПД;
- эффективной системой охлаждения устройства, позволяющей снизить риск перегрева и организовать непрерывную круглосуточную работу оборудования;
- высокой степенью автоматизации, возможностью точной настройки и регулировки режимов работы;
- низким уровнем шума.

Для выполнения поставленной цели смоделирован винтовой компрессор в трехмерном виде.

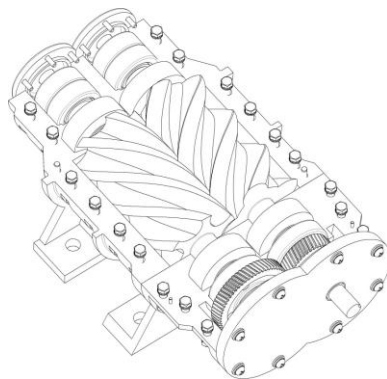


Рис. 1 – трехмерная модель компрессора со снятыми крышками.

Таким образом в процессе проведения работы изучены особенности конструкции винтовых компрессорных машин, рассмотрены преимущества винтовых компрессоров перед иными компрессорами и на основании изученных материалов построено трехмерное изображение винтового компрессора.

Список информационных источников:

- Винтовые компрессоры. Сакун И.А., изд-во «Машиностроение», 1970;
- Винтовые компрессоры; [Википедия свободная энциклопедия]; электронный источник: [http://ru.wikipedia.org/wiki/Винтовой_компрессор].

Научный руководитель Демин М.В., ст. преп., к.т.н. кафедры ХТТ ИПП ДонНУЭТ, г. Донецк



УДК: 621.565: 621.574.7

**ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИНАРНЫХ РАБОЧИХ ТЕЛ В
ЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМАХ**

Сладковский Е.Н., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Одной из глобальных проблем, с которым столкнулось человечество на данном этапе своего развития, это проблема энергоснабжения и энергоэффективности. Многие страны в последние десятилетия испытали стремительный демографический взрыв. Этот факт привел к тому, что темп роста потребностей в энергии стал значительно превышать возможности её производства. Дополнительное наращивание мощностей за счет традиционных источников тепловой и электрической энергии может привести к серьезным последствиям со стороны экологической обстановки, а также ускоренному расходу невозобновляемых источников энергии. Одним из решений данной проблемы является использования возобновляемых

источников тепла для удовлетворения широкого спектра энергетических потребностей человечества. Из всего списка таких потребностей одну из лидирующих позиций занимает производство искусственного холода.

В связи с вышесказанным, было проведено исследование целью которого являлся поиск технологий, позволяющих использовать низкопотенциальное тепло для производства холода. Из всех доступных теплоиспользующих систем ЭХС на легкокипящих хладагентах является самой простой, надежной и долговечной системой, которая, однако, имеет достаточно низкую тепловую эффективность.

Уже много лет известно о возможности повышения эффективности ЭХС путем использования разных веществ для холодильного и силового цикла [1]. Также, теоретические исследования последних лет показали, что эффективность данных систем потенциально может быть равной или даже превышать эффективность некоторых видов абсорбционных машин [2, 3]. Основным отличием биагентной эжекторной холодильной системы является наличие дополнительной секции конденсатора которая позволяет разделить зеотропную смесь хладагентов. Азеотропные смеси исключаются, так как данная система конденсатора не способна разделить их. Принципиальная схема такой системы показана на рисунке 1. Для оценки возможностей данного типа систем были проведены предварительные расчеты тепловых коэффициентов. Смеси были подобраны согласно рекомендациям, полученным из предыдущих исследований. Результаты расчета предоставлены в таблице 1. Расчеты проводились исходя из теплового режима: $T_{ген} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{конд} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{исп} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Алгоритм расчета коэффициента эжекции описан в соответствующей литературе [4]. Как показывает расчет, при правильном подборе веществ, теоретически возможно приблизиться к показателям абсорбционной холодильной машины незначительно усложнив схему. Тепловой коэффициент рассчитывался по формуле:

$$COP = \frac{Q_{исп}}{Q_{ген}} = U \frac{q_{исп}}{q_{ген}}$$

где $Q_{исп}$, $q_{исп}$ – полная и удельная холодопроизводительность кВт, $Q_{ген}$, $q_{ген}$ – полная и удельная тепловая мощность кВт, U – коэффициент эжекции

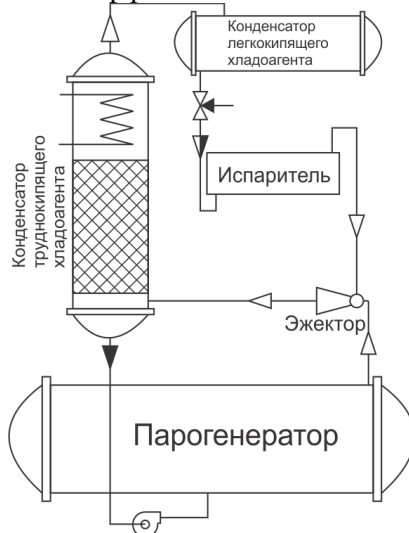


Рисунок 1. Принципиальная схема биагентной эжекторной холодильной системы

Таблица 1. Результаты расчета теплового коэффициента биэгентной ЭХС.

Рабочее вещество	Холодильный агент	COP	Коэффициент эжекции
R11	Butane	0.867	0.469
R123	Butane	0.818	0.421
R123	R21	0.688	0.576
R600	R600a	0.5	0.66

Для выявления недостатков и проблемных участков данной системы требуется дальнейшее исследование, в том числе использование компьютерных методов моделирования для описания процессов смешения, происходящих в биэгентном эжекторе. Также требуется исследование эффективного способа разделения смеси в фракционном конденсаторе после смешения в эжекторе.

Информационные источники:

1. С.З. Жадан и др., Способ получения холода в эжекторной холодильной машине, патент СССР № SU 1242688 A1, 1984.
2. Buyadgie D., Buyadgie O., Artemenko S., Chamchine A., Drakhnia O. Conceptual design of binary/multicomponent fluid ejector refrigeration systems, Int J Low-Carbon Tech 2012; 7(2):120-127
3. Buyadgie D., Nichenko S. and Buyadgie O. Novel ejector cooling technologies using binary fluids. SET2010 - 9th International Conference on Sustainable Energy Technologies; Shanghai, China, 2010
4. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-у изд. перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.: ил.

Научный руководитель: Мазур В.А., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ



УДК 621.56/59

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ХОЛОДИЛЬНОЙ
МАШИНЫ НА БАЗЕ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА**

*Паранина О.Ю., магистрант ФГБОУ ВПО «Казанский национальный
исследовательский технологический университет», Россия, г.Казань*

При проектировании и эксплуатации холодильных машин необходимо знать их характеристики, которые могут быть представлены в виде зависимостей холодопроизводительности, мощности, холодильного коэффициента от внешних условий работы. В технической литературе часто приводятся номинальные характеристики, которые не могут характеризовать холодильную машину в целом, так как они не учитывают влияния окружающей среды (источника высокой температуры – ИВТ и источника низкой температуры – ИНТ). Определить действительные характеристики можно либо путем дорогостоящего эксперимента, либо расчетным способом – при помощи математической модели. Применение математической модели является наиболее актуальным методом, так как она позволяет получить необходимые характеристики холодильной машины уже на стадии проектирования. [1]

Целью работы является разработка математической модели одноступенчатой холодильной машины, а также ее реализация на примере конкретной машины. В качестве примера принята холодильная машина на базе спирального бессальникового компрессора марки 51 AP 4-2-3, разработанная в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» г.Казани.

При создании математической модели учитывалось, что пропускная способность дроссельного устройства – терморегулирующего вентиля и производительность компрессора с текущим перепадом давления: Δp на данном режиме работы должны совпадать. Терморегулирующий вентиль в зависимости от перегрева изменял количество холодильного агента, поступающего в воздухоохладитель, то есть являлся регулятором нагрузки холодильной машины. При повышении тепловой нагрузки на воздухоохладитель увеличивался перегрев пара на выходе из воздухоохладителя и терморегулирующий вентиль увеличивал подачу холодильного агента.

На основе методик расчета холодильного цикла, воздухоохладителя и конденсатора была создана математическая модель холодильной машины с помощью программного пакета «Matchad». Конечной целью создания программы являлось получение характеристик холодопроизводительности, мощности и холодильного коэффициента от внешних условий эксплуатации, то есть от температуры воздуха в камере и от температуры окружающей среды: $Q_0 = f(T_{oc}, T_{возд})$, $N_e = f(T_{oc}, T_{возд})$, $\varepsilon = f(T_{oc}, T_{возд})$. На первом этапе расчета осуществлялся ввод исходных данных путем интерполяции с некоторым дискретным шагом. Исходными данными являлись теплофизические свойства холодильного агента R22 и характеристики компрессора. [3] Расчет производился в соответствии с методикой, представленной в [1], стр. 82. Введенные данные позволили построить цикл холодильной машины с учетом отсутствия переохлаждения в конденсаторе. На рис. 1 представлен цикл холодильной машины для фиксированного перегрева в терморегулирующем вентиле. В действительности же расчет осуществлялся с учетом различных вариантов перегрева.

На основании расчета цикла холодильной машины были получены следующие зависимости: $Q_0 = f(T_k, T_0, \Delta t)$, $N_e = f(T_k, T_0, \Delta t)$, $\varepsilon = f(T_k, T_0, \Delta t)$. Далее расчет проводился для двух элементов: конденсатора и воздухоохладителя. Сначала осуществлялся расчет конденсатора ([2], стр. 328) с учетом совместной работы компрессорно-испарительного агрегата. На первом этапе осуществлялся ввод исходных данных, в качестве которых использовали зависимости, полученные при расчете цикла.

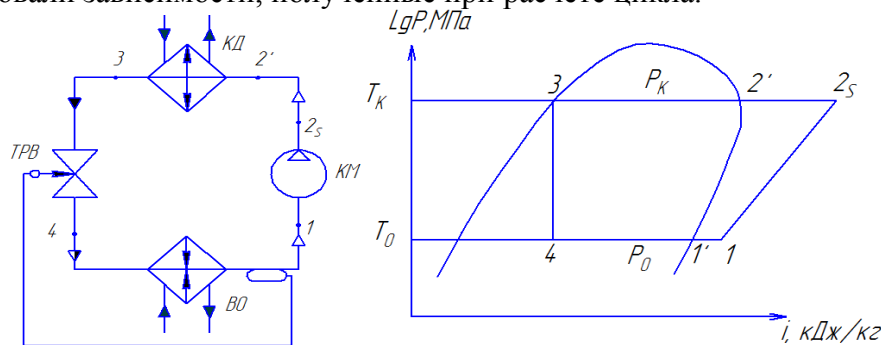


Рис. 1 - Принципиальная схема и цикл одноступенчатой холодильной машины

Все необходимые для расчета теплофизические величины аппроксимировались кубическим сплайном. В процессе расчета задавались температурным напором $\theta_{m1} = 10^\circ\text{C}$, при температуре $T_0 = const$, далее, с учетом температурного напора, рассчитывались: температура кипения $T_k = T_{oc} + \theta_{m1}$; коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха; на основании равенства тепловых потоков определялись действительная плотность теплового потока и температура стенки; коэффициент теплоотдачи со стороны холодильного агента;

требуемая площадь теплопередающей поверхности и коэффициент теплопередачи. В последующем температурный напор уточнялся с учетом действительной площади теплопередающей поверхности: $\theta m l = \frac{Q_0}{F \cdot k}$. При его расхождении цикл повторялся, пока

температура конденсации в конденсаторе не приближалась к температуре конденсации компрессорно-испарительного агрегата с заранее заданной точностью. Температура конденсации определялась итерационным методом при нескольких фиксированных температурах кипения и в конце цикла уточнялась. Температура конденсации каждый раз корректировалась, при этом изменялся массовый расход, плотность теплового потока, площадь теплопередающей поверхности. Расчет производился для нескольких температур конденсации с фиксированным шагом и аппроксимировался в виде кубической сплайн - функции. Полученные результаты расчета позволили построить графики зависимости: $Q_0 = f(T_{oc}, T_0)$, $N_g = f(T_{oc}, T_0)$, $\varepsilon = f(T_{oc}, T_0)$.

Аналогично расчету конденсатора, был осуществлен расчет воздухоохладителя ([2], стр. 346) при учете совместной работы компрессорно-испарительного агрегата с воздухоохладителем. В результате численного эксперимента в программной среде «Mathcad» были получены графики в виде зависимостей: $Q_0 = f(T_{oc}, T_{возд})$, $N_g = f(T_{oc}, T_{возд})$, $\varepsilon = f(T_{oc}, T_{возд})$. Каждый график аппроксимировался при помощи кубического сплайна в функцию, состоящую из двух переменных. Данные характеристики позволили определить оптимальные конструктивные и эксплуатационные параметры, обеспечивающие наибольшую энергетическую эффективность холодильной машины при данных условиях работы.

Таким образом, разработанная методика расчета позволяет определять изменение физических величин при различных режимах работы уже на стадии проектирования новых холодильных машин. Указанные методы расчета позволяют сократить сроки их проектирования, повысить качество и надежность работы.

Список используемых источников:

1. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур»/А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.Н. Пекарев, И.А. Сакун, Л.С. Тимофеевский; Под общей редакцией Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997 – 992 с.
2. Ю.А. Кошкин. Тепловые и конструкционные расчеты холодильных машин. – Л.: «Машиностроение», 1976. – 464 с.
3. Руководство по эксплуатации. Холодильная машина 51 AP4-2-3 У2. ЗАО «НИИ Турбокомпрессор».

Научные руководители: Р.Р. Якупов, Т.Н. Мустафин, ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет», Россия, г.Казань



ИССЛЕДОВАНИЕ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КОЛЬЦЕВЫХ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЛИЯЮЩИХ НА ДИНАМИКУ ИХ РАБОТЫ

Шагиева А.К., магистрант ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет», Россия, г. Казань

Одной из важных задач процесса разработки и проектирования поршневых компрессоров является необходимость рационального подбора клапанов. Это связано с тем, что именно они в наибольшей степени определяют надежность и энергетические показатели компрессора. Для данной работы в качестве объекта исследования выделена конструкция кольцевых самодействующих клапанов. Выбор обусловлен тем, что в современных поршневых компрессорах их использование наряду с лепестковыми клапанами является преобладающим [1, 4, 5, 6, 7, 8].

На динамику работы кольцевых самодействующих клапанов как указывалось, например, в работах [9, 10] оказывает влияние ряд параметров. Однако, имеющиеся в литературных источниках рекомендации по их выбору не дают удовлетворительной точности результатов. Это определило актуальность анализа широкого диапазона их изменения.

Описание термодинамических процессов для рабочих камер поршневых компрессоров с самодействующими клапанами и другими уплотняющими элементами принято с учетом ряда допущений на основе, предложенной в работе [3] методики. Так дифференциальные уравнения изменения давления и температуры газа по углу поворота вала на основе закона сохранения энергии для реальных газов использованы в форме зависимостей вида:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp}{d\varphi} = \frac{v}{V \cdot c_p} \cdot \left(\left(\sum_{k=1}^l \left(\frac{\Delta i_{nk}}{\omega} \cdot \frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \frac{dQ}{\omega \cdot d\tau} \right) \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - c_p \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \cdot \left(\frac{dV}{d\varphi} - \frac{v}{\omega} \cdot \left(\sum_{k=1}^l \left(\frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \sum_{l=1}^n \left(\frac{dm_{yl}}{d\tau} \right) \right) \right) \right) \\ \left[\frac{\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \cdot v - \left(\frac{\partial i}{\partial v} \right)_T}{c_p \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T} \right] \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - 1 \\ \frac{dT}{d\varphi} = \frac{v}{V \cdot c_p} \cdot \left(\left(\sum_{k=1}^l \left(\frac{\Delta i_{nk}}{\omega} \cdot \frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \frac{dQ}{\omega \cdot d\tau} \right) - \left[\frac{\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \cdot v - \left(\frac{\partial i}{\partial v} \right)_T}{c_p \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T} \right] \cdot \left(\frac{dV}{d\varphi} - \frac{v}{\omega} \cdot \left(\sum_{k=1}^l \left(\frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \sum_{l=1}^n \left(\frac{dm_{yl}}{d\tau} \right) \right) \right) \right) \\ \left[\frac{\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \cdot v - \left(\frac{\partial i}{\partial v} \right)_T}{c_p \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T} \right] \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - 1 \end{array} \right.$$

где: p, T, s, c_p, v - давление, температура, энтропия, изобарная теплоемкость, удельный объем газа; V - текущий объем рабочей полости; $\Delta i_{nk} = i - i_{nk}$ - разница энтальпий притекающего газа и газа в рабочей полости; $\omega = \frac{d\varphi}{d\tau}$ - угловая скорость коленвала; $\frac{dm_{xx}}{d\tau}$ -

мгновенный массовый расход через клапана или щели в поршневых кольцах; $\frac{dQ}{d\tau}$ - тепловой

поток подводимый к газу в результате теплообмена со стенками. Индексы «н» и «y» в системе уравнений (1) относятся соответственно к параметрам притекающего в рабочую полость и утекающего из нее газа.

Для определения зависимостей вида $i = f_1(p; T)$, $s = f_2(p; T)$, $v = f_3(p; T)$ в настоящей работе использовался электронный пакет расчета термодинамических и теплофизических

свойств холодильных агентов, разработанный на кафедре «Энергетическое машиностроение» Технологического университета Дании [11].

Поскольку система уравнений (1) имеет решение в условиях реальной геометрии клапана, то уравнение движения пластины (2) было принято соответствующему из работы [4]:

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = \frac{1}{m_n \cdot \omega^2} \cdot (\rho \cdot f_c \cdot (p_2 - p_1) - C \cdot (h + h_0) - \tau \cdot Z - G) \quad (2),$$

где ρ - коэффициент давления потока; f_c - площадь проходного сечения седла клапана; p_1, p_2 - давление полости в которую и из которой происходит истечение; C - жесткость пружины; h, h_0 - текущая высота и предварительный натяг пружины; G - проекция силы тяжести пластины; τ - коэффициент демпфирования пластины; Z - мгновенная скорость движения пластины.

Совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет анализировать основные показатели по форме диаграмм хода пластин всасывающего и нагнетательного клапанов. Поток газа через уплотняющие элементы камеры (поршневые кольца, дросселирующие объекты) при расчете определялся по методике С.Е. Захаренко. Структурное оформление методики аналогично процедуре, использованной в работе [3].

На основе результатов моделирования с учетом рекомендаций по коэффициенту демпфирования τ , коэффициенту восстановления, определяющему мгновенную скорость движения пластины Z и коэффициенту давления потока ρ выработанных в работе [9] оценено на различных режимах влияние жесткости пружин C на работу клапанов. На рис.1 приведен характерный случай. Диаграммы получены на расчетном режиме при $n=1440$ об/мин, $p_{вс}=245$ кПа (что соответствует температуре кипения для R22 - 253 К, перегрев на всасывании был принят равным 15 К).

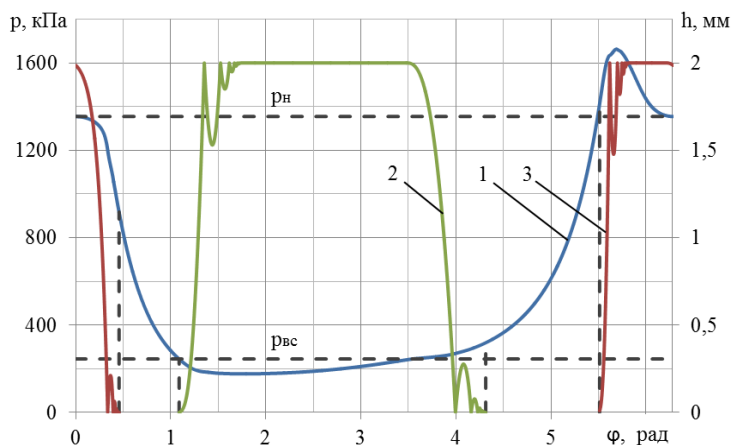


Рис. 1. Совмещенные диаграммы компрессора П220 при работе на R22:

1 – индикаторная диаграмма; 2 – диаграмма хода пластины всасывающего клапана; 3 – диаграмма хода пластины нагнетательного клапана

Согласно рис.1 открытие и закрытие как всасывающего, так и нагнетательного клапанов диаграмм 2 и 3 происходит с запаздыванием, в результате чего появляются утечки. Так из полости нагнетания в рабочую полость возвращается часть газа в процессе обратного расширения. Аналогичное явление происходит и в процессе сжатия, где утечка идет из рабочей полости в полость всасывания. Это искажает соответствующие кривые участков на индикаторной диаграмме по отношению к идеальным процессам (адиабатного или политропного процессов с постоянным показателем политропы). Увеличение жесткости пружин C приводит к более раннему закрытию, что уменьшает утечки, но приводит к дроссельным потерям и соответственно увеличению индикаторной мощности компрессора.

Таким образом, задача подбора и исследования кольцевых самодействующих клапанов сопряженная с выбором ряда коэффициентов и переменных величин должна осуществляться комплексно с учетом их косвенного влияния на энергетические показатели компрессора.

Список литературы

1. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры: в 2 т. Т.2: Основы проектирования. Конструкции / П.И. Пластинин. – М.: Колос, 2008. – 711 с.: ил.
2. Исследование динамики и прочности пластин кольцевых самодействующих клапанов поршневых компрессоров.: Диссертация канд.техн.наук /Г. Н. Чекушкин.-Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1966.-236 с.
3. Разработка и исследование героторного компрессора с полным внутренним сжатием.: Диссертация канд.техн.наук /Т. Н. Мустафин.-Казань.: КНИТУ, 2011.-170 с.
4. А.Ф. Сарманаева, И.Г. Хисамеев, Г.Н. Чекушкин. Разработка модели поршневого компрессора, исследование механизма движения и газораспределения. Труды XV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике: в 2 т. Т.1.-Казань.: Слово, с. 47-57.
5. Патент на изобретение №2471088(РФ). Поршневой компрессор с бесшатунным механизмом/ А.Ф. Сарманаева, Г.Н. Чекушкин, И.Г. Хисамеев//08.06.11, опубл. 27.12.12 F04B27/02.
6. Патент на полезную модель №123860(РФ). Самодействующий комбинированный клапан поршневого компрессора/ Т.Н. Мустафин, А.Ф. Сарманаева, И.Г. Хисамеев, Г.Н. Чекушкин //20.08.12, опубл. 10.01.13 F04B53/10.
7. С.Л. Мещанов. TORNADO-новая серия компрессоров высокого давления компании J.P. Sauer&Sohn. Компрессорная техника и пневматика. 2008, №5, с. 21-22.
8. Б. Шпигль, М. Тестори, Г. Маху. Клапаны нового поколения для высокооборотных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. 2013, №1, с. 2-9.
9. А.Ф. Сарманаева, Т.Н. Мустафин, Г.Н. Чекушкин. Расчетно-экспериментальные исследования кольцевых самодействующих клапанов на основе моделирования реальной ступени поршневого компрессора. Компрессорная техника и пневматика. 2014, №1, с. 36-39.
10. А.Ф. Сарманаева, , Г.Н. Чекушкин, Т.Н. Мустафин. Анализ влияния отдельных параметров на динамику самодействующих кольцевых клапанов поршневых компрессоров. Тезисы докладов третьей международной конференции с элементами научной школы для молодежи "Инновационные разработки в области техники и физики низких температур". Москва 2013, с. 27-29.
11. Skovrup, M.J. Thermodynamic and Thermophysical Properties of Refrigerants. Package in Borland Delphi for the refrigerants / M. J. Skovrup - Department Of Energy Engineering Technical University Of Denmark – 2001.

Руководители: А. Ф. Сарманаева, Т. Н. Мустафин., ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет», Россия, г.Казань



УДК 621.438.2

РАСЧЕТ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЕ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА FLOWVISION

Усик Ю.Ю., студент, СумГУ, г. Сумы

Освоение и внедрение новой техники является главным «двигателем» научно-технического прогресса. Невозможно представить решения мировой проблемы энергосбережения без реконструкции и модернизации существующих систем в различных отраслях промышленности.

Большое количество эксергии сжатых газов теряется на узлах дросселирования в системах добычи, транспорта, распределения и переработки природного газа. При этом теряется давление природного газа, начиная с природного - пластового в процессе его добычи и до давления, необходимого потребителям природного газа.

Альтернативой регуляторам давления газа и дросселирующим устройствам являются утилизирующие системы, базирующиеся в основном на турбодетандерных электрогенераторных установках и агрегатах (ТДУ и ТДА). Данные системы обеспечивают

одновременно снижение и регулирование давления газа при его расширении в турбине, а также получение механической работы на валу турбины с преобразованием ее в электроэнергию.

