

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра Кріогенної техніки



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА
на тему **Обґрунтування та дослідження характеристик центральної суднової системи кондиціювання повітря**

Здобувача Холоденко О..В.

4 курсу 141 групи

Керівник доцент Ярошенко В.М

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2026 р., протокол №_____.

Завідувач кафедри Кріогенної техніки _____ Симоненко Ю.М.

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА
ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ.В.С. МАРТИНОВСЬКОГО

Кафедра кріогенної техніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень - бакалавр

Спеціальність-142"Енергетичне машинобудування"

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
“ ____ ” _____ 2026 року

З А В Д А Н Н Я
На дипломну роботу бакалавра студенту
Холоденко Олексію Васильєвичу

1. Тема роботи : **Обґрунтування та дослідження характеристик центральної суднової системи кондиціювання повітря**

Керівник роботи к.т.н., доцент Ярошенко В.М.

Затверджені наказом вищого навчального закладу від 31.10.2025 року №61303-03

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) : провести аналіз та виконати відповідні розрахунки суднової системи кондиціювання повітря з метою заміни екологічно шкідливого холодильного агенту на альтернативний .

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

- Порівняльний аналіз суднових систем кондиціювання повітря
- Аналіз термодинамічних теплофізичних та екологічних характеристик холодильних агентів та вибір оптимального
- Розрахунок термодинамічного циклу центральної системи кондиціювання
- Розрахунок та вибір теплообмінного та компресорного обладнання
- Аналіз процесу інтенсифікації теплообміну в охолоджувачі повітря
- Охорона праці та цивільна оборона

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Схеми суднових систем центральної системи кондиціювання повітря та теплообмінного обладнання , Розрахункові результати термодинамічного циклу , Креслення теплообмінного- компресорного обладнання.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	Ярошенко В.М.		
Техніка безпеки та цивільна оборона	Грудка Б.Г.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи бакалавра	Строк виконання етапів	Примітка
1	Порівняльний аналіз суднових систем кондиціювання повітря	Лютий 2026	
2	Аналіз термодинамічних теплофізичних та екологічних характеристик холодильних агентів та вибір оптимального	Лютий 2026	
3	Розрахунок термодинамічного циклу центральної системи кондиціювання	Березень 2026	
4	Розрахунок та вибір теплообмінного та компресорного обладнання	Березень 2026	
5	Аналіз процесу інтенсифікації теплообміну в охолоджувачі повітря	Квітень 2026	
6	Охорона праці та цивільна оборона	Травень 2026	

Студент

Холоденко О.В.

Керівник роботи _____ Ярошенко В.М.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему «Дослідження та аналіз центральної системи суднового кондиціювання повітря.

Пояснювальна записка включає: 71 стр., 20рис., 2 табл., 12 літературних джерел, 15 слайдів презентації.

Актуальність теми

Проблема захисту навколишнього середовища являється вкрай важливою особливо при застосуванні холодильних агентів в системах кондиціювання у тому числі і суднового. Вибір холодильного агенту базується на зменшенні локального та загального впливу на озоновий прошарок та парниковий ефект при відповідній техніко економічній ефективності.

Мета роботи: дослідження можливостей застосування екологічно безпечних холодильних агентів в центральній системі суднового кондиціювання з використанням існуючого теплообмінного та компресорного обладнання.

Для досягнення вказаної мети поставлено і виконано **завдання:**

провести критичний аналіз традиційних систем холодильних агентів що застосовуються в суднових системах кондиціювання та оцінити їх вплив на навколишнє середовище

провести порівняльне дослідження особливостей центральних систем кондиціювання з альтернативними способами кондиціювання в суднових умовах;

провести порівняльний аналіз термодинамічних, теплофізичних та екологічних властивостей робочих тіл холодильної системи з вибором відповідного фреону;

провести аналіз та виконати розрахунок термодинамічного циклу на вибраному фреоні з визначенням енергетичного навантаження на складові елементи з розрахунком та вибором компресорного і теплообмінного обладнання ;

провести техніко-економічне порівняння та енергетичний аналіз охолоджувача повітря з метою інтенсифікації процесу теплопередачі

розглянути питання охорони навколишнього середовища та цивільної оборони

Ключові слова: кондиціювання повітря; , холодильні агенти, екологічний вплив, інтенсифікація теплообміну , термодинамічний цикл, охолодження повітря,

ABSTRACT

Bachelor's qualification work on the topic "Research and analysis of the central ship air conditioning system.

Explanatory note includes: 71 pages, 20 figures, 2 tables, 12 literary sources, 15 presentation slides.

Topic relevance

The problem of environmental protection is extremely important, especially when using refrigerants in air conditioning systems, including ship air conditioning. The choice of refrigerant is based on reducing the local and general impact on the ozone layer and the greenhouse effect with appropriate technical and economic efficiency.

Purpose of the work: to study the possibilities of using environmentally safe refrigerants in the central ship air conditioning system using existing heat exchange and compressor equipment.

To achieve the specified goal, the following tasks were set and accomplished:

- to conduct a critical analysis of traditional refrigerant systems used in ship air conditioning systems and assess their impact on the environment

- to conduct a comparative study of the features of central air conditioning systems with alternative air conditioning methods in ship conditions;

- to conduct a comparative analysis of the thermodynamic, thermophysical and environmental properties of the working fluids of the refrigeration system with the selection of the appropriate freon;

- to conduct an analysis and calculation of the thermodynamic cycle on the selected freon with the determination of the energy load on the constituent elements with the calculation and selection of compressor and heat exchange equipment;

- to conduct a technical and economic comparison and energy analysis of the air cooler in order to intensify the heat transfer process

- to consider the issues of environmental protection and civil defense

Keywords: air conditioning; , refrigerants, environmental impact, intensification of heat exchange, thermodynamic cycle, air cooling,

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
Розділ 1. АНАЛІЗ СУДНОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ.....	8
1.1. Взаємодія людини та кліматизованого середовища	8
1.2. Суднові системи кондиціювання повітря	11
1.2.2. Види суднових систем центрального кондиціювання	11
1.2.3. Основні вимоги до суднових систем кондиціювання повітря.....	19
1.3. Суднова системи кондиціювання повітря та її аналіз.....	20
1.4. Центральний кондиціонер.....	24
Розділ 2 . РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ССКП.....	26
2.1. Критичний аналіз та вибір холодильних агентів суднових	26
2.2. Схема обробки повітря у повітроохолоджувачі центрального кондиціонера.....	30
2.3. Вибір параметрів та розрахунок термодинамічного циклу.....	31
2.4. Розрахунок і вибір компресору.....	34
2.5. Розрахунок та вибір конденсатору.....	35
2.6. Розрахунок регенеративного теплообмінника.....	40
2.7. Розрахунок та вибір випарника- охолоджувача повітря ЦК.....	45
Розділ 3. ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ У ПОВІТРЯНОМУ ОХОЛОДЖУВАЧІ.....	48
3.1. Конструктивні особливості охолоджувача повітря.....	48
3.2. Аналіз енерговитрат в процесі інтенсифікації теплообміну.....	49
Розділ 4. ВИМОГИ ЕФЕКТИВНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ССКП.....	53
4.1. Загальні вимоги при експлуатації холодильних установок.....	53
4.2. Показники нормальної роботи повітряної системи охолодження.....	54
4.3. Вплив експлуатаційних факторів на роботу холодильної системи.....	55
Розділ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	58
5.1. Заходи з безпеки праці при експлуатації холодильної установок.....	58
2. Причини й джерела пожеж на судах	61
Розділ 6. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА.....	67
6.1. Підвищення стійкості компресорних станцій.....	67
6.2. Визначення ступеня стійкості КС до дії вражаючих факторів ядерного вибуху.....	68
ВИСНОВКИ.....	70
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	71

ВСТУП

Сучасні морські судна являються місцями постійної роботи та життєвої діяльності членів екіпажу та довготривалого перебування пасажирів. Тому незалежно від типу судна, районів його плавання та метеорологічних умов у житлових, службових та інших приміщеннях суспільного призначення повинен підтримуватись благоприємний для людей мікроклімат, який проявляється у підтриманні постійного складу та параметрів повітря.

Умови, необхідні для нормальної життєдіяльності людини, а також для перевезення вантажів на суднах, забезпечуються за допомогою систем кондиціонування, тобто створення і підтримки в закритих приміщеннях найбільш сприятливого повітряного (газового) середовища.

Мікроклімат в суднових приміщеннях забезпечується за допомогою системи комфортного кондиціонування та відповідною ізоляцією приміщень. Основною функцією таких систем є очищення та тепловологісна обробка повітря. При цьому необхідно забезпечувати відповідну чистоту повітря, його склад у тому числі і кисневий, відносна вологість та швидкість руху.

Техніко-економічна ефективність систем комфортного кондиціонування та їх екологічна безпека суттєво залежить від холодильного агенту, вибір якого базується на врахуванні не тільки термодинамічних, теплофізичних, енергетичних властивостей, але і екологічних аспектів. Сучасні екологічні вимоги, насамперед, враховують рівень впливу холодильного агенту на озоновий прошарок та їх дію відносно так званого парникового ефекту, що надає при виборі холодильного агенту пріоритет екологічним критеріям

При виборі систем кондиціонування повітря необхідно враховувати те, що для функціонування систем, необхідно витратити достатньо велику кількість електричної енергії, яка в деяких випадках сягає 10- 15 % потужності суднового електричного генератора. Заміна традиційного холодильного агенту фреону R-22 на екологічно безпечний холодильний агент проводиться із врахуванням усіх факторів та властивостей і повинна супроводжуватись мінімальними економічними витратами. На основі критичного аналізу сучасних холодильних агентів, у якості альтернативного вибрано фреон R 407 C, так як схожість властивостей цих холодильних агентів дозволяє використовувати існуюче обладнання за виключенням заміни мінеральних мастил .

Використання регенеративного теплообмінника дозволяє підвищити експлуатаційну надійність ССКП , що проявляється у збільшенні рівню заповнення випарника рідинним холодильним агентом та забезпечити стабільну та надійну роботу компресору у режимі сухого ходу.

Аналіз процесу охолодження у повітряному охолоджувачі та практичні рекомендації, пов'язані із вибором швидкості повітря у охолоджувачі, дозволяють у деяких випадках суттєво економити електричну енергію на привод електричних вентиляторів та загалом на енергетичну систему судна.

Розділ 1. АНАЛІЗ СУДНОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

1.1. Взаємодія людини та кліматизованого середовища

В суднових умовах організм людини підпадає під дію комплексу кліматогеографічних чинників зовнішнього середовища: температурний, вологісний, геліокосмічний, статичний та динамічний атмосферний тиски, качка, зміна кліматичних зон та годинних поясів, що викликає адаптаційні порушення в організмі, як відповідь на зміну комплексу природних чинників середовища. Так, у рейсах в холодному районі (Північна Атлантика, Заполяр'є і Антарктида) температура повітря в деякі дні знижується до -40°C з перепадом протягом декількох годин на $15\ldots 30^{\circ}\text{C}$. Бувають шквальні вітри із сніговими та дощовими зарядами, які рухаються із швидкістю $6\ldots 10$ м/с, іноді сягаючи 18 м/с. Великий помірний район ($40\ldots 60^{\circ}$ Півн. Ш. та $40\ldots 50^{\circ}$ Півд. Ш.) характеризується значними градієнтами середніх температур повітря: у північній півкулі влітку в Атлантиці $+22^{\circ}\text{C}$, в той час як у Тихому океані $+8^{\circ}\text{C}$; взимку в Атлантиці від $+15^{\circ}\text{C}$ до 0°C , а в Тихому океані - від 10°C до -10°C . У південній півкулі спостерігаються переміщення повітряних мас, які сягають штормової та ураганної сили. Рейси суден у спекотливих районах здійснюються за умов тропічних мусонів. Максимальна температура атмосферного повітря у Перській затоці влітку дорівнює 70°C . Протягом доби температура повітря коливається від 28°C до 35°C , відносна вологість - $70\ldots 90\%$, в нічний час сягаючи 100% . Різкі зміни метеоумов за мінімальний часовий інтервал супроводжує моряків при переході із зон праці до зони відпочинку. За умов тропіків при поверненні людини до приміщень після робіт у машинному відділенні температурні перепади повітря становлять $20\ldots 25^{\circ}\text{C}$, відносна вологість змінюється на $35\ldots 45\%$, а після палубних робіт - відповідно на $15\ldots 20^{\circ}\text{C}$ та $15\ldots 20\%$. У високих широтах ці перепади після палубних робіт значно вищі.

Вплив метеоумов зростає під час переходів океанами, при зміні кліматичних зон. Це особливо помітно під час руху суден у північному і південному напрямках, коли температурний перепад протягом одного тижня становить $30\ldots 40^{\circ}\text{C}$.

Важливою експлуатаційною характеристикою судна є його придатність для життя. Це комплекс чинників, які визначають умови праці та відпочинку моряків, одним з яких є мікроклімат суднових приміщень. Мікроклімат у приміщеннях формується під впливом теплових процесів (тепловипромінювання від обладнання, освітлення, людей, огороджувальних та ін.).

Теплоприпливи влітку забезпечують додатковий нагрів повітря у суднових приміщеннях: з помірним тепло надходженням (каюти, громадські приміщення та ін.) на 5°C ; із значним тепло надходженням (машинне відділення, камбуз та ін.) на $8\ldots 10^{\circ}\text{C}$. Температура огороджувальних в приміщеннях з помірним тепло надходженням звичайно відрізняється від температури повітря в цих приміщеннях на $1\ldots 6^{\circ}\text{C}$. Температура поверхні котлів, двигунів сягає $50\ldots 60^{\circ}\text{C}$, зумовлюючи інтенсивність теплового потоку. До особливостей формування мікроклімату в суднових приміщеннях треба додати і нестабільність його параметрів. Навіть протягом доби температура повітря і огороджувальних може змінюватись на $4\ldots 6^{\circ}\text{C}$. Відносна вологість повітря змінюється в меншій мірі, її значення досягають $70\ldots 80\%$, а в технологічних приміщеннях (наприклад, в рибо оброблювальних цехах) - 90% і вище. Взимку через роботу опалювальних приладів відносна вологість повітря в приміщенні може сягати надзвичайно низьких значень ($9\ldots 15\%$). Роботу опалювальних приладів відносна вологість повітря в приміщенні може сягати надзвичайно низьких значень ($9\ldots 15\%$).

Мікроклімат приміщень безпосередньо впливає на тепловий стан людини. Мешкання і робота в умовах високих температур супроводжується розвиненням астенічних реакцій, порушенням функціонування організму і може призвести до теплового удару. Дія низьких температур призводить до розвитку гіпертонічних реакцій, послаблення захисних сил організму. Інші параметри мікроклімату: вологість, рухомість повітря та рівень радіаційного тепло обміну можуть посилювати дію температури повітря, спрямовану на охолодження чи нагрів, та змінювати тепловідчуття людей навіть в умовах стабільної температури повітря в приміщенні.

У результаті фізіологічних процесів, що протікають у людському організмі, з поверхні шкіри й через дихальні шляхи у всіх людей без винятку виділяються теплота, вологість та вуглекислота (вуглекислий газ). Залежно від стану організму (сон, відпочинок, розумова робота, мускульна робота різної інтенсивності) і параметрів навколишнього повітряного середовища кожна людина в суднових умовах протягом години виділяє 330- 1050 кДж теплоти, 40-415 м води й 18- 36 л вуглекислоти. Крім того, у процесі життєдіяльності людина виділяє й ряд шкідливих речовин: аміак, амонійні з'єднання, жирні летучі кислоти, шкідливі органічні речовини й ін. У деяких суднових приміщеннях можуть бути неприємні заходи, токсичні гази, забруднений повітря й т.п.

Всі ці шкідливі речовини, домішки й вуглекислота повинні відводитись із приміщення разом із забрудненим повітрям, а замість повинен подаватися свіже, очищене повітря з достатнім змістом кисню. Шкідливі виділення людини пропорційні кількості виділюваної їм вуглекислоти (CO_2). Тому состав повітряного середовища в житлових суспільних і службових приміщеннях нормується по припустимій концентрації CO_2 , відповідно до якої встановлюються норми повітрообміну. Шкідливі домішки, забруднення, заходи й т.п., виділювані в деяких спеціальних суднових приміщеннях, приділяються спеціальними засобами (витяжна вентиляція, поглиначі й ін.) незалежно від концентрації CO_2 у повітрі цих приміщень. На цей рахунок існують особливі норми та вимоги.

В населених приміщеннях транспортних й інших морських і річкових суден чистота повітря нормується кратністю повітрообміну виходячи із припустимої концентрації вуглекислоти.

Як відомо, у повітрі постійно відбуваються процеси іонізації й де іонізації. У ньому звичайно є легкі, середні й важкі іони позитивного й негативного заряду. Спостереженнями багатьох дослідників встановлено, що помірковано підвищена концентрація легких іонів у повітрі (1000 - 2000 іонів в 1 см^3) при деякій перевазі негативних іонів сприятливо впливає на людський організм (поліпшується діяльність серцево-судинної системи, нормалізується сон, підвищується загальний тонус і підсилюється стійкість організму до несприятливих зовнішніх впливів). Значний зміст у повітрі важких іонів робить прямо протилежний вплив на людину.

В атмосферному повітрі в різних місцевостях число легких іонів різне. Наприклад, у сільських місцевостях і курортних районах, особливо в гірське, морських, число легких іонів може досягати 2000 - 3000 в 1 см^3 , тоді як у більших містах з курною й задимленою атмосферою воно падає до 150 - 200 в 1 см^3 . У суднових приміщеннях, особливо при малих кубатурах, відбувається активна деіонізація повітря внаслідок інтенсивної адсорбції іонів поверхнями огорожень, устаткування, поверхневими теплообмінними апаратами, фільтрами й повітропроводами системи кондиціонування повітря й вентиляції, а також збільшення кількості важких іонів за рахунок концентрації

легких іонів на ядрах, утворених видихуваної людиною вологою, механічними забрудненнями й т.п.

Іонізація повітря суднових приміщень відбувається головним чином за рахунок іонів, внесених зі свіжим атмосферним повітрям. Однак бажане включення до складу суднових систем кондиціонування повітря спеціальних іонізаторів, що штучно підтримують у приміщеннях помірковано підвищену концентрацію легенив, переважно негативних, іонів.

Бажано також застосовувати на судах, особливо пасажирських, стерилізацію повітря, щоб перешкоджати посиленому розвитку мікрофлори, розмноженню й поширенню по суднових приміщеннях хвороботворних мікробів. Однак повна стерилізація шкідлива.

Останнім часом, як відзначалося вище, у комфортному кондиціонуванні особлива увага приділяється питанням дезодорації й одорації, тобто усуненню неприємних заходів і доданню сприятливо діючих на людину заходів (моря, лісу й т.п.).

Таким чином, чистота повітря (своєчасне видалення виділюваної людьми вуглекислоти й інших домішок, а також заходів) в суднових приміщеннях, його якісний состав (концентрація O_2 , іонізація, стерилізація) і наявність сприятливих заходів (одорація) — одне з умов створення комфортного мікроклімату для людей. Інша умова - забезпечення нормальних тепловідчуттів людину й відвід із приміщень виділюваної їм вологи.

Людина в тепловому відношенні почуває себе добре (комфортно) у тому випадку, коли від нього нормально (без форсування роботи окремих органів, залоз і т.п.) приділяється стільки тепла, скільки виробляє його організм, тобто комфортне тепловідчуття людини залежить від балансу між теплогенерацією і тепловтратами в навколишнє середовище. У результаті тепло генерації й тепловтрат внутрішня температура людського тіла підтримується на рівні $36,6—36,8^{\circ}C$, а управляється вона найтоншим механізмом автоматичної терморегуляції організму: зменшенням або збільшенням потоку крові через шкірний покрив, а також посиленням або загальмованим обміном речовин (витратою енергії). Температура шкірного покриву людини коливається залежно від параметрів навколишнього повітря, у середньому вона дорівнює $33^{\circ}C$.

Завдяки автоматичної терморегуляції організму людина й всі живі істоти в природі пристосовуються до зміни параметрів навколишнього повітря. Однак ця терморегуляція діюча лише при повільних і малих відхиленнях параметрів від нормальних, необхідних для гарного самопочуття. При більших і швидких відхиленнях параметрів повітряного середовища порушуються фізіологічні функції організму: терморегуляція, обмін речовин, робота серцево-судинної й нервової систем і т.п. При цьому можуть спостерігатися й необоротні зрушення в організмі людини. Наприклад, у районі тропіків у людей, що особливо вперше потрапили в ці умови, підвищується температура тіла, різко знижується працездатність, з'являється підвищена дратівливість і т.п.

Завдання кондиціонування повітря в суднових приміщеннях зводяться до підтримки таких параметрів повітряної (газової) середовища, при яких кожна людина завдяки своїй індивідуальній системі автоматичної терморегуляції організму почувала б себе комфортно, тобто не зауважував впливи цього середовища.

На тепловідчуття людини впливають в основному наступні чотири факторів: температура t_n і відносна вологість ϕ_n повітря, швидкість його переміщення (рухливість) температура $t_{огр}$ поверхонь, що обгороджують, приміщення. При різних комбінаціях цих параметрів теплові відчуття людини можуть виявлятися однаковими. Якщо людина не відчуває ні холоду, ні перегріву, ні руху повітря біля тіла, метеорологічні кондиції навколишньої його повітряного середовища (з урахуванням температури поверхні огорожень) вважаються в тепловому відношенні комфортними. Комфортні кондиції повітряного середовища можуть мати різні значення й залежать головним чином від інтенсивності праці, чиненого людиною, і його одягу.

1.2. Суднові системи кондиціонування повітря

1.2.1. Особливості суднових систем кондиціонування повітря.

Сучасні морські і річкові судна, глибоководні апарати, надводні і підводні споруди є місцем роботи і мешкання екіпажа, а також тривалого перебування пасажирів. Тому в приміщеннях, де знаходяться люди, мають бути забезпечені нормальні умови проживання.

Функціонування і надійність роботи електронного і іншого устаткування на судах, апаратах і спорудах багато в чому залежать від параметрів середовища, що оточує це устаткування.

На судах перевозяться різні вантажі, у тому числі і швидкопсувні, для яких необхідні певний склад повітряного (газового) середовища, її відповідна температура, вологість, рухливість (швидкість пересування). Це потрібно також і для зменшення корозії метала внутрішніх частин трюмів і танків судів, устаткування, що перевозиться в трюмах, і приладів, для запобігання вибухів на танкерах.

Умови, необхідні для нормальної життєдіяльності людини, а також для перевезення вантажів на судах, забезпечуються за допомогою кондиціонування, тобто створення і підтримка в закритих приміщеннях і засобах транспорту найбільш сприятливого газового середовища.

Дуже важливим чинником, що впливає на стан людини, є мікроклімат, тобто сукупність складу, температури, вологості, тиску і рухливості газового середовища (повітря, газодихальної суміші), радіації довколишніх поверхонь тіл і так далі.

Життєдіяльність людини пов'язана з витратою енергії. Поповнюється ця енергія в організмі за рахунок окислення (спалювання) легкогорючих з'єднань вуглеводів з утворенням вуглекислого газу і води. З довкілля в організм людини поступають кисень - у складі повітря і вуглеводи - з продуктів харчування.

Пропорційно фізичному і розумовому навантаженню чоловік виділяє в довкілля теплову енергію, воду, вуглекислий газ і інші продукти своєї життєдіяльності, що забруднюють атмосферу приміщень, які повинні систематично виводитися з неї, так само як і тепло -, волого виділення, газоподібні речовини, мікроорганізми, пил і інші забруднення від джерел (наприклад, устаткування), розташованих в приміщенні.

В даний час значно збільшився об'єм підводних робіт, виконуваних фахівцями різних професій (акванавтами). На дні моря, в підводних апаратах, будинках і спорудах працюють геологи, археологи, інженери, біологи і так далі. Проте під водою людям необхідно не лише працювати, але і відпочивати. Для цього створені спеціальні приміщення. Пояснюється це тим, що витрати часу на підйом акванавта з глибини на поверхню з врахуванням декомпресії дуже великі. Так, 30 хв. перебування акванавта на глибині 120 м вимагають декомпресії 3,5 г, на глибині 150 м - 8,5 г, на глибині 180 м - 12 г.