Необходимо отметить, что производство электроэнергии на газораспределительных станциях и пунктах (ГРС и ГРП) с помощью турбодетандеров - это энергоэффективная и экологически чистая технология, благодаря отсутствию вредного воздействия на окружающую среду, поскольку не сжигается органическое топливо и не выбрасываются вредные вещества в атмосферу.

В данной работе приводятся результаты исследования течения газа в проточной части неререверсивной струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision: отдельно для питающего сопла и ступени в целом (питающее сопло + рабочее колесо). Эта турбина, была экспериментальной при создании турбодетандер-электрогенераторного агрегата на базе струйно-реактивной турбины мощностью 100 кВт ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД для газораспределительных станций [1, 2].

Цель работы: отработка методики расчета и исследование течения газа в проточной части отдельно питающего сопла (ПС) с диаметром выходного сечения 5,2 мм, а также ступени в целом (питающее сопло + рабочее колесо) неререверсивной струйно-реактивной турбины (СРТ) с помощью программного комплекса FlowVision.

Задачи работы:

- разработка твердотельной модели проточной части СРТ;
- проведение расчетов течения газа в проточной части СРТ с помощью программного комплекса FlowVision;
- расчет характеристик СРТ.

Отработана методика расчета течения газа в проточной части питающего сопла с диаметром выходного сечения 5,2 мм в программном комплексе FlowVision. Расчет питающего сопла проводился при избыточном давлении на входе 50 и 150 кПа по полным параметрам. При избыточном давлении равном 50 кПа был получен дозвуковой режим истечения из сопла при скорости на выходе из сопла 237 м/с и давлении на выходе из сопла практически равном давлению окружающей среды. Коэффициент скорости сопла составил 0,95, что соответствует коническим соплам. При избыточном давлении равном 150 кПа был достигнут звуковой режим истечения из сопла, и давление на выходе из сопла выше давления окружающей среды.

Отработана методика расчета течения газа в проточной части ступени «Питающее сопло + рабочее колесо» и расчета характеристик СРТ. Расчет ступени проводился при избыточном давлении на входе равном 300 кПа, как для пускового режима, так и с заданием частоты вращения ротора СРТ, которое происходило ступенчато: 500 об/мин, 1000 об/мин, 2000 об/мин, 4000 об/мин, 8000 об/мин, 16000 об/мин.

Выводы.

1. Проведено моделирование и исследование течения газа в проточной части питающего сопла и ступени, состоящей из питающего сопла и рабочего колеса струйно-реактивной турбины;

2. Получены расчетом в программном комплексе FlowVision и по одномерной теории [3, 4] следующие зависимости для неререверсивной СРТ с диаметром выходного сечения питающего сопла 5,2 мм:

- абсолютной скорости на выходе из тяговых сопел от частоты вращения ротора (относительная погрешность не более 10 %);
- относительной скорости на выходе из тяговых сопел от частоты вращения ротора (относительная погрешность не более 2,4 %).
- момента на валу турбины от частоты вращения ротора (относительная погрешность не более 12 %);
- мощности на валу турбины от частоты вращения ротора (относительная погрешность не более 12,5 %);

- КПД СРТ от частоты вращения ротора (относительная погрешность не более 11 %);
- КПД СРТ от приведенной окружной скорости рабочего колеса (относительная погрешность не более 11 %).

3. Исследование течения газа в проточных частях струйно-реактивных турбин с помощью программного комплекса FlowVision имеет преимущества перед физическим экспериментом и расчетом по одномерной теории при исследовании данной задачи, например: недостижимую информативность, возможность моделирования конструктивно трудноосуществимых, но принципиально интересных вариантов; значительно меньшую трудоемкость по сравнению с физическими экспериментами.

4. Учитывая достаточно высокую точность расчетов, широкие возможности визуализации потока газа для дальнейшего анализа, возможность получения результатов расчета за более короткое время, чем при физическом эксперименте, в дальнейшем предполагается применение программного комплекса FlowVision для исследования СРТ при вращении ротора в среде вязкого газа.

Информационные источники:

1. Ванеев С.М., Королев С.К. Исследование турбодетандерного агрегата на базе струйно-реактивной турбины мощностью 100 кВт // Сборник научных трудов «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». - Харьков. - 2003. - С. 293-296.
2. С. М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной, В. В. Гетало. Исследование струйно-реактивного турбодетандера // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2011, №4, С. 33-40.
- 3 Ванеев С.М. Расчет характеристик струйно-реактивной турбины // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение: Вып.36.–К.:1999.–С. 263-269.
4. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки, № 9(30)-10(31) – Сумы:2001.–С. 207-214.

Научный руководитель: Ванеев С.М., доцент, Сумской государственной университет



УДК 621.56/59

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ 2ГМ10А-П-18/9-26 МЕТОДОМ РЕЗОНАНСНОГО НАДДУВА

*Найчук В.В., Оболоник В.Ф.
ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы*

Для исследования влияния резонансного наддува на работу компрессора была испытана быстроходная компрессорная установка 2ГМ10А-П-18/9-26. Резонансный наддув возникает при совпадении собственной частоты пульсаций давления газа во всасывающем трубопроводе с частотой возмущающих импульсов компрессора при положении поршня в верхней мертвой точке. Это явление позволяет увеличить количество всасываемого газа в полость цилиндра, тем самым увеличивая производительность компрессора [1]. Резонансный наддув возникает при определенной длине всасывающего трубопровода. Поэтому исследование резонансных явлений при испытаниях компрессора проводились на воздухе (рис. 1).



Рис 1. Испытания установки 2GM10A-II-18/9-26 в режиме резонансного наддува.

Воздух всасывался из атмосферы с последующим его выбросом в окружающую среду. Первый этап испытаний проводился с отсоединенным всасывающим трубопроводом. На последующих этапах испытаний всасывающий трубопровод наращивали участками труб длиной 0,1-0,5м. При каждом этапе испытаний проводили индицирование полостей цилиндра с использованием штатных измерительных приборов для замера производительности, мощности на валу компрессора, температуры, а также давления всасываемого и нагнетаемого воздуха. Поскольку повышение производительности достигается за счет колебательного процесса в трубопроводе, то для исследований резонансного наддува дополнительно устанавливался датчик давления 014МИ, который фиксировал пульсации давления газа перед всасывающим клапаном. При достижении резонансного наддува производительность компрессора повышалась на 6%. Рост мощности составил 5,6%. Температура на нагнетании увеличилась на 3К, давление нагнетания не изменялось. За счет отсутствия потерь в клапанах в процессе всасывания удалось уменьшить удельные затраты мощности на 1,28%. Амплитуда пульсаций давления газа перед всасывающим клапаном возросла на 12%.

Список литературы:

1. Рутковский Ю.А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров // Технические газы. – 2011. – №2. – С.23-32.



УДК 621.575

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ

Мазуренко С. Ю., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Абсорбционные холодильные машины (АХМ) способны решить задачи охлаждения в широком диапазоне температур – от минус 50 °С до плюс 10 °С [1]. АХМ является уникальной холодильной установкой, которая использует в качестве рабочего тела природную рабочую смесь (водоаммиачный раствор - ВАР), а для работы – неэлектрические источники тепла. Известно [1], что энергетическая эффективность АХМ с бинарной рабочей смесью зависит от двух температур из трех возможных температур: температуры охлаждающей среды (T_{oc}); температуры объекта охлаждения ($T_{об}$); температуры греющего источника ($T_{гр}$). Теоретическая зависимость получена для идеального цикла АХМ [1] и не учитывает реальных условий эксплуатации.

Цель работы – требуется найти температуру греющего источника, при которой цикл АХМ будет иметь максимальную энергетическую эффективность при заданных температурах объекта охлаждения ($T_{об}$) и охлаждающей среды (T_{oc}), т.е. при заданных

условиях эксплуатации АХМ. Для анализа использована схема АХМ с регенеративным теплообменником растворов [2] (рис. 1).

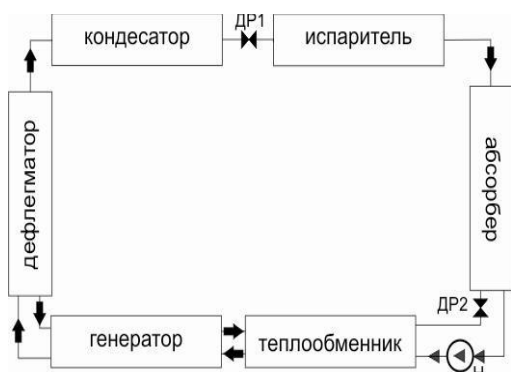


Рис. 1. Схема АХМ использованная для анализа (ДР1, ДР2 – дроссель 1 и 2; Н – насос)

Для расчета цикла АХМ был использован известный алгоритм [1 – 3], в котором термодинамические параметры (температура, давление, удельный объем) и функция состояния (энтальпия) определяются по оригинальным собственным аналитическим соотношениям [4].

Исходные данные для расчета формировались с учетом опыта эксплуатации АХМ с жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов и рассольным – испарителя [1 – 2].

Исходные данные: температура охлаждающей среды $T_{oc} = 25..35 \text{ }^{\circ}\text{C}$; температура объекта охлаждения $T_{об} = \text{минус}$

$30..15 \text{ }^{\circ}\text{C}$; температура греющего источника $T_{гр} = 80..185 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

– перепады температур на рабочих элементах (на генераторе) $\Delta T_{гр} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; перепад температур по высоте генератора $\Delta T_{ген} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$; перепад температур на теплорассеивающих элементах (конденсатор, абсорбер, дефлегматор) $\Delta T_{кд,а,д} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; перепад температур на испарителе $\Delta T_o = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; перепад температур на РТО $\Delta T_{пто} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

С учетом известных методик [3,4] определены температуры: конденсации $T_k = T_{oc} + \Delta T_{кд}$; испарения аммиака $T_o = T_{об} + \Delta T_o$; высшая водоаммиачного раствора (ВАР) $T_{ген}^{max} = T_{гр} - \Delta T_{гр}$; низшая ВАР $T_{ген}^{min} = T_{oc} - \Delta T_a$; слабого ВАР на выходе из РТО $T_{сл}'' = T_{oc} + \Delta T_{пто}$.

Определено давление конденсации $P_k(T_k)$ и испарения аммиака $P_o(T_o)$.

Массовая доля аммиака в: ВАР на выходе генератора $\xi'_{min}(T_{ген}^{max}, P_k)$; ВАР на входе генератора $\xi'_{max}(T_{ген}^{min}, P_o)$; паре на выходе генератора $\xi''_n(T_n, P_k)$; стекающей флегме $\xi'_{ф}(T_n, P_k)$.

Определялась кратность циркуляции [3] раствора f и флегмы R .

Найдены удельные энтальпии: слабого ВАР на выходе генератора $i'_{свг}(T_{ген}^{max}, P_k)$; слабого ВАР на выходе РТО $i'_{свр}(T_{сл}'', P_o)$; крепкого ВАР на входе в генератор $i'_{квг}$; крепкого ВАР на выходе абсорбера $i'_{квд}(\xi'_{max}, T_{ген}^{min})$; при температуре кипения $i'_o(T_o)$; флегмы $i'_{ф}(T_n, P_k)$; пара на выходе генератора $i''_{пвг}(T_n, P_k)$; пара чистого аммиака $i'_a(T_k)$.

Определены удельные тепловые нагрузки аппарата (дефлегматор, генератор, конденсатор, испаритель, абсорбер).

Найден тепловой коэффициент η [2].

Построена и определена аналитическая зависимость между температурой охлаждающей среды (T_{oc}), температурой объекта охлаждения ($T_{об}$) и температурой греющего источника ($T_{гр}$) при условии максимального значения теплового коэффициента.

Она имеет следующий вид:

$$T_{gp} = \frac{47,74648658 - 1,01853416T_{окр} + 0,013464939T_{окр}^2 - 1,12675283T_{об} + 0,02319431T_{об}^2 - 0,00017897T_{об}^3}{1 - 0,03803459T_{окр} + 0,00049505T_{окр}^2 - 0,00750582T_{об} + 0,000151575T_{об}^2}$$

Максимальная погрешность аналитической зависимости 5,3 %. Средняя погрешность 1,1 %

Вид поверхности, построенной по аналитическим зависимостям, приведен на рис. 2.

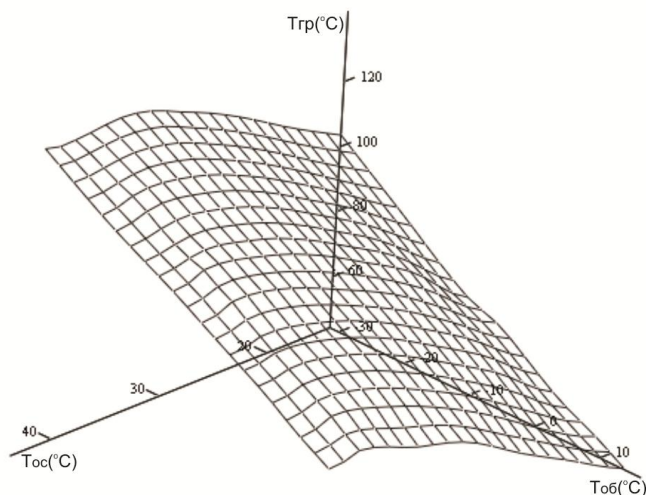


Рис.2. Зависимость между температурой охлаждающей среды ($T_{ок}$), температурой объекта охлаждения ($T_{об}$) и температурой греющего источника (T_{gp}) при условии максимального значения теплового коэффициента

Выводы:

1. С использованием известных методик расчета получены результаты, позволяющие проводить расчет температуры источника греющей среды АХМ, обеспечивающей максимальную энергетическую эффективность при работе в широком диапазоне параметров ($T_{ок} = 25..35$ °С; $T_{об} =$ минус $30..15$ °С; $T_{gp} = 80..185$ °С).
2. В дальнейших исследованиях в рамках данной тематики следует рассматривать влияние состава ВАР на энергетическую эффективность работы АХМ в широком диапазоне параметров эксплуатации.

Информационные источники:

1. Бадьилькес И.С. Абсорбционные холодильные машины. / И. С. Бадьилькес, Р. Л. Данилов. – М.: Пищевая промышленность, 1996. – 356 с.
2. Галимова Л.И. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: Курс лекций // Л.И. Галимова. – Астрахань, изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
3. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – Вип. 38. – Т. 2. – С. 393-405.
4. Осадчук Е.А. Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора / Осадчук Е.А., Титлов А.С. // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – Вип. 39. – Т. 1. – С. 178-182.

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф. кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАИТ

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ГПА-Ц-32П/76-1,35 С ПРИВОДОМ АВИАЦИОННОГО ТИПА ГТУ-32П ДЛЯ РЕКОНСТРУКЦИИ ЛИНЕЙНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

*Тертышный И.Н., инженер-конструктор, ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»,
г. Сумы*

Термодинамический анализ вновь создаваемого оборудования является исходной предпосылкой для достижения высокой эффективности конструкторских решений при его проектировании.

В настоящей работе выполнен термодинамический анализ эффективности газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35, как сложной энерготехнологической системы, создаваемой на основе газотурбинного привода (ГТП) и однокорпусного (однокаскадного) центробежного компрессора (ЦК).

Блочно-комплектный ГПА создается на основе двигателя ГТУ-32П конструкции ОАО «Авиадвигатель» (г.Пермь), имеющий эффективный КПД 38,5% в составе агрегата (станционные условия), и двух вариантов ЦК, оснащаемых проточными частями конструкции (ПЧ) кафедры КВХТ С.-ПбГПУ [1] и ГП «Ивченко-Прогресс» при аналогичных номинальных параметрах компрессора природного газа (массовый расход $650 \div 690$ кг/с, $\pi_K = 1,35$, $P_K = 7,45$ МПа) и $\eta_{II} = 88 \div 89\%$. При этом принципиальные энерготехнологические и компоновочные схемы ЦК прорабатываются, исходя из вариантов роторной системы со смазкой, без смазки и комбинированного исполнения. Анализ эффективности ЦК в настоящей работе выполнен для случая комбинированного исполнения, т.е. при наличии подшипников со смазкой и торцевых газодинамических уплотнений.

Оценка эффективности работы ЦК осуществлялась с использованием эксергетического метода, позволяющего учесть влияние различных факторов на эксергетический КПД агрегата при его работе в диапазоне частот вращения ротора ЦК $(0,75 \div 1,05)n_{ном}$. Основой оценки эффективности является анализ материального, мощностного и эксергетического балансов.

При составлении эксергетического баланса ГПА учитывались особенности работы маслосистемы ЦК, обеспечивающей работу опорного и упорно-опорно подшипников, а также систем торцевого газодинамического уплотнения роторной системы компрессора.

Влияние работы вспомогательных систем ГТП учитывалось по данным разработчика двигателя укрупнено при выборе η_e привода в составе агрегата с вычислением $\eta_{ex}^{ГТП}$ на этой основе.

Уровень интегрального КПД агрегата может определяться различными способами. Простейшим, как известно, является способ, учитывающий только уровень эффективности ГТП и ЦК, при котором [2]: $\eta_{\Sigma}^{ГПА} = \eta_e \cdot \eta_{II}$, где η_e - эффективный КПД ГТП, η_{II} - политропный КПД ЦК. При более корректном подходе учитывается эксергетический КПД как основных, так и вспомогательных элементов основных систем ГПА: $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{ex} = \eta_{ex}^{ГТП} \cdot \eta_{ex}^{ЦК}$, где $\eta_{ex}^{ГТП}$ - эксергетический КПД ГТП; $\eta_{ex}^{ЦК}$ - эксергетический КПД ЦК.

Как показал анализ расчетных данных, на номинальном режиме работы агрегата уровень $(\eta_{ex}^{ГПА})_{max}$ составляет $38,16 \div 38,24\%$ для случая применения ПЧ конструкции КВХТ С.-Пб. ГПУ и ГП «Ивченко-Прогресс», соответственно. Разница в значениях между интегральными значениями КПД ГПА, полученными в форме $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{ex}$ и $\eta_{\Sigma}^{ГПА}$, составляет $10 \div 11\%$. А разница между $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{ex}$ и значением КПД, полученным с использованием зависимости [3]:

$\eta_{ex}^{ГПА} = [\lambda_I^{ГТП} \cdot \eta_{ex}^{ГТП} + (1 - \lambda_I^{ГТП})] \cdot (\lambda_{II}^{ЦК} \cdot \eta_{ex}^{ЦК})$, где $\lambda_I^{ГТП}$ и $\lambda_{II}^{ЦК}$ - доли располагаемой эксергии на входе в ГТП и ЦК составляет, соответственно, $0,2 \div 0,3\%$.

Наиболее целесообразным режимом работы агрегата является режим, при котором обеспечивается совпадение расчетного режима работы ЦК и оптимального режима работы агрегата по уровню интегрального КПД. В этом случае обеспечивается минимальное значение коэффициента расхода топливного газа в ГТП, определяемого по зависимости:

$$K_{Т.Г.}^{ГПА} = \frac{G_{Т.Г.}}{G_{Г.} \left(\frac{\psi}{\psi_P} \right)}, \text{ где } G_{Т.Г.}, G_{Г.} - \text{массовый расход топливного и компримируемого газа, } \frac{\psi}{\psi_P}$$

- отношение политропных напоров, соответствующих текущему режиму работы компрессора к расчетному. Для номинального режима работы агрегата уровень $K_{Т.Г.}^{ГПА}$ составляет 0,002566 и 0,002501 для случая применения ПЧ конструкции КВХТ С.-Пб. ГПУ и ГП «Ивченко-Прогресс», соответственно.

Литература:

1. Отчет по НИР «Проектирование проточной части одноступенчатого центробежного компрессора с осерадиальным рабочим колесом для ГПА мощностью 32 МВт» / Ю.Б.Галеркин. - Кафедра КВХТ., СПбГПУ, 2012. - 158 с.
2. Парафейник В.П. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / В.П. Парафейник, А.Н. Нефедов, В.Е. Евдокимов, И.Н. Тертышный // Компрессорная техника и пневматика – 2012, №2 – С.10-17.
3. Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом. Дис. ... д-ра техн. наук. Харьков: ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАНУ, 2009. – 41с.

Научный руководитель: Парафейник В.П., д.т.н., ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы



СЕКЦІЯ №3 – “КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ”

УДК 697.94

ОСОБЛИВІСТЬ ПРОЕКТУВАННЯ ЧИЛЕР-ФЕНКОЙЛОВИХ СИСТЕМ ДЛЯ КОТЕДЖУ

Наголович М.С., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Системи чилер-фенкойл є один з ідеальних рішень для установки в котеджах, де необхідно зональне управління параметрами навколишнього повітря, оскільки кожен фенкойл має індивідуальну схему управління.

Система кондиціонування з чилерами та фенкойлами є не лише втіленням найбільш вдалого технічного вирішення багатозональної системи кондиціонування повітря, але і мають цілий ряд переваг перед останніми системами кондиціонування повітря [1, 2, 3].

Переваги чилер-фенкойлових систем:

- цілорічна автоматична підтримка заданих параметрів повітря в кожному приміщенні будівлі одночасно при зміні навантаження на систему кондиціонування повітря;
- у великій кількості приміщень можна регулювати різні температурні режими одночасно;
- економія електричної, теплової енергії і палива;
- можливість поетапного введення системи в експлуатацію і нарощування потужності;
- гнучке місцеве регулювання теплової і холодильної потужності фенкойлов, централізоване управління чилером;
- спеціальне малошумне виконання чилера, з зниженням рівня звукової потужності вентилятора фенкойла при регулюванні його швидкості обертання та ін.

Недоліками цих систем є : велика вартість установок та інерційність системи.

Дотримуючись основних економічних вимог до проекту (мінімальна вартість обладнання та будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і особливо вартість холоду), в роботі розглянуто кондиціонування повітря котеджу з проміжним теплоносієм для м. Одеса. Проміжний теплоносій дозволяє акумулювати холод або тепло , що дозволяє знизити потужність котла і холодильної машини, так як теплоприпливи та тепловтрати в розглянутих приміщеннях змінюються протягом доби. Використання в якості охолоджувачів - нагрівачів фенкойлів призводить додатково до економії тепла та холоду.

В результаті аналізу різних схем вирішується питання вибору принципової схеми обробки повітря в чилер-фенкойлових системах, яка враховує особливості об'єкту. Система чилер-фенкойли - аж ніяк не єдиний варіант, який дозволяє організувати кліматизацію котеджу. Перед вибором кінцевого варіанту необхідно порівняти техніко-економічні показники багатьох приладів, і на цьому зробити остаточний вибір.

Інформаційні джерела:

1. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами.– М.: Евроклимат, 2003 – 400 с.
2. Табунщиков Ю.А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий.– М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с.
3. Ананьев В.А., Балужева Л.Н., Гальперин А.Д. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика.– М.: Евроклимат, изд. Арина, 2000 – 416 с

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



АНАЛІЗ ПИЛОВЛОВЛЮВАЧІВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПОВІТРЯ

Канауз К.О., Жихарева Н.О., Афоніна Н.Б., студенти ОНАХТ, м. Одеса

Задача кондиціонування повітря – це підтримка комфортних параметрів повітря в приміщеннях побутових і виробничих. Для деяких виробництв необхідно також очищення повітря від пилу. Для очищення повітря від пилу застосовуються устаткування з загальною назвою пиловловлювачі. Розрізняються пиловловлювачі на: повітряні фільтри та пиловловлювачі [1].

Пиловловлювач – система очищення газів від зважених в них дрібнодисперсних твердих частинок пороши або диму. Призначені для захисту від забруднень атмосфери повітря, технологічної підготовки газів і витягання з них цінних продуктів. За допомогою пиловловлювачів, вбудованих в основне технологічне устаткування, а також виносних, здійснюють пиловловлювання [2,3].

За принципом дії пристрої очищення повітря розподілені на чотири групи: гравітаційні, інерційні (сухі та мокрі), контактної дії та електричні.

Гравітаційні пиловловлювачі діють за принципом використання гравітаційних сил, що обумовлюють осідання з повітря пилових частинок. Їх дія заснована на тому, що швидкість потоку запиленого повітря, яке надходить в камеру, зменшується.

Інерційні пиловловлювачі (сухі та мокрі) діють принципом використання інерційних сил, що виникають при зміні напрямку руху запиленого повітряного потоку. До таких пристроїв відносяться циклони різноманітної конструкції, відцентрові скрубери і циклони, струменеві пиловловлювачі і трубки Вентурі.