Але жити під водою і дихати атмосферним повітрям, що має звичайний тиск, неможливо, тиск повітря завжди має бути рівним тиску води, а парціальний тиск кисню повинен відповідати тиску, звичному для людини, - 0,0212 МПа. Якби на глибині 20 м чоловік дихав чистим киснем, то через 15 – 20 хв. могло настати кисневе отруєння. Високий тиск азоту наводить до азотного сп'яніння і втрати свідомості. Тому для людини, що знаходиться на великій глибині, потрібні спеціальні дихальні газові суміші (ДГС).

Аби людина відчувала себе добре, необхідно постійно підтримувати в апаратах і судах склад і параметри довкілля в межах його адаптаційних можливостей.

Створення на судні нормальних умов для життєдіяльності людей, експлуатації наявного устаткування і перевезення вантажів ускладнено із-за зміни кліматичних умов в районах плавання, обмеженості об'єму приміщень, їх насиченості джерелами тепло - і волого виділення, забруднень, шуму, вібрації і тому подібне.

У різних районах плавання судів в різну пору року температура зовнішнього (атмосферного) повітря може змінюватися в широких межах: від +40 до +50 С. Температура заборотної води при цьому може мінятися від +35 до -23, а вміст вологи в 1 кг повітря - від 24-26 г до 0,1-0,5 г. У таких умовах істотно змінюється також інтенсивність сонячної радіації. Оскільки судна є великими металевими спорудами з високою теплопровідністю, то й вплив зовнішніх умов на формування мікроклімату в судових приміщеннях дуже значний. Для забезпечення нормальних умов проживання людини (разом з іншими заходами) застосовується кондиціонування газового середовища приміщення, тобто така технологічна її обробка, яка забезпечує, як мінімум, підтримку визначених складу середовища, тиск Р, температури t , вологості, рухливості w середовища (з врахуванням радіаційних потоків) в заданому інтервалі їх значень.

Кондиціонування газового середовища може бути комфортним і технологічним (останнє ділиться на рефрижерацію і технічне кондиціонування).

У судових населених приміщеннях у будь-який час року є надлишок вологи. Теплонадлишок влітку для більшості судових приміщень рівний тепловитрату в них. У деяких приміщеннях теплонадлишок менше теплоприпливу на величину тепловідводу якими-небудь холодними поверхнями. У зимовий час в судових приміщеннях спостерігається тепловтрати, а в деяких приміщеннях, насичених устаткуванням, - теплонадлишки.

Із зміною параметрів зовнішнього повітря змінюється і тепло надлишок (тепловтрати). Система цілорічного кондиціонування повітря повинна забезпечувати влітку, як правило, відведення з приміщень волого – і теплонадлишку, а взимку - надлишкової вологи і підведення теплоти, рівної тепловтратам приміщень. Таким чином, в приміщеннях відбуваються процеси тепло- і вологоасиміляції припливним повітрям або повітрям приміщення, що йдуть в той або інший бік по теплоті і завжди у бік припливного повітря по волозі і звані прямими (мимовільними) процесами.

Класифікація судових систем кондиціонування повітря :

- 1.Відповідно до періоду роботи : літні, зимові та цілорічні.
- 2.Відповідно швидкості руху повітря: низькошвидкісні (15-17) , середньошвидкісні (17-22) та високошвидкісні (22-30).
- 3.Відповідно до тиску повітря: низько(1000 Па) , середньо (1200-2000 Па) та високо (понад 2000 Па)напірні системи.
- 4.Відповідно кількості підводів повітря до ЦК: одно каналні та двохканалні.

5. Відповідно до кількості свіжого повітря : повна рециркуляція, часткова, прямо поточна.

6. Відповідно до системи охолодження: безпосереднього охолодження та з проміжним теплоносієм.

7. Відповідно до способу охолодження приміщень: автономні, місцево –центральні, та центральні.

При центральній ССКП подача приточного повітря до приміщень виконується центральною системою. При місцево-центральної має місце комбінування центральної системи з каютними доводчиками- розподільниками (ежекційними кондиціонерами).

В ССКП безпосереднього кипіння повітря охолоджується безпосередньо у випарнику холодильної машини (повітряному охолоджувачі). У системах з проміжним теплоносієм повітря охолоджується у теплообміннику за допомогою води або розчину солі (ропи), які у свою чергу охолоджуються у випарнику аміачної або фреонової холодильної машини.

Системи кондиціювання повітря безпосереднього кипіння являються більш економічними, мають менші маси та габарити. Температура кипіння холодоагенту у таких системах на 5-10° С вища у порівнянні з системами з проміжним теплоносієм, а відповідно і енергетичні затрати на одиницю холодопоту у таких системах є нижчими. Однак автоматичне регулювання температури у таких ситемах є значно складнішим, особливо при наявності великої кількості приміщень з різними тепловими навантаженнями.

Існують системи:

прямоточні, коли в приміщення подається лише зовнішнє повітря, оброблене в кондиціонері;

замкнуті, в яких здійснюється 100%-а рециркуляція, тобто через герметизоване приміщення і ВКВ циркулює одне і те ж повітря, що піддається крім тепловологосній ще і фізико-хімічній обробці з метою видалення вуглекислого газу і інших шкідливих виділень і підтримки необхідної концентрації кисню O₂; прямоточно-рециркуляційні, коли в приміщення подається частина зовнішнього і частина рециркуляційного повітря (повітря приміщень), заздалегідь підданих тепловологосній обробці і очищенню.

Рециркуляція повітря застосовується з метою скорочення витрат теплоти і холоду на ВКВ, оскільки взимку повітря приміщення тепліше, а влітку холодніше, ніж зовнішнє повітря (у перехідних режимах роботи ВКВ може виявитися вигіднішим використання лише зовнішнього повітря).

Для того, щоб взимку при змішенні теплого рециркуляційного повітря з холодним зовнішнім повітрям не відбувалося утворення води або льоду (сніги), зовнішнє повітря заздалегідь підігрівають у повітронагрівачеві першого рівня ВН1 (на користь такого варіанту є і інші міркування, які будуть викладені нижче).

1.2.2. Види суднових систем центрального кондиціювання.

Системи центрального кондиціювання повітря розділяються на одно та двохканальні . Одноканальні системи можуть комплектуватись каютними доводчиками .У одноканальних системах кондицірування повітря охолоджується не тільки у центральному кондиціонері, але і у каютних теплообмінниках- доводчиках.

У каютних теплообмінниках доводчиках може оброблятися як приточне повітря (із цк) так і рециркуляційне (із приміщення). У першому випадку доводчики називаються прямо поточними і можуть використовуватись у у сіх системах не залежно від тиску повітря.

У другому випадку доводчики називаються ежекційними і можуть використовуватись тільки у високо напірних системах для того, щоб забезпечувати ежекційні потоки рециркуляційного повітря повітря через теплообмінники – доводчики.

Найбільш поширеними при використанні одноканальними ССКП являються наступні:

Центральний кондиціонер з випарником безпосереднього кипіння, а доводчик розподільник має електротон;

-Центральний кондиціонер безпосереднього кипіння з доводчиком розподільником, який живиться гарячою водою;

-Центральний кондиціонер з проміжним теплоносієм, а доводчик з електротонном;

-Центральний кондиціонер з проміжним теплоносієм, а доводчик розподільник з живленням, як гарячою так і холодною водою.

Центральні одно канальні системи кондиціонування повітря можуть відрізнятись одна від одної технологічними схемами тепловологістної обробки повітря, величиною швидкості повітря, його тиском, наявністю рециркуляції і т.і. Одна із можливих схем одно канальної суднової системи з повною обробкою повітря у центральному кондиціонері показана на рис. 1 На рис 1.1. показані процеси зміни стану повітря при його обробці у літньому режимі кондиціонування (суцільні лінії) та зимовому режимі кондиціонування (штрихові лінії). При такій системі має місце рециркуляція повітря із коридорів, куди воно потрапляє через дверні решітки кают. У літньому режимі зовнішнє повітря (НВ) та рециркуляційне повітря (РВ) проходять через фільтр Ф та змішуються у камері змішування (КС) кондиціонера (процеси НА та КА). Потім потік проходить через випарник ВО кондиціонера , де воно охолоджується та осушується (процес АВ). Стан повітря після випарника (точка В0) залежить від температури поверхні випарника, швидкості повітря та глибини повітряного охолоджувача (ВО). Потім за допомогою вентилятора повітря подається до розподільника повітря приміщення (ВР). Робоча різниця температур коливається у межах 4-15°C залежить від типу повітряного охолоджувача, та тиску повітря у каналі.

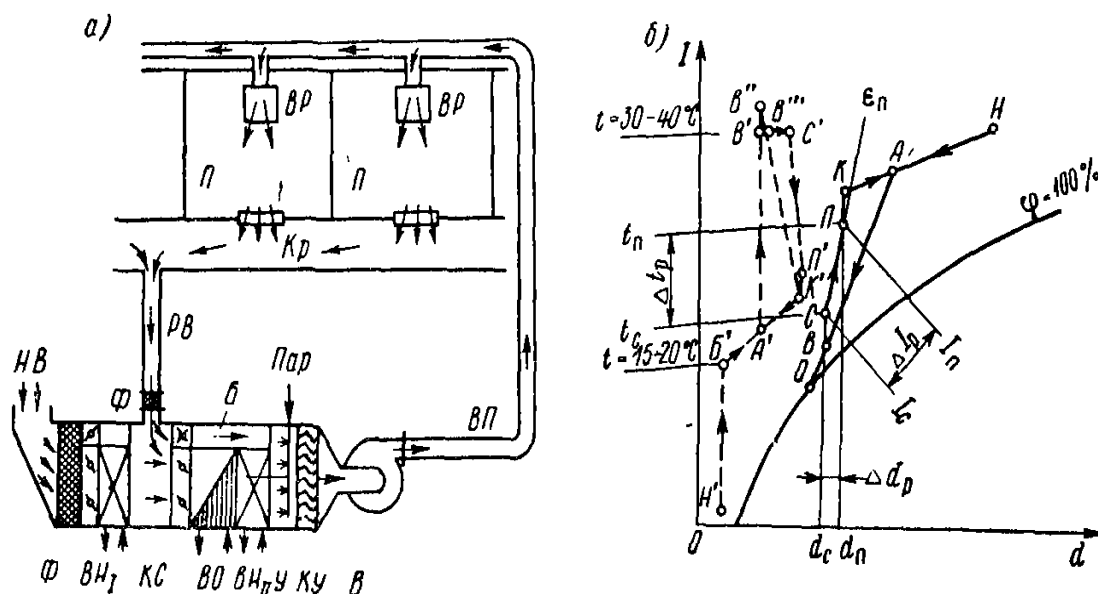


Рис. 1.1.Принципова схема (а) та процеси кондиціонування повітря (б) у одно канальній судновій системі без каютних доводчиків.

На рис. 1.2. показана схема яка є типовою для одно каналних суднових центральних систем кондиціювання повітря з каютними ежекційними теплообмінниками – доводчиками.

У літньому режимі зовнішнє повітря (точка Н) подається вентилятором центрального кондиціонера (В) для нагріву (процес НА). Після цього повітря охолоджується у випарнику ВО (процес АВ) та подається до краплевідділювача (КУ) а потім до шумогасника (ШГ) та до камери розподілення повітря. Охолоджене повітря направляється до приміщень по відповідним каналам з великою швидкістю, де має місце незначний підігрів повітря (процес БВ). У каютному доводчику повітря проходить через сопла (С) та подається у теплообмінник (Т), де воно охолоджується та осушується (процес ПГ). Після цього воно змішується з приточним потоком процесу ГС та ВС) і подається до приміщення, у якому має місце асиміляційний процес СП.

Конструктивно доводчики виконуються у вигляді стінових шаф. Швидкість витікання повітря 6-3 м/с, а коефіцієнт ежекції 1,5-4.

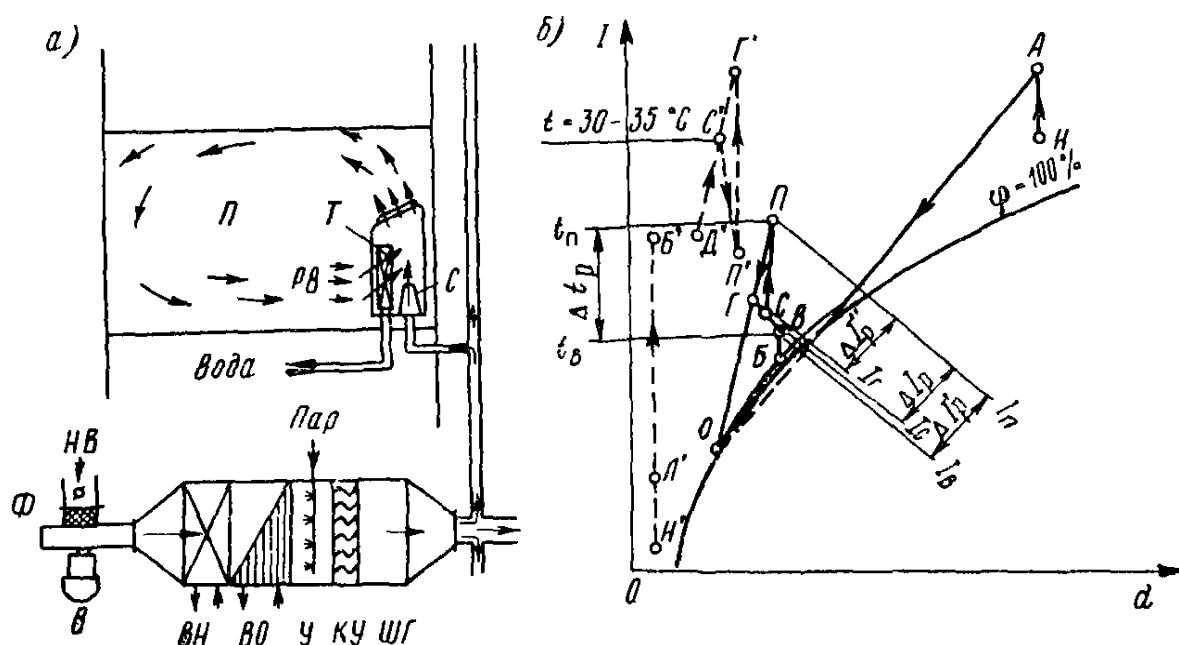


Рис. 1. 2. Принципова схема (а) і процеси тепловологістної обробки повітря (б) у одно каналній високошвидкісній центральній системі з каютними ежекційними доводчиками.

Двохканальні системи суднового кондиціювання.

Двохканальні системи кондиціювання повітря мають цілий ряд переваг по відношенню до однокальних систем, основним недоліком яких є наявність каютних теплообмінників- доводчиків, що ускладнює систему та обумовлює додаткові витрати на каналізацію енергоносіїв. Основною перевагою двохканальних систем є можливість індивідуального регулювання у широкому діапазоні параметрів повітря у приміщеннях завдяки змішуваним повітряним розподільникам постійної сумарної витрати повітря. Двоканальні системи мають значно менші шумові характеристики по відношенню до одно каналних, менші масогабаритні показники, більш високу економічну ефективність, так як відпадає необхідність прокладки допоміжних трубопроводів для живлення каютних теплообмінників доводчиків. Завдяки своїм перевагам двохканальні системи кондиціювання мають найбільш широке використання у суднових умовах.

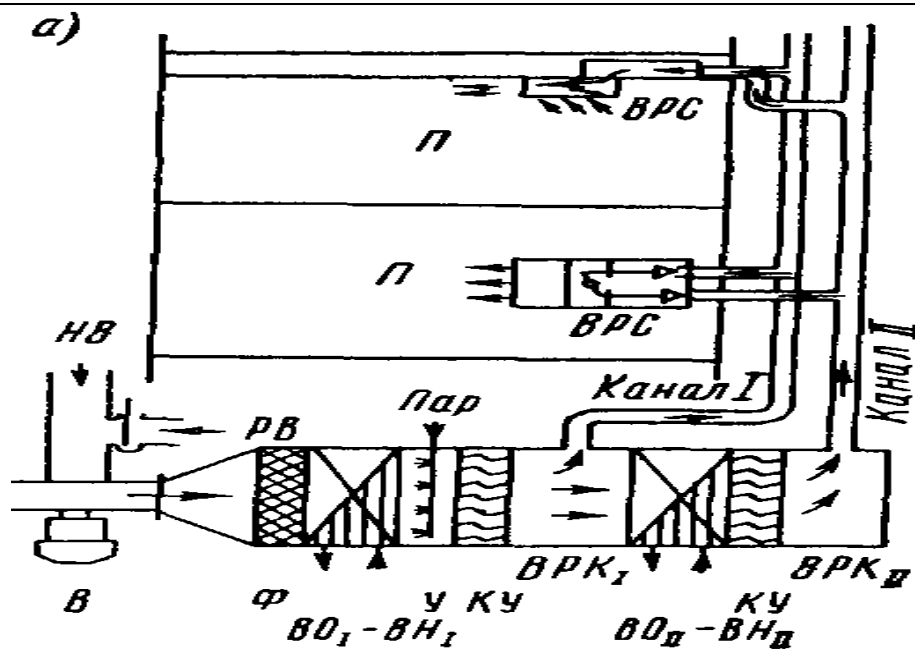


Рис. 1.3. Схема двухканальной системы кондиционирования

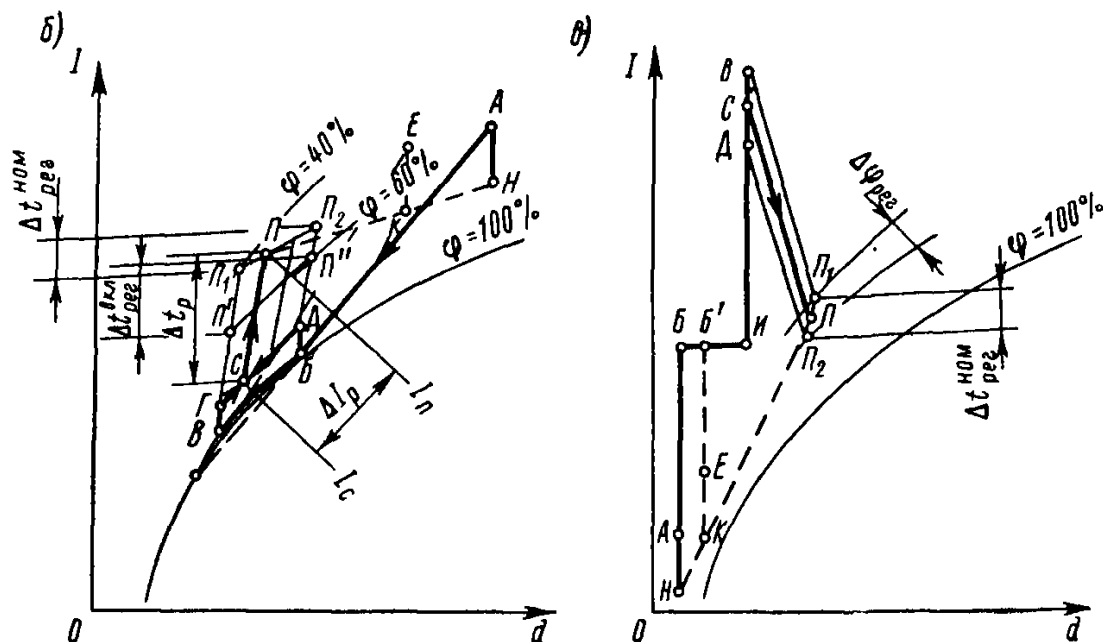


Рис.1.4. Процеси зміну стану повітря у двухканальній системі кондиціонування

При такій системі суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря (процеси зміщення лінії НД і КД - влітку або H^*D^* і K^*D^*) влітку підігрівається в електровентиляторі ЕВ (лінія ТАК), охолоджується з осушенням у фреоновому повітроохолоджувачі центрального кондиціонера (лінія АВ) до температури $t_w=11-15$ $^{\circ}\text{C}$ і подається до кают доводочним розподільниками повітря прямооточного типу ВРДП (у доводочних прямооточних розподільниках повітря термічній обробці піддається припливне повітря, а в ежекційних повітря приміщення, що ВРДЭ-ежектуемий).

Процеси, позначені лініями: Вс-підігрів повітря в повітропроводах; СП- тепло- і вологоасимиляція в приміщеннях; ПК-підігрівання в коридорі Кр.

У вживаних тут ВРДП вбудовані водяні або електричні підігрівачі повітря. Зазвичай в літньому режимі вони не працюють. Індивідуальне регулювання параметрів повітря в приміщеннях виробляється за рахунок зміни подачі припливного повітря через ВРДП.

Проте для цих цілей (при зниженні теплових навантажень на приміщення або бажанні підтримувати декілька підвищену температуру) можуть бути використані підігрівачі ВРДП (лінія ССІ – підігрівання припливного холодного повітря у ВРДП).

Можливість індивідуального регулювання параметрів повітря в приміщенні на режимі опалювання (за бажання і в літньому режимі, якщо передбачати найбільш глибоке охолодження повітря в центральному кондиціонері і деяке підігрівання у ВРДП) якісною дорогою є основною перевагою систем кондиціонування.

У суднових населених приміщеннях у будь-який час року є надлишок вологи. Теплонадлишок влітку для більшості суднових приміщень рівний теплопритоку в них. У деяких приміщеннях теплонадлишок менше теплоприпливу на величину тепловідводу якими-небудь холодними поверхнями. У зимовий час в суднових приміщеннях спостерігається тепловтрати, а в деяких приміщеннях, насичених устаткуванням, - теплонадлишки.

Із зміною параметрів зовнішнього повітря змінюється і тепло надлишок (тепловтрати). Система цілорічного кондиціонування повітря повинна забезпечувати влітку, як правило, відведення з приміщень волого – і теплонадлишку, а взимку - надлишкової вологи і підведення теплоти, рівної тепловтратам приміщень. Таким чином, в приміщеннях відбуваються процеси тепло- і вологоасиміляції припливним повітрям або повітрям приміщення, що йдуть в той або інший бік по теплоті і завжди у бік припливного повітря по волозі і звані прямими (мимовільними) процесами.

Для суден що плавають у південних широтах застосовують одноканальну середньошвидкісну прямоточно-рециркуляційну систему кондиціонування повітря з випускними розподільниками повітря.

Перевагами одноканальних середньошвидкісних ССКП перед одноканальними низькошвидкісними є менші масово-габаритні показники устаткування і повітряпроводів (це спрощує їхній монтаж і виключає можливість поширення пожежі у випадку виникнення її на судні), а також можливість кращого розподілення повітря і регулювання кінцевої температури в приміщенні.

На противагу прямим процесам , які мають місце у приміщеннях у центральному кондиціонері системи кондиціонування повітря (ВКВ) мають бути організовані обернені процеси тепловологосної обробки повітря, що подається в приміщення для здобуття його необхідних параметрів і складу, а також очищення повітря. При цьому в літню пору року зовнішнє повітря перед подачею в приміщення потрібно охолоджувати і осушувати, а в зимовий час - підігрівати і зволожувати (хоча зовнішнє повітря в зимовий час має високу відносну вологість - до 80-90 %, воно містить зовсім невелику кількість вологи, не більше 1-3 г на 1 кг повітря).

Найчастіше в центральних кондиціонерах застосовують найбільш вигідні повітроохолоджувачі безпосереднього охолодження, що є випарниками холодильних машин, у середині трубок яких кипить хладагент. Якщо кондиціонер знаходиться на значній відстані від холодильної машини, то в ньому використовується повітроохолоджувач, що працює на холодній воді чи розсолі. Проміжний холодоносіть охолоджується у випарнику холодильної машини.

СКП із безпосереднім випарюванням у порівнянні із системами розсольного охолодження в 1,35-1,45 рази економічніше по приведених витратах, що враховує капіталовкладення і експлуатаційні витрати, у 1,2-1,3 рази менші по масі й обсягу, у 1,1-1,2 рази менше споживають потужність.