Пиловловлювачі контактної дії затримують пилові частинки при проходженні запиленого повітря крізь сухі або змочені пористі матеріали: тканини, шари синтетичних волокон, папір, дротяну сітку, шари зернистих матеріалів, керамічних і металевих кілець і т. п.

Електричні пиловловлювачі очищують повітря від зважених в ньому частинок (пил, туман, дим) шляхом іонізації їх при русі в електричному полі. У електричних частинки пилу набувають заряд і осідають на електродах. Один з електродів є одночасно і осаджувачем.

Проведений аналіз існуючих пиловловлювачів з точки зору ефективності пиловловлювання визначається відношенням маси частинок пороши, уловлених в пиловловлювачі, до маси частинок пороши на його вході. Проаналізовано ефективність циклону (сухе очищення) ЦН-1 та трубки Вентурі (мокре очищення від густини пилу (від 2000 до 3000 кг/м³). Показано, що пиловловлювачі сучасних системи очищення газів від пилу відносно складні споруди, що складаються з комплексу газоочисних і допоміжних апаратів на прикладах пиловловлювачів сучасних фірм NYLA, Donaldson, ООО «Енергомаш» та інші.

Необхідна інформація, яку слід враховувати при виборі пиловловлювача, це те, яку кількість відходів він утворює за годину роботи, який вид забруднень він здатний очистити, всі загальні експлуатаційні характеристики, потужність, енергоспоживання і якість роботи. Рішення про застосування пиловловлювача треба приймати на підставі конкретних умов.

Інформаційні джерела:

1. Сборник задач по расчету систем кондиционирования воздуха микроклимата зданий. / Под редакцией к.т.н., доц. Э.В. Сазонова. – Воронеж: Из-во ВГУ, 1988 – 296 с.
2. Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – Санкт-Петербург: изд-во «АВОК Северо-Запад», ОАО «Техническая книга», 2005. – 399 с.
3. Пирумов А.П. Обеспыливание воздуха / А.И. Пирумов. — М.: Стройиздат, 1981. — 296 с
4. Апостолюк С.О., Джигирей В.С. Соколовський І.А. та ін. Промислова екологія /. — К.: Основа, 2012. — 274с

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

УДК 621.56/59

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО АДСОРБЦІЙНОГО ОСУШУВАЧА ПОВІТРЯ

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

Технології осушування дуже зажадані для підтримування комфортних умов або необхідних параметрів мікроклімату у вологих приміщеннях. На відміну від конденсаційного осушення повітря, де енергія витрачається спочатку на охолодження потоку повітря, а потім на його підігрів до температури початку процесу, при осушенні методом сорбції енерговитрата складає 1/5 від зазначеного процесу, а енергія витрачається лише на підігрів повітря регенерації. Так само механічні осушувачі неефективні при невисоких значеннях температури $t < 30$ °С і вологості $\phi < 60$ %, а сорбційні осушувачі працюють при будь-яких температурах і рівнях вологості повітря.

Робота є продовженням експериментального дослідження роторного осушувача з шаром силікагелю, де вивчався вплив температури регенерації в роторі-осушувачі на його робочі характеристики [1].

Однак температура регенерації не є єдиним фактором, який впливає на продуктивність роторного осушувача повітря. Швидкість обертання ротора також є керуючим впливом. Значення $n = 8 \dots 20$ об/год ($0,1 \dots 0,3$ об/хв) відповідають номінальній продуктивності G_w адсорбційних осушувачів. При $n > 0,3$ об/хв досягається зменшення величини G_w , рис.1, 2.

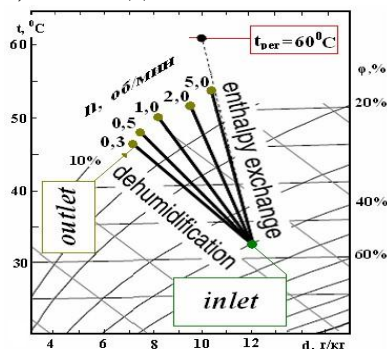


Рис 1. Вплив швидкості обертання ротора n адсорбційного осушувача на процес осушення.

Для підтвердження цієї залежності було проведено дослідження. За стовідсоткову ефективність адсорбційних осушувачів було прийнято значення G_w при $n = 0,3$ об/хв. Саме при цьому значенні відбувається ізоентальпійний процес осушення повітря. Температура регенерації становила 60°C . На графіку, рис.1, чітко видно залежність ефективності при збільшенні швидкості обертання ротора. Разом з цим спостерігалось підвищення температури повітря на виході з ротора.



Рис 2. Графік залежності ефективності ротору від швидкості обертання n .

Це в черговий раз доводить, що керуючими факторами продуктивності роторного осушувача повітря є температура регенерації та швидкість обертання ротора, а також підтверджує те, що роторні осушувачі можуть використовуватися у широкому діапазоні температур та вологості повітря.

Література:

1. Збірник «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». Одеса, 2013р. Марченко В.Г. Дослідження адсорбційного ротора-осушувача

Науковий керівник: Липа О.І., к.т.н., доцент кафедри холодильних машин, установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



УДК 628.85:544.431.143

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ АЭРОИОНОВ В ВОЗДУШНОЙ СРЕДЕ ПОМЕЩЕНИЯ

Марченко В.Г., аспирант, Яценко Р.О., магистрант, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В связи с высокой степенью оснащения помещений (офисов) оргтехникой, показатели комфортности, помимо оптимальных значений термовлажностных параметров, должны быть дополнены нормируемыми значениями параметров аэроионного состава воздушной среды помещений: $400 \leq n^+ < 50\,000$; $600 < n^- \leq 50\,000$. Для достижения рекомендованных значений аэроионов в помещении необходимо применение устройств искусственной ионизации.

Целью данной работы являлось экспериментальное исследование распространения аэроионов различного заряда от коронного генератора ионов эффлювиального типа IWS-12D1-AE (Filtair, Израиль) в типичном офисном помещении.

Результаты экспериментального исследования представлены схемой, демонстрирующей распределение ионов обоих знаков на различной высоте H и расстоянии L от ионизатора, рис. 1.

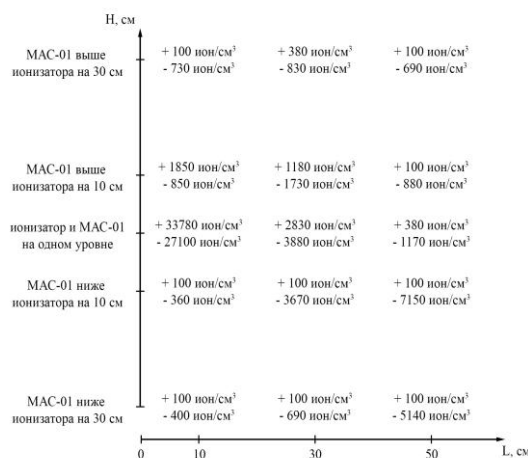


Рис.1. Концентрация аэроионов на различной высоте и расстоянии от ионизатора

Очевидно, что в определенном объеме пространства под ионизатором устанавливается высокая концентрация ионов отрицательного заряда, в пределах допустимых нормативных значений. Ионы с положительным зарядом накапливаются в пространстве над ионизатором.

Анализируя распределение ионов, рис. 1, также можно заметить, что распространение ионов происходит по некой параболе, фокусом которой выступает собственно ионизатор.

Принимая во внимание стекание ионов отрицательного заряда, и, как следствие, локализацию области высокой концентрации p^- непосредственно под ионизатором, установка ионизаторов эффлювиального типа требуется непосредственно над рабочими местами. При этом, в случае использования генераторов ионов IWS-12D1-AE, учитывая характерную для них параболическую форму траектории распространения аэроионов, следует размещать данное устройство на высоте $H = (0,1 \dots 0,3)$ м и расстоянии $L = 0,5$ м от зоны дыхания человека.

Научный руководитель: Липа А.И., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования ОНАПТ



СЕКЦІЯ №4 – “ТЕПЛОМАСООБМІННІ ПРОЦЕСИ В ХОЛОДИЛЬНІЙ І ТЕПЛОНАСОСНІЙ ТЕХНІЦІ”

УДК 664.723

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ ПРИ СУШКЕ ДИСПЕРСНОГО МАТЕРИАЛА

Стреколовский С.О., студент, Колесник Е.И., студентка ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В настоящее время усилился интерес к технологиям сушки, использующим микроволновой нагрев. Однако для определения рациональных технологических параметров процесса требовалось проведение экспериментов, целью которых являлась оценка энергетической эффективности. Для определения КПД камеры и теплового КПД необходимо знать тепловую энергию, генерируемую в продукте под действием МВ-поля $Q_{обр}$, полезно используемую теплоту Q_n , а также потери в окружающую среду $Q_{окр}$ за счет лучистого Q_l и конвективного Q_k теплообмена и потери на нагрев диэлектрической ячейки $Q_я$, в которую помещается материал.

$$Q_{окр} = Q_k + Q_l + Q_я$$

Под действием электромагнитного поля ячейка, воздух и стенки рабочей камеры практически не нагреваются. В связи с возникновением в результате нагрева перепада температур между обрабатываемым материалом и окружающей средой образец теряет определенное количество теплоты. Следовательно, тепловую энергию, генерируемую в образце, можно определить как сумму ее составляющих:

$$Q_{обр} = Q_n + Q_{окр}$$

Потери в окружающую среду за счет конвективного теплообмена определяются зависимостью Ньютона-Рихмана:

$$Q_k = \alpha \cdot \Delta t \cdot F$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt – разность температур поверхности материала и окружающей среды (воздух в МВ камере), °С; F – площадь поверхности образца, м^2 .

Потери в окружающую среду за счет лучистого теплообмена Q_l :

$$Q_l = \varepsilon \cdot C_o \cdot \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{о.с.}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{1-2} \cdot F$$

где ε – степень черноты поверхности образца, $\varepsilon = 0,932$; C_o – постоянная излучения абсолютно черного тела, $C_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; φ_{1-2} – средний угловой коэффициент ($\varphi_{12} = 1$).

Количество теплоты, которое было затрачено на испарение воды из материала:

$Q_u = \frac{m_6 \cdot r}{\tau}$, где m_6 – масса испарившейся воды, кг; r – удельная теплота парообразования, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; τ – время, с.

Количество теплоты, которое затрачивается на нагрев материала: $Q_H = \frac{\bar{m} \cdot c_p \cdot \Delta t}{\tau}$, где c_p – теплоемкость зерна, \bar{m} – средняя за период сушки масса зерна.

КПД камеры рассчитывается по следующей зависимости:

$$\eta_k = Q_n / N_{\text{вх}}$$

С увеличением потерь теплоты снижается коэффициент использования тепловой энергии η_m , который определяется следующим соотношением:

$$\eta_m = Q_n / Q_{\text{обр}}$$

Полезно используемая теплота определяется как сумма количеств теплоты, расходуемых на нагрев материала и на испарение влаги в процессе сушки. Полученные экспериментальные данные позволяют определить величину полезно используемой теплоты Q_n .

При определении величин потерь теплоты принимались следующие условия:

- физические свойства материала ячейки и окружающей среды в МВ-камере постоянны;
- температуры обрабатываемого материала и ячейки до помещения в МВ-поле, а также стенок камеры, равна температуре окружающей среды (воздуха) в камере.

Расчеты этих величин, включая полезный тепловой поток $Q_{\text{пол}}$, приведенные для различных масс материала, толщины слоя δ и площади поверхности $F_{\text{пов}}$, приведены в табл. 1. В качестве материала для сушки использовалось зерно гречихи.

Таблица 1 – Тепловые потоки при различной массе и организации слоя материала

№ опыта	m, кг	$F_{\text{пов}} \cdot 10^3$, м ² .	t, °C	δ , м	Q_l , Вт.	Q_k , Вт.	$Q_{\text{пол}}$, Вт	η_k
1	0,05	18,4	60	0,008	1,3	6,9	33,6	0,21
2	0,06	15	68	0,016	1,25	7,1	38	0,24
3	0,1	18,4	75	0,016	2,08	10,5	48,6	0,3
4	0,15	28,6	65	0,016	3,1	11,7	51,24	0,32
5	0,2	39,6	55	0,009	3,3	12,0	50,5	0,32
6	0,2	29,4	83	0,032	5,0	18,1	69,4	0,43
7	0,31	59,8	47	0,009	4,7	12,1	48,4	0,31
8	0,31	33,2	90	0,048	7,9	22,0	84,2	0,53
9	0,31	9	98	0,048	8,3	10	58,4	0,37

Видно, что вкладом конвективного теплового потока в потери пренебрегать не следует, в отличие от лучистого теплового потока, величина которого незначительна. КПД микроволновой камеры η_k зависит не только от массы материала, но и от характера его расположения, т.е. от толщины и площади открытой поверхности.

Научный руководитель: Бошкова И.Л., к.т.н, доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАИТ

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОБМІННИКІВ З ПРОМІЖНИМ ДИСПЕРСНИМ ТЕПЛОНОСІЄМ

Георгієш К.В., асистент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Ціллю роботи є визначення ефективності, або ККД, теплообмінника-регенератора з насадкою у вигляді дисперсного матеріалу. Використання такої насадки забезпечує значну інтенсифікацію процесу теплообміну. Тому доцільно оцінити ККД реального теплообмінного апарату. Регенератор, схема якого подана на рис. 1, призначений для високотемпературного нагрівання повітря продуктами згоряння. Він працює в такий спосіб. Насадка з верхнього бункера 7 під дією гравітаційних сил надходить у камеру 1, де нагрівається продуктами згоряння, що продуваються через жалюзі 8 у горизонтальному напрямку. Через запірний вузол 3 насадка надходить у камеру 2, де охолоджується, нагріваючи повітря, що продувається крізь шар. З нижнього бункера 4 через випускний пристрій 5 насадка надходить в систему транспорту 6, що повертає її у верхній бункер. Таким чином, насадка, що є проміжним теплоносієм, циркулює по замкнутому контуру. Запірний вузол служить для запобігання витікання повітря з камери 2 у камеру 1. Випускний пристрій забезпечує рух насадки у вигляді щільного шару і необхідну витрату. Насадка являє собою сферичні частки корунду діаметром 10 мм., пористість шару $\varepsilon = 0,4$. Густина корунду $\rho_n = 2,5 \cdot 10^3$ кг/м³, теплоємність $c_n = 0,80 + 0,004t$ кДж/(кгК). Витрата повітря, що нагрівається, $G_2 = 2,5$ кг/с, його температура на вході в регенератор $t_2' = 20$ °С, на виході $t_2'' = 1200$ °С. Температура продуктів згоряння на вході в регенератор $t_1' = 1400$ °С, на виході $t_1'' = 200$ °С. Задачею роботи було визначити розміри обох камер і аеродинамічний опір шару в них, а також ефективність регенератора і камер 1, 2. Властивості теплоносіїв вибирали, користуючись даними [1].

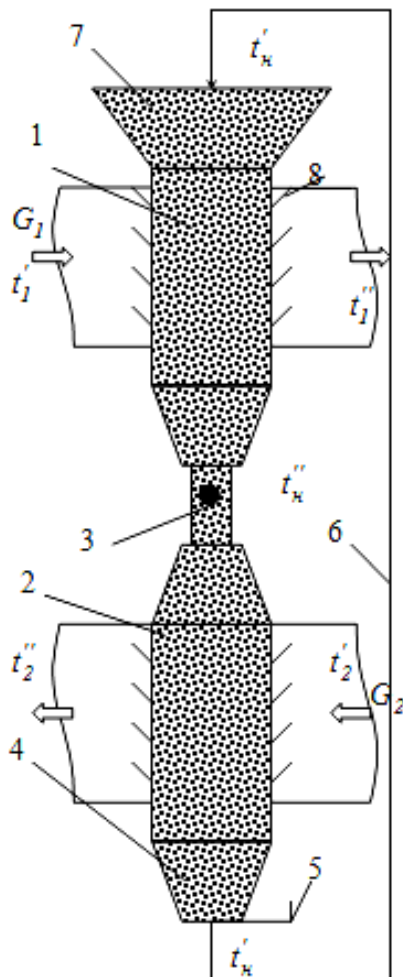


Рис. 1

Схема теплообмінника з проміжним дисперсним теплоносієм

- 1 – камера нагріву насадки;*
- 2 – камера нагріву повітря,*
- 3 – запірний вузол, 4 – нижній бункер,*
- 5 – випускний пристрій,*
- 6 – система транспорту насадки,*
- 7 – верхній бункер, 8 – жалюзі*

Кількість теплоти Q і витрату продуктів згоряння G_1 знаходимо з рівняння теплового балансу для регенератора, що при стаціонарному режимі і відсутності теплових втрат буде $G_1 = 2,17$ кг/с

Водяні еквіваленти продуктів згоряння і повітря:

$$W_1 = G_1 \bar{c}_{p1} = 2,17 \cdot 1264 = 2743 \text{ Вм/К}$$

$$W_2 = G_2 \bar{c}_{p2} = 2,5 \cdot 1116 = 2790 \text{ Вм/К.}$$

Приймаємо температуру насадки на виході з камери $t_n'' = 1300^\circ\text{C}$, а температура на виході з камери 2 буде $t_n' = 110^\circ\text{C}$.

Швидкості початку псевдозрідження в камері 1: $w_{n.n1} = 4,62 \text{ м/с}$, в камері 2 - $w_{n.n2} = 4,28 \text{ м/с}$. Робочі швидкості приймаємо $w_1 = 4,16 \text{ м/с}$, $w_2 = 3,85 \text{ м/с}$.

Коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну першої камери $\alpha_1 = 263,7 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, другої камери $\alpha_2 = 208,3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Середньоарифметичні температурні напори першої камери при перехресній течії $\bar{\Delta}t_1 = 47,4^\circ\text{C}$, другої $\bar{\Delta}t_2 = 47,5^\circ\text{C}$.

Поверхня міжкомпонентного теплообміну в камерах 1 і 2 $F_{m1} = 263,4 \text{ м}^2$, $F_{m2} = 332,7 \text{ м}^2$. Питома поверхня часток в одиниці об'єму шару $a_n = 360 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Об'єм теплообмінної ділянки в першій і другій камерах:

$$V_{m1} = \frac{F_{m1}}{a_n} = 0,732 \text{ м}^2$$

$$V_{m2} = \frac{F_{m2}}{a_n} = 0,924 \text{ м}^2$$

Перерізи для проходу газу f_1 і повітря f_2 визначаються з рівняння нерозривності при обраній швидкості фільтрації: $f_1 = \frac{G_1}{\rho_1 w_1} = \frac{2,17}{0,33 \cdot 4,16} = 1,581 \text{ м}^2$, $f_2 = \frac{G_2}{\rho_2 w_2} = \frac{2,5}{0,4 \cdot 3,85} = 1,62 \text{ м}^2$.

Аеродинамічний опір шару визначаємо за залежностями [2] через число Рейнольдса. Для камери 1 аеродинамічний опір шару складає $\Delta p_1 = 4138 \text{ Па}$, для камери 2 $\Delta p_2 = 5076 \text{ Па}$.

Ефективність (ККД – коефіцієнт корисної дії) регенератора [1] по теплоносію з меншим водяним еквівалентом складає $\varepsilon_1 = 0,87$. Ефективність всього апарата може бути визначена також і за значеннями ефективності окремих камер: для першої камери $\varepsilon_{1n} = 0,93$, для другої камери $\varepsilon_{n2} = 0,93$

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{\varepsilon_{1n}} + \frac{1}{\varepsilon_{n2}} - 1 \right)^{-1} = \left(\frac{1}{0,93} + \frac{1}{0,93} - 1 \right)^{-1} = 0,87$$

Таким чином, встановлено, що ефективність теплообмінника-регенератора, призначеного для підігрівання повітря продуктами згоряння, та який містить дві камери і використовує в якості насадки дисперсний матеріал, є високоефективним і може бути використаним для утилізації теплоти продуктів згоряння

Інформаційні джерела:

1. В.П. Исаченко, В.А. Осиповна, А.С. Сукомел. Теплопередача. М., Энергоатомиздат, 1981. – 416 с
2. Горбис З.Р., Календерьян В.А. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями. – М.: Энергия, 1975. – 296 с.
3. Календерьян В.А., Корнараки В.В. Теплообмен и сушка в движущемся плотном слое. К., Вища школа. – 1982. – 160 с.
4. Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. Задачник по теплопередаче: учебное пособие для вузов. М.: Энергия, 1980. – 288 с.
5. А.И. Погорелов. Тепломассообмен (основы теории и расчета). Одесса, Черноморец, 1999. – 127 с.

Науковий керівник: Бошкова І.Л., к.т.н, доцент кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв ОНАХТ

ПРОБЛЕМЫ ОЧИСТКИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Бутовский Е.Д., аспирант, Миненков В.В., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Энергетическая отрасль является одной из наиболее развитых и мощных в большинстве стран мира в силу создания ею продукции, определяющей стратегическую безопасность, и комфортные условия жизни населения страны. В то же время её предприятия являются наиболее мощными и распространёнными источниками загрязнения окружающей среды дымовыми газами.

Эти выбросы являются одной из самых главных причин загрязнения громадных объемов воздушного бассейна, водных ресурсов, почвы – т.е. всей биосферы планеты. Эти выбросы включают токсичные и канцерогенные газы, пары и твердый аэрозоль (оксиды серы, азота и углерода, 3,4-бензопирен, альдегиды, сажу, оксиды кремния, ванадия, никеля, хрома, магния, алюминия, цинка и др.). Кроме отрицательного влияния на биосферу промышленные выбросы, в частности, диоксида серы, оксидов азота, гидрохлоридов оказывают весьма активное воздействие на различные материалы, строения и оборудование, проявляющееся в химической и электрохимической коррозии. В результате резко сокращаются сроки службы зданий и сооружений, а также многократно увеличиваются расход на их эксплуатацию и содержание.

Дымовой газ – это отработанный газ, выпускаемый в атмосферу после технологических процессов через трубу. Очистка дымовых газов заключается в необходимости удаления из них различных веществ, загрязняющих атмосферу (пример: диоксиды, фураны, кислые газы и тяжелые металлы).

При полном сгорании топлива дымовые газы, уходящие из топки, содержат двуокись углерода CO_2 , пары H_2O (образующиеся при сгорании водорода топлива), сернистый ангидрид SO_2 , азот N_2 - нейтральный газ, поступивший в топку с кислородом воздуха, азот из состава топлива N_2 , а также кислород избыточного воздуха O_2 . При неполном сгорании топлива к указанным элементам добавляются еще окись углерода CO , водород H_2 и метан CH_4 . Для удобства подсчетов продукты сгорания разделяют на сухие газы и водяные пары. Объем сухих газов принимают за 100%.

Применяемые способы уменьшения образования вредных примесей при сжигании топлива сложны технологически, снижают к.п.д. установок, недостаточно эффективны и не позволяют одновременно сократить выход всех или основных наиболее токсичных компонентов. В некоторых случаях уменьшение образования одной примеси сопровождается увеличением другой. Существующие способы улавливания вредных примесей в исходящих газах предназначены для борьбы, главным образом, с каким-либо одним компонентом, конструктивно сложны, энергоемки и требуют больших капитальных и эксплуатационных затрат.

В СНГ, в том числе и в Украине, вследствие вышеуказанных причин традиционные способы улавливания вредных примесей в исходящих газах не нашли широкого применения.

Напряженная экологическая обстановка в различных регионах, особенно в промышленных, определяет актуальность применения эжекторного конденсационного фильтра контактного теплообменника. Его применение может обеспечить высокую интенсивность теплообмена, превышающую на порядок коэффициенты теплоотдачи при конвективном теплопереносе.

Основное и главное его отличие от используемых на ТЭЦ фильтров для очистки – полная конденсация компонентов дымовых газов путем впрыска мелкодисперсного жидкого хладагента (азота или углекислоты) в поток дымовых газов с температурой до 200°C . И включение в уже существующие системы очистки на ТЭЦ.

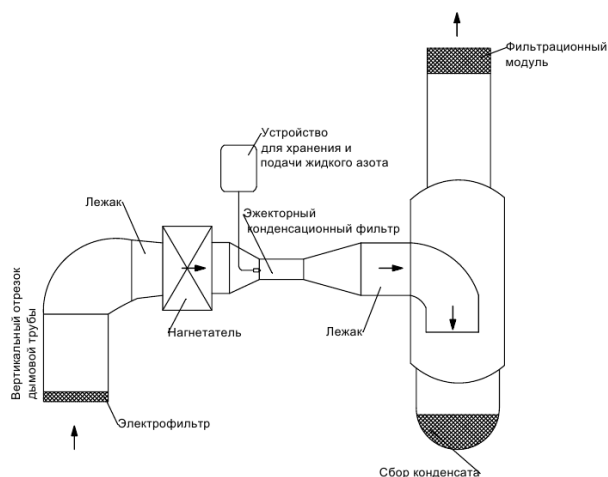


Рис. 1 Схема применения эжекторного конденсационного фильтра в системе фильтрации дымовых газов

Эжекторный конденсационный фильтр может применяться в системах очистки дымовых газов ТЭЦ. Его преимущества по сравнению с уже существующими фильтрами:

- полная моментальная конденсация дымовых газов в системе очистки перед выбросом в атмосферу;
- конденсация достигается путем впрыска мелкодисперсного жидкого хладагента в поток горячих дымовых газов, моментальное охлаждение и конденсация дымовых газов.