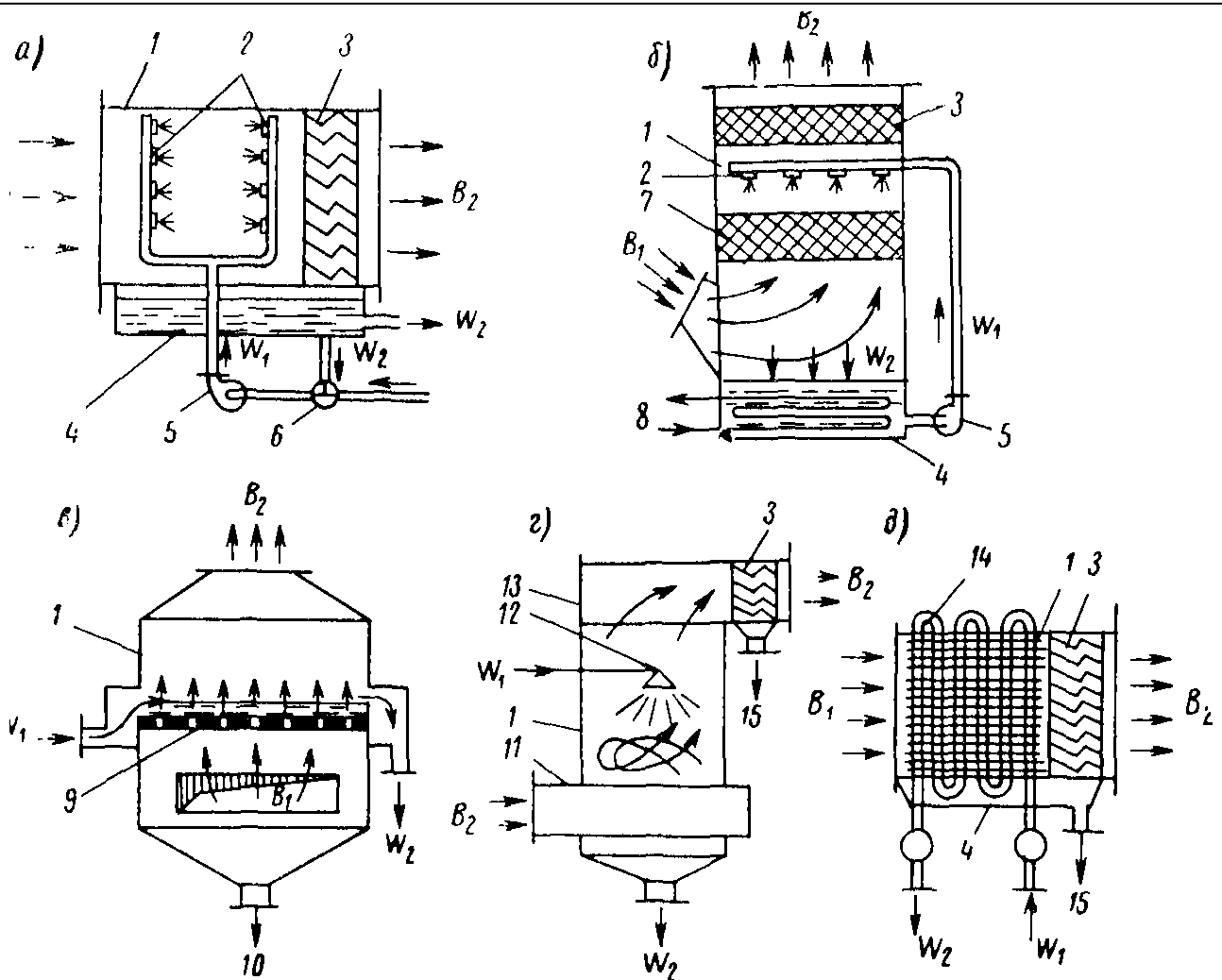


Рис.1.5. Основні типи апаратів для тепловологістної обробки повітря.

а - форсуночний, б-зрошувальний, в – пінний, г –циклонно-пінний, д-поверхневий; Корпус,2-форсунки, 3-каплезбірник, 4-піддон, 5-насос, 6-змішувальний клапан, 7-фрфорові кільця, 8-змієвик, 9-розподільна решітка, 10-зливання пульпи (забруднень), 11-клинфузор, 12- зрошувач, 13- сепаратор піни, 14-поверхневий теплообмінник, 15-злив конденсату

На рис.1.5.показані основні типи теплообмінних апаратів, які застосовуються у різних суднових СКП для тепло вологістної обробки повітря.

Вибір способу тепловологістної обробки повітря залежить від багатьох факторів і практично завжди ґрунтується на мінімальних приведених витратах[9].

На рис.1.6. показана принципова технологічна блок-схема прямоточно-рециркуляційної системи комфортного кондиціонування атмосферного повітря для негерметизованих суднових приміщень (приміщення не мають спеціальної герметизації від атмосферного повітря, проте під час роботи ВКВ ілюмінатори, двері мають бути закриті для збереження в приміщенні комфортних параметрів повітря, що забезпечуються системою кондиціонування).

Електроventилятор ЕВ кондиціонера (якщо всі апарати очищення і тепловологістної обробки повітря змонтовані в одному агрегаті-кондиціонері), або автономний електроventилятор (якщо він встановлений в системі повітропроводів окремо від інших апаратів) засмоктує повітря через пилові фільтри ПФ1 і ПФ2, в яких виробляється очищення повітря від пилу і інших механічних забруднень. Далі повітря через апарати подається в приміщення.

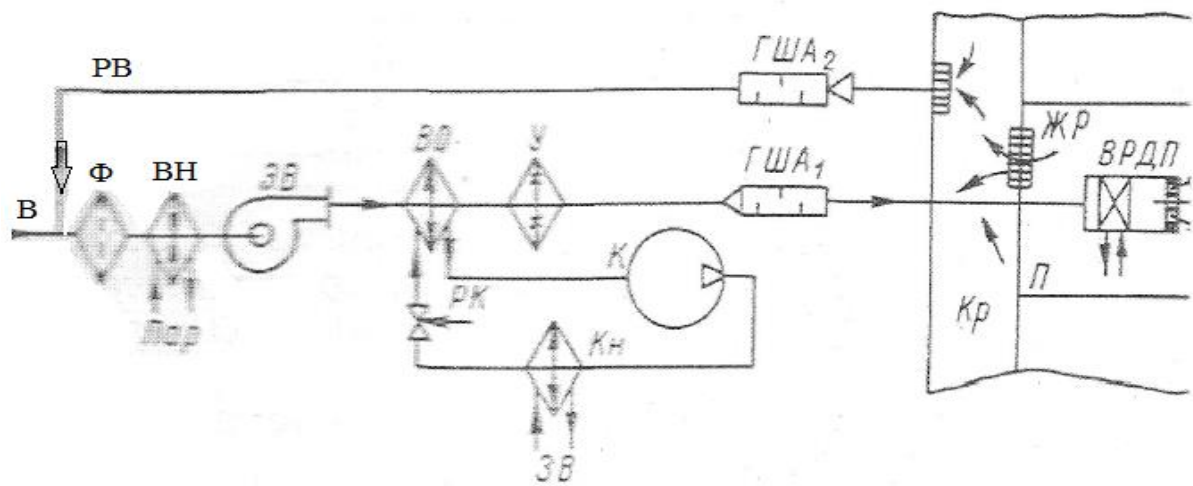


Рис. 1.6. Блок-схема одно каналної суднової системи кондиціонування повітря.

Електропривід ЕВ кондиціонера (якщо всі апарати очищення і тепловологосної обробки повітря змонтовані в одному агрегаті-кондиціонері), або автономний електропривід (якщо він встановлений в системі повітропроводів окремо від інших апаратів) засмоктує повітря через пилові фільтри ПФ1 і ПФ2, в яких виробляється очищення повітря від пилу і інших механічних забруднень. Далі повітря через апарати подається в приміщення.

У зимовий час повітря зволожується (парою, водою) в зволожувачі В, підігрівається до необхідної температури у ВН2 і подається в приміщення, де розподіляється за допомогою спеціальних розподільних пристроїв - повітророзподільників ВР.

У літній час ВН1, і ВН2 і В не працюють, а суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря охолоджується (з необхідною регульованою мірою осушення, тобто зменшення вологомисткості повітря) в повітроохолоджувачі В і подається в приміщення.

Із загальної кількості повітря G_v в приміщеннях на рециркуляцію забирається лише частина – G_{rv} . Остання кількість повітря $G_v - G_{rv} = G_{nv}$ відсмоктується з приміщень спеціальною системою витяжної вентиляції.

Для зменшення аеродинамічного шуму, що проникає з повітрям в обслуговувані приміщення, на повітропроводах вста

новлюються шумоглушники ГША1 і ГША2 (останній запобігає або зменшує проникнення аеродинамічного шуму з боку всмоктуючого патрубку вентилятора). Крім того приймають заходи по шумоглушенню і ізоляціях безпосередньо в приміщенні (звукоізоляція стін і тому подібне).

Необхідний склад (чистота) повітря в приміщенні (відповідна концентрація CO_2 і O_2) в даній схемі забезпечується шляхом подачі свіжого зовнішнього повітря в необхідній кількості, а також видалення в атмосферу з приміщень витяжною вентиляцією повітря, забрудненого газовими виділеннями життєдіяльності людей. Загальний вид центрального кондиціонера суднової системи комфортного кондиціонування повітря наведений у додатку В

1.2.3. Основні вимоги до суднових систем кондиціонування повітря

Система вимог до суднових систем кондиціонування повітря визначається особливостями судна та його технічним або комерційним призначенням.

Головна вимога до ССКП – надійне підтримання заданих параметрів мікроклімату у приміщеннях, незалежно від метеорологічних умов та районів плавання.

Теплоприпливи, які мають місце для літнього режиму кондиціонування у відсотковому співвідношенні розподіляються наступним чином; через зовнішні огороження 29-30%, від сонячного випромінювання 25-27 %, від сонячного випромінювання через скляні огороження 21-23%, від людей 15-18 %, від електричних пристроїв 4-5 %. Більша частина тепло припливів (92-94 %) являються явними а менша частина (6 -8 %) є скритими, так як пов'язані з виділенням пологості та її пароутворенням.

При зміні параметрів зовнішнього середовища суттєво змінюються явні тепло приливи, так як скриті залишаються , як правило незмінними.

Система кондиціонування повітря повина забезпечувати у літній період повний відвід тепло приливів та надлишки вологості, а у зимовий період підпод теплоти до приміщень. У приміщеннях мають місце процеси асиміляції теплоти та вологості приточним повітрям (прямі або самодовільні процеси).

Кондиціонери ССКП повинні забезпечувати зворотні процеси тепловологістної обробки повітря, яке подається до приміщень, підтримуючи необхідні параметри по температурі та вологості , а також відповідний склад повітря та його чистоту. Система кондиціонування повинна забезпечувати подачу свіжого повітря у приміщення відповідно до санітарних правил та відповідних норм.

ССКП повинна бути високо економічною, а для її енергозабезпечення необхідно вибирати види енергії, які відповідають типу енергетичної установки з широким використанням процесів регенерації енергії у тому числі і низко потенційної теплоти. При експлуатації суднових систем необхідно дотримуватись відповідних норм до рівню шуму, які регламентуються Нормами допустимих рівнів шуму на морських судах та правилами по запобіганню їх шкідливої дії.

Система кондиціонування повинна мати невелику масу і габарити та бути вогнестійкою і недопускати розповсюдження вогню у разі пожежі та ути стійкою при виникненні аварійних ситуацій у тому числі і відповідати вимогами безпеки плавання.

Центральні кондиціонери необхідно встановлювати у окремих приміщеннях, які дозволяють відповідний доступ для монтажу, демонтажу та ремонту. Взаємне розташування центральних кондиціонерів та холодильних машин повинно бути економічним з мінімальними трасами трубопроводів, що забезпечує надійність роботи ССКП та її технічне обслуговування . З практичної точки зору кондиціонери як правило монтуються на шлюпковій палубі, а холодильні машини у машинному відділенні.

1.3. Суднова системи кондиціонування повітря та її аналіз.

В якості суднової системи кондиціонування повітря вибирається одно-канальна прямоточно-рециркуляційна місцево-центральна середньошвидкісна система, блок - схема якої показана на рис.1.6. , а принципова технологічна схема на рис. 1.8.та 1.9.

Одноканальна прямоточно-рециркуляційна місцево-центральна середньо швидкісна система з частковою обробкою повітря в центральному кондиціонері і з додатковим підігріванням припливного повітря в каютних прямоточних розподільниках повітря. Для суден що плавають у південних широтах застосовують однокональну середньошвидкісну прямоточно-рециркуляційну систему кондиціонування повітря з випускними розподільниками повітря.

Перевагами одноканальних середньошвидкюних ССКП перед одноканальними низькошвидкюними є менші масово-габаритні показники устаткування і повітряпроводів (це спрощує їхній монтаж і виключає можливість поширення пожежі у випадку виникнення її на судні), а також можливість кращого розподілення повітря і регулювання кінцевої температури в приміщенні систему входять наступні елементи: забірний устрій ЗУ, перша ступінь нагрівача зовнішнього повітря ВН1, протипильовні фільтри ПФ1 і ПФ2, відцентровий електровентилятор В, зволожувач У, сепаратор капель води КО, друга ступінь підігріву повітря ВН2, глушники аеродинамічного шуму ГША1 і ГША2.

Зовнішнє повітря ВН зустрічається з рециркулярним повітрям РВ у камері змішання, розташованій між первинним повітряонагрівачем ПН1 і вентилятором В. Оброблене у кондиціонері повітря по повітрепроводах направляється до повітророзподільників ПР житлових і службових приміщень.

Можливість індивідуального регулювання параметрів повітря в приміщенні на режимі опалювання (за бажання і в літньому режимі, якщо передбачати найбільш глибоке охолодження повітря в центральному кондиціонері і деяке підігрівання у ВРДП) якісною дорогою є основною перевагою систем кондиціонування.

У суднових населених приміщеннях у будь-який час року є надлишок вологи. Теплонадлишок влітку для більшості суднових приміщень рівний теплопритоку в них. У деяких приміщеннях теплонадлишок менше теплоприпливу на величину тепловідводу якими-небудь холодними поверхнями.

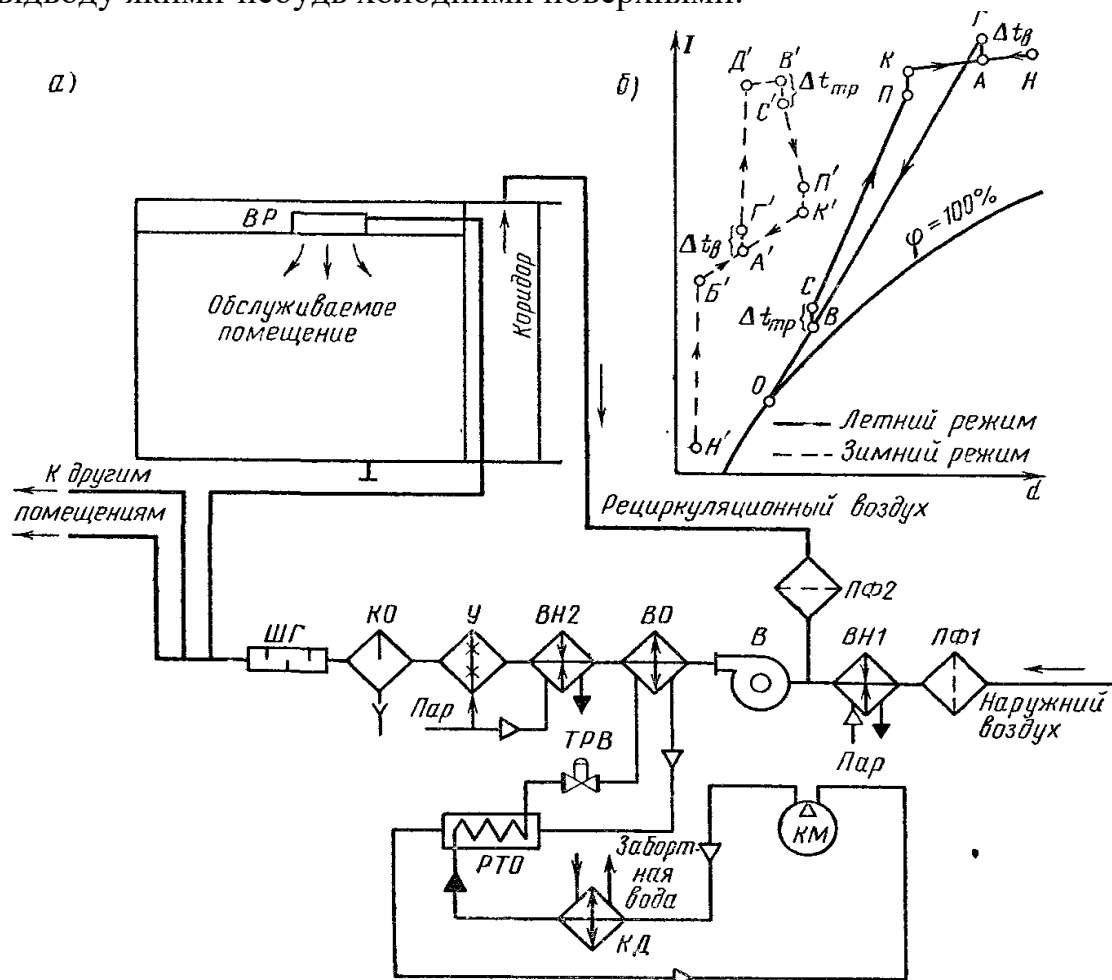


Рис.1.7. Одноканальна суднова система цілорічного кондиціонування повітря:
а- принципова схема ССКП; б- процеси зміну стану повітря при літньому та зимовому режимах.

Із зміною параметрів зовнішнього повітря змінюється і тепло надлишок (тепловтрати). Система цілорічного кондиціонування повітря повинна забезпечувати влітку, як правило, відведення з приміщень волого – і теплונadлишку, а взимку – надлишкової волого і підведення теплоти, рівної тепловтратам приміщень. Таким чином, в приміщеннях відбуваються процеси тепло- і вологоасиміляції припливним повітрям або повітрям приміщення, що йдуть в той або інший бік по теплоті і завжди у бік припливного повітря по волозі і звані прямими (мимовільними) процесами.

Суднова система кондиціонування дозволяє підтримувати необхідні параметри повітря у житлових, побутових та суспільних приміщеннях. Холодопродуктивність суднової ситеми кондиціонування складає 100 кВт.

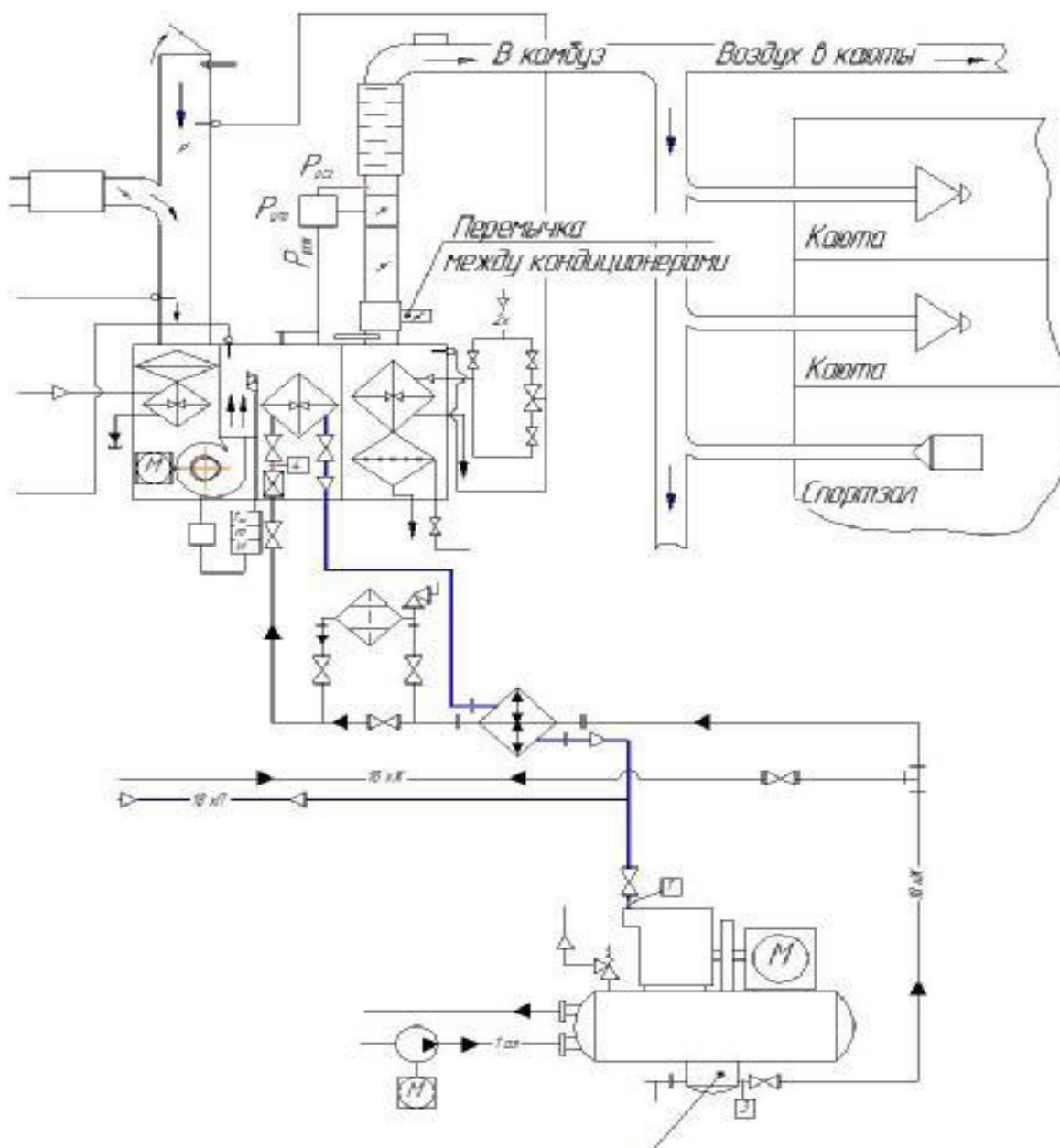


Рис. 1.8. Технологічна схема ССКП.

Система кондиціонування складається із двох модульних блоків, які можуть працювати у автономному та змішаному режимах у залежності від необхідності, яка у першу чергу залежить від району плавання та теплоприливів у приміщення. Модульна ситема включає центральний кондиціонер та холодильну установку, яка використовується для безпосереднього охолодження та осушення повітря у ЦК.

Із зміною параметрів зовнішнього повітря змінюється і тепло надлишок (тепловтрати). Система цілорічного кондиціонування повітря повинна забезпечувати влітку, як правило, відведення з приміщень волого – і теплонадлишку, а взимку - надлишкової вологи і підведення теплоти, рівної тепловтратам приміщень.

Таким чином, в приміщеннях відбуваються процеси тепло- і вологоасиміляції припливним повітрям або повітрям приміщення, що йдуть в той або інший бік по теплоті і завжди у бік припливного повітря по волозі і звані прямими (мимовільними) процесами.

Суднова система кондиціонування дозволяє підтримувати необхідні параметри повітря у жилих, побутових та суспільних приміщеннях. Холодопродуктивність суднової системи кондиціонування складає 100 кВт. Суднова система базується на охолодженні повітря у двох суднових центральних кондиціонерах та каютних доводчиках.

Модульна система включає центральний кондиціонер та холодильну установку, яка використовується для безпосереднього охолодження та осушення повітря у ЦК.

У зимовому режимі у якості теплового джерела використовується водяна пара із утилізаційного котла судна. Центральний кондиціонер забезпечує охолодження та тепловологісну обробку повітря із масовою витратою $G = 5600 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($1,86 \text{ кг/с}$) та відповідним гідравлічним тиском повітря $P_v = 200 \text{ кг/м}^2$ (1962 Па). При цьому є можливість регулювання суміші рециркуляційного потоку із кондиціонованих приміщень та свіжого атмосферного повітря.

Холодильна установка включає два компресорно – конденсаторні агрегати марки МАК-40РЭ/11, складовими частинами, яких є фреонові компресори ФУ-40РЭ марки кожухотрубні конденсатори марки МКТР-20. В якості випарників для безпосереднього охолодження повітря використовуються повітряні охолоджувачі марки ВФ-56. Заповнення випарників холодильним агентом регулюється терморегулюючими вентилями.