Научный руководитель: Когут В. Е., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДК 622.691

НОВА СИСТЕМА УТИЛІЗАЦІЇ НАДЛИШКОВИХ ТИСКІВ ПРИРОДНОГО ГАЗУ НА КС «ПІВДЕНОБУЗЬКА».

Захарчук О.О. магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Принципова схема утилізації надлишкового тиску пускового і редукованого газів ГПА. Запропоновані системи паливного і пускового газу газоперекачувального агрегату (ГПА) призначені для очищення, осушення і підтримки необхідного тиску і витрати перед поданням його в камеру згоряння і на пусковий пристрій (турбодетандер).

Газ для цих систем, аналогічно як і для системи імпульсного газу, відбирається з різних точок технологічних комунікацій газокompресорної станції (КС) : на вузлі підключення, з вихідного колектора пилотівловлювачів і вихідного шлейфу компресорного цеху - перед апаратами повітряного охолодження газу.

Система паливного і пускового газу мають блокове виконання і включають таке устаткування (рис. 1): сепаратор циклонний; фільтр; теплообмінник; турбодетандер паливного газу; генератор; дозатор газу; дрослюючий пристрій; турбодетандер пускового газу; регулятор частоти валу; муфту; вісьовий повітряний компресор; камеру згоряння; турбіну високого тиску; силову турбіна; нагнітач.

Схема працює таким чином: Після натиснення кнопки "Пуск" включається пусковий насос, маслозмащувач і насос маслоущільнення. Відкриваються вентилі продування контура нагнітача, впродовж 15-20 с. Таким чином здійснюється заповнення контура нагнітача газом, і такий пуск називається пуском ГПА із заповненим контуром.

Далі включається муфта 10, вводиться в зачеплення триб турбодетандера, відкриваються гідравлічний клипак №3 і стопорний клипак системи регулювання ГПА. Потім відкривають вентиль № 5 і закривають № 4. Підключається валоповоротний пристрій, вал компресора починає обертатися від турбодетандера.

Перший етап розкручування закінчується відкриттям вентиля № 1 і включенням дозатору газу 6 разом з регулятором частоти вала 9.

На другому етапі розкручування ротора турбокомпресора робиться спільно турбодетандером і турбіною. Досягши оборотів турбокомпресора, достатніх для запалення суміші ~ 400- 1000 об./хв., включається система запалення дроселем № 7, який подає газ на запальне облаштування камери згорання. Про нормальне запалення сигналізує датчик-фотореле; через 2-3 хв. дросель № 7 відкривається повністю.

Приблизно через 1-3 хв. після досягнення температури ~ 150-200°C закінчується "перший" етап прогрівання, відкривається регулюючий клипак №1 та №2 на величину 1,5-2 мм і починається другий етап прогрівання, який триває ~ 10 хв.

На цьому етапі газ розділяється на два потоки: один спрямовується на турбодетандер паливного газу 4, інший на турбодетандер пускового газу 8.

Паливний газ через вентиль №1 поступає в турбодетандер 4, де приводить в обертання робоче колесо і розширюється до тиску 1.5 МПа. Детандер за допомогою валу пов'язаний з електрогенератором 5, який виробляє електроенергію. Кількість електроенергії, що виробляється, залежить від витрати, температури і різниці тиску паливного газу, що проходить через детандер. Після розширення паливний газ через вентиль №2 поступає в камеру згорання №12 газотурбінного двигуна (ГТД). У разі аварійної зупинки детандера спрацьовує блок дозуючого клипака 6, який перекидає надходження паливного газу на детандер за допомогою вентиля №11, і увесь газ через вентиль №1.1 поступає в регулятор тиску з ручним управлінням 7, далі паливний газ через вентиль №1.2 поступає в камеру згорання 12 ГТД. Вентиль №2 в даному випадку закритий.

Потім відбувається поступове збільшення оборотів турбіни високого тиску за рахунок відкриття газорегулюючого клапана. Досягши обертів ~ 40 - 45 % від номіналу турбіна виходить на режим самохідності; дозатор газу №6 поступово зменшує подання газу на турбодетандер №8, закриваються крани № 3 і 5, відкривається кран № 4. При виході із зачеплення муфти турбодетандера закінчується другий етап розкручування ротора.

На третьому етапі відбувається подальший розгін ротора турбокомпресора шляхом поступового збільшення подання газу в камеру згорання шляхом відкриття дозатора газу №6 на повну. Закриваються антипомпажні клапани осьового компресора, турбоагрегат переходить працювати з пускових насосів на основні, приведені в обертання вже від роторів агрегату. При збільшенні частоти обертання до величини, рівній частоті обертання інших нагнітачів цеху, відбувається продувка нагнітача, включається табло "Агрегат в роботі".

Таким чином, запропонована послідовність пуску ГТУ дозволяє значно зменшити провали частоти обертання валу турбокомпресора і стрибок температури продуктів згорання в турбіні, що у свою чергу, забезпечує збільшення ресурсу ГТУ і зниження витрати палива.

Один з важливих напрямів у пошуках нових джерел енергії - це модернізація існуючих і будівництво нових ГПА з використанням детандерно-генераторних агрегатів (ДГА), так як їх використання забезпечить підвищення техніко-економічних показників і надійність устаткування КС, дозволить значно зменшити електричне навантаження на існуючі лінії електропередач без негативного впливу на довкілля.

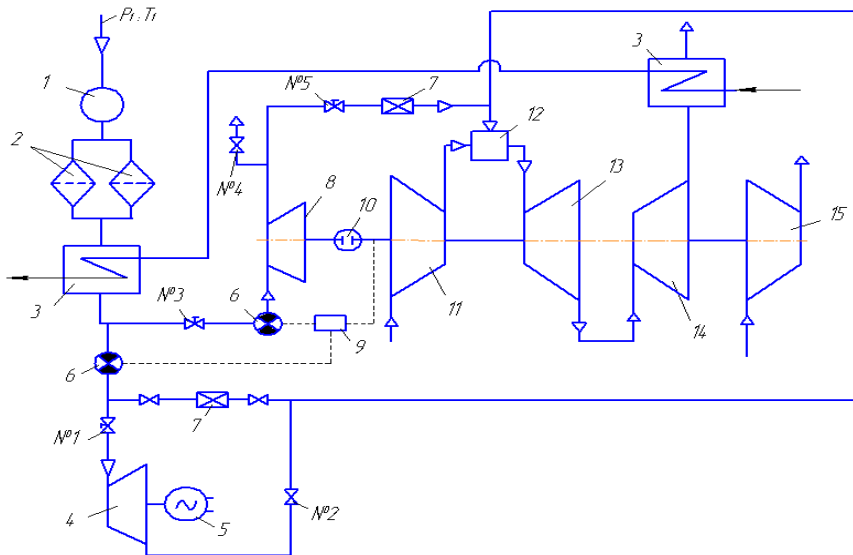


Рисунок 1. Принципова схема утилізації надлишкового тиску пускового і редукованого газів ГПА

1-сепаратор циклонний; 2-фільтр; 3- теплообмінник; 4-турбодетандер паливного газу; 5- генератор; 6-дозатор газу; 7-дроселючий пристрій; 8-турбодетандер пускового газу; 9-регулятор частоти вала; 10-муфта; 11-осьовий повітряний компресор; 12-камера згорання; 13-турбіна високого тиску (ТВТ); 14-силова турбіна; 15-нагнітач.

Розрахунок терміну окупності ДГА. Додаткова електрична потужність ДГА складе 145 кВт.годин на один пуск. За рік потужність складе $N_{дга} = 1450 \cdot 11 = 15650$ кВт.годин. Слід зазначити, що потужність ДГА була отримана в випадку, при змінній витраті газу через детандер. При розрахунковій витраті газу через детандер його термін окупності складає 4,3 року.

Науковий керівник: Кологривов М.М., к.т.н., ст.н.сп., доцент кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв ОНАХТ

УДК 621.59; 665.727.004; 539.4; 533.24

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В УКРАИНУ

Колесник А.О., студент 4 курса ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Мировое потребление природного газа (ПГ) ежегодного увеличивается. По данным Министерства энергетики и угольной промышленности за 2012 год для Украины оно составило около 55 млрд. м³ [1]. При этом собственные запасы составляют около половины объема потребления. Недостающую часть приходится закупать в странах-производителях. Рассмотрим варианты поставок ПГ из-за границы.

Наша страна находится в чрезвычайно выгодном геополитическом положении. Огромное количество природного газа, добытого в России, поставляется газопроводным транспортом, проходящим через территорию нашей страны в Европу. Таки же путем мы получаем необходимое количество ПГ от России для собственных нужд.

Природный газ поступает в Украину по 22 магистральным газопроводам, таким как «Союз», «Прогресс», «Уренгой-Помары-Ужгород» и другие, а выходит за её пределы – по пятнадцати. Протяженность газопроводов составляет 37,1 тыс. км, в том числе 14 тыс. км –

трубопроводы наибольшего диаметра – 1020...1420 мм. Общая протяженность газопроводов Украины составляет 283,2 тыс. км.

Альтернативный вариант снабжения Украины природным газом – транспортирование морским путем сжиженного природного газа (СПГ).

СПГ производится на 27 крупнотоннажных заводах всего мира. В стадии монтажа находятся ещё 6 заводов и более 20 проектируются [2]. Мировой флот танкеров для доставки природного газа покупателям насчитывает 369 судов и их количество постоянно увеличивается. Для приёма СПГ и его регазификации построено 68 терминалов по всему миру и ведётся строительство ещё 21, а 40 – находятся в стадии проектирования.

Первые танкеры для перевозки сжиженного природного газа появились в начале XX-го века. В 1914 году Г. Кобат запатентовал баржу для транспортировки сжиженного газа, тем самым доказав, что перевозить СПГ – это реальная задача. На сегодняшний день для межконтинентальной перевозки природного газа, в основном, используются танкеры, которые были спроектированы в конце 50-ых годов прошлого века. Наибольшее распространение в первом десятилетии 21 века получили танкеры для транспортировки 140 000 м³ СПГ.

В нашей работе в качестве источника природного газа был выбран Алжир, откуда СПГ предполагается доставлять морским путем (рис. 1). В пересчёте на жидкость Украине необходимо 92 млн. м³ ПГ в год.

При выборе метановоза мы учитывали глубину морей и проливов, через которые должно пройти судно. В качестве транспортного средства было выбрано судно ёмкостью 250 тыс. м³ СПГ с нормальной осадкой 12 метров. Продолжительность одной ходки от Алжира до Украины с учетом погрузочно-разгрузочных работ составляет 5 дней. Следовательно, для обеспечения нашей страны природным газом необходимо приобрести 6 судов.

Создание альтернативной системы обеспечения Украины природным газом требует не только появления флота метановозов, но и строительства завода для регазификации СПГ. Несмотря на это, вложенные средства снизят затраты на энергоносители и сделают экономику страны более гибкой и менее зависимой от политических взаимоотношений.



Рис. 1. Путь транспортирования СПГ от Алжира до Украины

Информационные источники:

1. <http://mpe.kmu.gov.ua/fuel/control/uk/index>
2. Лавренченко Г.К., Копытин А.В. Криогенные комплексы производства и отгрузки СПГ, его приёма, хранения и регазификации в системе международной торговли. – Технические газы. – 2010. – № 3. – С. 2-19.

Научный руководитель: Дьяченко. Т.В., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ



УДК 621.56/59

АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ДЛЯ ПІДГРІВУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ПРИ ВПРОВАДЖЕННІ ДЕТАНДЕР-ГЕНЕРАТОРНИХ АГРЕГАТИВ НА ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ СТАНЦІЯХ

Юшковська А.М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Важливою задачею держави є розвиток високоефективних енергозберігаючих технологій. При редукуванні газу на газорозподільних станціях (ГРС) до тисків в розподільних мережах втрачається значна кількість потенційної енергії надлишкового тиску газового потоку, яка була раніше передана йому на компресорних станціях. Використання вторинних енергетичних ресурсів, до яких відноситься енергія надлишкового тиску природного газу на ГРС, є одним із способів підвищення енергоефективності магістрального транспорту газу.

Однією з енергозберігаючих технологій виробництва електроенергії є детандер-генераторна технологія, заснована на застосуванні на станціях технологічного пониження тиску газу в системах газопостачання детандер-генераторних агрегатів (ДГА), висока енергетична ефективність яких отримала практичне підтвердження .

При установці на існуючих ГРС детандер-генераторного агрегату виникає проблема з підгрівом газу, так як зниження температури при розширенні в детандері істотно вище, ніж при дроселюванні. Важливим питанням при впровадженні детандер-генераторних агрегатів є вибір раціонального способу підгріву. В даний час запатентовано досить багато схем включення ДГА у вже існуючі ГРС з видачею як електроенергії, так і холоду. При цьому розглядаються різні способи нагріву газу перед його розширенням в детандері: електронагрів, нагрів димовими газами, використання парокompресійних теплових насосів, використання для нагрівання стисненого в компресорі повітря та ін.

Метою даного дослідження була оцінка доцільності використання парокompресійного теплового насоса (джерело низькопотенційного тепла - повітря) для підгріву газу. На рис. 1 наведена схема установки, яка містить ДГА і тепловий насос, захищена патентом. Але наведена на рис. 1 схема одноступеневого розширення вимагає досить високого підгріву газу перед ДГА, і, отже, використання теплового насоса напевно для одноступеневої схеми буде недоцільним. Для наявного перепаду тисків (тиск знижується від 5,5 МПа до 0,3 МПа) був розглянутий варіант схеми з двоступеневим редукуванням газу з підгрівом його перед кожним ступенем ДГА. Розрахунок виконувався, виходячи з вимог до природного газу на виході з ГРС, відповідно до яких температура газу повинна бути не нижча за мінус 10 ° С. Розрахунки показали, що при цьому температура газу перед входом в детандер повинна становити приблизно 67 °С. Отримати таку температуру при використанні теплового насоса однозначно буде складно і недоцільно (порівняно з прямим електронагрівом). Тому далі було

розглянуто схему з тріступеневим редукуванням. У результаті була отримана розрахункова температура перед детандером близько 40 ° С.

Було виконано попередні розрахунки циклу парокомпресійного теплового насоса, що використовує в якості холодоагенту R134a при температурі навколишнього повітря (низькопотенційного джерела тепла) 0 ° С. Розрахунки показали, що дійсний коефіцієнт перетворення теплового насоса склав 2,7. Тобто використання теплового насоса в 2,7 рази економічніше прямого електронагріву природного газу.

Для підтвердження доцільності використання теплового насоса планується оцінити його енергоспоживання (розглянути застосування декількох робочих речовин) і порівняти доцільність його застосування з прямим електронагріванням і з нагріванням димовими газами. Ймовірно, що для досить м'яких кліматичних умов Одеської області застосування теплового насоса виявиться доцільним.

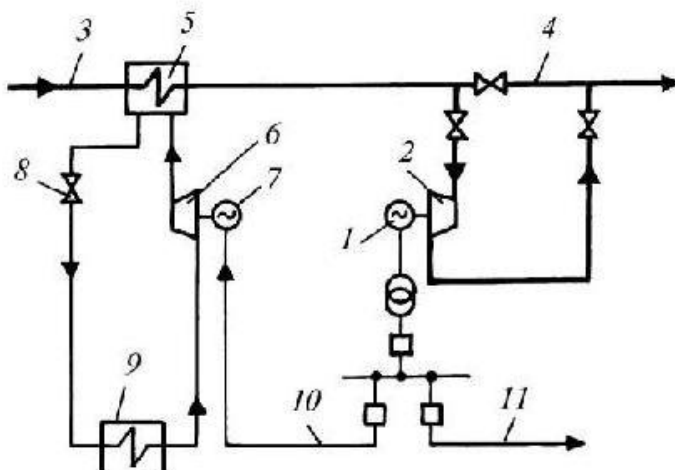


Рисунок 1. Схема установки, що містить ДГА і тепловий насос: 1 - генератор, 2 - детандер; 3 і 4 - трубопроводи високого і низького тиску, 5 - теплообмінник (конденсатор теплового насоса); 6 - компресор теплового насоса; 7 - електродвигун, 8 - дросель теплового насоса; 9 - випарник; 10 і 11 - електричні зв'язки генератора ДГА з електродвигуном компресора і зовнішньою мережею.

Список використаної літератури

1. Обзор современных конструкций турбодетандерных генераторов. Проспект фирмы ООО НТЦ «МТТ».
2. Гагауллина А. Р., Байков И. Р., Молчанова Р. А., Кулагина О. В. Использование энергии давления транспортируемого природного газа // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. - 2013. - № 2. - С.37-39.
3. Байдакова Ю. О. Исследование эффективности схем бестопливных установок генерации электроэнергии на основе детандергенераторных агрегатов и тепловых насосов: Автореферат дис. канд. техн. наук - Москва: МЭИ, 2013. – 19 с.

Науковий керівник: Хлієва О.Я., к.т.н., доцент кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв ОНАХТ

ИЗУЧЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗВИТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА В ГЕНЕРАТОРАХ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН (АХМ)

Лука О.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В последние годы возвращается интерес к применению абсорбционных преобразователей теплоты, таких как холодильные машины и тепловые насосы, поскольку данная техника является очень перспективной в плане энергосбережения и охраны окружающей среды. В настоящее время отечественные АХМ уступают зарубежным аналогам по таким показателям, как удельная металлоемкость и габаритные размеры, в среднем, на 15-30 % [1]. Уменьшение массы и габаритов теплообменных аппаратов, а, следовательно, и их металлоемкости, является актуальной проблемой. Наиболее перспективный путь решения этой проблемы – интенсификация теплообмена. Интенсификация теплообмена в испарителях и конденсаторах холодильных машин на сегодняшний день рассмотрена более подробно, чем интенсификация теплообмена в таком специфическом оборудовании, применяемом только в АХМ, как генератор и абсорбер. Если в составе АХМ генератор является затопленным, соответственно, уменьшение его габаритных размеров позволяет уменьшить и количество заправляемого раствора в машину. Необходимо отметить, что при выборе на практике того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать не только эффективность самой поверхности, но и ее технологичность изготовления, технологичность сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, чистоту поверхности, особенности эксплуатации и т. д. Важно понимать, что использование разных способов интенсификации приводит к существенно различному увеличению гидравлического сопротивления теплообменного аппарата, а следовательно и к увеличению затрат энергии.

Был выполнен анализ предлагаемых в настоящее время технических средств интенсификации теплообмена в горизонтальном генераторе АХМ затопленного типа. В таком генераторе кипение водоаммиачного раствора происходит на трубках и, в общем, характеризуется высокой интенсивностью теплоотдачи. В трубках движется жидкий теплоноситель, который, предположительно, будет нагреваться от низкопотенциального источника тепла. Для упрощения схемы АХМ и внедрения в нее системы нагрева теплоносителя от низкопотенциального источника тепла (например, солнечного коллектора) целесообразно отказаться от использования водяного пара в качестве теплоносителя. Понятно, что в таком случае интенсивность теплообмена в трубках будет существенно ниже, чем при кипении водоаммиачной смеси на трубках. Поэтому задача интенсификации теплообмена внутри трубок генератора АХМ является актуальной. Применительно к течению однофазных теплоносителей предложено использовать турбулизаторы потока на поверхности, шероховатые поверхности и поверхности, развитые за счет оребрения, закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами, завихрителями, установленными на входе в канал, подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей, вращение или вибрация поверхности теплообмена и др. [1-2]. Эффективность этих способов различна, в лучшем случае удастся увеличить теплоотдачу в 2-3 раза. После подробного анализа литературных источников [2-5] был сделан вывод, что в рассматриваемом генераторе АХМ целесообразно использовать трубки с кольцевыми диафрагмами. На наружной поверхности трубы накаткой наносятся периодически расположенные кольцевые канавки (рис. 1).

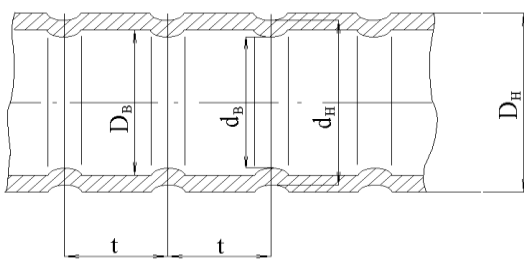


Рис.1. Труба с кольцевыми турбулизаторами

При этом на внутренней стороне трубы образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Кольцевые диафрагмы и канавки турбулизируют поток в пристеночном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена снаружи и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать данные трубы в тесных пучках и не менять существующей технологии сборки теплообменных аппаратов. Разработанная технология накатанных труб несложна, допускает

использование стандартного оборудования. Кроме того, этим трубам характерна пониженная загрязняемость. Таким образом, трубы с кольцевыми турбулизаторами удовлетворяют всем требованиям, необходимым для их широкого практического использования. В работе [2] отмечается, что применение данного метода интенсификации теплообмена позволяет в 1,5-2 раза уменьшить объем теплообменного аппарата при неизменных значениях тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей. На следующем этапе выполнения научного исследования планируется сравнить расчетные значения коэффициента теплоотдачи и гидравлического сопротивления для генератора АХМ с гладкими трубками и с трубками кольцевыми диафрагмами, причем планируется рассмотреть влияние шага расположения турбулизаторов на общие тепловые и гидравлические характеристики генератора.

Информационные источники:

1. Степанов К.И., Волков О.В. Перспективы применения развитых поверхностей теплообмена в абсорбционных бромистолитиевых преобразователях теплоты // VI Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (Санкт-Петербург, 13–15 ноября 2013 г.): Материалы конференции. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – С 102-104.
2. Дрейцер Г.А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов. Новости теплоснабжения. – 2004. – № 5. (www.ntsnn.ru)

Научный руководитель: Хлиева О.Я., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ



УДК 621.5.02

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВОЗДУХА

Лисица А. Ю., с. н. с., к.т.н., Сниховский Е. Л., асп., НАКУ "ХАИ", г. Харьков

На сегодняшний день известен ряд способов и устройств, обеспечивающих охлаждение воздуха за счет испарения воды. Различают устройства с прямым контактом испаряемой воды и охлаждаемого воздуха и такие, в которых охлаждаемый и увлажняемый (вспомогательный) потоки воздуха разделены стенкой. Последние называют косвенно-испарительными системами. Несмотря на наличие разделяющих стенок в косвенно-испарительных системах, обеспечив соответствующую схему движения потоков, можно получить более низкую температуру охлаждаемого воздуха, чем в случае прямого

адиабатного увлажнения. Кроме того, охлаждаемый воздух дополнительно не увлажняется. Сейчас косвенно-испарительные системы находят все большее применение, главным образом в системах кондиционирования воздуха.

В основе принципа косвенно-испарительного охлаждения лежит процесс получения холода за счёт использования психрометрической разности температур. Для реализации этого используется два потока воздуха. Основной (рабочий) поток охлаждается за счет конвективного теплообмена через разделяющую стенку теплообменника без непосредственного контакта с водой. Вода испаряется во вспомогательный поток, который и охлаждает основной поток через разделяющую их стенку. Поскольку температура испаряющейся воды во влажных каналах всегда выше температуры точки росы, рассчитанной для начальных параметров охлаждаемого воздуха, процесс его охлаждения протекает при постоянном влагосодержании. По причине того, что процессы теплообмена при таком способе охлаждения могут быть довольно близкими к обратимым, эффективность косвенно-испарительных систем оказывается очень высокая. Теоретическим пределом охлаждения воздуха в противоточном аппарате косвенно-испарительного охлаждения является температура точки росы. Что касается предельной температуры охлаждения для традиционных систем, то это лишь температура адиабатного увлажнения охлаждаемого воздуха.

Процессы теплообмена при косвенно-испарительном охлаждении воздуха чрезвычайно сложны и на сегодняшний день изучены недостаточно. Нет надежной теории описания процессов во влажном канале, который главным образом и определяет эффективность работы всего теплообменника. В литературе не удалось найти обоснования предельно достижимой температуры охлажденного воздуха с учетом соотношения его расхода с расходом «рабочего» потока воздуха. Нет информации о балансах расходов по воде и рабочему воздуху, что напрямую определяет интенсивность теплообмена. Также отсутствует достаточно полное математическое описание термодинамических процессов, кроме эксергетического и балансового расчетов. Но эти расчеты не дают информации о реальных процессах, происходящих в системе и параметрах в конкретных точках.