Вибір параметрів навколишнього середовища виконується відповідно [18] для суден необмеженого району плавання такі:

- літній період: температура повітря $t_{\text{зп}} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$;

відносна вологість повітря $\phi_{\text{зп}} = 70 \text{ \%}$;

температура забортної води $t_{\text{зв}} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$;

- зимовий період:

температура повітря $t_{\text{зп}} = -25 \text{ }^\circ\text{C}$;

відносна вологість повітря $\phi_{\text{зп}} = 85 \text{ \%}$;

температура забортної води $t_{\text{зв}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Вибір параметрів функціонування холодильного циклу

Температура кипіння холодильного агенту, $T_o = 278 \text{ К}$;

Температура конденсації, $T_k = 308 \text{ К}$;

Переохолодження холодильного агенту, $- T_{\text{и}} = 303 \text{ К}$;

Перегрів пари у повітряному охолоджувачі, $\Delta T_{\text{п}} 2- 4 \text{ К}$;

Відповідно до санітарно - технічних вимог діапазон температур у жидких приміщеннях комфортного кондиціонування дорівнюється $T_{\text{вн}} = 296...300 \text{ К}$, а відносна вологість повітря $\phi_{\text{вн}} = 40...60 \text{ \%}$. Додавка свіжого атмосферного повітря до рециркуляційного у кількостях, які відповідають вимогам санітарних норм декілька розширює верхній поріг параметрів змішаного повітря до $T_{\text{св}} = 300 \text{ К}$ и $\phi_{\text{св}} = 40 \text{ \%}$. У літньому режимі роботи ССКП. Холодопродуктивність одного модуля при роботі на фреоні 22 складала $46,8 \text{ кВт}$, а ефективна потужність компресору $17,8 \text{ кВт}$

1.4..Центральний кондиціонер

Кондиціонер виконаний у середньо напірному варіанті та призначається для цілорічного кондиціонування для одно та двохканальних ССКП як із рециркуляцією так і без. Конструкція кондиціонеру показана на рис. А схема руху повітряного потоку на рис.

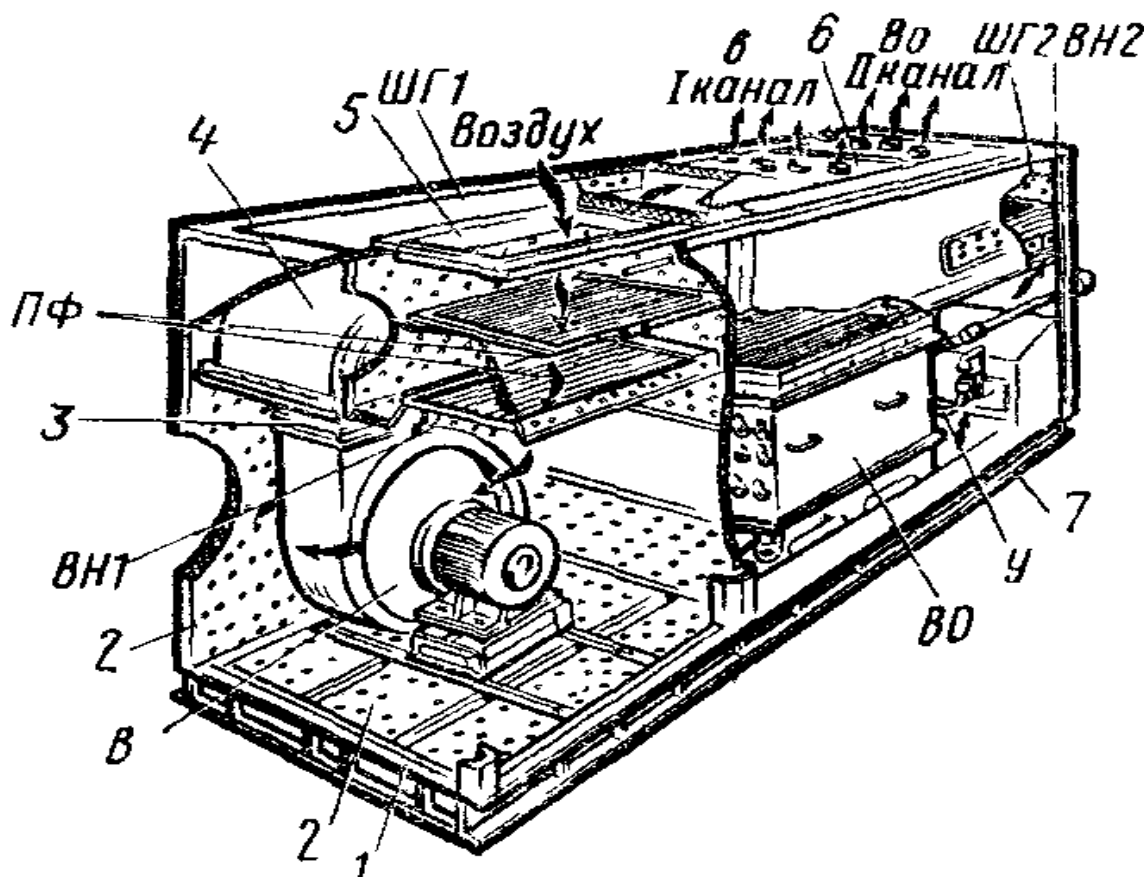


Рис.1.9. Конструкція центрального кондиціонеру

1-каркас;2-перфорований лист;3-електровентилятор;4-паровий підігрівач 1 ступені; 5-гумовий компенсатор; 6- мастильний фільтр;7- направляючий апарат;8-вхідний патрубок; 9, 11 - глушники; 10-розподільча камера; 12- підігрівач 2 ступені;13- зволожувач;14- повітряний охолоджувач; 16- рама.

Центральний кондиціонер виконаний у металічному корпусі, який складається із двох секцій 1, вентилятору і секції 7 повітряного охолоджувача. Кожна секція являється зварювальну конструкцію із профілей листового алюмінієво-магнієвого сплаву., які ізолювані еластичним поліуретановим пінопластом і капроновим полотном та обшиті перфорованими листами.2. На корпусі кондиціонеру є технологічні кришки для технічного обслуговування. На передній панелі змонтована панель керування роботою.

Повітря поступає у кондиціонер через патрубок 5, переміщуючись із верху до низу і проходить сітчатий фільтр ПФ, паровий повітряний підігрівач першої ступені ВН1 і всмоктується вентилятором В.

Потім повітря подається до направляючого апарату 4 через патрубок 3 та до камеру гасіння шуму ШГ1 та до роздільної камери 6. Із розподільної камери можливо відбирати до 50 % повітря до каналу І при роботі системи по двохканальному варіанту. Решта повітря проходить до повітряного охолоджувача ВО безпосереднього кипіння , який розрахований для охолодження 100 % витрати повітря.

Потім потік проходить через паровий зволожувач У, паровий нагрівач другої ступені ВН 2 (з направляючим щитом (9) і подається до кінцевого шумогасника ШГ2 , а потім до другого каналу ІІ. При роботі кондиціонеру по одно каналній схемі ССКП канал І закривають. Повітряні нагрівачі ВН 1 та ВН2 мають індивідуальні конденсаційні горшки.

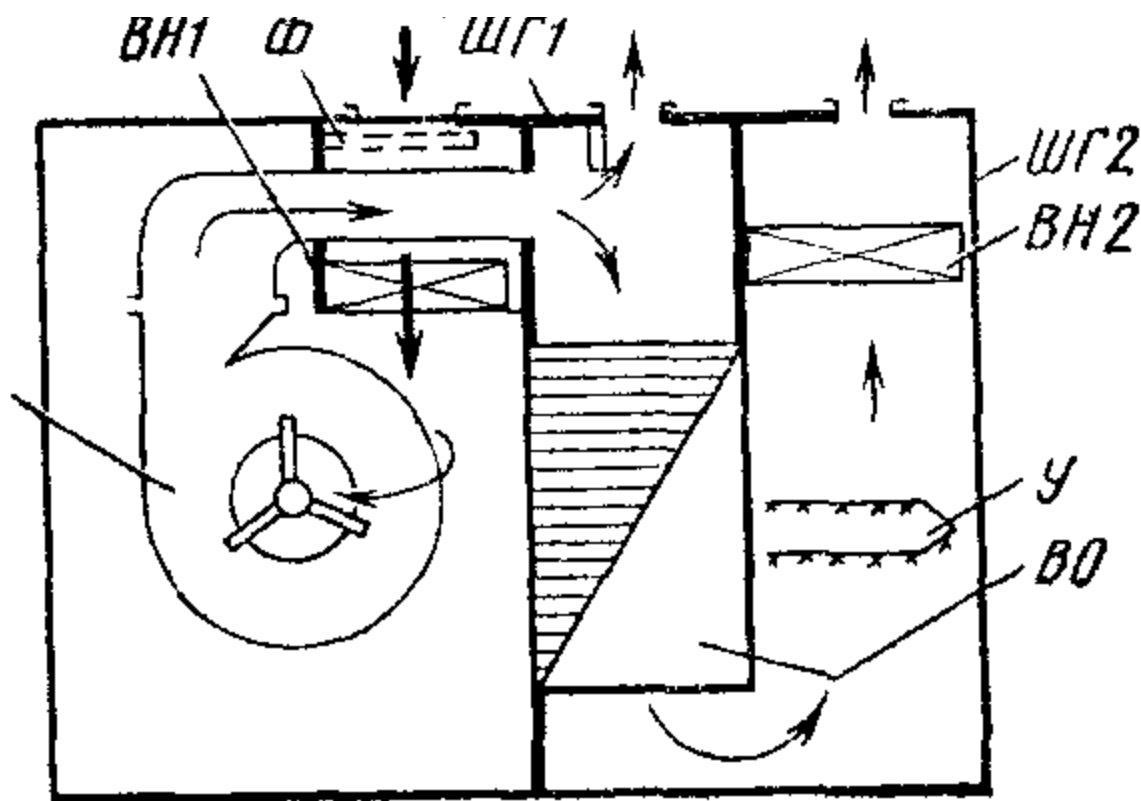


Рис 1.10. Схема руху повітряного потоку у кондиціонері

На трубопроводах підходящих пару та відводящих конденсат ВН 2 вмонтовані пробки для випуску конденсату із повітряного нагрівача та його технологічної продувки. Вентилятор В встановлюють на амортизаторах, що забезпечує зниження шуму та вібрацій. Кондиціонер має регулюючу станцію, до складу ч\якої входять рідинний фільтр ,ТРВ, ручний ркгулючий клапан, запірний вентиль, мановакууметр контролю тиску випаровування фреону та інше допоміжне обладнання.

Розділ 2 . РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ССКП

2.1.Критичний аналіз та вибір холодильних агентів суднових холодильних машин.

Розміри холодильної машини, конструкційний матеріал, із якого вона може бути виготовлена, і тиск при заданих умовах роботи визначаються властивостями холодильного агента. Тому до речовин, що використовуються в якості холодильних агентів, ставляться наступні вимоги:

висока критична температура, яка забезпечує можливість конденсацію парів холодоагенту в конденсаторі при допомозі природних охолоджуючих агентів (вода, повітря);

велика теплота випаровування для того, щоби зменшити витрату холодильного агента, необхідний для досягнення заданої холодопродуктивності;

можливий менший питомий об'єм парів холодильного агента при тиску і температурі випаровування, що зумовлює зменшення розмірів холодильної машини;

тиск парів повинен бути трохи вищий атмосферного через те, що легше запобігти витік холодильного агента, ніж підсмоктування повітря; підсмоктування повітря погіршує теплопередачу в конденсаторі і випарнику, підвищує робочий тиск і вносить в систему водяну пару, яка може замерзати в випарнику і приводити до утворення хімічно активних сполук.

бажано помірний тиск пари при температурі конденсації для запобігання ускладнення конструкції і подорожчання апаратів і трубопроводів.

Поряд з цим холодильний агент не повинен бути хімічно агресивним і шкідливо впливати на організм людини; крім того, він повинен бути безпечним в пожежному відношенні, а також доступним і недорогим.

Холодильні агенти для установок з турбокомпресорами повинні володіти малою теплотою випаровування, так як турбокомпресори переважно виготовляються для стиснення значних кількостей холодоагенту.

Першими холодильними агентами, які були відомі та мали деяке практичне використання перед першим міжнародним конгресом по холоду (Париж, 1908рік) були аміак. хлористий метил, диоксид вуглецю, повітря.

У даний час найбільш поширеними холодоагентами, які задовольняють більшість з перерахованих вимог, є аміак і фреони. Значно рідше в якості холодоагентів використовують двоокис вуглецю і особливо рідко - сірчистий ангідрид і хлористий метил. Для отримання температур випаровування нижче - 70°C застосовують пропан, етан і етилен.

Перевагами аміаку як холодоагента є наступними значна теплота пароутворення, невеликий надлишковий тиск його парів в випарнику і помірний тиск в конденсаторі. Разом з тим аміак горючий, отруйний, може утворювати з повітрям вибухонебезпечні суміші і викликати корозію міді і її сплавів в присутності вологи [5, 6].

Двоокис вуглецю характеризується досить високою об'ємною холодопродуктивністю, що забезпечує високу компактність циліндра компресора. Однак двоокис вуглецю має дуже низьку критичну температуру

і високий тиск конденсації, що обмежує можливості його застосування як холодоагенту.

Суттєвим недоліком хлористого метилу і сірчистого ангідриду є низький тиск парів в випарнику. Крім того, сірчистий ангідрид володіє корозійними і токсичними властивостями.

В виробничих умовах холодильна установка переважно обслуговує декілька апаратів, для охолодження яких використовують проміжні холодоносії. В якості проміжних холодоносіїв застосовують холодильну ропу - водний розчин деяких солей, наприклад хлористого натрію, хлористого кальцію або хлористого магнію, які замерзають при низьких температурах. Холодильна ропа при допомозі насоса циркулює між випарником холодильної машини, де вона охолоджується, і апаратами - споживачами холоду, де вона віддає холод і сама нагрівається. Вибір ропи і її концентрація залежить від потрібної температури охолодження, причому ця температура повинна бути вище кріогідратної точки, яка відповідає температурі замерзання ропи.

Широкого розвитку холодильна техніка набула з 30 –х років прошлого віку, коли на зміну традиційним холодильним агентам прийшли фреони. Фреони були синтезовані на основі галогенного ряду із заміщенням атомів .У 1931 буа синтезований Ф-12, а у 1935 році – фреон 22. Фреони являють собою фтор хлорпохідні метану.

Фреони володіють невисоким тиском конденсації і випаровування, як правило, безпечні, пожежо- і вибухонебезпечні, а також не викликають корозії звичайних конструкційних матеріалів при робочих умовах. До числа їх недоліків відносяться дуже низька в'язкість, що зумовлює витік холодоагенту, і відносно висока взаємна розчинність фреонів і мастильних олив.

У середині 70 років ХХ століття фреони практично повністю витіснили аміак із морського рефрижераторного транспорту і стали монополістами у інших галузях їх застосування. У 1987 році , після підписання Монреальського протоколу, який висвітив проблеми, пов'язані зі збереженням захисного від ультрафіолетового випромінювання озонового прошарку, цілий ряд фреонів (які мають у своїй основі два і більше атомів хлору) були віднесені до групи озонорозрушуючого прошарку. Починаючи із 1994 року такі фреони як 11, 12, 114,115 були заборонені до промислового використання та виробництва у більшості країн світу (Китай виконав таку вимогу світової спільноти у2010 році).

Фреон 22 , який широко використовується у суднових холодильних системах має у своєму складі один атом хлору, дозволений до використання до 2020року. На зміну більшості із заборонених до використання фреонів прийшли їх озонобезпечні альтернативні аналоги, такі як 134 а,125,152а,23,32 суміші 404 А,407 С410А 507,508. Але рішенням Кіокської міжнародної конференції по проблемах парникового ефекту та світового потепління у 1997 році цілий ряд озонобезпечних фреонів був від групи парникових газів. Порівняння екологічної активності холодильних агентів та інших речовин виконуються на основі спеціально введених коефіцієнтів.

ODP - потенціал розрушення озонового прошарку дорівнюється нулю, якщо у хімічній формулі відсутні атоми хлору, які розрушують озоновий прошарок, якщо попадають до атмосфери. Озон O_3 формується у стратосфері у наслідок дії ультрафіолетового випромінювання на атоми кисню . У свою чергу ультрафіолетове випромінювання обумовлює розрушення і молекул озону, і таким чином підтримується відповідний баланс кисню, озону та атомарного кисню. Молекули хлору, які у результаті викидів попадають до атмосфери порушують цей баланс, що обумовлює формування озонових дірок.

GWP - потенціал глобального потепління базується на прямому впливу речовини на атмосферу землі і оцінює її вплив маси цієї речовини на глобальне потепління на протязі визначеного терміну по відношенню до CO_2 , для якого $GWP = 1$.

TEWI – коефіцієнт еквівалентного потепління, який враховує усі напрямки екологічної активності холодильного агенту.

LCCP коефіцієнтом кліматичної дії за увесь цикл холодильної системи . Цей показник розширює коефіцієнт так як враховує не тільки пряму емісію холодильного агенту у атмосферу, але і супроводжуючу емісію у еквіваленті до CO₂ за час експлуатації холодильної установки, витрачену за цей час електричну енергію та обумовлену нею емісію, витрачену електричну енергію на виробництво холодильного агенту, складові і частини холодильної установки, електричну енергію, яка використовується при забезпеченні пожежостійкості, надійності.

Числові значення екологічно важливих коефіцієнтів – потенціалів для більшості відомих холодильних агентів наводяться у додатку А. 1.

Сьогодні проблема озонового прошарку є також актуальною. У 2006 році над Антарктидою була зафіксована найбільша «озонова дірка» на протязі усіх 30 років спостережень, зменшення якої до рівня 1980 року прогнозується тільки у 2065 році. Найбіль поширеним у суднових рефрижераторних системах у даний час є фреон 22 і темпи його використання являються досить суттєвими.(зростання складає 20-025 % на рік).

Проблема парникового ефекту пов'язана із емісією CO₂ має надзвичайно широкий міжнародний резонанс і привертає увагу керівництво практично усіх держав світу. Це обумовлено тим,що відповідно до прогнозів температура атмосфери Землі у 2050 році підвищиться на 2 °С. Але темпи емісії парникових газів у даний час є досить загрозливими, так як це може спровокувати підвищення температури атмосфери до 50°C. Тому проблема вибору холодильного агенту являється не тільки техніко-економічною , але і екологічною і тому вона вирішується на самому високому рівні у більшості країн світу. Так Китай планує зменшити викиди екологічно небезпечних газів у , Франція зменшуватиме є рівень використання холодильних агентів на 2тисячі тон на рік (рівень використання складає 16 тисяч тон).У Європейському союзі забороняється використання холодильних агентів у автомобілях їх коефіцієнтом глобального потепління GWP > 150. Розпочато промисливий випуск нових фреонів фірмою Дюпон («ДП 1»),фірмою Ханівел («H-fluid»).

Холодильний агент R134a авляється одним із самих розповсюджених холодильних агентів, але він нерідно у комерційному секторі програє R22. У промисловому секторі у числі у рефрижераторних суднових системах R22 є постійним комерційним конкурентом аміаку у тому числі і. У побутових холодильниках його конкурентом на даний час є ізобутан (R600a).

Широке використання у устанній час мають суміші такі як суміші R 404 А, R 407 С, R 410А R 507, R 508.

Замість R22 пропонується R 417А, так як при цьому непотрібно заміна мастил і заправку можна виконувати по схемі дозаправки(*«in drop»*).

Суміші озонобезпечних хладогентів R404А, R407С, R410А, азеотропи R507 та R508 зайняли своє місце у системах кондиціонування, комерційному холоді,у каскадах із с аміаком. Вибір суміші являється питанням техніко – економічним і кожному конкретному випадку вирішується індивідуально. Наприклад, R507

Має переваги перед R404А, так як у його складі відсутній R134а, який знижує обємну продуктивність R404А при низьких температурах(нижче -30 °С).

Невеликий температурний глайд (зменшення температури при кипінні) має зеотропа R410А по відношенню до с R407С і R417А, що відноситься до переваг. Але у нього рівень тиску у 1,5 рази вищий по відношенню до R22.

Однак , сучасна холодильна техніка , ігнорує такі недоліки і цей холодильний агент, наприклад, у Японії т деяких а країнах Європи широко застосовується у системах кондиціонування . Холодильні системи на основі суміші R404A и R407C являються економічними по відношенню до аміачних систем на 15-20 %, до того ж страхові внески при експлуатації аміачних систем є більш значними, так як фізико-хімічні властивості аміаку є досить небезпечними при витіканні до навколишнього середовища.

. Вибір холодильного агенту являється питанням багатокомпонентним та потребує взаємного оцінювання різних факторі.

Традиційні вимоги такі як в'язкість, тиск конденсації та кипіння, теплота пароутворення, критичні параметри ,теплопровідність,теплоємність,коефіцієнт тепловіддачі,температура кристалізації,летучість, розчинність,вогнестійкість та пожежобезпечність, сумісність із матеріалами , корозійна активність, термін експлуатації, ціна холодильного агенту та відповідного обладнання .

Важливими є і нові аспекти при виборі. До них відносяться не токсичність по відношенню до людини та навколишнього середовища, самостійна біонейтралізація у навколишньому середовищу, біологічна активність. Сучасні холодильні агенти мають у своєму складі інгібітори – присадки , покращуючи властивості, які повинні бути нейтральними з токсичної точки зору та по відношенню до харчових продуктів.

Самим важливим фактором при виборі холодильного агенту безумовно являється його енергетична ефективність, так як це напряду пов'язано з проблемою емісії парникових газів та використанням енергетичних ресурсів. При таких темпах видобутку нафти у Великобританії її запаси закінчаться через 3-4 роки, у Норвегії – через 10 років. По відношенню до Росії цей термін за даними деяким аналітиків складає 20-25 років. Кінцевими є і запаси природного газу, які закінчаться за прогнозами у 60 році XXI століття. Автомобілі потребляють 60 % видобуваної нафти, а у 2015 році прогнозується 1 мрд. автомобілів. Тому Євросоюз має наміри заборонити експлуатацію автомобілів із викидами CO₂ більш ніж 120 г на кілометр шляху (зараз норма 160г). США розпочинають застосовувати стандарти по зниженню енергопотреб систем кондиціонування повітря та інших холодильних систем. Важливе значення мають аспекти правильної експлуатації холодильної системи. За деякими даними економії енергії можуть складати 30%, якщо завчасно виконувати усі регламентні операції, такі як очищення теплообмінних апаратів від інею, ущільнення дверей холодильних камер, запобігання надлишкових тепло приливів, контроль за якістю води , мастил, холодильних агентів і др.

Властивості вибраного холодильного агенту R407C.

Холодильний агент R407C являється гідрофторовуглецевим холодильним агентом, який не розрушає озонний прошарок та розроблений для заміщення 22 для більшості систем кондиціонування. Він являється зеотропною сушістю фреонв 32/25/134a, масові долі яких відповідно 23/25/52 %. За своїми експлуатаційними характеристиками фреон дуже схожий на фреон 22 , що дозволяє використання більшості із обладнання установок , які працюють на фреоні 22. Температурний дрейф (зменшення температури кипіння у ізобарному процесі) складає 5,4 °C. Його горючість відповідно до класифікації AFS відноситься до класу A1/A1. Рекомендується переважно для систем кондиціонування повітря та холодильних ситем з температурами кипіння не нижче за – 10 C. Не рекомендується використання у затоплених випарниках кожухотрубних конденсаторах а також у турбокомпресорних машинах.

Середня молекулярна маса, г/моль	86,2
Нормальна температура кипіння, °C	-25,6
Густина насиченої пари, кг/дм ³ ,	4,5
Густина насиченої пари при 25 °C, кг/ дм ³	1,1
Критична температура, °C	86,2
Критичний тиск, кг/см ²	48,3
Питома теплоємність рідини БТЕ/фунт ,°F	0,38
Питома теплоємність пари, БТЕ/фунт , °F	0,17
Температурний перепад , °C	-11,4
Потенціал розрушення озону (для ФХУ 1,0)	0,0
Потенціал глобального потепління, (для ФХУ1,0)	0,34
Група безпеки по класифікації А	A1/A1

Більшість систем кондиціонування повітря з фреоном 22 без особливих проблем можуть , переводитись на цей фреон. Необхідна додаткова перевірка на сумістництво з пластмасовим та іншими штучними матеріалами та поліефірними мастилами. Для фреона 407 іС рекомендується використання поліефірних мастил. При витіках рекомендується повна дозаправка системи так, як неможливо контролювати процентну відповідність суміші . Дозаправка рекомендується у випадках, коли дозаправка не перевищує 10 %.

2.2. Схема обробки повітря у повітроохолоджувачі центрального кондиціонера.

Температура $t_1 = 26\text{ °C}$, вологозміст $d_1 = 0,0105\text{ кг/кг с.в.}$, відносна вологість 60 %. Ентальпія $h_1 = 53,5\text{ кДж/кг}$. Температура точки роси (начала конденсації водяного пара) складає $t_p = 16\text{ °C}$.

Параметри повітря після охолодження в теплообміннику ЦК

Температура $t_2 = 14\text{ °C}$; вологозміст $d_2 = 8,8\text{ г/кг}$; ентальпія $h_2 = 29,5\text{ кДж/кг с.в.}$ Усі параметри визначаємо з діаграми h-d.

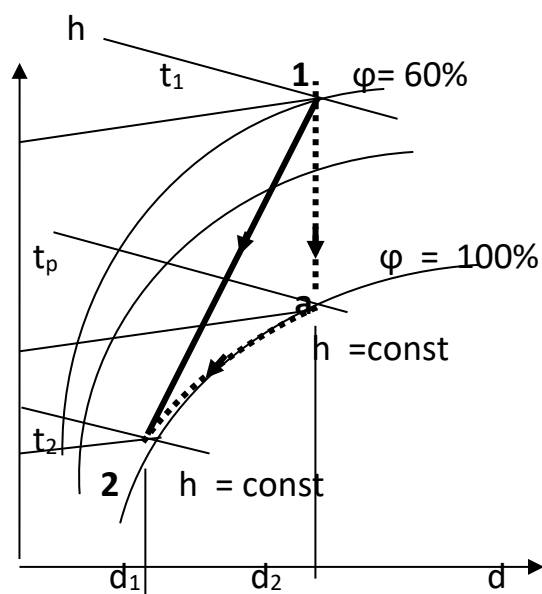


Рис. 2.1 Процеси охолодження вологого повітря у повітряному охолоджувачі центрального кондиціонера

Питоме навантаження з врахуванням конденсації водяної пари із повітря

Повна холодильна продуктивність

$$Q = G (h_1 - h_2) = 1,86 \cdot 25 = 46,5 \text{ кДж/с}$$

З врахуванням втрат холоду при транспортуванні повітря в каналах повна розрахункова холодильна потужність циклу вибирається 50 кВт

2.3. Вибір параметрів та розрахунок термодинамічного циклу

Для побудови циклу одноступінчатої холодильної машини, перш за все, потрібно побудувати цикл холодильної машини в одній з термодинамічних діаграм стану. Побудова циклу проводиться в такій послідовності:

Визначається температура кипіння холодильного агенту R407 C. Вона залежить від температури в холодильній камері, системи охолодження (безпосередня або з проміжним теплоносієм). Температура кипіння може визначатись відповідно до статичних рекомендацій:

Для фреонових систем з регенеративними теплообмінниками температура переохолодження на всмоктування пари визначаються із теплового розрахунку РТО.

На діаграмі T-S або lg p-h наносяться ізотерми, що визначають режим роботи установки;

t_0 - температура кипіння, t_k – температура конденсації,

$t_{п}$ - температура переохолодження рідини,

$t_{вс}$ – температура всмоктування (на вході в компресор).

За температурами t_0 і t_k знаходять відповідні ізобари p_0 і p_k в області перегрітої пари та переохолодження рідини.

В результаті побудови циклу на діаграмі фіксуються вузлові (опорні) точки: **0** - на перетині ізотерми t_0 з лінією сухого насиченої пари; **1**- на перетині ліній $t_{вс}$ і p_0 в області перегрітої пари; **3** - на перетині ізотерми t_k з лінією сухого насиченої пари; **4** - на перетині ізотерми t_k з лінією насиченої рідини; **5** - на перетині ізотерми $t_{п}$ з лінією насиченої рідини; **а** – на перетині ізобари P_k з ізоентропою, яка проходить через точку 1; **6** – на перетині ізоентальпи, яка проходить через точку 5 з ізотермою t_0 .

Термодинамічні процеси:

5 – 0 - кипіння у випарнику при p_0 і t_0 . Прийнято, що з випарника виходить суха насичена пара:

0 - 1 - перегрів пари на всмоктуванні від t_0 до $t_{вс}$ при тиску p_0 ;

1 - а – адіабатний оборотний процес стиснення в компресорі;

1 - 2 - реальний адіабатний процес стиснення в компресорі;

2 - 4 – 5 – процес відведення тепла в конденсаторі при постійному тиску p_k , який можна розділити на три стадії: **2- 3** - охолодження пари до стану насичення, **3 - 4** - конденсація холодильного агенту та переохолодження **4 - 5**.

5 – 6 - дроселювання холодильного агенту в регулюючому вентилі від p_k до p_0 по лінії постійної ентальпії.

Для уникнення попадання рідини холодильного агенту в компресор та уможливлення його роботи в режимі вологого ходу, задаємося величиною перегріву $\Delta t_{не} = 30^\circ\text{C}$ перед компресором. В деяких випадках допускається перегрів пари на вході в компресор до 50°C . Це рекомендується для фреонів, які являються хорошими розчинниками мастил (в холодильній системі фреонових машин знаходиться від 10 до 30 % мастил).

При цьому в краплинах мастил, які всмоктуються компресором можуть знаходитись краплі не випарованого холодильного агенту, які починають випаровуватись в компресорі, що значно впливає на енергетичні та об'ємні коефіцієнти компресору.

Ентальпію переохолодженої рідини розраховуємо на основі рівняння енергетичного балансу РТО:

$$G_p(h_3 - h_4) = G_{II}(h_1 - h_5)$$

$$h_4 = h_3 - h_1 + h_5 \frac{\kappa_{ДЖС}}{\kappa_2}$$

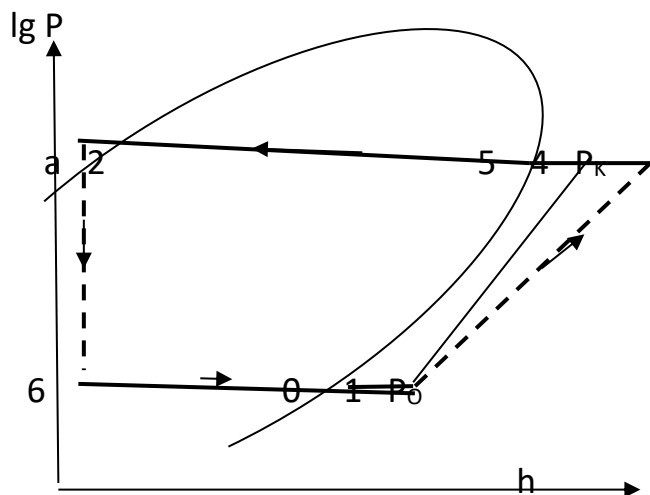


Рис.2.2 Цикл холодильної машини з РТО в діаграмах стану lg P - h

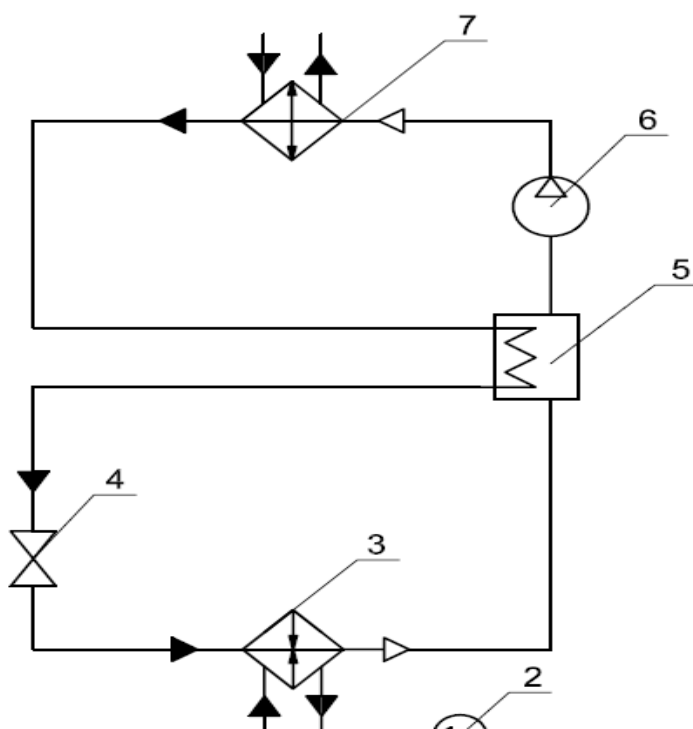


Рис. 2.3 – Схема холодильної машини з РТО: 3 - випарник (повітряний охолоджувач центрального кондиціонера); 4 – дросельний вентиль; 5 – регенеративний теплообмінник; 6 - компресор; 7 – конденсатор.

У якості вхідних даних для розрахунку термодинамічного циклу парокомпресійної холодильної машини обираємо:

Холодильний агент – R407 C

Холодильна потужність – $Q_0 = 50$ кВт

Відносний мертвий простір поршневого компресору – $c = 0.035$

При виборі холодильного агенту необхідно, щоб при температурі кипіння у випарнику величина тиску кипіння повинна бути $> P_{атм}$. Тиск у конденсаторі має бути невисоким з тим, щоб не збільшувати масу та габарити конденсатору та іншого обладнання.

Температура випаровування робочої речовини $t_0 = 5$ °C визначається в залежності від температури в холодильній камері, а температура конденсації $t_k = 35$ °C є функцією температури навколишнього середовища (забортна вода).

Для визначення термодинамічних параметрів можливо використовувати діаграми стану або таблиці насиченої та перегрітої пари відповідного холодильного агенту (фреону 407 C. По вибраних температурах кипіння та конденсації визначається тиск в випарнику та конденсаторі кипіння і конденсації $P_0 = 0,68 \text{ МПа}$ і $P_k = 1,65 \text{ МПа}$. Термодинамічні параметри наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Термодинамічні властивості речовини R 407 C

	0	1	(a)2	3	4	5	6
T, °C	5	30	(62) 80	35	35	18	5
P, МПа	0,68	0,68	1,65	1,65	1,65	1,65	0,68
h, кДж/кг	415	435	(460)463	430	260	240	240
S, кДж/кг·К	0,0044	0,005	(0,005)0,006	0,0042	-	-	-
v, м³/кг	0,042	0,049	(0,02) 0,022	0,0175	-	-	-

Рівень вологості пари після адіабатичного дроселювання $X = 0,15$

Ентальпію пари після реального адіабатного процесу стиснення в компресорі розраховуємо з врахуванням індикаторного коефіцієнту корисної дії компресору, який визначаємо за формулою Левіна :

Індикаторний ККД компресора, який показує відношення теоретичної адіабатної температури стиснення до дійсної роботи стиснення:

$$\eta_i = \lambda_w + b t_o,$$

Коефіцієнт теплообміну в компресорі (підігріву) : $\lambda_w = \frac{T_o}{T_k} = \frac{278}{308} = 0,902$

b – емпіричний коефіцієнт, який залежить від типу компресору, для фреонового компресору вибираємо 0,0025.

$$\eta_i = \lambda_w + b t_o = 0,902 + 0,0025(5) = 0,91$$

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i},$$

Знаходимо h_2 по формулі:

$$h_2 = 435 + \frac{460 - 435}{0,91} = 463 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Визначаємо основні енергетичні питомі характеристики циклу:
питома холодопродуктивність установки:

$$q_0 = 415 - 240 = 175 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

питома адіабатична робота стиснення в компресорі:

$$l_a = h_a - h_1, \quad l_a = 460 - 435 = 25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

питома тепла, яка відводиться в конденсаторі:

$$q_h = h_2 - h_5 = 463 - 260 = 203 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Тепловий потік в конденсаторі

$$Q = G q_h = 0,286 * 203 = 58,1 \text{ кВт}$$

Визначимо дійсну питому роботу стиснення:

$$l_i = \frac{l_a}{\eta_i}, \quad l_i = \frac{25}{0,91} = 27,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата холодильного агента в циклі:

$$G_a = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{50}{175} = 0,286 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

2.4. Розрахунок і вибір компресору

Об'ємна витрата холодильного агента на вході в компресор

$$V_d = G_a v_1 = 0,286 * 0,049 = 0,014 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Визначимо об'єм, який описується поршнями компресора, з врахуванням об'ємних

втрат компресору $V_h = \frac{V_d}{\lambda},$

де: λ - коефіцієнт подачі компресору, який розраховується як добуток окремих коефіцієнтів, які враховують об'ємні втрати (відповідно, в наслідок мертвого об'єму компресору λ_c дроселювання в клапанах (депресії) λ_o , підігріву (теплообмін в компресорі) λ_w , нещільностей в компресорі λ_n)

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w \lambda_o \lambda_n$$

Об'ємний коефіцієнт мертвого простору:

$$\lambda_c = 1 - c \left(\frac{P_\kappa}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 = [1 - 0,025 \left(\frac{1,65}{0,68} \right)^{\frac{1}{1,05}} - 1] = 0,85$$

Об'ємний коефіцієнт депресії

$$\lambda_o = 1 - \frac{1 + c \Delta P_o}{k P_o \lambda_c} = 1 - \frac{1 + 0,025 * 0,04 * 0,132}{1,16 * 0,68 * 0,132} = 0,92$$

Об'ємний коефіцієнт нещільностей вибираємо по рекомендаціям 0,96 - 1,0

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w \lambda_o \lambda_n = 0,85 * 0,92 * 0,776 * 0,98 = 0,65$$

Об'єм , описаний поршнями компресора:

$$V_h = \frac{0,0145}{0,65} = 0,0223 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

За значенням $V_h = 0,0223$ обираємо компресор ФУ40РЭ , яким комплектуються суднові холодильні установки зі встановленою потужністю електричного двигуна 11кВт. Загальний вигляд компресору показаний на рис.Б.3.1.

Окрім того в якості компресору, обслуговуючого ССКП можна використовувати один компресор регульованої продуктивності типа ФУ-40; або компресор «САБРОЄ» СМР-16, а так само 2 компресори типа ФУБС-18 або 2 компресори фірми «САБРОЄ» 5МС4-65.

Визначення індикаторної потужності компресору:

$$N_i = G_a \cdot l_i, \quad N_i = 0,286 \cdot 27,59 = 7,86 \text{ кВт}$$

Розрахунок потужності тертя компресору:

$$N_m = P_m \cdot V_h = 30 \cdot 0,0223 = 0,67 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресору:

$$N_e = N_i + N_m = 7,86 + 0,67 = 8,53 \text{ кВт}$$

Визначення потужності електродвигуна компресора:

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эд}}},$$

де $\eta_{\text{эд}}$ - ККД електродвигуна (для електродвигунів малих компресів $\eta_{\text{эд}} = 0,85-0,9$, для великих $\eta_{\text{эд}} = 0,9-0,95$).

$$N_{\text{эд}} = \frac{8,53}{0,9} = 9,48 \text{ кВт}$$

2.5. Розрахунок та вибір конденсатору.

В суднових установках застосовуються кожухотрубні та кожухозмійовикові конденсатори. В цих конденсаторах спостерігається однакова картина конденсації пари на пучках оребрених трубок, у середині яких циркулює морська вода, яка нагрівається за рахунок теплоти, яка відводиться від холодильного агенту. В хладоновий конденсатор надходить перегріта пара хладону, а виходить в тому або іншому ступені переохолоджений конденсат. Тому теплове навантаження конденсатора складається з теплоти перегріву, конденсації і переохолодження рідини, що відводиться у відповідних зонах конденсатора. Проте тепловий розрахунок конденсатора виконують не по цих зонах, а в цілому (в середньому), оскільки навіть в області перегрітої пари відбувається конденсація на трубках, що мають температуру нижче за температуру конденсації $t_{\text{кон}}$, а частка теплоти, яка відводиться в першій і третій зонах, невелика в порівнянні із загальним тепловим навантаженням.

Для розрахунку в даній роботі приймається кожухотрубний конденсатор (горизонтальний).

В ньому пари хладона подаються зверху на пучок трубок, а конденсат відводиться знизу, вода рухається по трубках виконуючи декілька ходів в загальному напрямі знизу вгору.

Для попередньої компоновки конденсатора необхідно орієнтовно оцінити поверхню теплообміну F_k по експлуатаційних значеннях коефіцієнта тепловіддачі $K_{вн}$ і питомого теплового потоку $q_{вн}$, віднесеного до поверхні трубок по внутрішньому діаметру $d_{вн}$.

2.5.1. Попередній розрахунок

Для попередньої компоновки конденсатора необхідно орієнтовно оцінити поверхню теплообміну F_k по експлуатаційних значеннях коефіцієнта тепловіддачі $K_{вн}$ і питомого теплового потоку $q_{вн}$, віднесеного до поверхні трубок по внутрішньому діаметру $d_{вн}$.

Початкові дані:

$t_{w1} = t_{тя} = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура охолоджуючої води з теплового ящика на вході в конденсатор;

$t_{кон} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура конденсації хладона;

$Q_{кон} = 58 \text{ кВт}$ - загальне теплове навантаження на конденсатор; приймаємо до установки два конденсатори, тоді теплове навантаження одного конденсатора

$G = 0,286 \text{ кг/с}$ - масова витрата хладона через конденсатор.

Кожухотрубні конденсатори підбираються по величині необхідної внутрішньої поверхні теплообміну $F_k \text{ м}^2$;

$$F_k = \frac{10^3 Q_k}{K_k \theta_k} \mu_k,$$

$$F_k = 58,1 / 1000 * 6,16 = 9,43 \text{ м}^2$$

де $Q_k = 58 \text{ кВт}$ - теплове навантаження на конденсатор (із розрахунку циклу), кВт;

K_k - коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні теплообмінних трубок; для фреонових кожухотрубних конденсаторів приймають $K = 700 - 1000 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$;

Температура заборотної води $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

Нагрівання води в конденсаторі 5°C

Максимальна різниця температур $\Delta t_{max} = 35 - 26 = 9^{\circ}\text{C}$;

Мінімальна різниця температур $\Delta t_{min} = 35 - 31 = 4^{\circ}\text{C}$

Середньологарифмічна різниця температур в конденсаторі (температурний натиск)

$$\theta_k = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \left[\frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}} \right]} = \frac{9 - 4}{\ln \frac{9}{5}} = 6,16$$

$\mu_k = 1,051$ - коефіцієнт запасу поверхні на те, що заглушається частини трубок при їх пошкодженні. Необхідна поверхня 14 м^2

Для суднових хладонових конденсаторів рекомендується трубка з накатними ребрами, мідна [6, табл. 18]:

- внутрішній діаметр трубок $d_{вн} = 16,0 \text{ мм}$;

- зовнішній діаметр трубок $d_3 = 20,0 \text{ мм}$;

- діаметр ребра $D_p = 29,0 \text{ мм}$;

- крок ребра $S_p = 3,71 \text{ мм}$;

- висота ребра $h_p = 3,45 \text{ мм}$;

- товщина ребра:

в основі $\delta_{осн} = 0,94 \text{ мм}$;

на торці $\delta_t = 0,74 \text{ мм}$;

середня $\delta_{cp} = 0,84 \text{ мм}$;

- коефіцієнт оребрення $\beta' = 3,15$.

Загальна довжина трубок

$$L_{\text{тр}} = F_{\text{к}} / (\pi \cdot d_{\text{вн}}) = 10 / (3,14 \cdot 16,1 \cdot 10^{-3}) = 276 \text{ м.}$$

Приймаємо довжину однієї трубки

$$l_{\text{тр}} = 1,8 \text{ м.}$$

Загальна кількість трубок в конденсаторі

$$n_{\text{тр}} = L_{\text{тр}} / l_{\text{тр}} = 276 / 1,8 = 154$$

9.) Число трубок в одному ході

$$n_x = n_{\text{тр}} / z = 154 / 4 = 38$$

де z - число ходів води; $z = 4$.

Приймаємо кроки трубок у висоту (вертикалі) і у глибину (горизонталі) однаковими (ромбічний пучок) [6, табл. 15]

$$S_{\text{в}} = S_{\text{г}} = 1,28 \cdot D_p = 1,28 \cdot 26,4 \cdot 10^{-3} = 33,8 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Середнє число трубок у висоту [6, с. 289]

$$n_p = 0,92 \cdot n_{\text{тр}}^{0,5} \cdot (S_{\text{г}}/S_{\text{в}})^{0,5} = 0,92 \cdot 10 \cdot (33,8 \cdot 10^{-3}/33,8 \cdot 10^{-3})^{0,5} = 9.$$

Площа вертикальної поверхні ребер, приведена до 1 м труби [6, с. 288]

$$F_{\text{в}} = 0,5 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_n^2) / S_p = 0,5 \cdot \pi \cdot ([26,4 \cdot 10^{-3}]^2 - [19,5 \cdot 10^{-3}]^2) / 3,71 \cdot 10^{-3} = 0,134 \text{ м.}$$

Площа горизонтальної поверхні міжреберних ділянок трубки і торців ребер, приведена до 1 м труби [6, с. 288]

$$F_{\text{г}} = \pi \cdot d_n \cdot (1 - \delta_{\text{осн}}/S_p) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_m / S_p = \pi \cdot 19,5 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 0,94 \cdot 10^{-3} / 3,71 \cdot 10^{-3}) + \pi \cdot 26,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,74 \cdot 10^{-3} / 3,71 \cdot 10^{-3} = 0,051 \text{ м.}$$

Повна оребренна поверхня, приведена до 1 м трубок [6, с. 288]

$$F_{\text{оп}} = F_{\text{в}} + F_{\text{г}} = 0,134 + 0,051 = 0,185 \text{ м.}$$

Умовна висота ребра [6, с. 288]

$$h_p' = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_n^2) / D_p = 0,25 \cdot \pi \cdot ([26,4 \cdot 10^{-3}]^2 - [19,5 \cdot 10^{-3}]^2) / 26,4 \cdot 10^{-3} = 9,42 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Поправочний коефіцієнт, що ураховує оребрення труби [6, с. 288]

$$\psi_p = 1,1 \cdot (F_{\text{в}}/F_{\text{оп}}) \cdot E_p^{0,75} \cdot (d_n/h_p')^{0,25} + (F_{\text{г}}/F_{\text{оп}}) = 1,1 \cdot (0,134/0,185) \cdot 10,75 \cdot (19,5/9,42 \cdot 10^{-3})^{0,25} + (0,051/0,185) = 1,93$$

де E_p - коефіцієнт ефективності ребра; для мідних трубок з накатними ребрами

$$E_p = 1 \text{ [6, с. 261].}$$

Поправочний множник, що ураховує стягання конденсату з торців ребер [6, з. 289]

$$\psi_{\sigma} = 1 + 0,7 \cdot (\delta_m / S_p) = 1 + 0,7 \cdot (0,74 \cdot 10^{-3} / 3,71 \cdot 10^{-3}) = 1,14.$$

Теплофізичні властивості рідкого хладона визначаються за температурою конденсації $t_{\text{кон}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [17]:

- густина $\rho_R = 1083 \text{ кг/м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_R = 0,081 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_R = 0,266 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Середня температура охолоджуючої води

$$t_{\text{вср}} = (t_{\text{w1}} + t_{\text{w2}}) / 2 = (30 + 33) / 2 = 31,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

За $t_{\text{вср}}$ визначаємо теплофізичні властивості морської води [2]:

- густина $\rho_W = 995 \text{ кг/м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_W = 0,615 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$;
- питома теплоємність $C_{pW} = 4,174 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\nu_W = 779 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Коефіцієнт, залежний від властивостей рідини [6, с. 268]

$$B = 0,365 \cdot \lambda_W^{0,6} \cdot \rho_W^{0,8} \cdot (C_{pW}/\mu_W)^{0,4} = 0,365 \cdot 0,615^{0,6} \cdot 995^{0,8} \cdot (4,174/779 \cdot 10^{-6})^{0,4} = 2116.$$

Масова витрата заборотної води через конденсатор

$$G_W = Q_{\text{кон}} / [C_{pW} \cdot (t_{w2} - t_{w1})] = 58.1 / [4,174 \cdot (30 - 26)] = 9,47 \text{ кг/с.}$$

Далі виконаємо перевірочний розрахунок обраного конденсатора.

За таблицями теплофізичних властивостей води при температурі 35 С:

Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 0.712 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,619 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$;

Критерій Прандтля $Pr = 4.96$.