Данная работа является попыткой более точно и детально описать процессы теплообмена при косвенно-испарительном охлаждении воздуха с тем, чтобы в дальнейшем получить возможность более эффективно проектировать теплообменное оборудование, реализующее данный вид охлаждения.

Элементарная ячейка для моделирования указанных процессов может быть представлена как один рабочий канал и четыре вспомогательных, два из которых сухие, а два влажные (Рис. 1). Конструктивно каналы со вспомогательными потоками могут быть объединены. В этом случае рабочий поток на выходе из сухого канала охлаждения должен делиться на две равные части, а при расчете теплообмена необходимо рассматривать тепловой поток к влажным каналам 2 и 2'. Принципиально это не меняет методику расчета.

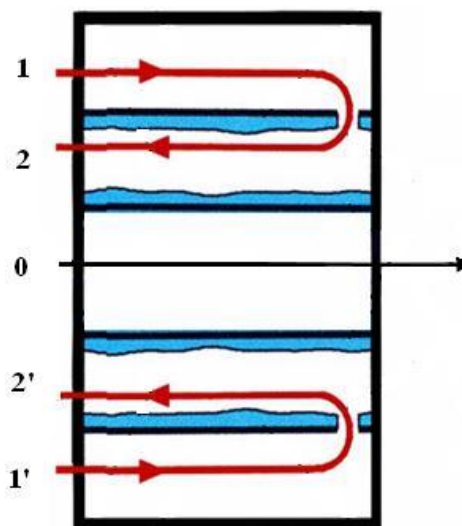


Рис. 1. Расчетная схема ячейки теплообменного аппарата косвенно-испарительного охлаждения: 0 – рабочий канал; 1 и 1' – сухие вспомогательные каналы; 2 и 2' – влажные вспомогательные каналы

Математическая модель процессов косвенно-испарительного охлаждения основывается на уравнении стационарной теплопроводности для плоской стенки без внутренних источников теплоты. На поверхности стенки со стороны сухого потока, а также на поверхности фитиля со стороны влажного канала задаются граничные условия III рода. Коэффициент теплоотдачи рассчитывается с учетом режима течения потока и геометрии канала. Для плоских каналов при условии небольших скоростей, которые наблюдаются в аппаратах косвенно-испарительного охлаждения, наиболее вероятен ламинарный режим течения. Для него, учитывая специфику течения через плоские щели, и подбираются критериальные уравнения.

Наиболее сложным является вопрос описания теплообмена во влажном канале. Система уравнений должна включать уравнение теплового баланса на границе испаряющейся жидкости и потока парогазовой смеси. Последнее отражает тот факт, что алгебраическая сумма теплопритоков к межфазной поверхности со стороны стенки и газовой фазы равна теплоте, затрачиваемой на фазовый переход. В первом приближении теплотой, затрачиваемой на подогрев подаваемой в теплообменник воды до температуры насыщения, можно пренебречь.

В данной работе описание процесса массообмена между влажным фитилем (пленкой воды) и парогазовой смесью во влажном канале проведено с учётом аналогии процессов тепло- и массообмена. Критериальные уравнения для определения коэффициента массоотдачи записываются через диффузионные аналоги соответствующих критериев подобия, используемые в случае теплообмена. Согласование системы уравнений достигается за счет температуры межфазной поверхности. При определении свойств соприкасающихся фаз на этой поверхности используется квазиравновесная схема фазового перехода. Для перехода к следующему участку теплообменника определяется изменение параметров влажного воздуха за время пребывания на расчетном участке канала. Теплофизические свойства влажного воздуха считаются как для бинарной идеальноегазовой смеси.

Расчеты по разработанной модели хорошо согласуются с данными, приведенными в литературе для данного класса процессов. Погрешность не превышает 15%.

Научный руководитель: Петухов И.И., доцент, к. т. н., НАКУ "ХАИ"

РАЗРАБОТКА НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Цапушел А.Н., аспирант, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Изучались сравнительные возможности испарительных водоохладителей, градирни ГРД и chillера Ch-Rw (рис. 1). Основой для сравнительного анализа послужили опытные данные, как ранее полученные в ОГАХ [1,2], так и полученные в ходе экспериментального исследования авторов. Приведенные здесь результаты носят предварительный характер, в первую очередь сравнительный, и будут в дальнейшем уточнены в ходе готовящегося экспериментального исследования на модернизируемом стенде. В качестве теплообменных аппаратов – градирен ГРД и chillеров Ch-Rw использовались насадочные многоканальные структуры из полимерных материалов.

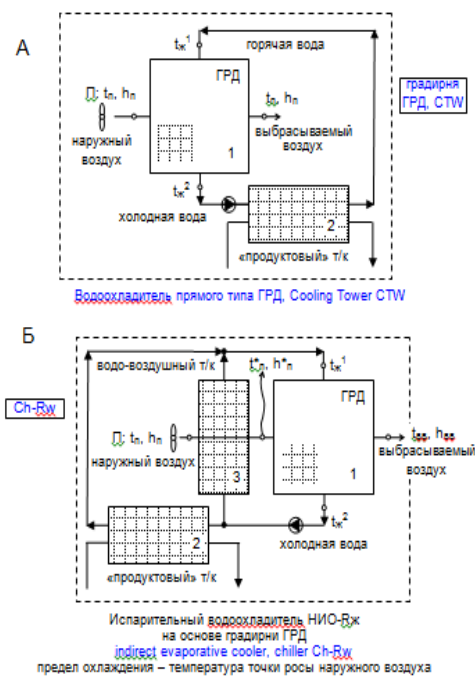


Рисунок 1. Принципиальные схемные решения испарительных водоохладителей прямого (А, градирня) и непрямого (Б) типов (водоохладитель непрямого типа chillер Ch-Rw), построенных по раздельной схеме. Обозначения: 1 – градирня ГРД; 2, 3 – теплообменники (водо- и воздухоохладитель)

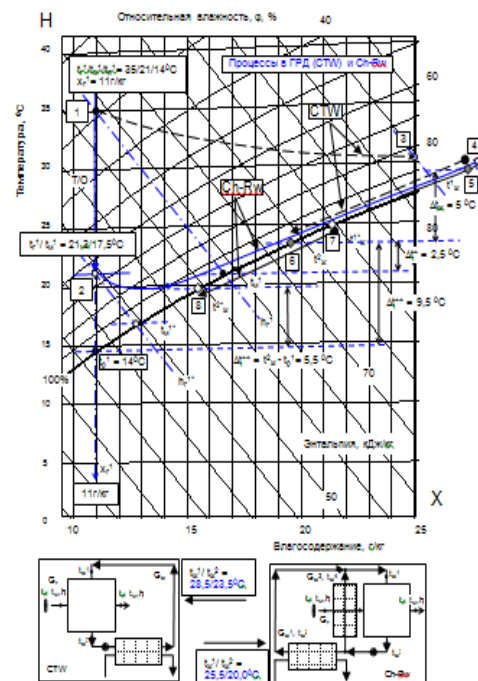


Рисунок 2. Предварительный анализ возможностей испарительных водоохладителей: градирни ГРД (CTW) и водоохладителя-чиллера Ch-Rw. Условия сравнения: $1 = G_w/G_{ж} = 1.0$ для обеих схем охладителей ($1^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1.0$). Обозначения: 1-3, 5-6 – процессы в ГРД; 1-2-4 и 7-8 процессы в Ch-Rw (изменения состояния воздуха и воды). Состояния воды показано условно точками на кривой насыщения

На рис. 2 приведен сравнительный анализ возможностей испарительных водоохладителей: градирни ГРД (CTW) и разработанного водоохладителя-чиллера Ch-Rw при условии $1 = G_w/G_{ж} = 1.0$ для обеих схем охладителей (для chillера дополнительно принято соотношение расходов жидкости в основных контурах охлаждения, в водо-водяном и водо-воздушном теплообменниках, $1^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1.0$).

Процессы в градирне: 1-3 (по воздуху), 5-6 – по охлаждаемой воде. Процессы в Ch-Rw: 1-2-4 и 7-8, соответственно. Состояния воды условно показано точками на кривой насыщения. Степень приближения к пределу t_{m1} составляет для ГРД $2,5^{\circ}\text{C}$ и для chillера $3,0$, возрастая со снижением предела охлаждения. Видно, что степень приближения к пределу t_{p1} составляет в сравниваемых случаях $9,5$ и $5,5^{\circ}\text{C}$.

Решение испарительного охладителя нового типа представляет собой (рис. 1Б) включение водо-воздушного теплообменника №3 перед испарительным охладителем, что позволяет охладить воздух при неизменном влагосодержании, то есть снизить предел испарительного охлаждения, так что вместо традиционного предела охлаждения t_{m1}

(температура точки мокрого термометра), приделом охладження будет t_p^1 (температура точки росы) наружного воздуха.

На рис. 2 в Н/Х диаграмме влажного воздуха показано протекание процессов в традиционной ГРД (СТW) и разрабатываемом, чиллере Ch-Rw. Видно, что чиллер обеспечивает существенно более глубокое охлаждение воды. Близкие результаты по испарительным водоохладителям получены в работах [3,4]

Литературные источники:

1. Дорошенко А. Компактная теплообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. - 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.
2. Горин А.Н. А.В. Дорошенко. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика) – Донецк: Норд-Пресс, 2008. 374 с.
3. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIIR, 1996. - P. 101-109.
4. Steimle F. Development in Air-Conditioning. International Conference of Research, Design and Conditioning Equipment in Eastern European Countries, September 10-13, Bucharest, Romania, IIF/IIIR. - P. 13-29.

Научный руководитель: Дорошенко А.В., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ



УДК 621.565.2:4

2D ТА 3D МОДЕЛЮВАННЯ НА ОСНОВІ ПАКЕТУ ПРИКЛАДНИХ ПРОГРАМ ANSYS ДЛЯ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧ МЕХАНІКИ РІДИНИ І ГАЗУ, ТЕПЛО- ТА МАСООБМІНУ

Грищенко Р.В., аспірант, НУХТ, м Київ

Обчислювальний експеримент на сучасному етапі наукових досліджень є одним з важливих напрямів при вивченні задач аеродинаміки, гідрогазодинаміки, тепломасообміну та ін. За допомогою чисельних розрахунків отримана інформація, дозволяє не тільки правильно осмислити і зрозуміти фізичні ефекти, що спостерігаються, наприклад, на експериментальних установках, а й у деяких випадках замінити фізичний експеримент комп'ютерним, як найбільш ефективним. Враховуючи подальший прогрес в області розвитку обчислювальної техніки, можна очікувати, що в найближчому майбутньому зросте роль комп'ютерного моделювання як у створенні нових зразків промисловості, так і в дослідженні процесів і явищ, що відбуваються в навколишньому світі.

Метою дослідження є ліцензійний пакет програм системно кінцевого елементарного (МКЕ) аналізу Ansys 15.0, придбаний кафедрою, для моделювання процесу тепловіддачі, а також розподілу полів швидкості на різних дослідних ділянках за допомогою пакету прикладних програм Ansys.

На прикладі двовимірної моделі труби досліджено доцільність використання турбулізаторів різних типів з точки зору потужності теплообміну. Об'єкт дослідження – труба довжиною 1 м та діаметром 0,2м, в якій верхня стінка є гладкою, а на нижній присутні

турбулізатори. В кожній з п'яти задач досліджуються впливи різних факторів на ефективність тепловіддачі: крок ребер, їх форма, швидкість руху рідини.

На рис. 1 та 2 зображено розподіл профілю швидкості і температури одного з розглянутих випадків з турбулізатором округлого типу, за таких розрахункових параметрів: крок між ребрами $t = 0,2$ м, швидкість води на вході $w = 1,3$ м/с, режим руху турбулентний.

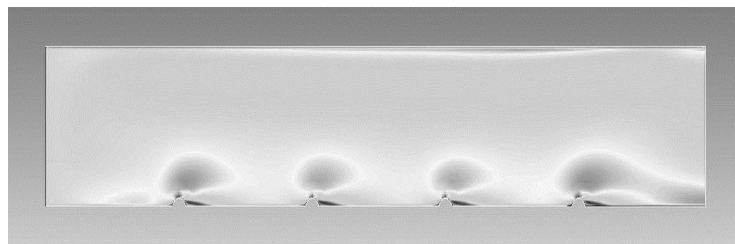


Рис.1 Розподіл профілю швидкості

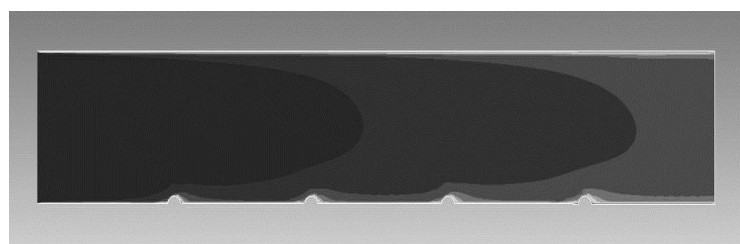


Рис. 2 Розподіл профілю температури

Збільшення площі теплообміну нижньої стінки за рахунок ребер впливає на кількість переданої теплоти. Внаслідок збільшення кроку ребер відповідно до залежності $t/D = 1$ та за рахунок конструктивних змін, потік проникає в зони застою між ребрами та збурює їх, таким чином потік перемішується та поступово прогрівається.

Можливості 3D - моделювання продемонстровано на прикладі дослідної секції для вивчення процесів наможення та танення льоду на вертикальній циліндричній поверхні за різних режимних параметрів (рис. 3).

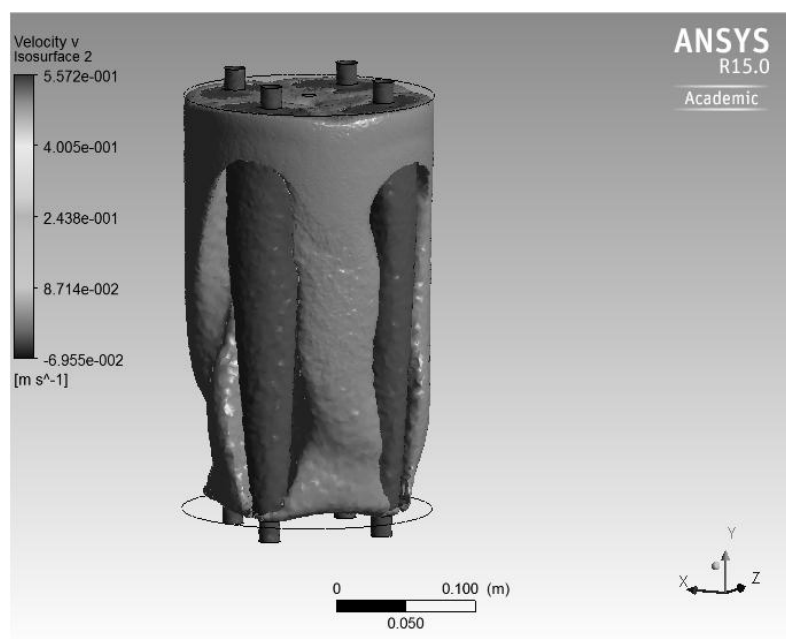


Рис. 3 Розподіл профілю швидкості в дослідній секції

Пакет прикладних програм ANSYS надає користувачеві велику кількість інформаційного матеріалу - графічне представлення розподілу полів температур, швидкостей та інше. Що підвищує ефективність проектування енергоефективного обладнання.

Інформаційні джерела:

1. Басов К. А. Ansys в примерах и задачах / Под общ. Ред. Д. Г. Красковского. – М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с.: ил. ISBN 5-89959-092-0

2. Каплун А. Б. Ansys в руках инженера: [практическое руководство.] / Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олферьева М. А.; – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.

*Наукові керівники: Форсюк А. В., к.т.н., доцент, Засядько Я. І., к.т.н., професор,
НУХТ, м Київ*



СЕКЦИЯ №5 – “КРИОГЕННА ТЕХНІКА”

УДК 621.56/59

РАЗРАБОТКА АДСОРБЦИОННОГО БЛОКА РАЗДЕЛЕНИЯ НЕОНО - ГЕЛИЕВОЙ СМЕСИ

Мороз С.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В связи с очень малым количеством неона и гелия в атмосферном воздухе их производство целесообразно на воздухоразделительных установках большой производительности таких как КтК-35/КАр-30 и КТ – 70. Количество перерабатываемого в этих установках воздуха равно соответственно 180000 м³/ч и 350000 м³/ч, а количество неона – гелиевой смеси, которое можно получить с их помощью, равно 1,5 м³/ч и 3,82 м³/ч. Согласно схеме получения неона и гелия из воздуха на конечные адсорбционные блоки очистки поступает после неоновой колонны смесь, состоящая из 80% гелия и 20% неона. В блоках из этой смеси получают гелий чистотой 99,999%.

В качестве адсорбента в блоках используют активированный уголь СКТ -4, а для понижения температуры адсорберов применяют жидкий азот. В адсорбционной системе предусматривается возможность работы как при температуре 77К (азот кипит при атмосферном давлении) так и при 68К (азот кипит при вакууме).

Установка включает теплообменник прямого и обратного потоков и три одинаковых адсорбера. Для улучшения теплообмена каждый адсорбер состоит из девяти адсорбционных патронов. Очищенный гелий закачивается в баллоны с помощью мембранных компрессоров, производительностью 15 – 20 м³/ч. Наличие в установке трех адсорбционных блоков позволяет вести непрерывный процесс получения гелия.

Разделение неона – гелиевой смеси производится методом короткоциклового адсорбции. Этот метод применяется в ООО «Айсблик».

Помимо чистого гелия в периоды отогрева и регенерации из адсорберов выходит неон – гелиевая смесь с концентрацией неона до 15%. Эта смесь направляется обратно в неоновую колонну и затем поступает на повторную очистку.

Научный руководитель: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 621.56/59

РАЗРАБОТКА МАЛОЙ МЕДИЦИНСКОЙ КАМЕРЫ

Гаврильчик С.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Существующие медицинские камеры предназначены для длительного хранения крови, костного мозга, спермы и др. Они охлаждаются жидким азотом хотя для их нормальной работы достаточна температура -135 С. Внедряются также и камеры с собственными холодильными машинами, которые просты по конструкции и работают на смесях холодильных агентов. Большинство камер имеют прямоугольную форму или сундучковый вид.

В докладе рассматривается малая камера, емкостью 20л. Она имеет ряд особенностей по сравнению с существующими камерами. Малый объем позволяет выполнить ее в

цилиндрической форме, что снижает теплопритоки и позволяет выполнить ее с эффективной вакуумной теплоизоляцией, что также снижает теплопритоки. Машинные медицинские камеры нуждаются в аккумуляторе холода, который обеспечивает сохранение медико-биологических объектов при аварийном исчезновении электропитания. В больших камерах с машинными системами охлаждения в качестве аккумуляторов холода чаще всего выбирают запас жидкого азота или углекислоты, что противоречит принципам машинного охлаждения. Здесь же в качестве аккумулятора холода использован этиловый спирт, который заливается в кольцевую полость, окружающую полезный объем камеры. При пуске холодильной машины спирт замерзает. Аккумулятор холода может поддерживать работоспособность камеры в течении 2-3 часов, компенсируя теплопритоки (20 Вт) при неработающей холодильной машине. Наконец, испаритель и рекуперативный теплообменник размещены в вакуумной полости, что также приводит к снижению теплопритоков.

Таковы особенности разработанной камеры.

Приводятся результаты испытаний камеры.

Научный руководитель: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 621.56/59

ПРОЕКТ ТРЕХСТУПЕНЧАТОГО ДЕФЛЕГМАТОРА, ВСТРОЕННОГО В ВРУ И ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО ДЛЯ ОЧИСТКИ НЕОНО-ГЕЛИЕВОЙ СМЕСИ

Денисюк В.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В докладе рассматривается получение неона-гелиевой смеси из воздуха с помощью дефлегматора, который предназначен для предварительной очистки смеси, выходящей из ВРУ. Смесь выходит из конденсатора-испарителя ВРУ под давлением 6 ат и с примесью азота примерно до 50%. Эта смесь должна потом перевозиться к очищающим устройствам. Перевозка большого количества не нужного азота на большие расстояния невыгодно, и поэтому в современных ВРУ устанавливается дефлегматор, который понижает концентрацию азота до 5-6%, что снижает расходы на перевозку смеси.

Дефлегматор охлаждается азотом, выходящим из верхней колонны ВРУ. Для более глубокой очистки применяется азот, кипящий под вакуумом.

Процесс конденсации азота из парогазовой неона-гелиевой смеси отличается от конденсации чистого пара. Если при конденсации чистого пара интенсивность процесса определяется скоростью отвода тепла от границы раздела фаз, то при конденсации пара из парогазовой смеси существенную роль играет диффузионное сопротивление переносу конденсирующегося пара из ядра потока к границе раздела фаз. Поэтому при конденсации смеси необходимо рассматривать отвод азота как процесс совместного тепло-массообмена.

Проведены расчеты первой и второй ступеней дефлегматора, где азот конденсируется из смеси также азотом при давлении 1,4 ат. В третьей ступени используется азот, кипящий под вакуумом, что позволяет снизить концентрацию азота в смеси до 6%.

Научный руководитель: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



АДСОРБЦИОННЫЙ БЛОК ОЧИСТКИ НЕОНО-ГЕЛИЕВОЙ СМЕСИ ОТ АЗОТА

Бондарук В. А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Выходящая из воздуходелительной установки неона-гелиевая смесь содержит азот и водород. Для очистки смеси от водорода используется каталитическая печь с палладиевым катализатором, а от азота - адсорбционный блок. На Одесском Припортовом заводе, где проходили практику студенты Академии, очистка от водорода происходит на четырех однотипных печах. Две из них используются в качестве реакторов, а две других - в качестве адсорберов-осушителей. Практически полное освобождение неона-гелиевой смеси от примесей осуществляется в адсорбционной установке. Она состоит из трех одинаковых адсорберов, в которых в качестве сорбента применяется активированный уголь СКТ-4.

Адсорбционный блок охлаждается жидким азотом. Рассматриваются варианты снабжения азотом под атмосферным давлением и под вакуумом. В первом случае блок адсорберов находится при температуре около 77К, а во втором — при температуре 70-68К.

Адсорберы выполнены в виде цилиндрических сосудов, внутри которых находятся по 9 патронов, заполненных углем. Приводятся расчетные данные при очистке неона-гелиевой смеси от азота и кислорода, который появляется после каталитической печи. Очистка смеси производится методом коротко цикловой адсорбции.

Определено количество адсорбента, необходимого для полного удаления азота и кислорода из неона-гелиевой смеси.

Производительность блока предварительной очистки составляет 20 нм³/ч по выходящей из блока смеси. Состав выходящей смеси равен 77% неона и 23% гелия.

Научный руководитель: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



КРИОГЕННЫЕ ПОДВОДНЫЕ ДЫХАТЕЛЬНЫЕ АППАРАТЫ

Толкачев А.Д., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Криогенные подводные дыхательные аппараты, работающие на жидком воздухе, имеют как преимущества так и недостатки по сравнению с известными аквалангами. Преимущество — это в 2 -3 раза большее время защитного действия, недостаток — невозможность продолжительного «безработного» хранения заряженного жидким воздухом аппарата. Кроме этого, к особенностям аппарата следует отнести то, что жидкий воздух это не только большой запас дыхательной смеси, но и запас энергии, которая может быть использована подводным пловцом. При газификации жидкого воздуха можно использовать запас холода и имеющуюся разность температур (-183 С - +20 С) для получения работы и использовать ее для привода механизма, который перемещает акванавта под водой, для электропитания различных приборов, обогрева акванавта, освещения и др.

В докладе приводится описание первых криогенных подводных дыхательных аппаратов, указываются их недостатки и рассматриваются пути их устранения. В качестве одного из способов их совершенствования является замена качающихся трубчатых

отборников жидкого воздуха на неподвижные пористые отборники. Приводится схема такого аппарата

Термодинамический анализ криогенных подводных аппаратов показывает, что эксергия жидкого воздуха в таком аппарате в несколько раз превосходит эксергию сжатого воздуха и поэтому ее целесообразно использовать.

Приводятся результаты испытаний опытных образцов. Показано как изменяются характеристики аппарата при бездренажном и при дренажном хранении заряженного жидким воздухом аппарата, а также при различных глубинах погружения акванавта и различной тяжести работы под водой.

Научный руководитель: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 676.026.1; 621.595

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРЛИФТНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Корж Е.Г., аспирант кафедры криогенной техники ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Получение инертных газов (гелия, неона, криптона и ксенона) осуществляется в несколько этапов в зависимости от типа источника сырья (фракции безопасности ВРУ, отдувочные газовые потоки химических производств и т.п.) и содержания в нем примесей. Этими этапами являются:

- первичное концентрирование ценных компонентов;
- вторичное обогащение концентратов;
- разделение полученных смесей, например, Ne-He или Kr-Xe, для извлечения из них чистых продуктов.

Наиболее затратным является этап вторичного обогащения. Основные проблемы при его реализации – это возможность взрывоопасности, связанной с наличием углеводородов в смеси с таким сильным окислителем как кислород, и низкое давление потока, недостаточное для «проталкивания» смеси через последовательно расположенные аппараты системы обогащения. Как показывает опыт, наименее затратными способами увеличения давления являются безмашинные методы (например, за счет включения в состав установки поточного конденсатора, парлифтного нагнетателя или их комбинации). Однако широкое использование безмашинных устройств часто сдерживается отсутствием рекомендаций для выбора геометрических размеров, которые зависят от параметров рабочей среды и расходных характеристик потока.

Газлифт (или парлифт в случае использования пара в качестве движущей силы) характеризуется высокой технико-экономической эффективностью, отсутствием дополнительных механизмов и трущихся деталей, простотой обслуживания и регулирования. Работа газлифта основана на законе сообщающихся сосудов, заполненных разными по плотности жидкостями. Разница плотностей создается за счет подачи газа или испарения части жидкости в одном из плеч устройства.

В 2011-2012 гг. на кафедре криогенной техники Одесской государственной академии холода создан стенд для исследования работы парлифтного нагнетателя в области низких температур (77,4...80 К, рис. 1, а). Испытания установки проводились на базе предприятия ООО «Айсблик» (г. Одесса). В качестве рабочего тела использован жидкий азот.

Методика испытаний. В парлифтном нагнетателе использовались трубы с внутренними диаметрами 8-16 мм. Поскольку исследования проводились в области низких

температур, перед началом экспериментов была произведена оценка величины теплопритоков к установке для учета их влияния на расходные характеристики устройства. На втором этапе были получены $G-Q-h-d$ -данные, где G – массовый расход жидкости, кг/мин; Q – тепловой поток, Вт; h – напор, см; d – диаметр подъемного участка трубы, мм.

Основная часть исследований была проведена при переменном (убывающем) уровне жидкости в питающем сосуде 1. Для этого подачу жидкого азота из криоцилиндра 11 закрывали и фиксировали изменение массы сосуда Дьюара 6 в равные промежутки времени. Массовый расход вещества $G = dm/dt$. При этом h определялось как разность длины подъемного участка 2 и уровня сплошной жидкости в питающем сосуде 1.

Расходные характеристики $G=f(h)$ при переменном уровне и нулевой мощности электронагревателей $Q_{ВН} = 0$ представлены на рис. 1, б, в (линии 1). Повторение операций с подводом теплоты $Q_{ВН}$ позволило построить набор расходных характеристик парлифтного нагнетателя (рис. 1, б, линии 2, 3, рис. 1, в, линии 2-5).

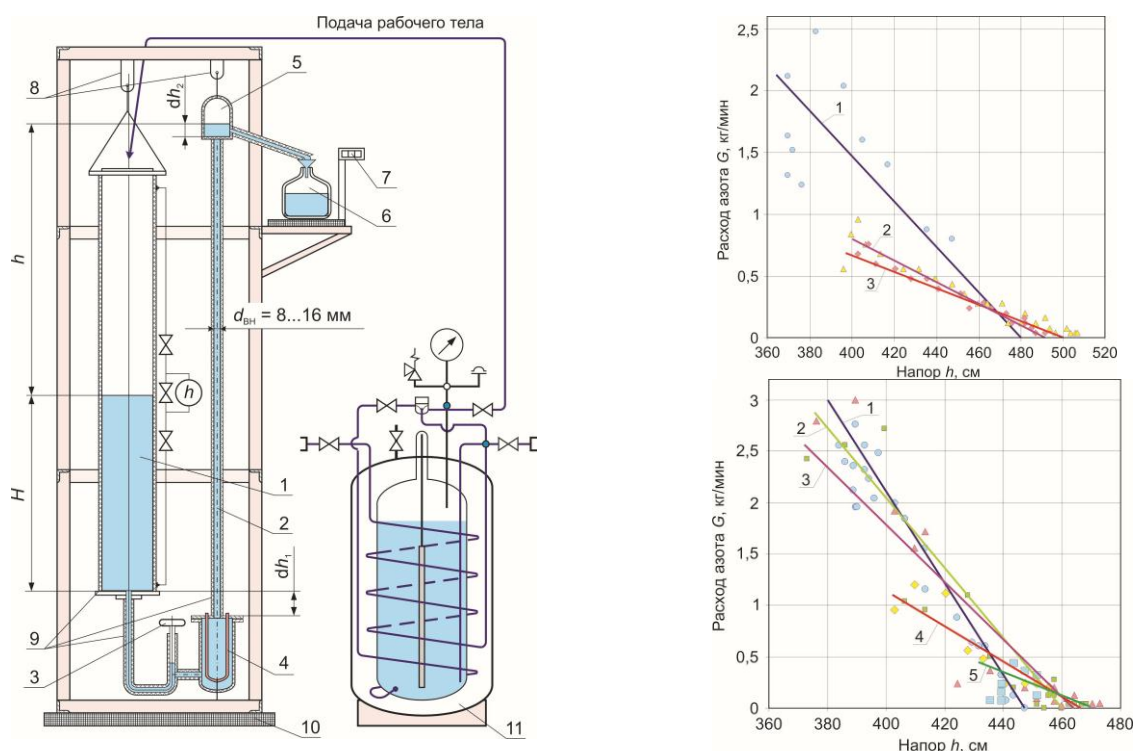


Рис. 1. а – установка для исследования расходных характеристик парлифтного нагнетателя; б, в – расходные $G-Q-h$ -характеристики парлифта для труб с внутренними диаметрами 10 (б) и 16 мм (в): 1 – питающий сосуд диаметром 80 мм; 2 – подъемный участок трубы;

3 – вентиль, соединяющий сосуды; 4 – источник внешнего тепла (ТЭНы); 5 – сепаратор;

6 – сосуд Дьюара; 7 – электронные весы (малые); 8 – подвески; 9 – низкотемпературная теплоизоляция; 10 – электронные весы (большие); 11 – источник рабочего тела (криоцилиндр);

$Q_{ВН}$ – внешняя нагрузка, Вт; Q_{Σ} – суммарный тепловой поток с учетом теплопритоков, Вт;

б (линия 1) – $Q_{ВН} = 0$ ($Q_{\Sigma} = 121,7$); (линия 2) – 2,6 (124,3); (линия 3) – 15,3 (137);

в (линия 1) – $Q_{ВН} = 0$ ($Q_{\Sigma} = 127,3$); (линия 2) – 5,4 (132,7); (линия 3) – 9,0 (136,3);

(линия 4) – 14,7 (142); (линия 5) – 40,0 (167,3)

Анализ результатов показал, что в исследованном интервале геометрических параметров для одинаковой суммарной нагрузки Q_{Σ} с уменьшением диаметра подъемного

участка расход жидкости уменьшается, а напор h (или ΔP), обеспечиваемый нагнетателем, увеличивается.

Обобщение полученных экспериментальных данных с определением массового паросодержания потока выявило, что во всех опытах оно не превышало 0,1, а массовая скорость – 500 кг/(м²·с). Следовательно, в процессе исследований наблюдались барботажный и снарядный режимы движения парожидкостного потока.

Исследования подтвердили перспективность использования парлифтного нагнетателя в технике низких температур. В некоторых случаях переход к безмашинным устройствам повышения давления позволяет исключить компрессорное оборудование. За счет этого увеличивается компактность и снижаются эксплуатационные расходы на обеспечение работы криогенных установок.

*Научный руководитель: Бондаренко В.Л., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники
ОНАПТ*



УДК 621.593

ОПЫТ ПОЛУЧЕНИЯ КРИПТОНА И КСЕНОНА ВЫСОКОЙ ЧИСТОТЫ

Стефановский А.Н., аспирант кафедры криогенной техники ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Основным промышленным источником криптона и ксенона является атмосферный воздух. Содержание указанных в нем газов не превышает $1,14 \cdot 10^{-4}$ % об. Kr и $8,7 \cdot 10^{-6}$ % об. Xe.

В настоящее время тяжелые инертные газы Kr и Xe используют в различных наукоемких отраслях техники [1]. Основными направлениями являются медицина, космическая техника, светотехника, электроника, лазерная техника и современные строительные технологии, растет потребность в особо чистых продуктах.

Универсальная установка для получения криптона и ксенона высокой чистоты, которая эксплуатируется в компании ООО «Айсблик» (г. Одесса, Украина), предназначена для одновременного производства высокочистых продуктов из смесей, содержащих Kr и Xe.

Конструктивно установка представляет собой комплект аппаратов, компрессоров и вспомогательного оборудования, соединенных трубопроводами с необходимой арматурой. Часть аппаратов, работающих при низкой температуре, помещена в кожух с перлитной теплоизоляцией. Система контроля и управления установкой [2] обеспечивает возможность наблюдения за технологическим процессом, перехода с режима на режим, изменения рабочих параметров.

Развитие науки и техники приводит к повышению требований к продуктам разделения воздуха. В качестве конечного продукта, как правило, рассматриваются газы чистотой не ниже 99,999 %. Количество ксенона с повышенными требованиями по чистоте (содержание критических примесей Kr и C₂F₆ не выше 0,1 ppm) составляет 25...35 % от общего объема заказов. Однако в процессе получения продуктов повышенного качества (выше 5,5) скорость переработки сырья снижается в среднем в 1,5...2 раза.

Чистота криптона 5,0 удовлетворяет требованиям достаточно широкого круга потребителей. В рамках заданного качества допускаются различные вариации по концентрации примесей в зависимости от особенностей производства, в котором используется Kr. Наиболее высокие требования предъявляет фирма Air Liquide (Франция).

Требования к чистоте производственного ксенона несколько выше. Однако и для этого продукта более 70 % от числа потребителей устраивает качество Xe 99,999 %. Около 15 % фирм-потребителей приобретают ксенон чистотой 99,9995 % (5,5). Повышенное качество ксенона (6,0) задается, в основном, производителями электроники. Критическими примесями в ксеноне являются криптон и гексафторэтан (C₂F₆).

В соответствии с технологическим регламентом [2] эксплуатация установки может производиться в двух режимах: циклическом и непрерывном. Циклический режим подразумевает накопление в кубе первой колонны ксенонового концентрата до уровня 85...90 % при температуре 172...176 К и, далее, передавливание накопленного концентрата в третью колонну, а, затем, дальнейшее его кондиционирование при температурах 17...180 К в кубе третьей колонны. При этом, как показала практика, концентрацию основной примеси – криптона, не удастся уменьшить ниже 0,5...1,0 ppb.

Непрерывный режим работы улучшает чистоту ксенона за счет постепенного вымывания примесей из тупиковых трубопроводов. В процессе эксплуатации через несколько часов концентрация криптона в ксеноне падает до 0,1 ppb.

Результатом исследований по первой критической примеси (криптон) явилось полученное в 2010 году содержание криптона в ксеноне на уровне 10 ppb, в 2011 году мы достигли уровня 3 ppb. Предельно достижимой концентрацией криптона в ксеноне является 1 ppb. Дальнейшее повышение качества производственного ксенона требует существенной переделки существующей схемы ксеноновой колонны. При этом все тупиковые пространства нужно будет сделать проточными, а для уменьшения потерь сбросные магистрали вывести в общий вымораживатель.

Исследования по удалению второй критической примеси – гексафторэтана, показали, что C₂F₆ полностью не выжигается в блоке очистки от фреонов и в микроконцентрациях (менее 0,1 ppb) попадает в блок разделения, где обогащается в кубе первой и третьей колонн до концентраций ≤ 1...3 ppb. Причем, содержание гексафторэтана прямо пропорционально объёму перерабатываемой криптоноксеноновой смеси.

Опытным путем было установлено, что снижения концентрации C₂F₆ в кубовой жидкости ксеноновой колонны можно добиться путем увеличения рабочих давлений в установке. Эти изменения приводят к тому, что гексафторэтан перераспределяется из кубовой жидкости в флегму. При этом концентрация C₂F₆ в кубе уменьшается на порядок.

Немаловажным фактором при производстве Kr и Xe высокой чистоты является аналитическое обеспечение технологического процесса. Имея в своем распоряжении оперативные и достоверные данные по составу входного сырья, результатам работы блока очистки и степени чистоты криптоноксеноновой смеси на входе в блок ректификации, оператору легче поддерживать оптимальные режимы получения высокочистых газовых продуктов (рис. 1).

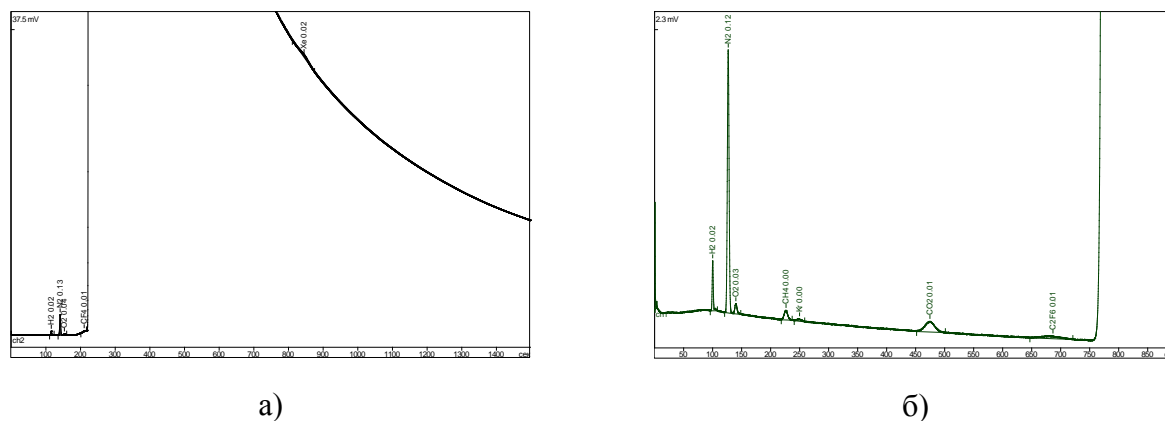


Рис. 1. Примеры хроматограмм, полученных для особо чистых продуктов:
а – Kr 99,99998 %; б – Xe 99,99998 %

Третьим определяющим фактором является качество подготовки тары под готовый продукт. Уровень термовакuumной подготовки баллонов, обеспечиваемый предприятием «Айсблик», позволяет практически неограниченное время сохранять в них криптон и ксенон чистотой 6,0 без ухудшения качества.

Результаты изучения технологических режимов работы установки для сепарации криптоноксеноновой смеси в промышленных условиях показали, что предельно возможное содержание криптона в ксенеоне составляет 1 ppb, а гексафторэтана – 0,01...0,1 ppm.

Литература:

1. Бондаренко В.Л. Криогенные технологии извлечения редких газов / В.Л. Бондаренко, Ю.М. Симоненко. – Одесса: Астропринт, 2013. – 332 с.
2. Установка газоразделительная криптоно-ксеноновой смеси УРКрК-25. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. 2009 г.

Научный руководитель: Бондаренко В.Л., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 621.59 (075.8)

РАЗРАБОТКА ЖИДКОСТНЫХ ВОЗДУХРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ МАШИН ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Плесной А.В., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Существует потребность в воздухоразделительных установках (ВРУ) для производства 1000 кг/ч жидкого кислорода. Для обеспечения их высокой эффективности необходимо установки создавать на основе циклов среднего давления [1-3]. Рассматриваются две схемы ВРУ с детандер-компрессорными агрегатами (ДКА) двух- и трехвальными конструкциями, в которых работа расширения части перерабатываемого воздуха преобразуется в дополнительную холодопроизводительность (см. рисунок).

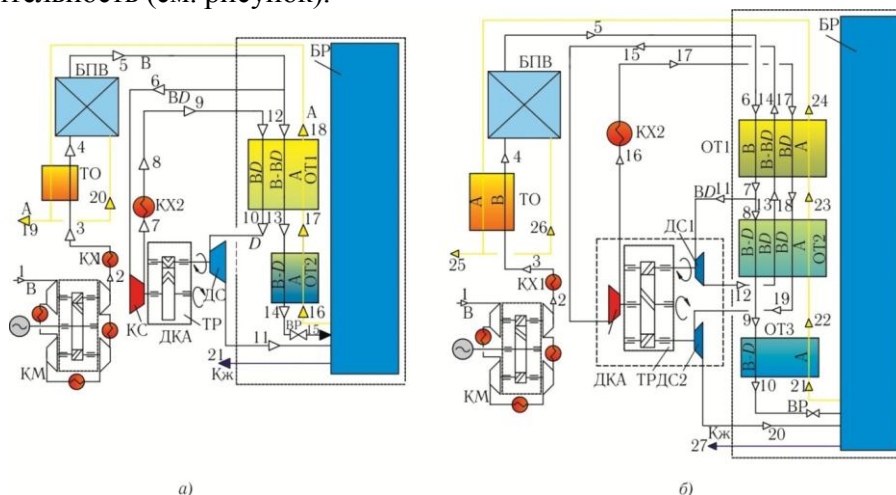


Рис.1 Схемы ВРУ: а – с двухвальным ДКА; б – с трехвальным ДКА; КМ – компрессор; КС, ДС – компрессорная и детандерная ступени; ДС1, ДС2 – детандерные ступени высокого и низкого давлений; ТО – теплообменник-ожижитель; БПВ – блок подготовки воздуха, выполняющий его осушку, очистку и предварительное охлаждение; КХ1, КХ2 – концевые холодильники КМ и КС; ОТ1, ОТ2, ОТ3 – секции основного теплообменника; ДКА – детандер-компрессорный агрегат; ВР – регулирующий вентиль; БР – блок разделения; ТР – турборедуктор; В, А, Кж, ВД – потоки воздуха после компрессора; отбросного азота; производящего жидкого кислорода; воздуха, направляемого в детандерные ступени

В ДКА следует использовать турборедуктор для обеспечения оптимальной частоты вращения вала компрессорной ступени (КС), механически связанной с детандерной ступенью (ДС) агрегата двухвальной конструкции, либо детандерных ступеней высокого (ДС1) и низкого давлений (ДС2) агрегата трехвальной конструкции.

Рассматриваемые установки отличаются по выработке жидкого кислорода и имеют энергопотребление, равное потреблению основного компрессора $W=1100\text{кВт}$. Проведено сравнение двух схем ВРУ, приведенных на рисунке.

В первой из схем (рис. а) производится жидкий кислород в количестве

$$K_{ж}=(1/\Delta i_{Кж})[B(i_1-i_5)+BD\Delta i_{КС}+BD\Delta i'_{s\eta_{ДС}}-A(i_1-i_{18})-Q_{тп}], \quad (1)$$

где B , $K_{ж}$, A – расходы перерабатываемого воздуха (п.в.), продукционного жидкого кислорода и азота; $(i_1-i_5)=[(i_1-i_3)+(i_3-i_4)+(i_4-i_5)]$ – удельная холодопроизводительность, представляющая сумму изотермического дроссель-эффекта (i_1-i_3) , а также охлаждения прямого потока в теплообменнике-ожижителе (i_3-i_4) и предварительного охлаждения в БПВ перед подачей воздуха в ОТ (i_4-i_5) ; $BD\Delta i'_{s\eta_{ДС}}$ – холодопроизводительность детандерной ступени двухвального ДКА; $\eta_{ДС}$ – изоэнтروпный КПД детандерной ступени; $\Delta i_{КС}$ – изотермический дроссель-эффект, обусловленный повышением давления части воздуха в КС агрегата и его последующим охлаждением в конечном холодильнике до температуры окружающей среды $T_{о.с}$; $A(i_1-i_{18})$ – потеря от недорекуперации потока отбросного азота на теплом конце теплообменника-ожижителя ТО, так как $(i_1-i_{18})=[(i_1-i_{19})+(i_3-i_4)]$; $Q_{тп}$ – общий теплоприток к холодной части ВРУ; $\Delta i_{Кж}=(i_1-i_{21})$ – разность энтальпий, характеризующих удельную холодопроизводительность, необходимую для ожижения кислорода в изобарическом процессе.

Аналогичным образом из баланса холодной части ВРУ определим, что производство жидкого кислорода в установке (рис. б) с двухступенчатым расширением воздуха

$$K_{ж}=(1/\Delta i_{Кж})[B(i_1-i_5)+BD\Delta i_{КС}+BD\Delta i'_{s\eta_{ДС1}}+BD\Delta i'_{s\eta_{ДС2}}-A(i_1-i_{24})-Q_{тп}], \quad (2)$$

где $BD\Delta i'_{s\eta_{ДС1}}$, $BD\Delta i'_{s\eta_{ДС2}}$ – холодопроизводительности первой и второй детандерных ступеней многовального ДКА; $\eta_{ДС1}$, $\eta_{ДС2}$ – изоэнтропные КПД детандерных ступеней; $A(i_1-i_{24})$ – потеря от недорекуперации потока отбросного азота на теплом конце теплообменника-ожижителя ТО, так как $(i_1-i_{24})=[(i_1-i_{25})+(i_3-i_4)]$; $\Delta i_{Кж}=(i_1-i_{27})$ – необходимая холодопроизводительность для ожижения кислорода в изобарическом процессе.

Проводя режимную и конструктивную оптимизацию ДКА [4-7], удается повысить их эффективность и увеличить выход жидкого кислорода. Оптимизационные расчеты ВРУ совместно с ДКА показали, что КПД двух агрегатов имеют близкие значения, но разные холодопроизводительности. Так, в схеме (рис. а), при давлении прямого потока $P_2=4,2$ МПа компрессорная ступень ДКА способна дожать поток, направляемый в ДС, до 6 МПа, т. е. обеспечить степень повышения давления $\pi_{КС}=1,44$. Адиабатный КПД процесса сжатия в КС при этом составит $\eta_{КС}=60\%$, а КПД всего агрегата – $\eta_{ДКА}=\eta_{КС}\eta_{ДС}\eta_{ред}=(0,6\cdot 0,83\cdot 0,98)\times 100\%=48,8\%$. В схеме с ДКА трехвальной конструкции давление потока BD после расширения в ДС1 $P_{15}=2,6$ МПа. Компрессорная ступень этого ДКА способна дожать поток, направляемый в ДС2, до 4,53 МПа, т.е. обеспечить степень повышения давления 1,74. Адиабатный КПД процесса сжатия в КС повышается в сравнении с КС ДКА двухвальной конструкции до 69%, что вместе с двухступенчатым расширением в двух детандерных ступенях позволяет достичь КПД агрегата $\eta'_{ДКА}=\eta_{КС}\eta_{ДС1}\eta_{ДС2}\eta_{ред}=(0,69\cdot 0,87\cdot 0,85\cdot 0,94)\times 100\%=48\%$.

Проведенная оптимизация ВРУ с усложнением схемы ДКА трехвальной конструкции, позволила снизить удельные затраты энергии с 1,17 до 1,06 кВтч/кг жидкого кислорода. Выполненные исследования показали, что ВРУ, производящую 1000 кг/ч жидкого кислорода, можно создать на базе центробежного турбокомпрессора компании «Ingersoll Rand» с давлением нагнетания 4,2 МПа.

Информационные источники:

1. Лавренченко Г.К., Плесной А.В. Повышение эффективности детандер-компрессорных агрегатов, используемых в составе воздухоразделительных установок среднего давления //Технические газы. – 2013. –№ 4. – С.18-23.
2. Лавренченко Г.К., Плесной А.В. Повышение эффективности детандер-компрессорных агрегатов, используемых в составе воздухоразделительных установок среднего давления //Технические газы. – 2013. –№ 5. – С.15-24.
3. Лавренченко Г.К., Плесной А.В. Исследование работы детандер-компрессорного агрегата с двумя ступенями расширения в составе ВРУ среднего давления // Технические газы. – 2012. - №6. – С.34-41.
4. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашин радиального типа. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. – 624 с.
5. Таран В.Н. Прогнозирование характеристик криогенных турбодетандеров// Технические газы. – 2003. - №4. – С.28-38.
6. Brown R. N. Compressors: Selection and Sizing. – Elsevier, 2011. – 620p.
7. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Титенский В.И. Теория, расчёт и конструирование компрессорных машин динамического действия. Турбокомпрессоры. — Санкт-Петербург: СПбГПУ, 2007. — 142 с.