В якості поверхні теплопередачі обираємо шаховий пучок з мідних труб зі стандартним зовнішнім оребренням:

Швидкість води в апараті:

$$w = \frac{4 \cdot G_w}{n_1 \cdot \pi \cdot \rho_w \cdot d_{ai}^2}$$

$$w = \frac{4 \cdot 9,47}{38 \cdot 3,14 \cdot 988 \cdot (0.0161)^2} = 1,02 \text{ м/с,}$$

Згідно рекомендаціям [6, с. 455] швидкість води в трубках не повинна перевищувати $w < 1,5 \text{ м/с}$.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку води визначаємо числа Рейнольдса і Нусельта:

$$Re = \frac{w \cdot d_{ai}}{\nu}$$

$$Re = \frac{1,02 \cdot 0.0161}{0.712 \cdot 10^{-6}} = 23575$$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43}$$

$$Nu = 0.023 \cdot 23575^{0.8} \cdot 4,96^{0.43} = 0,023 \cdot 3147 \cdot 1,9 = 137,5$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{ai}}, \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_w = \frac{137,5 \cdot 0,619}{0.0161} = 5287, \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Прийнявши сумарний термічний опір стінки труби і забруднень рівним

Σ

$(\delta_i / \lambda_i) = 2,6 \cdot 10^{-4} [\frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}]^{-1}$, складемо рівняння для визначення щільності теплового потоку з боку води:

$$q_w = A \cdot \left(\frac{\theta_m}{\theta_a} \right) = \frac{(\theta_m - \theta_a)}{[(\frac{1}{\alpha_w}) + \sum (\frac{\delta_i}{\lambda_i})]}$$

$$q_w = \frac{(6,16 - \theta_a)}{[\frac{1}{5287} + 2,6 \cdot 10^{-4}]} = 2226 \cdot (6,16 - \theta_a)$$

Прийнявши, що $\theta_a = 0,3 \cdot \theta_m$, отримаємо $q_w = 9594$

Для подальших розрахунків необхідно знайти щільність теплового потоку $q_{вн}$. Точне значення $q_{вн}$ на даному етапі розрахунку встановити неможливо, тому обчислюємо приблизне значення $q_{вн}$ прийнявши $\theta_a = 0,3 \cdot \theta_m$

Тоді $q' = A \cdot (\theta_m - 0,3 \cdot \theta_m) = 0,7 \cdot A \cdot \theta_m$, Вт / м².

$$q' = 0,7 \cdot 2226 \cdot 6,16 = 9598 \text{ Вт/м}^2.$$

При розташуванні труб в трубній решітці в вершинах правильних трикутників і по боках правильних концентричних шестикутників параметр m визначиться наступним чином:

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{q' \cdot S \cdot d_{ai} \cdot (l/D)}},$$

де: m - число труб, що розташовані по великій діагоналі зовнішнього шестикутника.

S - Горизонтальний крок труб:

$$S = 1,3 \cdot d_H, \text{ м}$$

$$S = 1,3 \cdot 0,021 = 0,0273, \text{ м}$$

l/D - відношення довжини труби в апараті до діаметру трубної решітки, приймаємо $l/D = 3,87$. Тоді

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,26 \cdot 10^3}{9594 \cdot 0,0273 \cdot 0,0132 \cdot 3,86}} = 4,75$$

Округляючи до найближчого непарного числа, отримуємо $m = 5$.

Число горизонтальних рядів труб в апараті $n_s = m = 5$, $n_i/2 \approx 3$.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари холодильного агента R 407 С, яка конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб,

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g / (\mu \cdot d_{ai})} \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \psi_p$$

де: $r = 210$ кДж / кг - різниця ентальпій на вході і виході з конденсатора беремо властивості при середній температурі в конденсаторі:

$\rho = 1252$ кг / м³ – щільність;

$\lambda = 0,0638$ Вт / (м · К) – теплопровідність;

$\mu = 1,59 \cdot 10^{-4}$ Па · с - динамічна в'язкість;

θ_a - різниця температур конденсації і стінки труби, °С

ψ_p – коефіцієнт, який враховує різні умови конденсації на горизонтальних та вертикальних ділянках поверхні труби:

$$\psi_p = 1,3 (F'_v / F'_h) E^{0,75} (d_o / h'_p) + F'_r + F'_h = 1,3 \cdot (0,139 / 0,149) \cdot 1^{0,75} \cdot (0,0165 / 0,0063) + 0,01 + 0,149 = 3,3$$

F'_v – площа поверхні вертикальних ділянок ребер на 1м довжини труби:

$$F'_v = \pi (d_H^2 - d_o^2) / (2 \sin(\alpha/2)) = 3,14 (0,021^2 - 0,0165^2) / (2 \cdot 0,002 \cdot \cos 17^\circ 30') = 0,139 \text{ м}^2$$

$\alpha = 35^\circ$ — кут при вершині ребра;

F'_r — площа поверхні горизонтальних ділянок труби довжиною 1м:

$$F'_r = F'_h - F'_v = 0,149 - 0,139 = 0,01 \text{ м}^2;$$

h'_p - приведена висота ребра:

$$h'_p = 0,25 \pi (d_H^2 - d_o^2) / d_H = 0,25 \cdot 3,14 \cdot (0,021^2 - 0,0165^2) / 0,021 = 0,0063 \text{ м}.$$

E – ефективність ребра для низьких накатних ребер: $E = 1$.

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{162 \cdot 10^3 \cdot 1252^2 \cdot 0.0638^3 \cdot 9.81 / (1.59 \cdot 10^{-4} \cdot 0.0165)} \cdot 3.3 \cdot \theta_a^{-0.25} = 8415 \cdot \theta_a^{-0.25}$$

Щільність теплового потоку з боку фреону визначається наступним рівнянням загального вигляду: $q_a = B \cdot \theta_a^k$

У нашому випадку:

$$q_a = \alpha_a \theta_a = 8415 \cdot \theta_a^{-0.25} \cdot \theta_a = 8415 \cdot \theta_a^{0.75}$$

Таким чином, отримуємо рівняння для визначення щільності теплового потоку з боку холодильного агенту. Найбільш точне значення $q_{вн}$ знаходимо графоаналітичним способом розглядаючи рішення двох рівнянь, які визначають щільність теплового потоку при тепловіддачі з боку конденсуючого фреону:

$$q_a = 8415 \cdot \theta_a^{0.75}$$

Та води, яка циркулює у середині труб:

$$q_w = 2226 \cdot (6,16 - \theta_a)$$

Середня різниця температур: $\theta_m = 6,16^\circ\text{C}$

Дана система рівнянь являється трансцендентною відносно q_w та q_a .

Графоаналітичний метод оснований на тому факті, що в режимі роботи апарату що встановився має місце рівняння $q_a = q_w = q_{вн}$. Це дозволяє визначити фактичне значення щільності теплового потоку $q_{вн}$ як ординату точки перетину графічних залежностей $q_w = 2226 \cdot (6,16 - \theta_a)$ та $q_a = 8415 \cdot \theta_a^{0.75}$, в координатних вісях T та q .

Для отримання згаданих залежностей вираховуємо q для ряду значень θ_a будемо криві $q_w = f(\theta_a)$ та $q_a = f(\theta_a)$. Точка перетину кривих визначає значення $q_{вн}$ та Θ :

$$q_{вн} = 11000 \text{ Вт/м}^2, \quad \Theta_2 = 1,45^\circ\text{C}, \quad \Theta_1 = 4,71^\circ\text{C}.$$

Перевірочний коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні

$$K_2 = \frac{q_{DN}}{\theta} = \frac{6400}{6.16} = 1038$$

Відносна помилка складає

$$\Delta K = \frac{K_1 - K_2}{K_1} = \frac{1000 - 1038}{1000} 100\% = 3,8 \%$$

Загальний вид фреонового конденсатору показаний на рис.

Гідравлічний розрахунок конденсатора

Для підбору циркуляційного водяного насоса системи охолодження необхідно визначити гідравлічні втрати в ній.

Значну частину загальних втрат напору представляє гідравлічний опір конденсатора, кПа,

$$\Delta P_w = \Sigma \Delta P_{тр} + \Sigma P_m,$$

де $\Sigma \Delta P_{тр}$ - сума гідравлічних опорів тертя, кПа;

ΣP_m - сума місцевих опорів, кПа.

$$\begin{aligned} \Delta P_w &= (0,0145 \cdot l_{mp} / d_{вн} + 0,873) \cdot z \cdot w_w^2 \cdot \rho_w \cdot 10^{-3} = \\ &= (0,0145 \cdot 4,76 / (16,1 \cdot 10^{-3}) + 0,873) \cdot 6 \cdot 0,01532 \cdot 995 \cdot 10^{-3} = 7,20 \text{ кПа}. \end{aligned}$$

2.6. Розрахунок регенеративного теплообмінника.

Використання регенеративних процесів пов'язаних з перегрівом пари холодильного агенту перед компресором за рахунок переохолодження рідини після конденсатору в більшості випадків дозволяє підвищити об'ємні та енергетичні показники поршневих компресорів,

особливо, якщо робочими тілами являються фреони. Насамперед це пояснюється тим, що після випарника в краплинах мастил розчиняються краплі холодильного агенту, який починає випаровуватись в компресорі, що може обумовити вологий режим роботи компресору та зниження його об'ємних та енергетичних коефіцієнтів. Тому в інколи перегрів пари в РТО фреонових машин може досягати 50°C. В деяких випадках використання регенеративних теплообмінників (РТО) підвищує заповнення випарників рідинним холодильним агентом, що підвищує питому холодинну потужність. Як правило, використання РТО підвищує коефіцієнт перетворення енергії (термотрасформації) циклу та загальну енергетичну ефективність холодинної машини або теплового насосу.

РТО не застосовуються також в аміачних зворотних циклах , так як це впливає на температуру кінці стиснення, яка для аміаку практично завжди є досить високою та обмеженою. Схема регенеративного теплообмінника в комбінації з фільтром - осушувачем показана на рис. 6.1. Конструкція виготовляється із циліндричної сталевий, латунної або мідної труби, яка закривається з боків демонтажними кришками (6). Теплообмінна поверхня виготовляється із труби невеликого діаметру з ребрами 2, 8), яка формується в виді змійовика, навитого навколо внутрішнього циліндру с осушувачем. Як правило ребра формується на зовнішній поверхні труби, так як коефіцієнт тепловіддачі з боку пари є значно нижчим по відношенню до коефіцієнта тепловіддачі з боку рідини.

Рідинний холодинний агент високого тиску циркулює в середині труб змійовика, (8) а суха пара низького тиску омиває зовнішню поверхню змійовика (3). Креслення вибраного регенеративного теплообмінника показані на рис.

Початкові дані :

Холодинний агент – R 407 C,

Масова витрата холодинного агенту, $G_f = 0,234 \text{ kg/s}$

температури рідини відповідно на вході та виході $t_{h_1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{h_2} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$

температури пари відповідно на вході та виході, $t_{v1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v2} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;

тепловий потік, $Q_e = 5,72 \text{ kW}$;

Практичні геометричні рекомендації :

Внутрішній діаметр корпусу РТО, $D_1 = 0,125 \text{ м}$,

Діаметр допоміжного внутрішнього циліндру, $D_c = 0,076 \text{ м}$,

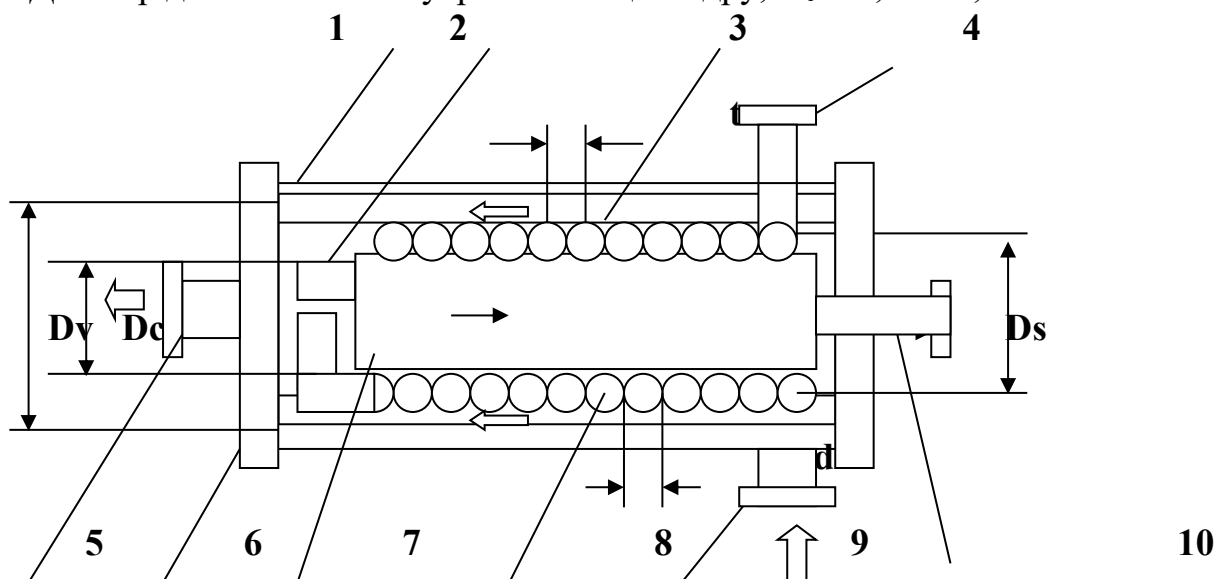


Рис.2.5. Схема регенеративного теплообмінника

1- циліндричний корпус; 2- внутрішній перехід рідини перед фільтруванням;
 3- внутрішній паровий об'єм; 4- подача рідини високого тиску;
 5- вихід пари низького тиску; 6- кришки демонтажні;
 7- внутрішній допоміжний циліндр; 8- змійовик – теплообмінник;
 9- подача пари із випарника; 10- вихід переохолодженої рідини.

Практичні геометричні рекомендації :

Внутрішній діаметр корпусу РТО, $D_1 = 0,125$ м,

Діаметр допоміжного внутрішнього циліндру, $D_c = 0,076$ м,

Середній діаметр змійовика, $D_s = 0,101$ м,

Внутрішній діаметр труб, $d_1 = 0,011$ м,

Мінімальний зовнішній діаметр, $d_o = 0,0137$ м ,

Максимальний зовнішній діаметр, $d_2 = 0,0167$ м ,

Шагова відстань змійовика, $t = 0,04$ м ,

Число заходів рідини $n = 2$

Теплофізичні властивості рідини вибираються із довідника по середній температурі рідини

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = 0,5 (35 + 24) = 29,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

густина, $\rho_h = 1185$ кг/м³,

питома теплоємність, $C_{ph} = 1,259$ кДж/кг ,

коефіцієнт кінетичної в'язкості , $\nu_h = 1,959 \cdot 10^{-0,7} \text{ м}^2 / \text{с}$

коефіцієнт теплопровідності, $\lambda_h = 0,0838$ Вт/м / К,

критерій Прандтля, $Pr = 3,49$

Швидкість рідини в змійовику,

$$W_h = \frac{G_f}{0,785 d_1^2 \rho_h n} = \frac{0,286}{0,785 0,011^2 1185 2} = 1,04 \text{ м / с}$$

Критерій Рейнольдця,

$$Re = \frac{W_h d_1}{\nu_h} = \frac{1,04 0,011}{1,959 \cdot 10^{-7}} = 58412$$

Критерій Нусельта,

$$Nu_h = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_s = 0,021 58412^{0,8} Pr^{0,43} 1,39 = 305,6$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини,

$$\alpha_h = \frac{Nu_h \lambda_h}{d_1} = \frac{305,6 0,0838}{0,011} = 2328 \text{ Вт / м}^2 \text{ К}$$

. Коефіцієнт корекції змійовика,

$$\varepsilon_s = 1 + 3,6 \frac{d_1}{D_s} = 1 + 3,6 0,011 / 0,101 = 1,39$$

Теплофізичні властивості пари вибираються по довіднику по середній температурі пари.

$$t_v = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} = 0,5 (5 + 25) = 15^\circ \text{C}$$

Густина пари, $\rho_v = 17,8 \text{ кг/м}^3$,

Питома теплоємність, $C_{pv} = 0,635 \text{ кДж / кг К}$,

Коефіцієнт кінетичної в'язкості, $\nu_v = 0,623 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$,

Коефіцієнт теплопровідності, $\lambda_v = 0,0106 \text{ Вт/м К}$,

Критерій Прандтля, $Pr = 0,714$

Площа внутрішнього парового проходу,

$$F_v = 0,785 (D_v^2 - D_c^2) - 3,14 D_s d_m = 0,785 (0,125^2 - 0,076^2) - 3,14 \cdot 0,101 \cdot 0,0152 = 0,0029 \text{ м}^2$$

де: $d_m = \frac{d_o + d_2}{2} = 0,5 (0,0137 + 0,0167) = 0,0152 \text{ м}$

Швидкість пари в паровому об'ємі, м/с

$$W = \frac{G_f}{\rho F_v} = \frac{0,286}{17,8 \cdot 0,0152} = 4,5$$

Критерій Рейнольдця,

$$Re = \frac{W_v d_o}{\nu_v} = \frac{4,5 \cdot 0,0137}{0,623 \cdot 10^{-6}} = 98950$$

Критерій Нуссельта,

$$Nu = 0,23 Re_v^{0,65} Pr^{0,33} = 0,23 \cdot 98950^{0,65} \cdot 0,714^{0,33} = 363,45$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари.

$$\alpha_v = \frac{Nu_v \lambda_v}{d_o} = \frac{363,45 \cdot 0,0106}{0,0137} = 281,21$$

Коефіцієнт теплопередачі відносно до поверхні з ребрами.

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{1}{\alpha_h} \frac{F_t}{F_1}} = \frac{1}{\frac{1}{281,21} + \frac{1}{2328} \cdot 3,9} = 191 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}}$$

Середня логарифмічна різниця температур,

$$\theta_m = \frac{(t_{h2} - t_{v1}) - (t_{h1} - t_{v2})}{\ln \frac{t_{h2} - t_{v1}}{t_{h1} - t_{v2}}} = \frac{(24 - 5) - (35 - 25)}{\ln \frac{19}{10}} = 14,2$$

Площа зовнішньої поверхні змійовика,

$$F_2 = \frac{Q_e}{K_2 \theta_m} = 5.72 / 191 \cdot 14.2 = 0,46 \text{ м}^2$$

Загальна довжина труб змійовика,

$$L = \frac{1,2 F_2}{\pi d_1 \frac{F_t}{F_1}} = \frac{1,2 \cdot 0,46}{3,14 \cdot 0,011 \cdot 3,9} = 4,09 \text{ м}$$

Питома довжина труби секції змійовика,

$$h = \sqrt{(\pi D_s)^2 + t^2} = \sqrt{3,14 \cdot 0,101^2 + 0,04^2} = 0,32 \text{ м}$$

Число секцій змійовика,

$$z = \frac{L}{h} = 4,09 / 0,32 = 12,8$$

Гідравлічний опір з боку рідини.

$$\Delta P_h = \frac{W_h^2 \rho_h}{2} \left(\xi \frac{L}{d_1} + \zeta \frac{z}{n} \right) = \frac{1,04^2 \cdot 1185}{2} \left[0,0326 \frac{5}{0,011} + 0,4 \frac{13}{2} \right] = 6,4 \text{ КПа}$$

$\zeta = 0,4$ – коефіцієнт гідравлічного опору змійовика.

Коефіцієнт лінійного опору

$$\xi = \frac{0,3164}{\text{Re}_h^{0,25}} 1,6 = \frac{0,3164}{58412^{0,25}} 1,6 = 0,0326$$

Гідравлічний опір з боку пари.

$$\Delta P_v = \Delta P_p + \Delta P_f = 3,225 + 0,915 = 4,140 \text{ КПа}$$

Гідравлічні втрати в місцях опору при русі пари

$$\Delta P_p = 2 \xi_1 \frac{W_v^2 \rho_v}{2} = 2 \cdot 1,5 \cdot \frac{4,5^2 \cdot 17,8}{2} = 3,225 \text{ КПа}$$

місцевий опір пари при вході, $\xi_1 = 1,5$ Швидкість пари у вхідному патрубку

$$W_{v'} = \frac{G_f}{\rho_v 0,785 d_r^2} = \frac{0,234}{17,8 \cdot 0,785 \cdot 0,039^2} = 11,0 \text{ м/с}$$

$d_r = 0,039 \text{ м}$ - діаметр вхідного патрубка

Гідрравлічний опір лінійного тертя.

$$\Delta P_f = 0,53 z \text{Re}_v^{-0,122} \rho_v W_v^2 1,5 = 0,5313 \cdot 98950^{-0,122} \cdot 17,8 \cdot 11^2 1,5 = 0,915 \text{ КПа}$$

Креслення фреонового регенеративного теплообмінника показане на рисунку 6.3.

2.7. Розрахунок та вибір випарника- охолоджувача повітря ЦК

В випарниках з активною циркуляцією повітря процес кипіння холодильного агенту відбувається за рахунок теплоти, яка відбирається від волого повітря, яке подається в апарат за допомогою вентиляторів. Як правило холодильний агент кипить всередині труб, а вологе повітря омиває зовнішню ребрену поверхню апарата. Інколи, при використанні системи з проміжним теплоносієм, в середині труб циркулює проміжний теплоносій, і тоді такий апарат будемо називати охолоджувач.

Тепловий потік(потужність охолодження) $Q_0, \text{кВт}$; Температура t_{ch} та відносна вологість повітряla température ϕ_{ch} охолоджуваного повітря;Холодильний агент в разі безпосереднього охолодження або теплоносіїв (розчин солі) для систем з проміжним теплоносієм. Швидкість повітря в випарнику, $w_{air} = 3 \div 5, \text{м/с}$, Величина охолодження повітря, Δt_a ,

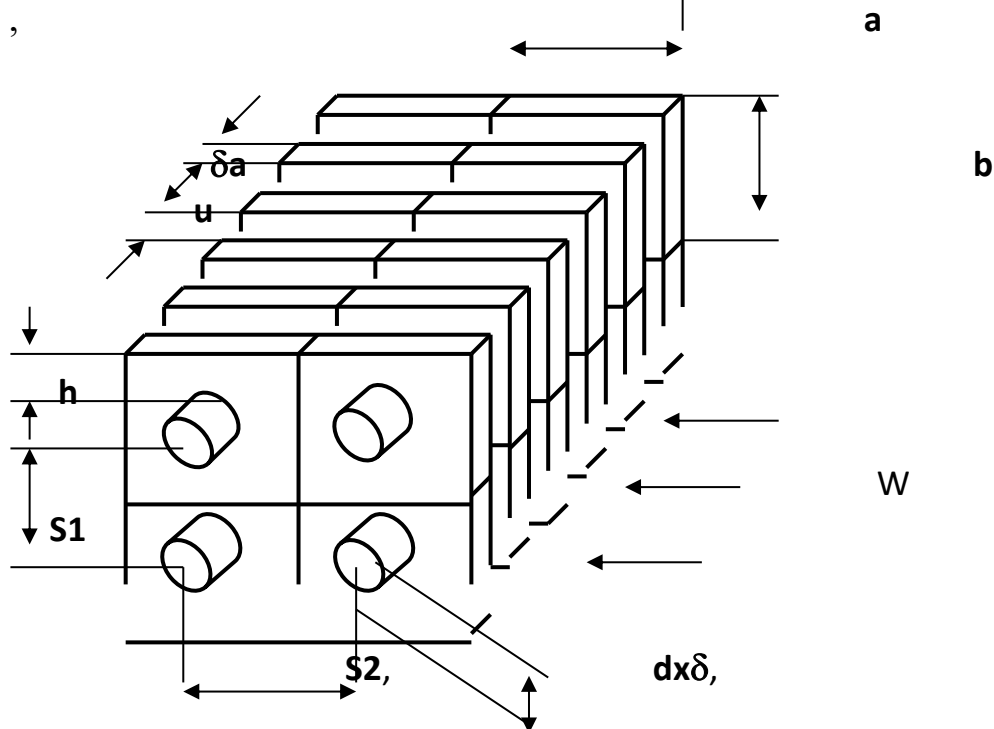


Рис. 2.6. Трубний пучок з прямокутними ребрами.

2.3.Графічне відображення процесу охолодженні повітря

Геометричні характеристики труби $dx\delta$, висота ребра h , товщина ребра δa

Шаг ребер u , форма ребер : кругле або прямокутне, розташування труб в пучці : коридорне або шахове, шаг труб по напрямку руху повітря S_2 , шаг труб перпендикулярно руху повітря S_1 , довжина ребра a , ширина ребра b .

Геометричні характеристики пучка труб з прямокутною формою ребер показані на рис. 2.6.

На рис. 2.7. показаний процес охолодження вологого повітря в діаграмі **h-d**, який супроводжується конденсацією водяної пари :

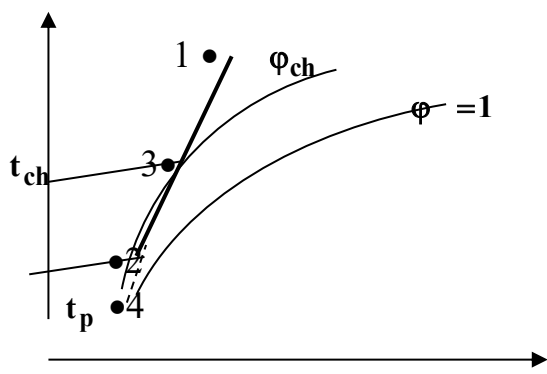


Рис.2.7. Схема охолодження волого повітря в випарнику (охолоджувачі).