Научный руководитель: Лавренченко Г.К., д.т.н., профессор, генеральный директор ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», г. Одесса



УДК 661.531 (56)

О СНИЖЕНИИ ВЛИЯНИЯ ИНЕРТОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТАНОВКИ ОЖИЖЕНИЯ АММИАКА

Тимошевская Л.В., аспирант, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Копытин А.В., к.т.н., начальник НИС ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», г. Одесса

В крупных аммиачных холодильных установках (АХУ) при эксплуатации могут накапливаться инерты — неконденсирующиеся газы (НКГ), основной компонент которых — воздух. Независимо от того, в какой части установки НКГ попали в систему, они скапливаются в конденсаторе и линейном ресивере. Наличие инертных газов в конденсаторе приводит, с одной стороны, к уменьшению его коэффициента теплопередачи и снижению теплообменной поверхности, с другой — к повышению давления в конденсаторе. Таким образом, и первая, и вторая группы факторов приводят к росту давления в конденсаторе и, как следствие, к перерасходу работы компрессора.

Влияние небольших концентраций НКГ в крупной системе трудноразличимо и по этой причине их удаление из конденсатора и линейного ресивера установки производится лишь при высоком содержании. Если же удаление НКГ осуществляется несвоевременно, холодильная установка долгое время будет работать со значительным перерасходом энергии.

Даже незначительное присутствие НКГ в конденсаторе АХУ приводит к существенному снижению коэффициента теплоотдачи при конденсации [1-3]. Например, если коэффициент теплоотдачи для чистого аммиака равен $8000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, то для смеси с содержанием НКГ 2,5% коэффициент теплоотдачи при той же тепловой нагрузке конденсатора будет составлять $3000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, а при содержании НКГ 17,5% - $1720 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Изготовители оборудования для выпуска инертных газов из АХУ представляют данные, которые указывают на уменьшение производительности конденсаторов на 9...10% на каждый бар увеличения давления конденсации. Возрастание давления в конденсаторе на 1...3 бара при

несвоевременном удалении инертв приводит к дополнительному перерасходу энергии на 2,5...7% при производстве холода [4].

Удаление НКГ из системы осуществляется с помощью воздухоотделителя путём периодической сдувки их на факел. Вместе с НКГ при удалении происходит неизбежная потеря и самого аммиака. Для её снижения необходимо организовывать более глубокую очистку НКГ от паров аммиака методом низкотемпературной парциальной конденсации.

Рассмотрим крайние варианты эксплуатации АХУ, в которой происходит накапливание НКГ. При реализации первого из них для снижения потребляемой энергии будем, как можно чаще, производить сдувки НКГ. Перерасход энергии в АХУ по сравнению с режимом её работы без НКГ будет незначительным. Но предельно высокой окажется потеря аммиака из-за частых сдувок инертв. Второй вариант отличается тем, что сдувки НКГ практически не выполняются. Перерасход работы из-за этого будет наибольшим при полном отсутствии потерь аммиака.

Безусловно, нельзя при эксплуатации АХУ ориентироваться на указанные крайние варианты работы. На первый взгляд нужно искать компромиссное решение между этими двумя вариантами. Однако анализ показывает, что можно использовать некомпромиссную целевую функцию, которая формируется следующим образом: минимальные потери аммиака при минимальном перерасходе энергии.

Работу АХУ с учётом этих требований можно организовать при мониторинге концентрации НКГ, накапливаемой в системе, при помощи АСУ КИПиА, а также вводом в работу эффективного отделителя инертв [5] (см. рисунок).

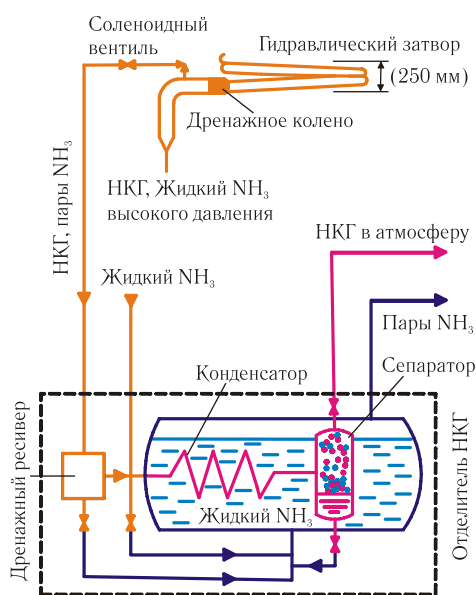


Рис.1 Упрощённая схема автоматического отделителя НКГ

Из схемы видно, что пары аммиака с НКГ из конденсатора через соленоидный вентиль подаются в дренажный ресивер, в котором происходит отделение сконденсированного аммиака. После чего пары аммиака и НКГ поступают в конденсатор отделителя инертв. За счёт кипения жидкого аммиака в испарителе затопленного типа, пары аммиака в конденсаторе конденсируются и отделяются в сепараторе. После сепаратора НКГ сбрасываются в атмосферу через водяной бак, а жидкий аммиак дросселируется в испаритель. Особенность данной схемы отделителя НКГ состоит в том, что конденсатор и сепаратор расположены непосредственно в испарителе затопленного типа, температура кипения аммиака в котором -30°C .

Для снижения влияния инертв на рабочие характеристики АХУ целесообразно применять эффективные автоматические отделители НКГ, которые позволяют снизить потери аммиака за счёт более глубокой очистки инертв от паров аммиака методом

низкотемпературной парциальной конденсации. Периодичность удаления НКГ из системы и продолжительность каждой сдвухи должны определяться на основе автоматической системы управления, которая выполняет постоянный мониторинг содержания инертных газов в системе. В случае использования автоматического отделителя НКГ можно удалять большее количество неконденсируемых газов из системы за меньший промежуток времени, чем при каких-либо других методах отдувок.

Информационные источники:

1. He J., Lin G., Bai L. et al. Effect of non-condensable gas on startup of a loop thermosyphon // International Journal of Thermal Sciences. – 2013. – V. 72. – P. 184-194.
2. Yenco J. Purging non condensable gases // Heating, piping and air conditioning. – 1989. – V. 61. – No. 2. – P. 75-79.
3. Андрусенко А.Н., Мнацаканов Г.К. Исследование и моделирование процессов конденсации аммиака в присутствии неконденсируемых примесей внутри горизонтальных труб // Холодильная техника и технология. – 2006. - № 6. – С. 19-25.
4. Love R. J., Cleland D. J., Merts I., Eaton B. What is the optimum compressor discharge pressure set point for condensers? // EcoLibrium (August 2005). – 2005. – P. 24-29.
5. Reindl D. T., Denkmann J. L. Automatic purgers in refrigeration systems // ASHRAE Journal. – 2001. – V. 43. – No. 8. – P. 30-36.

*Научный руководитель: Лавренченко Г.К., д.т.н., профессор, генеральный директор
ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», г. Одесса*



УДК 621.56/59

ПОЛУЧЕНИЕ СТАБИЛЬНЫХ ИЗОТОПОВ НЕОНА В ПОЛИФРАКЦИОННОМ КАСКАДЕ НАСАДОЧНЫХ КОЛОНН ПРИ $T=28\text{K}$

Матвеев Э.В., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Стабильные газовые изотопы все шире используются в наукоемких технологиях. Особенно перспективной представляется сфера применения наиболее редкого из изотопов неона – ^{21}Ne . Медики возлагают большие надежды на Ne-21 , так как его атомные и физические свойства допускают применение в качестве альтернативы изотопу ^3He при MRI изучения вентиляции легких. Единственным реальным способом получения концентратов ^{21}Ne в промышленных масштабах является противоточная ректификация при $T=28\dots30\text{K}$. Изотопные соединения характеризуются весьма низкими значениями фактора разделения. Даже у наиболее «далеких» по свойствам изотопов ^{20}Ne и ^{22}Ne относительная летучесть близка к единице и составляет всего $\alpha=1,037$. При попытке извлечь ^{21}Ne из смеси преобладающих изотопов инженеры сталкиваются с рядом взаимосвязанных проблем.

Эффективное разделение возможно в ректификационных аппаратах, характеризующихся тысячами единиц переноса. Из-за содержания ^{21}Ne в изотопной смеси всего 0,27% и малой производительности колонн, обычно $v < 0,1\text{ м}^3/\text{ч}$, процесс насыщения флегмы изотопом ^{21}Ne длится более года. Естественное стремление повысить продуктивность за счет увеличения сечения ректификационного аппарата приводит к обратному эффекту. Этот шаг сопровождается эквивалентным ростом объема колонны, а, значит, и требуемого количества флегмы. При увеличении диаметра насадочного слоя заметно нарушаются его селективные функции.

Для получения концентратов ^{21}Ne были изготовлены и исследованы семь типов ректификационных колонн, заполненных различными насадочными элементами. Изучена работа аппаратов при каскадном включении. Предложены схемные и конструктивные решения, которые позволяют обеспечить побуждающую разность давлений между колоннами, обеспечиваемыми единым холодильным циклом. Это позволило подавать изотопные смеси непосредственно из одной колонны в другую. Исключены непродуктивные и расточительные по отношению к целевому продукту процессы: нагрев - утилизация в газгольдере – компримирование – редуцирование – очистка – охлаждение. Получены зависимости фактора разделения от геометрии контактного пространства колонны и характеристик насадочных элементов.

*Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н, проф. каф. криогенной техники
ОНАПТ*



УДК 621.56/59

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ КРИОГЕННЫХ АДСОРБЕРОВ

Чигрин А.А., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Развитие ряда современных технологий связано с использованием семейства инертных газов высокого качества. Особое место среди них занимает гелий спектральной чистоты ($y_{\text{He}} = 99,9999\%$). Окончательные стадии получения He из воздуха, предусматривают разделение в криогенных адсорберах неонгелиевой смеси, практически лишенной других примесей [1]. На протяжении рабочей фазы адсорбера неон поглощается, а гелий выдвигается из аппарата в чистом виде. При этом длина слоя сорбента может в десятки раз превышать диаметр канала. Для повышения компактности предложено формировать адсорбер из нескольких последовательных секций, размещаемых в единой азотной ванне.

Секционный адсорбер, обычно, формируется из нескольких цилиндрических патронов, размещенных в единой азотной ванне [2]. При этом низ предыдущей и верх следующей секции соединены коммутирующими трубками, которые образуют единый канал. За счет такого решения на участках, заполненных сорбентом, разделяемый поток движется сверху вниз. Это способствует уплотнению слоя сорбента, препятствует его износу и обеспечивает стабильные показатели на протяжении длительного периода эксплуатации. Варианты размещения отдельных патронов в азотной ванне показаны на поперечных сечениях (рис. 1).

Естественно, в зависимости от геометрических размеров и количества патронов в группе будет меняться металлоемкость конструкции и расход хладагента на ее охлаждение. Кроме этого следует учитывать изменение и других эксплуатационных параметров, Среди них – гидравлическое сопротивление адсорбера, теплопроводность слоя сорбента в радиальном направлении, допустимую скорость потока в рабочей фазе и при регенерации. Рассчитанные конструктивные параметры секционных адсорберов позволяют определить затраты хладагента и тепловой энергии на обеспечение одного цикла разделения смеси.

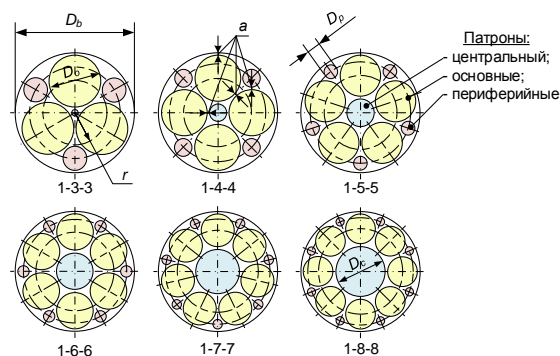


Рис. 1. Варианты компоновки патронов секционного адсорбера в азотной ванне и основные обозначения

В технологиях получения легких инертных газов используются адсорберы с азотным охлаждением на уровне температур $T_W = 68...78$ К. Обычно они работают циклом в несколько часов, периодически нагреваясь до температуры регенерации T_R . Преобладающим сегментом эксплуатационных затрат для таких адсорберов является стоимость жидкого азота, который расходуется на охлаждение массы сорбента и корпуса адсорбера от T_R до T_W . Снизить непродуктивный расход хладагента можно за счет уменьшения массы корпуса аппарата и путем подбора оптимального сорбента.

Определяющее влияние на экономические показатели низкотемпературных адсорберов оказывает также температура регенерации сорбента T_R . Если температура прогрева слоя недостаточна, то в конце регенерации, ощутимая доля ценных продуктов будет безвозвратно утрачена. Эти потери можно практически устранить, увеличивая температуру T_R (вплоть до уровня окружающей среды). Но в этом случае резко возрастают расходы на криогенное и энергетическое обеспечение рабочего цикла адсорбера. Неоправданно высокая разность температур ($T_R - T_W$) может привести также к увеличению продолжительности периода и, как следствие, к снижению продуктивности установки.

Оптимальная температура регенерации T_R зависит от стоимости компонентов разделяемой смеси, электроэнергии и жидкого азота, используемого в разомкнутом цикле охлаждения адсорберов. Для экспериментальной проверки рекомендуемых параметров принят типовой промышленный блок очистки с массой сорбента 175 кг. Рассчитаны эксплуатационные затраты на нагрев и последующее охлаждение аппарата в интервале температур $T_R - T_W$. Рассмотрены два способа подвода тепла при регенерации: за счет встроенных электронагревателей и при подаче греющего потока, получаемого путем газификации жидкого азота. Исследования показали, что для каждого набора параметров существует вполне определенный оптимум температуры регенерации T_R , при котором текущие затраты на один цикл очистки минимальны. Для принятых условий оптимум находится в интервале температур $T_R = 110...160$ К.

Полученная информация использована при формировании технологических регламентов адсорбционных установок. Результаты работы позволили снизить затраты на энергетическое обеспечения процесса очистки неонгелиевой смеси.

Литература:

[1] Bondarenko V.L. Problems of Quality Check While Producing Helium 99,9999% / V.L. Bondarenko, Yu.M. Simonenko, O.V. Diachenko et al. // Proc. 8 Int. Conf. «Cryogenics 2004». – Prague. – 2004. – P. 184-188.

[2] Бондаренко В.Л., Симоненко Ю.М., Лосяков И.А., Дьяченко О.В. Симоненко О.Ю. Оптимизация геометрии адсорберов, используемых в технологиях очистки редких газов. Технические газы. – 2010. – № 5. – С. 12-23.

Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н, проф. каф. криогенной техники ОНАИТ

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГЕЛИЕВОГО ОЖИЖИТЕЛЯ КГУ-150/4,5, ИСПОЛЬЗУЕМОГО В ЛАБОРАТОРНЫХ ЦЕЛЯХ

Штерндок А.С., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Циклы установок типа КГУ 150/4,5 реализованы в нескольких модификациях - с одним и с двумя дроссельными теплообменниками и соответственно с одним и двумя дросселями. Холодопроизводящий - детандерный узел установок КГУ, представляет собой одноступенчатую вертикальную поршневую машину с верхним расположением механизма движения.

Традиционно при проектировании подобных установок доминирующим фактором являлась стоимость капитальных вложений в установку. При этом энергетическая эффективность цикла оставалась на втором плане. В результате чего, в цикле не использовались детандеры другого типа или несколько ступеней детандеров, что привело бы к увеличению коэффициента ожижения и снижению энергозатрат на производство жидкости, с некоторым незначительным увеличением стоимости установки.

В ходе термодинамического анализа циклов КГУ с адиабатным к.п.д. детандера в пределах 0,75 - 0,8 и долей детандерного потока 0,56 - 0,66 был получен коэффициент ожижения 6,3% в однодроссельной схеме и 6,75% в двухдроссельной. Анализ энергетической эффективности показал, что в данных установках малой производительности (до 40 литров жидкого гелия в час) на производство одного литра жидкости необходимо затратить 1,12 - 1,18 кВт электроэнергии, что соответствует действительным рабочим характеристикам установок такого типа.

Предложены циклы с двухступенчатым поршневым и турбодетандером, а также цикл с одноступенчатым турбодетандером. Максимальный коэффициент ожижения – 11,6 %, можно получить при использовании двухступенчатого турбодетандерного цикла с промежуточным теплообменником между ступенями. При анализе также, решалась оптимизационная задача, связанная с конечным давлением после первой ступени детандера и начальным давлением перед второй ступенью.

Научный руководитель: Наер В.А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



АНАЛІЗ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ НА ОСНОВІ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Повіт О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Ефективність суднових енергетичних установок суттєво впливає на як на економічну доцільність морських перевезень так і на стан навколишнього середовища. Тому питання енергозбереження, економного споживання на водному транспорті є надзвичайно важливою проблемою . Утилізація теплових вторинних теплових потоків суднових головних двигунів

(більшість яких є дизельними двигунами внутрішнього згорання) за допомогою теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ), являється одним із перспективних шляхів підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів [1].

Вторинні теплові потоки, пов'язані з теплою води, охолоджуючої головний двигун, мастилами, випускними газами складають 50 і більше відсотків теплового потоку, який генерується при згоранні палива, і тому можуть ефективно використовуватись у якості низькотемпературного джерела теплоти суднових теплових насосів. Наприклад, вторинний тепловий потік системи водяного охолодження дизельного двигуна, яка у деяких випадках складає до 10 % його механічної потужності і, практично, не використовується. Одним із напрямків утилізації такої теплоти можуть бути теплові насоси, у яких температурний потенціал підвищується до рівня генерації водяної пари при тисках характерних для суднових енергетичних систем. Водяна пара з тисками (0,3; 0,5 і 0,9 МПа) використовується для різних цілей (для підігріву палива суднових ДВЗ, перевезеного вантажу, а також для функціонування різних загально суднових систем).

У роботі приводяться принципові схеми ТНПУ для отримання насиченої водяної пари трьох тисків (0,3; 0,5 і 0,9 МПа) та зроблений порівняльний аналіз енергетичних характеристик суднових парогенеруючих установок.

Вибір схеми та параметрів роботи установки утилізації низькопотенційної теплоти за допомогою теплового насоса визначався, з одного боку, необхідністю забезпечення максимального ступеня утилізації теплоти, що відводиться охолоджуючою водою головного двигуна, а з іншого, наявністю на судні специфічних споживачів пари, у першу чергу, підігрівачів важкого палива для головного двигуна і допоміжних дизель-генераторів.

Для розрахункового порівняльного аналізу був вибраний високотемпературний контур системи охолодження прісною водою сучасного малообертового дизеля марки 5RTA58T-B фірми "Wartsila-NSD" номінальною ефективною потужністю 10625 кВт з тепловим навантаженням на випарник ТНУ - 1062,5 кВт, що складає 10 % від потужності механічної потужності дизеля та відповідає основним характеристикам по тепловому навантаженню водяної системи охолодження двигуна. Для цього двигуна був проведений аналіз можливих джерел НПТ у системі охолодження ДВЗ, який показав, що найбільший температурний потенціал має охолоджуюча вода блоку циліндрів (температура на виході з дизеля 80..85 °С).

При аналізі робочого тіла ТНУ було обрано холодильний агент, який наряду із загальноприйнятими термодинамічними, теплофізичними та фізико-хімічними вимогами, відповідає екологічним критеріям, які у останні роки часто розглядаються, як пріоритетні. До екологічних вимог відносяться низькі потенціали глобального потепління (парникового ефекту) GWP (Global Warming Potential) і руйнування озону ODP (Ozone Depletion Potential), а також нетоксичність. Крім цього, було враховувало параметр сумарного еквівалентного теплового впливу TEWI (Total Equivalent Warming Impact), який враховує прямий внесок від витоків холодоагенту та побічний внесок у глобальне потепління від емісії CO₂ при виробництві енергії. У якості робочого тіла парокompресійного теплового насосу був вибраний

R-600(Бутан) (C₄H₁₀) тому, що по основним термодинамічним та екологічним характеристикам цей холодильний агент найбільш доцільно відповідає умовам реалізації циклу.

Результати порівнянь бутану з іншими холодильними агентами, використовуваними у холодильній техніці, свідчать про перспективність застосування бутану у якості робочого тіла, що дозволяє йому конкурувати при техніко – економічному порівнянні, як з HCFC холодоагентами, так і з безгалоїдними (природними) холодильними агентами.

Таким чином, отримані результати показали перспективність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СЕУ і доцільність проведення подальших досліджень.

Литература:

1. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Экологическая и энергетическая целесообразность утилизации низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса // Техногенна безпека : наукові праці МДГУ ім. П.Могили.– Миколаїв : МДГУ. – 2008. – Т. 85, вип. 72. – С. 23–27.

Научный руководитель: Ярошенко В.М., доц. кафедри компресорів та пневмоагрегатів



УДК 621.56/59

ПОДГОТОВКА К ЭКСПЛУАТАЦИИ ГЕЛИЕВОГО ОЖИЖИТЕЛЯ AIR PRODUKT (HL-280)

Баширов Г.В., Бондаренко А.В., аспиранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Изучена конструкция гелиевого ожижителя компании **Air Produkt (HL-280)**.

Произведено вскрытие криостата ожижителя для оценки технического состояния внутреннего оборудования ожижителя.

Проведено техническое обслуживание поршневого детандера. На основании анализа технологической схемы ожижителя установлены дополнительные датчики для дополнительного контроля температуры и давления.

Проведена окончательная наладка оборудования и подготовка для ввода в эксплуатацию.

*Научный руководитель: Бондаренко В.Л., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники
ОНАПТ*



УДК 621.592

ПРОБЛЕМЫ ОЧИСТКИ ГАЗООБРАЗНОГО ГЕЛИЯ В ЦИКЛЕ РАБОТЫ ОЖИЖИТЕЛЯ

*Ионов М.И., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, Братейко С.В., инженер, ООО «Айсблик»,
г. Одесса*

Необходимым условием работы гелиевого ожижителя, вне зависимости от используемого рабочего цикла, является снижение температуры прямого потока до весьма низких значений.

Среди прочих трудностей, сопряжённых с «гелиевыми температурами», существует проблема предварительной очистки охлаждаемого потока гелия от примесей. Предельное содержание примесей, растворённых в жидком гелии, жёстко регламентировано ТУ 51-224-84:

Таблица 1.

He-4, % об.	Ne, ppm	H ₂ , ppm	O ₂ , ppm	N ₂ , ppm	Углеводороды, ppm	H ₂ O, ppm
99,9999	0,3	0,1	0,1	0,2	0,1	0,2

Кроме того, наличие в гелии примесей приводит к забивке льдом трубопроводов в низкотемпературной части ожижительной установки и выводу из строя движущихся частей аппаратов, контактирующих с газообразным гелием.

Для производства сжиженного гелия используется газообразный гелий марки «А» с предельным содержанием примесей до 50 ppm. Основными примесями являются: неон, кислород, азот и влага.

Сжатие гелия перед подачей его в ожижитель осуществляется при помощи двух поршневых компрессоров с масляной смазкой, а также винтового компрессора Hartford с масляной смазкой. Компрессоры оснащены системой маслоочистки, однако около 1 ppm масла попадает в гелий.

Для удаления остаточных примесей в научно-производственном комплексе «Гелиевые технологии» ООО «Айсблик» применён выносной блок очистки, включающий в себя предварительный теплообменник и адсорбер с активным углём марки СТК-3. В предварительном теплообменнике входящий поток сжатого гелия при давлении 1,6 МПа и температуре окружающей среды охлаждается возвратным потоком сжатого гелия и парами жидкого азота до температуры около 80 К. При этом значительная часть масла осажается на трубках теплообменника. Далее охлаждённый гелий поступает в угольный адсорбер, криостатируемый при помощи азотной рубашки. Очищенный от влаги, следов масла и основной части азота, и кислорода, гелий поступает в ожижитель.

Ожижитель модели 1400 укомплектован системой доочистки входящего гелия, состоящей из трёх угольных адсорберов, работающих на разных температурных уровнях. В первый фильтр газ поступает при температуре около 60 К и освобождается от остатков азота и кислорода. Второй фильтр работает при температуре около 20 К и предназначен для очистки от неона и водорода. Последний фильтр находится перед дроссельным вентилем, работает при температуре 4-6 К и служит для тонкой очистки гелия перед сжижением.

Основными проблемами очистки сжатого гелия от примесей, являются ограниченное время действия блока очистки, а также малая ёмкость внутренних фильтров ожижителя и, как следствие, малое время защитного действия по неону. При наличии значительной примеси неона в гелии наблюдается резкое повышение гидравлического сопротивления установки, образование льда под клапанами и поршнями детандеров, ледяные заторы в переливном устройстве.