Відповідні точки визначають:

- 1- стан вологого повітря на вході в апарат з температурою t_{1a} та d_{1a} ;
- 2 – стан повітря на виході із апарату з температурою t_{2a} та d_{2a} ;
- 3 – середня температура повітря в випарнику , що відповідає температурі повітря t_{ch} та відносній вологості ϕ_{ch} в охолоджуваному приміщенні ;
- 4 – стан насиченого вологого повітря на поверхні випарника. Методологія локалізації відповідних точок в діаграмі h -d є наступною:

Точка 3 фіксується по температурі t_{ch} та відносній вологості повітря ϕ_{ch} в охолоджуваному приміщенні. Точка 4 локалізується за температурою поверхні випарника (охолоджувача) , яка розраховується за емпіричною формулою

$$t_p = (0,5 - 3 \text{ } ^\circ\text{C}) + t_o = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Процес охолодження повітря будується по напрямку прямої термовологістної обробки $\epsilon = \text{const}$, яка проходить через точки 3 та 4.

Точки 1 та 2 локалізуються як пересічні точки лінії ($\epsilon = \text{const}$) з відповідними ізотермами $t_{1a} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$ та $t_{2a} = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Термодинамічні параметри волого повітря можливо розраховувати по відомим термодинамічним формулам вибираються із таблиць

Густина волого повітря, $\rho = 1,202 \text{ кг/м}^3$

Коефіцієнт кінетичної в'язкості , $\nu = 14,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

Коефіцієнт теплопровідності, $\chi = 0,0251 \text{ Вт/м К}$

Коефіцієнт об'ємного розширення,

$$\beta = \frac{1}{t_{ch} + 273} = \frac{1}{293} = 0,0034 \text{ } \frac{1}{\text{К}}$$

Критерій Прандтля, $Pr = 0,705$,

Об'ємна витрата вологого повітря

$$V = \frac{Q_o}{\rho(h_1 - h_2)} = \frac{50}{1.202(53.5 - 29.5)} = 0,173 \text{ м}^3/\text{с}$$

Мета такого розрахунку базується на виборі необхідної площі стандартного теплообмінного апарату в залежності від теплового потоку системи охолодження та різниці температур з вибором середньо статистичного коефіцієнта теплопередачі для даного типу апаратів.

Поверхня апарату (F) розраховується відповідно до загального рівняння теплопередачі :

$$F = \frac{Q_{oi}}{K * \theta_m} = \frac{50}{0,020 * 12,4} = 202 \text{ м}^2$$

Середньостатистичні коефіцієнти теплопередачі вентиляторних повітряних охолоджувачів вибираються у межах 12-25 Вт/ м² К

Середня різниця температур розраховується з врахуванням особливостей теплообміну в вибраному апараті як середню логарифмічну,

$$\theta_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{20 - 7}{\ln \frac{20}{7}} = \frac{13}{1,05} = 12,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Розділ 3. ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ У ПОВІТРЯНОМУ ОХОЛОДЖУВАЧІ.

3.1.Конструктивні особливості охолоджувача повітря

Для охолодження повітря в ЦК на підставі проведених розрахунків процесів обробки повітря в системі вибирається повітроохолоджувач типа ВВ-30. Як розрахункові параметри прийняті: температура кипіння фреону +8 °С, Конденсації +35 °С, переохолодження рідини +17 °С, перегрів пари в повітроохолоджувачі в РТО 30 °С.

Повітроохолоджувачі даних центральних кондиціонерів являються теплообмінниками (секціями) змієвикового типа з горизонтальним розташуванням трубок, усередині яких кипить фреон.

Кожна секція теплообміннику komponується із шести або десяти трубок, які об'єднані загальними пластинчастими ребрами. Кінці трубок сполучені калачами таким чином, фреон робить 10-20 ходів по трубках, до всмоктуючого колектора. Подача фреону здійснюється через систему розподілення із двох розподільників.

Трубні дошки (нижній і верхній листи), виготовлені з неіржавіючої сталі Х18Н10Т, утворюють жорсткий корпус. Самі випарні секції виготовляють з міді МЗ. Основні характеристики повітроохолоджувача типа

Продуктивність (по повітрю), 0,83м³/с; Холодопродуктивність 52683Вт;
Фронтальний перетин (по повітрю), м: висота 0.567; ширина 0.58; Зовнішня поверхня теплообміну, м² 96; Розміри, мм: Н-674, В-929, L-525, К-580, D-500, М-120, N-170. Загальний вид повітряного охолоджувача показаний на рис.4.1.

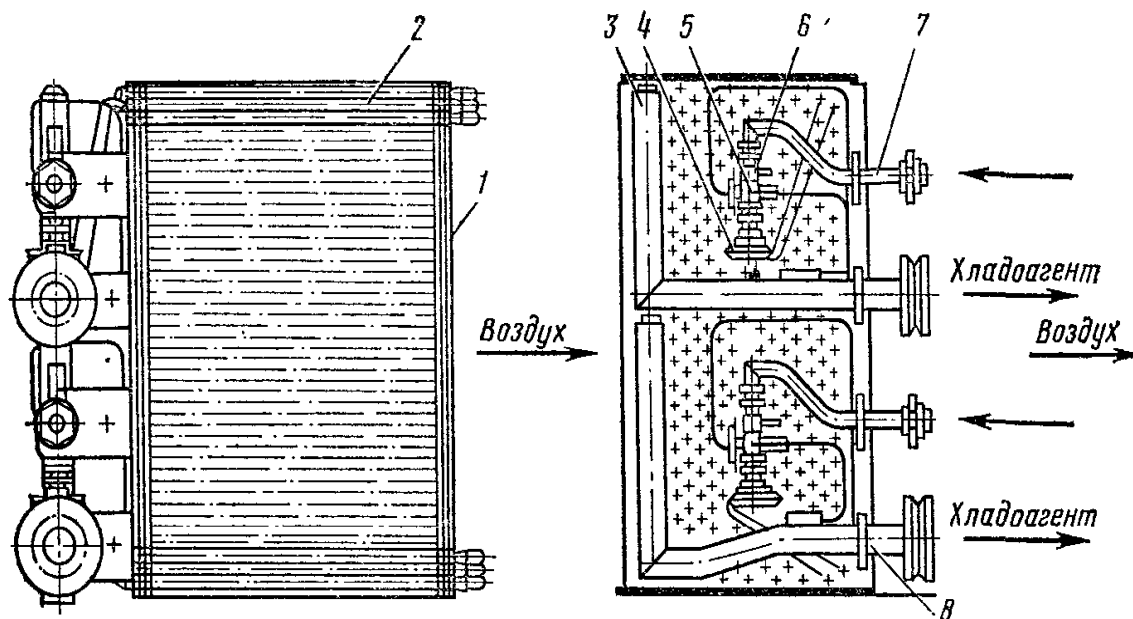


Рис. 3.1. Загальний вид повітряного охолоджувача.

Корпус; 2- трубки ; 3-паровий колектор; 4-розподільювач рідини; 5- розподільювач рідини 6 - розподільювач рідини ; 7 – вхідний патрубок.

Широке застосування повітроохолоджувачів з секцій об'єднаних труб пояснюється достатньо хорошими масогабаритними характеристиками, порівняно малою місткістю по холодильному агенту, простотою рішення задачі автоматизації роботи теплообмінного апарату. Проте наявність електродвигунів вентиляторів приводить до зростання енерговитрат на вироблення холоду.

Для більшості повітроохолоджувачів, що експлуатуються у складі суднових холодильних установок, потужності електродвигунів вентиляторів складають приблизно 20-25% від загальної потужності, необхідної для забезпечення роботи холодильного устаткування. В зв'язку з цим, враховуючи широке розповсюдження установок на морських суднах, завдання зниження енерговитрат при експлуатації повітроохолоджувачів стає дуже важливим.

Енерговитрати, пов'язані з охолодженням повітря у повітроохолоджувачі, визначаються потужністю, електродвигуна вентилятора і можуть бути визначені залежністю:

$$N_e = \frac{V(\Delta p_{\text{во}} + \Delta p_{\text{в}})}{\eta_{\text{в}}}$$

Де $V_{\text{в}}$ — об'ємна витрата повітря, м³/с

$\Delta p_{\text{во}}$ — аеродинамічний опір повітроохолоджувача, Па

$\Delta p_{\text{в}}$ — динамічний напір вентилятора, Па

$\eta_{\text{в}}$ - ККД вентилятора.

3.2. Аналіз енерговитрат в процесі інтенсифікації теплообміну

Зниження енерговитрат при заданій холодопродуктивності практично здійснено шляхом дії на об'ємну витрату повітря, аеродинамічний опір повітроохолоджувача і коефіцієнт теплопередачі обрешеченої поверхні вживаного типа. Дія на інші параметри можливо тільки при зміні конструкції повітроохолоджувача, що фактично рівнозначно його заміні або пов'язано з підвищенням енергетичних витрат в інших вузлах холодильної установки.

Параметр, що дозволяє дати сумарну оцінку об'ємній витраті повітря і аеродинамічному опору повітроохолоджувача - швидкість повітря у повітроохолоджувачі. Отже, вирішуючи поставлену задачу, необхідно розглянути взаємозв'язок коефіцієнта теплопередачі і швидкості повітря у повітроохолоджувачі.

З урахуванням можливості утворення водяного прошарку на теплообмінній поверхні для визначення коефіцієнта теплопередачі може бути використана залежність:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \xi \cdot E_n} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ли}}} + \frac{\beta' \cdot \beta}{\alpha_n}}$$

Де α_n — коефіцієнт теплопередачі от повітря до поверхні повітроохолоджувача, Вт/(м²К);

ξ - коефіцієнт вологовипадіння;

E_n — коефіцієнт ефективності орібрення;

$\delta_{\text{ли}}$ — товщина прошарку води, м;

β' — геометрична ступінь орібрення;

β — додаткова ступінь орублення інеєм:

$\alpha_{\text{в}}$ — коефіцієнт теплопередачі від внутрішньої стінки орібрення труби з боку холодильного агента, Вт/(м²-К)

Аналіз процесів, що протікають при охолодженні повітря дозволяє зробити висновок про те, що збільшення k , тобто інтенсифікація процесу відведення тепла від охолоджуваного повітря, супроводжується найбільшим ефектом при збільшенні α_n . Зростання останнього при охолодженні повітря у повітроохолоджувачі досягається збільшенням швидкості повітря в теплообмінному апараті.

Залежність $\alpha_n = f(w_p)$ з достатнім ступенем точності для різних типів теплообмінних поверхнь, вживаних в повітроохолоджувачах описується аналітичним виразом вигляду:

$$\alpha_n = 0.85k \omega_b^a (\lambda_b / \nu_b^a),$$

де k' — коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості ребреної поверхні

ω — швидкість повітря, м/с

λ_b — коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м*К)

ν_b — коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, М²/с

a — показник ступені, що враховує тип компоновки теплообмінної поверхні у повітроохолоджувачі (де $a = 0,65$ — для шахового).

$$k = \frac{c(b - 2\delta)^a \cdot \left(\frac{d + 2\delta_{ин}}{b - 2\delta_{ин}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h - \delta_{ин}}{b - 2\delta_{ин}}\right)^{-0,34}}{b - 2\delta_{ин}},$$

де c - коефіцієнт, що враховує тип обрешення (ребер при коридорному і $c = 0,096$ і $0,205$ для квадратних ребер при коридорному і шаховому розташуванні);

b - ширина каналу між ребрами, м; d, h - діаметр труби і висота ребра, м.

На Рис. 3.2. приведені графічні залежності $k = f(w_b)$ шахового розташування труб повітроохолоджувача з наступними характеристиками обрешеної поверхні: $h = 0,045$ м; $dr = 0,001$ м;

$Sp = 0.01$ м; $S_1 = 0,055$ м; $S_2 = 0,045$ м; $b = 0,09$ м; $d = 0,0225$ м;

$Fr_{\pi} = 0,00584$ м²; $L = 1,32$ м, де L — довжина каналу повітроохолоджувача,

Fr_{π} — площа ребристого елемента, Sp — шаг ребер; S_1, S_2 — горизонтальний та вертикальний шаг труб повітроохолоджувача.

Характер графічних залежностей дозволяє стверджувати, що із збільшенням швидкості повітря темп зростання k , що характеризується приватною похідною.

d_k/d_w зменшується при значеннях w_b , що перевищують 5 м/с.

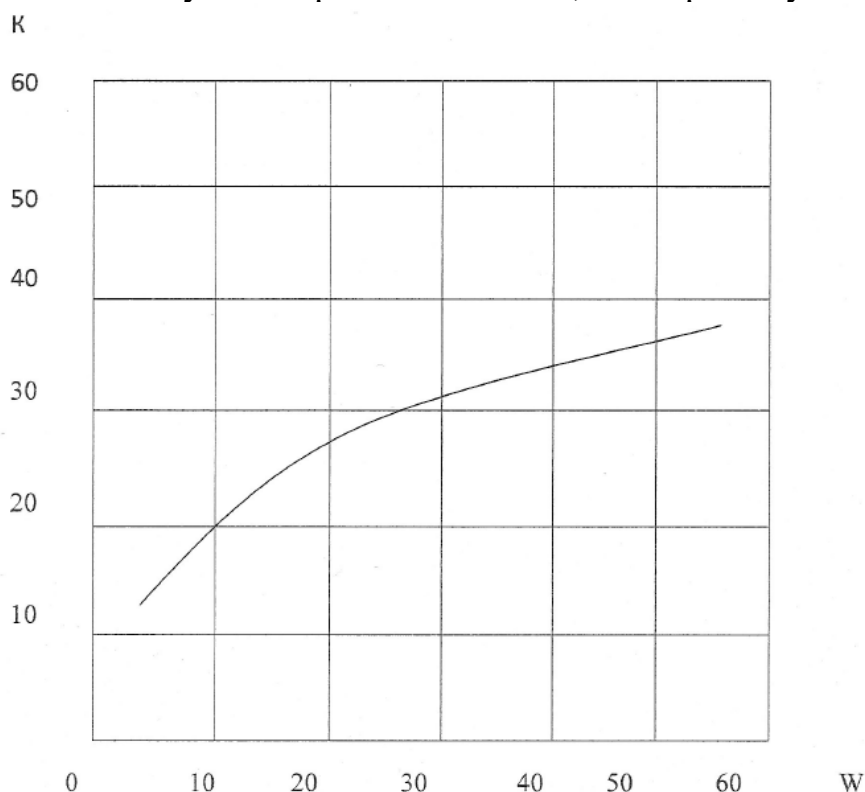


Рис. 3.2. графічні залежності $k=f(w_b)$ шахового розташування труб повітряного охолоджувача.

З урахуванням квазістаціонарності процесу теплообміну між охолоджуванним повітрям і киплячим холодильним агентом у повітряному охолоджувачі, вираз для визначення об'ємної витрати повітря можна записати в наступному вигляді:

$$V_B = \frac{k \cdot F \cdot (t_B - t_0)}{\rho_B \cdot (i_{BX} - i_{BIX})},$$

де F - площа обребреної поверхні повітряного охолоджувача, m^2 ,
 t_B, t_0 - середня температура повітря у повітроохолоджувачі і температурі кипіння холодильного агента $^{\circ}C$,

ρ_B - щільність повітря, kg/m^3

i_{BX}, i_{BIX} - ентальпія повітря на вході і виході повітроохолоджувача, kJ/kg .

Підставляючи вираз (4.2) в (4.1), одержимо аналітичну залежність, що визначає взаємозв'язок потужності електродвигуна вентилятора повітроохолоджувачі з коефіцієнтом теплопередачі

$$N_B = \frac{k \cdot F \cdot (t_B - t_0) \cdot (\Delta P_{по} - \Delta P_n)}{\rho_B \cdot (i_{BX} - i_{BIX}) \cdot \eta_B}$$

Завдання інтенсифікації теплопередачі у повітроохолоджувачі доцільно вирішувати перш за все за рахунок збільшення α_n . Для визначення оптимального режиму роботи в повітроохолоджувач необхідно ввести обмеження, що визначає мінімально допустиму величину α_n . Узагальнення наявних даних для повітроохолоджувачів з пластинчастим типом обребрених показує, що при їх експлуатації величина α_n , як правило, не менше $40 \text{ Вт}/(m^2 \text{ К})$.

Процес теплопередачі в теплообмінних апаратах холодильних установок може бути розглянутий як транспортний процес, в якому відправником тепла є охолоджуване середовище, а одержувачем - киплячий холодильний агент. В цьому випадку з зарахуванням виразу собівартість даного процесу визначається коефіцієнтом теплопередачі і потужністю, що витрачається на забезпечення руху охолоджуваного середовища. Для повітроохолоджувача справедливою буде наступна функціональна залежність:

$$S = f(k, N_B)$$

де S - собівартість процесу вироблення холоду. Для визначення мінімуму собівартості можна скористатися економічною функцією типу:

$$\varphi_e = \frac{\sum N_B}{\sum k}$$

Оскільки значення N_B і k визначаються швидкістю повітря, розглянемо геометричну інтерпретацію функції $\varphi = f(w_B)$ на прикладі повітроохолоджувачів з і шаховим розташуванням труб (рис 3.3.. Крива - характеристика, що визначає витрату електроенергії на охолодження повітря. Тангенс кута нахилу дотичних до цих характеристик, проведених з крапки на осі абсцис, що характеризує мінімальне значення α_n для повітроохолоджувачів даних конструкцій, є функція $\varphi = f(w_B)$.

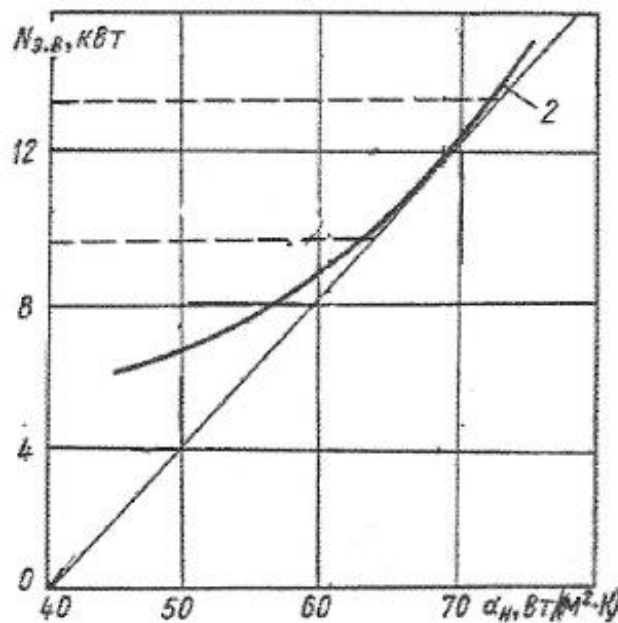


Рис. 3.3. - Геометрична інтерпретація економічної функції $\phi=f(w_v)$ для шахового розташування оброблених труб повітроохолоджувача.

Для визначення оптимального значення швидкості повітря розглянемо геометричну інтерпретацію функції $\phi=f(w_v)$. Якщо на осі ординат відкласти потужність електродвигуна, а на осі абсцис - коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні охолодження, то тангенс кута між дотичною, проведеною з початку координат до кривої собівартості, є функція $\phi=f(w_v)$, а оптимальна економічна швидкість повітря визначається зоною торкання.

Оптимальні економічні швидкості повітря, коефіцієнти теплопередачі і потужності електродвигунів вентиляторів визначаються точкою дотику. Так для шахового розташування труб $w_{\text{опт}} = 2,3$ м/с, $k_{\text{опт}} = 31$ Вт/м² К, $N_{\text{в.опт}} = 3,7$ кВт. Установка вентиляторів більшої потужності приведе до деякого зростання k , проте витрати на охолодження повітря значно зростуть. Наприклад, для коридорного пучка при збільшенні швидкості повітря на 1 м/с в порівнянні з оптимальним необхідна потужність електродвигуна на 0,6 кВт, більша, що дасть збільшення до всього на 5 Вт/(м² К), та збільшення тепловідводу на 16% зажадає збільшення споживаної потужності на 37,5%, при $w_v < w_{\text{в.опт}}$ кількість теплоти, що відводиться, зменшуватиметься швидше, ніж споживана потужність. З урахуванням того, що на сучасному транспортному судні при високих температурах зовнішнього повітря включаються в роботу вентилятори повітроохолоджувачів системи кондиціонування повітря потужністю 20-25 кВт, загальна економія при забезпеченні оптимального режиму роботи повітроохолоджувачів складе до 15% або 4 кВт щогодини, а при експлуатаційному періоді судна 300 діб. річна економія по одному судну може скласти 26400 кВт годин.

Розділ 4. ВИМОГИ ЕФЕКТИВНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ССКП

4.1. Загальні вимоги при експлуатації холодильних установок

Під нормальною роботою рефрижераторних установок розуміють найбільш економічний, безпечний і надійний сталий режим, при якому повністю забезпечуються технологічні вимоги підтримки температури і вологості в приміщеннях. Вона характеризується оптимальним режимом роботи установки і нормальної роботи її елементів.

Дані нормальної роботи компресора. Температура картера (корпуси) не повинна перевищувати температурного відділення більш ніж на 25-30 °С. Температура циліндрових кришок в прямооточних компресорів має бути близька до температури нагнітального трубопроводу; в непрямоточних компресорів з нагнітального боку - до температури нагнітального трубопроводу, зі всмоктуючого боку - до температури всмоктуючого трубопроводу. Температура змащувального масла не повинна перевищувати 55 °С і може бути лише на 3- 4 °С вище за температуру зовнішніх стінок картера. Нагрів сальника виходу колінчастого валу допустимий до 60 °С, а пропуску масла через сальник не повинно бути. Різниця температури води на вході і виході з «сорочки» компресора не повинна перевищувати 5 °С.

Підвищення температури вузлів компресора вище за допустиму величину може бути унаслідок різних причин, а саме:

- поломки клапанних пластин, пружин або неправильного регулювання висоти підйому клапанів;
- пошкодження запобіжного клапана компресора або розриву запобіжної ламкої пластини;
- пошкодження помилкової кришки;
- поломки або заклинювання поршневих кілець;
- неправильної установки зазорів в деталях, що сполучаються, або їх збільшення;
- підвищення перегріву пари хладагента, що всмоктується компресором;
- пошкодження або неправильного регулювання АДД «після себе»;
- поганого мастила компресора;
- утворення накипу в сорочці компресора;
- припинення вступу води охолодження;
- вживання масла, не відповідного технічним вимогам.

Система мастила поршневого компресора повинна забезпечувати постійний вступ масла до деталей компресора, що труться. Тиск масла, створюване маслососом, перевищувати тиск фреону в картері на 0,8-3 кг/см² (залежно від типу компресора). Падіння тиску в системі мастила може бути унаслідок порушення герметичності масляної системи на всмоктуючій стороні маслопроводу, засмічення фільтру і маслопроводу, неправильного регулювання клапана, скидання масла і відсмоктування з картера, використання масла зниженої в'язкості, збільшення зазорів в підшипниках, відсутність повернення масла з масловіддільника і пониження рівня масла в картері, виходу з буд поплавця в масловіддільнику і прориву газоподібного фреону з нагнітального боку в картер компресора.

Рівень масла в картері повинен знаходитися на висоті 3/4 оглядового скла і не знижуватися нижче за половину скла.

Поршневий компресор повинен працювати без стуків, окрім характерного глухого дробу пластин клапанів і глухих стуків в шатуново-поршневій групі. Посилення стуків вказує на появу несправностей в компресорі, якими можуть бути: збільшення зазорів; недостатня величина лінійного «мертвого» простору; попадання в циліндри рідкого хладагента, масла, води, розсолу або поламаних деталей (пластин, пружин клапанів, поршневих кілець і т. д.), поломка помилкової кришки або буферних пружин.

При появі стуків компресор потрібно негайно зупинити і з'ясувати причину несправності. Стан клапанної групи перевіряють постійно при ручній зупинці компресора, оскільки найчастіше ламаються пластини. Швидке створення вакууму в картері при закритті всмоктуючого замочного вентиля свідчить про справність всмоктуючих клапанів, і, навпаки, зростання тиску у всмоктуючій порожнині свідчить про несправність нагнітальних клапанів.