Устранение подобных неполадок требует вывода блока ожижения из эксплуатации и проведения очистки внутренних коммуникаций.

Решением может быть замещение блока предварительной очистки системой комплексной подготовки гелия от примесей, включающей в себя глубокую очистку от неона, либо модернизация задействованного очистителя.

Описанный выше блок очистки является достаточно традиционным решением и отличается следующими недостатками:

1) затруднённое удаление масла и влаги из теплообменника. Поскольку в процессе эксплуатации блока очистки в межтрубном пространстве теплообменника скапливается масло и влага в виде кристаллов и инея, наблюдается постепенное ухудшение теплоотдачи от прямого потока гелия к возвратному. Кроме того, растёт гидравлическое сопротивление аппарата. Удаление масла возможно только при помощи продувки теплообменника с

одновременным нагревом. Поскольку речь идёт о гелиевой полости то продувку необходимо осуществлять при помощи гелия, что приводит к удорожанию эксплуатации блока очистки.

2) значительные габариты блока очистки;

3) низкая ремонтпригодность. Нарушение герметичности внутренних коммуникаций требует вскрытия герметичного корпуса теплообменника либо адсорбера.

Для модернизации действующей системы может быть предложено несколько направлений:

- применение дополнительного внешнего теплообменника для удаления остаточных примесей масла;

- обустройство параллельного блока очистки для обеспечения бесперебойной работы;

- замена активного угля и снижение температурного уровня адсорбции для более эффективного удаления неона.

Тем не менее, возможность модернизации блока очистки существенно ограничивается его габаритами и значительной сложностью перевода очистителя на более низкий температурный уровень.

В силу вышеизложенного для решения проблем подготовки газообразного гелия перед последующим его ожижением предпочтительным является создание станции комплексной подготовки газообразного гелия.

Научный руководитель: Графов А.П., к.т.н., вед. н. сотр. НИС ИХКЭ ОНАПТ



УДК 621.592

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОЖИЖИТЕЛЯ ГЕЛИЯ ЗА СЧЁТ ИЗМЕНЕНИЯ СПОСОБА ПОДАЧИ ПОДПИТОЧНОГО ПОТОКА

Пилипенко Б.А., Юлдашев А.Р., студенты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Цель данной работы – изучение принципов работы и особенностей ожижителя модели 1400, входящего в состав комплекса производства жидкого гелия ООО «Айсблик», а также установление зависимости производительности по жидкому гелию от способа подачи подпиточного газа.

Установка 1400 служит для получения жидкого гелия и для охлаждения устройства в замкнутом цикле до температуры 4,2°К. Основными компонентами установки являются блок компрессоров, блок предварительной очистки и блок ожижения.

Принцип действия установки следующий: гелий из баллонов или реципиентов поступает в блок компрессора. В блоке компрессора газ сжимается и при комнатной температуре направляется в ожижитель.

Газообразный гелий первоначально сжимается до 1,6 МПа в компрессорах и поступает в блок очистки, а именно в межтрубное пространство, где охлаждается обратным потоком до температуры примерно 88 К, и очищается от влаги и примесей масла. После теплообменника гелий поступает в аппарат очистки а именно в змеевик где охлаждается до 82 К и поступает в адсорбер. Змеевик и адсорбер расположены в резервуаре, который заполнен жидким азотом. В адсорбере на холодной поверхности угля адсорбируются газообразные примеси. Чистый гелий, выйдя из адсорбера, направляется в трубки гелиевой секции теплообменника, в котором подогревается гелием, поступающим на очистку. Потом гелий направляется через фильтр, очищается от угольной пыли и направляется из блока очистки в блок ожижения.

Гелий делится на два потока: один проходит первую секцию основного теплообменника, а второй поступает в азотную ванну, где охлаждается до температуры 80 К, разгружая первую секцию основного теплообменника. Далее потоки смешиваются. Затем газ проходит вторую секцию теплообменника, после – через фильтр детандера №1 для удаления примесей, главным образом азота, содержащегося в гелии. Прямой поток затем разделяется на две части. Одна часть проходит через детандер №1 где охлаждается за счет изоэнтропного расширения и выпускается в обратный поток низкого давления при давлении близком к атмосферному. Другая часть всё ещё при высоком давлении проходит через третью и четвертую секции теплообменника, где он дальше охлаждается обратным потоком, а затем поступает на фильтр детандера №2 для удаления загрязнителей с более низкой температурой кипения. Прямой поток снова разделяется, одна часть проходит через детандер №2 где он охлаждается изоэнтропно и потом поступает в обратный поток низкого давления, в то время как другая часть проходит через последнюю секцию теплообменника. Охлажденный гелиевый прямой поток дросселируется вентилем Д-Г до давления, близкого к атмосферному. Такое изоэнтальпное расширение охлаждает гелий до температуры, при которой часть его конденсируется. Смесь жидкости и газа проходит по внутреннему тракту переливной трубки и поступает в сосуд Дьюара, где жидкость разделяется и может быть собрана и использована для охлаждения. Газ вместе с газом, испарившимся в сосуде Дьюара, возвращается через обратный поток переливной трубки и соединяется с обратным потоком низкого давления в теплообменнике. Газ низкого давления постепенно нагревается в теплообменнике до нормальной температуры и затем возвращается на всасывание компрессора.

Регулятор подпитывающего газа подает гелий на всасывание компрессоров, чтобы компенсировать выведенную из ожижителя массу и поддерживает требуемое рабочее давление в системе.

Типичные параметры работы ожижителя представлены в таблице 1:

Параметр	Значение.
Температура на входе детандера №2, К	19
Температура перед дросселем, индикатор П134	5
Давление на входе в блок ожижения, МПа	1,6
Давление перед дросселем, МПа	1,4
Давление обратного потока, МПа	0,1125
Производительность	20 л/час

Скорость ожижения описываемой установки зависит от производительности компрессоров и возможности использования жидкого азота для предварительного охлаждения.

На данный момент достигнут предел скорости ожижения, так как задействованы оба штатных поршневых компрессора и охлаждение жидким азотом. Однако существует резерв, связанный с возможностью повысить давление перед дросселем, тем самым увеличивая массовый расход гелия через ожижитель.

Можно выделить два пути достижения этой цели: первый заключается в закупке дорогостоящего компрессорного оборудования и расширении компрессорной базы комплекса ожижения. Второй связан с изменением способа подачи подпиточного газа в систему:

В действующей схеме гелий из источников высокого давления подаётся на всасывание компрессоров через редуктор с конечным давлением 0,1125 МПа. Вместе с тем, существует

технічна можливість проводити редуцію до 1,6 МПа і подавати компенсуючий газ безпосередньо в блок очищення

Такі рішення дозволяють збільшити масовий витрат на 12,5 %. Так як частка газу необхідно перекидати на детандери, масовий витрат через дросель зростає на 5-10 %.

В період 02.2014-03.2014 були здійснені кроки по реалізації даного технічного рішення. Аналіз результатів експерименту не виявив однозначного зростання продуктивності ожижувача. Зокрема це пов'язано з недосконалістю використаних засобів вимірювання швидкості ожиження, а також з рядом ускладнень в час виконання роботи в експериментальній формі. Планується проведення наступних експериментів до отримання стійких позитивних або негативних результатів.

*Науковий керівник: Бондаренко В.Л., д.т.н., проф. кафедри криогенної техніки
ОНАПТ*



УДК 621.56/59

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ БЛОКУ КОМПЛЕКСНОЇ ОЧИСТКИ ТА ОСУШКИ ДЛЯ ПОВІТРОРІЗДІЛЮВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Богаченко С.С., студент ІХКЭ ОНАПТ, г. Одеса

Пошук оптимальної організації процесу очищення повітря від шкідливих домішок для повітророзділювальних установок – важлива задача для економії енергетичних ресурсів в усьому світі.

Проведено аналіз ефективності застосування блоків комплексної очищення в повітророзділювальних установках великої потужності. Показані переваги блоків комплексної очищення та осушки повітря перед регенераторами. Проведений аналіз застосування одношарових та багатшарових адсорберів з метою більш ефективного застосування для очищення повітря від вологи, вуглекислого газу та вуглеводнів. Зроблено висновок про доцільність застосування багатшарових адсорберів, що дає змогу зменшити матеріаломісткість блоків комплексної очищення і осушки.

*Науковий керівник: Васютинський С.Ю., к.т.н., доцент кафедри криогенної
техніки ОНАПТ*



СХЕМА УТИЛИЗАЦИИ ПАРОВ ГЕЛИЯ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ ЖИДКОГО ГЕЛИЯ В СОСУДАХ ДЬЮАРА ОБЪЕМОМ 250Л ПОТРЕБИТЕЛЮ И ОБРАТНО.

Фисенко А.В., Канифольская А.А., инженеры ООО «Айсблик», г. Одесса

На сегодняшний день основная доля производимого мире жидкого гелия используется для термостатирования магнитных систем медицинских магнитно-резонансных томографов (МРТ). Доставка жидкого гелия осуществляется путем транспортирования его в Дьюарах ёмкостью 250-500 литров. Такому способу доставки сопутствуют потери гелия в атмосферу, обусловленные необходимостью сброса в атмосферу газообразного гелия с целью поддержания небольшого избыточного давления в сосуде Дьюара с жидким гелием на пути к потребителю и во время перевозки опорожнённого сосуда

Так как в настоящее время в мире наблюдается растущий дефицит гелия, то задача сокращения потерь гелия является весьма актуальной. В настоящей работе предложена система утилизации паров гелия.

Для оценки количества испарившегося при транспортировании гелия необходимо было установить распределение температур в сосуде Дьюара во время его опорожнения и последующего естественного отогрева, а также рассчитать потери гелия при хранении опорожнённого сосуда, что и являлось целью выполненных эксперимента. В эксперименте использовался сосуд Дьюара CMSH-250 производства компании CRYOFAB, во внутреннем сосуде которого были установлены 11 термопар медь-константан. Термопары расположены на вертикальной оси с шагом по высоте 10 см. Термопара №0 расположена на дне сосуда. Термопара №7 расположена на уровне холодного конца горловины сосуда. Термопара №11 расположена на уровне патрубка сброса гелия из сосуда. Ниже графически представлены результаты выполненных измерений:

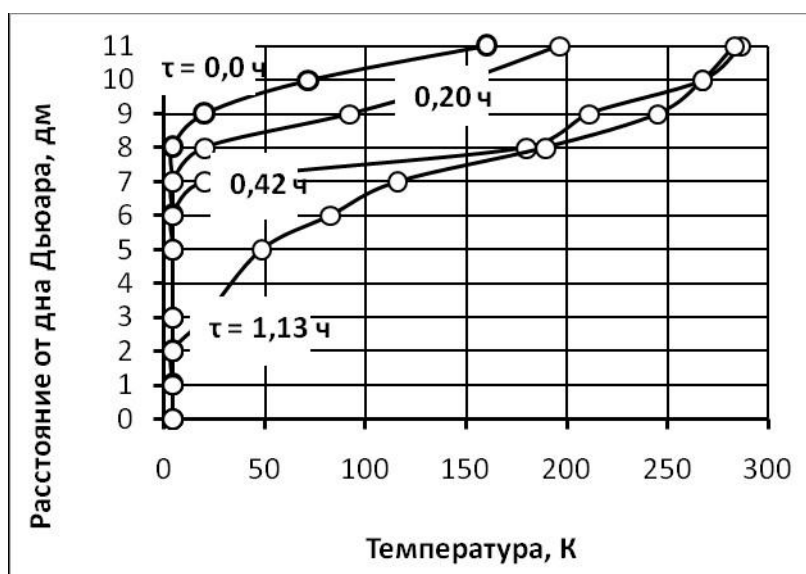


Рис. 1. Распределение температуры по высоте сосуда Дьюара в различные моменты времени процесса его опорожнения.

Полученные результаты дают представление о формировании температурных полей в сосуде Дьюара во время его опорожнения и последующего хранения опорожнённого сосуда и являются предпосылками для выбора способа и технологии утилизации сбрасываемого гелия.

Для точной оценки количества испарившегося при транспортировании гелия был проведен следующий эксперимент: была выбрана партия из 3-х сосудов Дьюара, отправленных в Киев. На один из Дьюаров был установлен газовый счетчик, к которому были присоединены вакуумные шланги, соединяющие транспортные сбросные клапаны на всех Дьюарах. Таким образом гелий, сбрасываемый из всех трёх Дьюаров, проходил через газовый счетчик. Выброс из газового счетчика производился в атмосферу.

Показания счётчика на всех этапах транспортирования сведены в таблицу 1:

	Дата	Время	Показания счетчика, м ³
Отправка Дьюаров потребителю	24.01.2014	10:00	8,130
Прибытие к месту назначения	24.01.2014	21:00	10,348
Отправка пустых Дьюаров от потребителя	25.01.2014	00:03	10,508
Прибытие Дьюаров обратно	28.01.2014	09:15	24,792

Видно, что при перевозке трех Дьюаров (750 л жидкого гелия) на пути к потребителю и обратно потеряно около 19, 8 м³ гелия, что соответствует 3,5 баллонам компримированного гелия. При средней стоимости 1 м³ технического гелия 20,3 евро, потери составят 19,8*20,3=401,94 евро.

Исходя из собранных данных, была предложена оригинальная схема утилизации паров жидкого гелия, которая включает в себя мягкий газгольдер (например из полиэтиленового рукава), компрессор (Bauer S 30), наполнительной баллонной рампой, бензинового генератора (ENDRESS ESE 406 HS-GT/A ES), и рамки для газгольдера.

Вывод: Исходя из вышесказанного можно сделать вывод о том, что представленная схема утилизации паров гелия при транспортировании позволит при перевозке 5000 л жидкого гелия собирать ≈153 м³ газообразного гелия. В денежном эквиваленте экономия составит примерно 5074 евро.

Информационные источники:

1. Ю.В.Александров, И.В.Левин, А.Е.Угроватов, С.Н.Востриков, В.Н.Уткин, А.В.Баринов. Организация технического обслуживания медицинских магниторезонансных томографов// Технические газы. – 2013. - №1. – С.52-55.

Научный руководитель: Графов А.П., к.т.н., вед. н. сотр. НИС ИХКЭ ОНАПТ



УДК 621.51

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВИНТОВОГО ГЕЛИЕВОГО КОМПРЕССОРА

Тишко Д.П., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Одним из крупнейших поставщиков сжиженного гелия в Украине является ООО «Айсблик» (г. Одесса). Производственные мощности компании включают в себя 2 гелиевых ожижителя, действующих в составе научно-производственного комплекса «Гелиевые технологии».

В связи с растущим спросом на жидкий гелий, в 2013 году был начат проект по наращиванию производственной мощности.

Изначально компрессорную базу комплекса ожижения гелия составляли два поршневых двухступенчатых компрессора производительностью 80 нм³/час каждый и рабочим давлением 16 атмосфер, включенных в схему ожижения параллельно. В данном режиме производительность составляла 20 литров жидкого гелия в час. Так как конструкторами ожижителя предусмотрен вариант повышения производительности при помощи включения в схему еще одного компрессора, было принято решение о внедрении винтового компрессора Hartford (модель J134 RS)

Данная работа посвящена анализу опыта эксплуатации вышеупомянутого компрессора.

В рамках работы было проведено сравнение характеристик действующих поршневых компрессоров и внедренного винтового. Рабочие характеристики сведены в таблицу 1:

	Поршневой компрессор	Винтовой компрессор
Потребляемая мощность, кВт	15	24
Производительность, нм ³ /ч	80 нм ³ /час	45 нм ³ /час
Рабочее давление, МПа	1.6	1.6
Количество масла на выходе	1-2 ppm	1-2 ppm

Сам компрессор относится к герметичным машинам среднего давления. Ключевыми особенностями его являются: наличие автоматической байпасной линии, обеспечивающей бесперебойную работу компрессора в пусковой период; пятиступенчатая система очистки сжатого гелия от масла.

По результатам 6-ти месяцев эксплуатации компрессора Hartford можно сделать следующие выводы:

Винтовой компрессор зарекомендовал себя как стабильный в работе и достаточно тихий. Штатная система очистки от масла работает не хуже многоступенчатой системы, которой оснащены поршневые компрессоры.

Основные преимущества винтового компрессора по сравнению с поршневыми:

- длительный ресурс работы без замены винтов;
- наличие системы автоматического байпасирования;
- низкий уровень шума и вибрации;
- минимальное загрязнение сжатого гелия маслом.

Недостатки:

- высокая потребляемая мощность при относительно низкой производительности.

В целом, внедрение винтового компрессора прошло успешно и позволило увеличить производительность компании ООО «Айсблик» по жидкому гелию.

Научный руководитель: Графов А.П., к.т.н., вед. н. сотр. НИС ИХКЭ ОНАПТ



ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТРУДА И КАЧЕСТВО ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

Охотский П., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Качество внутреннего воздуха (IAQ – Indoor Air Quality) сегодня является самой важной характеристикой искусственного микроклимата жилых, административно-общественных зданий, а также производственных помещений.

Одной из основных характеристик воздуха является его влажность. В процессе увлажнения воздух дополнительно очищается от аэрозольных частиц, освобождается от различных запахов и, в некоторой степени, от избыточного количества углекислого газа CO_2 , за счет разбавления (эффект мокрого скруббера), а также ионизируется (возрастает число положительных и отрицательных ионов, как тяжелых, так и легких). На качество воздуха влияет также воздухообмен, уменьшающий накопление загрязняющих веществ в помещении.

Результаты исследований по влиянию сухого воздуха на человека показывают, что длительное пребывание в условиях с низкой относительной влажностью воздуха ($\varphi \leq 20\%$) не только снижает производительность труда, но и приводит к негативному воздействию на слизистые оболочки, снижению иммунитета к респираторным заболеваниям.

Принято считать, что ощущение комфорта у людей возникает в диапазоне значений относительной влажности воздуха $\varphi = 30 \dots 70\%$ в сочетании с другими параметрами (температура, скорость движения), что зафиксировано в нормативных документах.

Низкая относительная влажность в помещениях может установиться в холодный период года, когда наружный воздух, подогретый перед подачей в помещение, имеет относительную влажность $\varphi < 5\%$, что намного ниже рекомендуемых значений. Анализ показывает, что, начиная с температуры наружного воздуха $+5^\circ$, его необходимо увлажнять. В существующих и проектируемых системах кондиционирования секция увлажнения зачастую отсутствует. Считается, что это удорожает систему. Однако при этом упускается из виду то обстоятельство, что увлажнение приточного воздуха в межсезонье (а это 50 % годового времени) позволяет избежать (или свести к минимуму) затраты теплоты или холода на его обработку.

Кроме того, известно, что увлажнение воздуха должно применяться в помещениях информационных центров, в центрах связи, АТС, типографиях, участках оперативной полиграфии (ризография, ксерокопирование), офисных помещениях с различного рода оргтехникой (компьютеры, принтеры и пр.) для снятия избыточного статического электричества.

Сухой воздух способен формировать большой статический заряд, который может привести к негативным последствиям, в т.ч. и пожару.

Таким образом поддержание относительной влажности в жилых, общественных и административных зданиях в соответствии с нормативными значениями (в холодный и переходный периоды $t = 20 \dots 22^\circ \text{C}$ и $\varphi = 45 - 30\%$, в теплый период $t = 23 \dots 25^\circ \text{C}$ и $\varphi = 60 \dots 30\%$) обусловлено не только условиями комфорта, но и соображениями безопасности.

Литература

1. D.P. Wyon, P. Wargoeki. How Indoor Environment Affects Performance. ASHRAE Journal. March 2013.
2. СНиП 2.04.05-91*У Отопление, вентиляция и кондиционирование.

Научные руководители: Липа А.И., к.т.н., доцент, Демьяненко Ю.И., к.т.н., доцент, кафедра холодильных машин установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



Автори наукових робіт:

Д

Dimitrov O., **37**

А

Арабаджи Д.Д., **5**
Афоніна Н.Б., **92**

Б

Байдак В.Ю., **60**
Балашов Д.А., **64**
Башкиров Г.В., **131**
Богаченко С.С., **135**
Бондаренко А.В., **131**
Бондарев О.Є., **39**
Бондарь Д.В., **31**
Бондарук А.В., **52**
Бондарук В.А., **117**
Братейко С.В., **131**
Бузовский В.П., **31**
Бутовский Е.Д., **100**

В

Власенко К.С., **50**

Г

Гаврильчик С.В., **115**
Георгієш К.В., **98**
Гнідий О.Л., **93**
Горобец Е.А., **10**
Грамма Л.С., **48**
Грицик С.М., **13**
Грищенко Р.В., **40, 112**
Грудка Б.Г., **53**

Д

Денисюк В.В., **116**
Джуган В.Ю., **19**

Е

Егоров Д.А., **6**

Ж

Желиба Т.А., **25**
Жихарева Н.О., **92**

З

Захарчук О.О., **101**

И

Ионов М.И., **131**

К

Канифольская А.А., **136**
Капауз К.О., **92**
Козак О.Л., **73**
Козаченко И.С., **25**
Колесник А.О., **103**
Колесник Е.И., **96**
Колодзінський Р.І., **42**
Копытин А.В., **124**
Корж Е.Г., **118**
Король Д.Л., **14**
Костецький Д.В., **66**
Кузьменко М., **43**
Кулик А., **45**
Кулишов Б.А., **75**

Л

Лапинский А.А., **24**
Лисица А.Ю., **29, 108**
Лука О.В., **107**
Лютый В.В., **17**

М

Мациборук В.А., 60
Мазуренко С.Ю., 86
Марченко В.Г., 94
Матвеев Э.В., 126
Миненков В.В., 100
Младёнов И.Ю., 27
Мороз С.А., 115
Мотовий І.В., 48
Мухортов В.В., 73

Н

Наголович М.С., 91
Найчук В.В., 85
Нянцу А., 36

О

Оболоник В.Ф., 85
Обухов А.А., 69
Осадчий С.К., 7
Охотский П., 139
Очеретяний А., 61

П

Пасечник А.Ю., 3
Паранина О.Ю., 78
Пароконий М.О., 71
Пилипенко Б.А., 133
Плесной А.В., 122
Повіт О., 129
Поворознюк В.В., 91
Прокопчук С.Д., 62

Р

Речицкий В.В., 3

С

Скорик А.В., 56
Сладковский Е.Н., 76
Смола В.О., 55
Сниховский Е.Л., 29, 108
Стоянов П.Ф., 21
Стефановский А.Н., 120
Стреколовский С.О., 96
Сухачов В.С., 63

Т

Темершин Д.Д., 33
Тертышный И.Н., 89
Тимошевская Л.В., 124
Тишко Д.П., 137
Толкачев А.Д., 117
Трандафилов В.В., 50

У

Усик Ю.Ю., 83

Ф

Фисенко А.В., 136

Х

Хакимов Р.С., 11
Халак В.Ф., 16

Ц

Цапушел А.Н., 111

Ч

Чередніченко В.А., 20
Чигрин А.А., 127

Ш

Шагиева А.К., 81
Штерндок А.С., 129

Щ

Щербаков О.Н., 57
Щур В., 21

Ю

Юлдашев А.Р., 133
Юсуфі Халід, 72
Юшковська А.М., 105

Я

Яценко Р.О., 94
Ябс А.А., 68

Керівники наукових робіт:

*Бондаренко В.Л.
Бошкова И.Л.
Буданов В. О.
Ванеев С.М.
Васютинский С.Ю.
Графов А.П.
Данько В.П.
Демьяненко Ю.И.
Дёмин М.В.
Дідик Н.М.
Димитров А.А.
Дорошенко А.В.
Дьяченко Т.В.,
Желиба Ю.А.
Жихарєва Н.В.
Засядько Я.І.
Калинкевич Н. В.
Когут В.Е.
Козак Л.Ю.
Кологривов М.М.
Лавренченко Г.К.
Лагутин А.Е.
Липа О.І.*

*Мазур В.А.
Масліков М.М.
Мілованов В.І.
Морозюк Л.І.
Мустафин Т.Н.
Наер В.А.
Никульшин Р.К.
Парафейник В.П.
Петренко В.А.
Петухов И.И.
Пилипенко О.Ю.
Подмазко А.С.
Притула В.В.
Сарманаева А.Ф.
Симоненко Ю.М.
Титлов А.С.
Форсюк А.В.
Хлієва О.Я.
Хмельнюк М.Г.
Яковлев Ю.А.
Якупов Р.Р.
Ярошенко В.М.*

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

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

22 квітня 2014 року

Збірник тез доповідей

Підписано до друку **16.04.2014**. Формат 60x84 1/16.
Умовн. друк. арк. **6.500**. Наклад **15** прим.
Надруковано видавничим центром ОНАХТ ННІХКЕ.
65082, Одеса, вул. Дворянська, 1/3