4.2. Показники нормальної роботи повітряної системи охолодження.

Продуктивність повітроохолоджувача безпосереднього випару залежить від кількості і швидкості повітря, що проходить через нього, від температури і вмісту вологи в повітрі і від температури випару хладагенту.

Відомо, що при підвищенні швидкості повітря, що проходить через повітроохолоджувач, коефіцієнт теплопередачі збільшується. Проте при цьому зростають аеродинамічний опір і витрата енергії на привід вентиляторів. Тому вибір швидкості повітря виробляють на основі техніко-економічного аналізу. У повітроохолоджувачах, що працюють в камерах з температурою 0 °С, нормальною вважається швидкість повітря 5-8 м/с.

Нормальну швидкість можна визначити також із залежності відношення висоти ребра h до діаметру трубки d повітряного охолоджувача:

$V, \text{ м/с } h/d$

5 0,4 - 0,35

5-10 0,35 - 0,30

10-15 0,30 - 0,27

За наявності рясного вологовипадіння швидкість повітря не повинна перевищувати 5 м/с. Поява «снігової шуби» або забруднень на поверхні повітроохолоджувача збільшує гідравлічний опір проходу повітря і знижує тепловіддачу з боку по батькові. Це істотний недолік повітроохолоджувачів. Тому необхідно строго стежити за чистотою поверхні повітроохолоджувача і своєчасно виробляти відтайку. Не менше два раз на рік виробляти очищення зовнішньої поверхні від механічних відкладень.

Циркуляція повітря здійснюється вентиляторами. Осьові низьконапірні вентилятори застосовуються в тих випадках, коли циркуляція здійснюється лише через повітроохолоджувач. В разі повітряного охолодження з фільтрами і повітряними трубопроводами використовують відцентрові вентилятори. Температура підшипників не повинна перевищувати 60 °С.

Температура охолодженого повітря при направлених безпосередньо на людину струменях має бути не нижче +22 °С. У ізольованих постах управління, де система кондиціонування повітря відсутня, необхідно встановлювати автономні кондиціонери. При цьому параметри мікроклімату повинні підтримуватися відповідно до Санітарних правил для судів внутрішнього плавання України.

Апарати, що містять рідкий холодильний агент, мають бути встановлені так, щоб забезпечувалося зручне спостереження за його рівням по вказівних колонках безпосередньо з боку проходу між апаратами.

Місцевий пост управління компресора повинен встановлюватися так, щоб забезпечувалася можливість спостереження за приладами під час пуску і всього періоду роботи компресора. Розподільний щит холодильної установки повинен мати пристрій для аварійного дистанційного відключення. Аварійне дистанційне відключення живлення розподільного щита холодильної установки, окрім місцевого поста управління, слід передбачати зовні, поблизу входу в приміщення холодильних машин. Напрямок руху робочого середовища в трубопроводах має бути вказаний стрілками (на видних місцях).

Трубопроводи холодильного агента не допускається прокладати через житлові і службові приміщення. Конструкція і розміщення замочних клапанів повинні забезпечувати можливість їх безпечного обслуговування, ремонту і заміни.

Повітряні охолоджуючі прилади приміщень мають бути обладнані стаціонарними пристроями для відтавання снігової «шуби». До повітроохолоджувачів і їх арматури, електродвигунів вентиляторів і заслінок, до датчиків контролю параметрів повітря має бути передбачений зручний доступ для обслуговування і ремонту. Охолоджувані приміщення мають бути обладнані пристроєм сигналізації. Світловий і звуковий сигнал - извещатель цього пристрою має бути винесений в місці несення постійної ваhti.

Для відведення скупчень води з приміщень, де розташовані випарники і повітроохолоджувачі, слід передбачати шпигати з гідравлічними затворами або рівноцінними пристроями. Кількість шпигатів і їх розташування повинні забезпечувати повний стік води.

З метою забезпечення нормованих мікрокліматичних умов в службових приміщеннях вирубування обладналися системи опалювання, вентиляції або кондиціонування повітря. У вирубуваннях судів внутрішнього плавання має бути встановлена центральна система опалювання з використанням як теплоносій води або повітря.

Кожен опалювальний прилад забезпечується пристроєм для регулювання температури приміщення. Конструкція опалювальних приладів повинна забезпечувати легке очищення їх від пилу. Опалювальні прилади рекомендується встановлювати в бортів і зовнішніх перегородок. Цілорічне кондиціонування повітря передбачається в службових приміщеннях, ЦПУ, рульовому вирубуванню на судах першої групи з потужністю головної енергетичної установки більше 1200 з. л. с., що здійснюють плавання в районах із зовнішньою розрахунковою температурою +25 °С і вище.

4.3. Вплив експлуатаційних факторів на роботу холодильної системи

Під нормальною роботою рефрижераторних установок розуміють найбільш економічний, безпечний і надійний сталий режим, при якому повністю забезпечуються технологічні вимоги підтримки температури і вологості в приміщеннях. Вона характеризується оптимальним режимом роботи установки і нормальної роботи її елементів.

Дані нормальної роботи компресора. Температура картера (корпуси) не повинна перевищувати температурного відділення більш ніж на 25-30 °С. Температура циліндрових кришок в прямоточних компресорів має бути близька до температури нагнітального трубопроводу; в непрямоточних компресорів з нагнітального боку - до температури нагнітального трубопроводу, зі всмоктуючого боку - до температури всмоктуючого трубопроводу. Температура змащувального масла не повинна перевищувати 55 °С і може бути лише на 3- 4 °С вище за температуру зовнішніх стінок картера. Нагрів сальника виходу колінчастого валу допустимий до 60 °С, а пропуску масла через сальник не повинно бути.

Різниця температури води на вході і виході з «сорочки» компресора не повинна перевищувати 5 °С.

Підвищення температури вузлів компресора вище за допустиму величину може бути унаслідок різних причин, а саме:

- поломки клапанних пластин, пружин або неправильного регулювання висоти підйому клапанів;
- пошкодження запобіжного клапана компресора або розриву запобіжної ламкої пластини;
- пошкодження помилкової кришки;
- поломки або заклинювання поршневих кілець;
- неправильної установки зазорів в деталях, що сполучаються, або їх збільшення;
- підвищення перегріву пари хладагента, що всмоктується компресором;
- пошкодження або неправильного регулювання АДД «після себе»;
- поганого мастила компресора;
- утворення накипу в сорочці компресора;
- припинення вступу води охолодження;
- вживання масла, не відповідного технічним вимогам.

Система мастила поршневого компресора повинна забезпечувати постійний вступ масла до деталей компресора, що труться. Тиск масла, створюване маслососом, перевищувати тиск фреону в картері на 0,8-3 кг/см² (залежно від типу компресора). Падіння тиску в системі мастила може бути унаслідок порушення герметичності масляної системи на всмоктуючій стороні маслопроводу, засмічення фільтру і маслопроводу, неправильного регулювання клапана, скидання масла і відсмоктування з картера, використання масла зниженої в'язкості, збільшення зазорів в підшипниках, відсутність повернення масла з масловіддільника і пониження рівня масла в картері, виходу з буд поплавця в масловіддільнику і прориву газоподібного фреону з нагнітального боку в картер компресора.

Рівень масла в картері повинен знаходитися на висоті 3/4 оглядового скла і не знижуватися нижче за половину скла.

Поршневий компресор повинен працювати без стуків, окрім характерного глухого дробу пластин клапанів і глухих стуків в шатуново-поршневій групі. Посилення стуків вказує на появу несправностей в компресорі, якими можуть бути: збільшення зазорів; недостатня величина лінійного «мертвого» простору; попадання в циліндри рідкого хладагента, масла, води, розсолу або поламаних деталей (пластин, пружин клапанів, поршневих кілець і т. д.), поломка помилкової кришки або буферних пружин.

При появі стуків компресор потрібно негайно зупинити і з'ясувати причину несправності. Стан клапанної групи перевіряють постійно при ручній зупинці компресора, оскільки найчастіше ламаються пластини. Швидке створення вакууму в картері при закритті всмоктуючого замочного вентиля свідчить про справність всмоктуючих клапанів, і, навпаки, зростання тиску у всмоктуючій порожнині свідчить про несправність нагнітальних клапанів.

Показники нормальної роботи системи розсолу. Незалежно від роду речовин, вживаного як проміжного хладоносія, всі вони повинні мати постійну концентрацію, яка має бути такою, аби температура замерзання хладоносія була на 6-8 °С нижче за температуру кипіння фреону. Концентрація за допомогою ареометра в градусах Боме або по питомій вазі.

Недостатня концентрація може привести до розморожування труб і їх розриву. При більшій концентрації, чим потрібний, з розчину можуть випадати кристали солі, що приведе до закупорки трубопроводів. Крім того, при концентрації вище критичною температура замерзання підвищується.

Ропи мають бути нейтральними, тобто кислотне число $pH=9,5/10$. Відхилення pH в ту або іншу сторону свідчить, що розсіл кислий ($pH<9$) або лужний ($pH>10$). Визначення pH розсолу виробляється приладом pH -метром марки ЛПС-2, ЛП-58 або калориметричним методом. Єство цього методу полягає в наступному: до проби фільтрованого розсолу, розбавленого рівним об'ємом води, що дистилує, в кількості 10 cm^3 , додають 10-12 крапель індикатора - лакмусу. Якщо розсіл кислий, то проба забарвиться в червоний колір, якщо лужний - у синій, якщо нейтральний -- у фіолетовий. У лужні розчини ($pH>10$) потрібно вводити вуглекислоту, в кислих ($pH<9$) - пасиватори.

Температура розсолу, що поступає в прилади, що охолоджують, має бути нижче за середню температуру повітря в охолоджених приміщеннях на 10-12 $^{\circ}C$.

Прилади охолодження мають бути рівномірно покриті шаром інею.

Відсутність інею свідчить про те, що прилад не прокачується розсолом.

Причиною може бути наявність повітря або закупорка кристалами солі.

При сталому режимі різниця температур входу у випарник розсолу і виходу розсолу з нього має бути 2-3 $^{\circ}C$.

Показники нормальної роботи повітряної системи охолодження. Продуктивність повітроохолоджувача безпосереднього випару залежить від кількості і швидкості повітря, що проходить через нього, від температури і вмісту вологи в повітрі і від температури випару хладагенту.

Відомо, що при підвищенні швидкості повітря, що проходить через повітроохолоджувач, коефіцієнт теплопередачі збільшується. Проте при цьому зростають аеродинамічний опір і витрата енергії на привід вентиляторів. Тому вибір швидкості повітря виробляють на основі техніко-економічного аналізу. У повітроохолоджувачах, що працюють в камерах з температурою 0 $^{\circ}C$, нормальною вважається швидкість повітря 5-8 м/с.

Нормальну швидкість можна визначити також із залежності відношення висоти ребра h до діаметру трубки d повітряного охолоджувача:

V , м/с h/d

5 0,4 - 0,35

5-10 0,35 - 0,30

10-15 0,30 - 0,27

За наявності рясного вологовипадіння швидкість повітря не повинна перевищувати 5 м/с. Поява «снігової шуби» або забруднень на поверхні повітроохолоджувача збільшує гідравлічний опір проходу повітря і знижує тепловіддачу з боку по батькові. Це істотний недолік повітроохолоджувачів. Тому необхідно строго стежити за чистотою поверхні повітроохолоджувача і своєчасно виробляти відтайку. Не менше два раз на рік виробляти очищення зовнішньої поверхні від механічних відкладень.

Циркуляція повітря здійснюється вентиляторами. Осьові низьконапірні вентилятори застосовуються в тих випадках, коли циркуляція здійснюється лише через повітроохолоджувач. В разі повітряного охолодження з фільтрами і повітряними трубопроводами використовують відцентрові вентилятори. Температура підшипників не повинна перевищувати 60

Розділ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

5.1. Заходи з безпеки праці при експлуатації холодильних установок.

У сучасних рефрижераторних (холодильних) автоматизованих установках, як найбільш економічні і компактні, застосовуються компресорні машини, в яких використовується фреон різних марок. Ці фреони відносяться до так званих озоноруйнівних речовин. Холодильні установки компресорного типу, якими обладнані морські судна, працюють на хладоні-134 а і хладоні-22.

Конференцією ІМО був схвалений Додаток VI до Конвенції МАРПОЛ 73/78, що містить «Правила по запобіганню забрудненню повітряного середовища з суден», якими обмежується вміст окису сірки й окису азоту у вихлопних газах судових дизелів. Цими Правилами забороняється також: навмисне виділення озоноруйнівних субстанцій. Багато країн, у тому числі й Україна, підписали Монреальський протокол із Лондонськими поправками про припинення виготовлення і використання озоноруйнівних фреонів. Незважаючи на те, що Правила Додатка VI до Конвенції не набрали сили, продовжуються посилені пошуки нейтральних (альтернативних) речовин, призначених для заміни озоноруйнівних субстанцій. Однак слід зазначити, що застосування таких речовин (наприклад, фреону 22) в існуючих судових холодильних установках вимагає додаткових витрат, пов'язаних із забезпеченням підвищеної міцності та щільності механізмів і систем цих пристроїв. При цьому необхідна і часткова заміна контрольно-регулюючої апаратури і її налаштування.

З метою безпеки праці судові холодильні установки повинні утримуватися в справному стані, а експлуатація їх проводиться у точній відповідності з вимогами, викладеними в діючих нормативних документах, та інструкціями заводів-виготівелів.

У рефрижераторному машинному приміщенні на видному місці повинні бути вивішені виписки основних положень з інструкцій з техніки безпеки при експлуатації розміщених у приміщенні машин і апаратів, а також принципові схеми трубопроводів установки, правила надання першої допомоги при ураженні холодоагентом і медична аптечка. При розміщенні холодильного устаткування поза спеціально виділеними приміщеннями ці документи повинні бути вивішені поблизу установок.

В опломбованих шафах біля входу в рефрижераторне машинне відділення (РМВ) або поблизу компресорів (якщо установка розташована в МКВ) повинні зберігатися комплекти гумових рукавичок, захисних окулярів та ізолюючих проти газів з примусовою подачею повітря по числу членів ваhti в МКВ. Аміачні установки повинні бути оснащені спеціальними фільтруючими проти газами і газонепроникними костюмами по числу працюючих.

Під час ремонту фреонових систем, а також внутрішнього огляду циліндра, картера, маслорозподільника та інших частин машин не можна користуватися відкритим вогнем, палити, а також використовувати предмети, нагріті до температури понад 473 К (200 °С), тому що в цих умовах при розкладанні фреону може утворитися токсичний газ фосген.

Перед кожним входом у РМВ потрібно переконатися у відсутності там небезпечного скупчення газів. Наявність хладону (фреону) у повітрі виявляється за допомогою галоїдної лампи чи електронних шукачів течі.

Щоб уникнути травмування очей, не можна наближати обличчя до можливих місць витіку хладону.

У випадку виявлення парів хладону у повітрі РМВ слід негайно вийти з приміщення і щільно закрити за собою двері, потім включити аварійну витяжну вентиляцію і доповісти вахтовому механіку про те, що трапилося. Надягнувши протигаз і залишивши в дверях спостерігача, слід увійти в приміщення, зупинити компресорні машини і перекрити клапани в системі хладону. Після з'ясування причини витоку хладону треба вжити всі можливі в умовах судна заходи для ліквідації аварії.

У холодильних установках із безпосереднім випарюванням можливі витоки хладону в охолоджувані приміщеннях, де встановлені випарники, тому заходять в холодильні камери і рефрижераторні трюми суден, обладнаних такими установками, дозволяється тільки при наявності спостерігача, який повинен залишатися зовні й мати кисневий апарат для надання допомоги.

Особи, що обслуговують холодильні камери, повинні вміти відкривати двері холодильної камери зсередини в темряві й подавати сигнал тривоги, якщо вони раптово опиняться замкненими у камері.

Усі холодильні камери повинні бути обладнані сигналізацією на випадок мимовільного закриття дверей. Охолодні батареї рефрижераторних трюмів слід оберігати від ударів і утримувати в справності їхнє огороження. Необхідно, щоб батареї відтавали у природних умовах при виключених агрегатах. Видалення снігової «шуби» з охолодних поверхонь батареї здійснюється парами хладону, теплим розсолон, гарячою прісною водою, електрогрівками, місцевим чи повним обігрівом камери. З появою перших слідів відтавання необхідно очищати сніг із труб за допомогою твердої мітли. Видаляти снігову «шубу» механічним зіскоблюванням і ударами категорично забороняється.

Під час огляду, регулювання і ремонту діючого холодильного устаткування необхідно користуватися захисними окулярами і гумовими рукавичками. Якщо потрібно провести роботи з підтягування болтів фланцевих з'єднань, клапанів, штуцерів, заміну сальникової набивки, необхідно попередньо відкачати з ушкодженої ділянки хладон і відключити механізм чи трубопровід від іншої системи.

Для освітлення внутрішніх частин холодильних машин дозволяється застосовувати переносні лампи напругою не вище 12 В, а також кишенькові чи акумуляторні ліхтарі.

Балони з різними речовинами, що мають відповідний колір, написи, маркірування, зберігаються на суднах у роздільних добре вентильованих і захищених від вогню приміщеннях. Забороняється зберігати в одному місці балони з різними газами.

Поводитися з балонами слід обережно. Балони із запасами хладону повинні зберігатися у вогнестійких ізолюваних, добре вентильованих коморах з температурою повітря не вище 308 К (35 °С), їх необхідно надійно закріпити, щоб виключити можливість падіння чи зрушення. Порожні балони по можливості потрібно зберігати окремо від заповнених або добре ізолювати один від одного. Не можна балони струшувати чи кидати. Переносити їх необхідно вдвох на носилках, міцно закріпивши і навернувши на клапани сталеві ковпаки.

Забороняється визначати місця пропуску газів «по запаху», а також застосовувати сірчаний шнур для визначення місць витоку парів аміаку.

Роботи із застосуванням галоїдної лампи й електронного шукача течі допускається проводити під відповідальність старшого механіка. До початку робіт необхідно ретельно провентильовати приміщення і виконати вимоги правил пожежної безпеки при проведенні вогневих робіт на морських суднах.

Справність запобіжних клапанів апаратів і судин, що знаходяться під тиском, необхідно перевіряти продувкою не рідше одного разу на рік із складанням відповідного акта. Клапани повинні бути випробувані на встановлений для них тиск і опломбовані виготовлювачем або механіком.

З особливою обережністю необхідно заповнювати систему хладоном. Приєднувати до системи холодильної установки для її заповнення можна тільки ті балони, в яких міститься потрібний холодоагент. Помилкове приєднання до холодильної установки балона з киснем чи яким-небудь іншим горючим газом може привести до вибуху.

Не можна починати роботи з підзарядки системи фреоном до з'ясування й усунення причин його витоку. Заряджаючи холодильну установку хладоном, необхідно уважно стежити за тим, щоб штуцер балона був повернений у протилежний бік від людини.

З метою прискорення заповнення систем хладоном допускається підігрів балона теплою водою. Використання джерел відкритого вогню забороняється. Не дозволяється також підігрів балонів при відсмоктуванні залишків фреону. Під час роботи з фреоном необхідно надягати окуляри, а при роботах з розсолами — окуляри, гумові рукавички і фартухи. При роботі в охолоджених приміщеннях (рефрижераторних трюмах і камерах), щоб уникнути простудних захворювань, слід тепло одягатися.

Забороняється робота компресора з різкими змінами тиску хладону в картері, з несправними пристроями для повернення і регенерації масла, тиском масла вище норм, рекомендованих інструкціями з експлуатації, підвищеними зазорами між деталями, з несправною системою підігріву масла в картері компресора.

Щоб уникнути аварії, не дозволяється переповнювати систему хладоном і здійснювати роботу компресора на «волоному» режимі, що характеризується специфічним звуком, що «чавкає» при всмоктуванні, утворенням інею на компресорі, різким зниженням температури нагнітальної труби, гідравлічними ударами в компресорі. З появою ознак «вологого» ходу слід прикрити запірні всмоктувальні вентилі, регулювальний вентиль, а якщо стукіт продовжується — зупинити компресор.

Періодичний огляд і контроль устаткування холодильної установки здійснюється регулярно незалежно від появи несправностей. Порядок профілактичних оглядів і контролю викладений у суднових інструкціях.

Витік хладоагента з холодильної установки необхідно усувати негайно після її виявлення. Проводити ремонтно - профілактичні роботи, повністю або частково змінювати сальникову набивку, запірну арматуру допускається тільки після зниження тиску хладоагента в пошкодженій ділянці до атмосферного і відключення холодильної установки від основної магістралі.

Заповнення хладоагентом системи має виконуватися з боку низького тиску. При заповненні холодильної установки підігрівати балони забороняється.

Балони з хладоагентом повинні відповідати Правилам будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.

Для приєднання балонів до холодильної установки необхідно використовувати мідні суцільнотягнені трубки або маслобензостійкі шланги тиском не менше 16 кг /см²

5.2. Причини й джерела пожеж на суднах

Пожежа на судні - одна з найнебезпечніших аварій. Це підтверджує статистика: пожежі становлять лише близько 5% усіх аварій, що відбуваються на морських суднах, у той же час в 20 зі 100 зареєстрованих випадків загибелі суден відбувається саме від пожеж. Більшість фахівців вважають, що пожежі в 70% випадків виникають з вини особового складу екіпажа.

Пожежа в суднових умовах швидко поширюється й дуже важко локалізується, чому сприяють наступні фактори:

- наявність прихованих шляхів поширення по судну вогню й диму, що створюють неконтрольовані газові й повітряні потоки, які переносять теплоту по суднових приміщеннях;

- наявність великої кількості горючих матеріалів і металевих конструкцій, що нагріваються до високих температур;

- швидке поширення по суднових приміщеннях димових газів, які містять високотоксичні речовини, що ускладнює дії екіпажа по ліквідації пожежі;

- імовірність вибухів у суднових ємностях, що зберігають займисті рідини й стиснені гази;

- велика кількість електроустаткування й електричних мереж, знеструмлення яких порушує роботу засобів пожежогасіння;

- обмежені можливості застосування водогасіння через небезпеку втрати остійності судна;

- захаращеність суднових приміщень, що створює додаткові труднощі при гасінні пожежі.

Пожежа на судні швидко поширюється й часто приводить до важких наслідків. 20% пожеж закінчуються загибеллю судна або його повним конструктивним руйнуванням.

Основними причинами пожеж і вибухів на суднах є:

- порушення правил експлуатації технічних засобів судна,

- порушення правил забезпечення пожежо- і вибухобезпеки,

- конструктивні недоліки технічних засобів,

- експлуатаційні пошкодження,

- самозаймання речовин і матеріалів при перебігу окисного процесу (самозаймання рибного борошна, вугілля, бавовни в стосах при влученні на них різних масел),

- самозаймання речовин і матеріалів при потраплянні горючої речовини на поверхні, нагріті вище температури займання цих речовин.

Екзотермічні реакції хімічних речовин охоплюють:

- речовини, що самозаймаються від впливу на них повітря (рослинні олії й тваринні жири, нанесені тонким шаром на волокнисті й порошкоподібні матеріали; жовтий фосфор; цинковий і алюмінієвий пил; сажа; порошок ебоніту; кам'яне й буре вугілля тощо);

- речовини, що викликають горіння при взаємодії з водою (калій, натрій, рубідій, цезій, карбід кальцію, карбіди лужних металів, гідриди лужних і лужноземельних металів, фосфористі кальцій і натрій, негашене вапно тощо);

- речовин, здатні до самозаймання при підвищенні температури навколишнього повітря (50° С й вище) та в результаті зовнішнього нагрівання (плівки нітролаку, порох, рослинні напіввисохлі масла й виготовлені з них оливи, скипидар та ін.).

- речовини, що самозаймаються при їхньому змішуванні (газоподібні, рідкі й тверді окиснювачі);

речовини, здатні розкладатися із займанням або вибухом при нагріванні, ударі, стисканні й тому подібних діях (вибухові речовини, селітра, перекиси, гідроперекиси, ацетилен та ін.),

стислий кисень викликає самозаймання мінеральних масел, які не самозаймаються в кисні при нормальному тиску;

ацетилен, водень, метан і етилен у суміші з хлором самозаймаються на денному світлі;

папір, дрантя або вата, змочені в скипидарі, самозаймаються в хлорі;

азотна кислота, розкладаючись, виділяє кисень, тому є сильним окиснювачем, здатним викликати самозаймання ряду речовин (льону, бавовни, тирси й стружки).

Порушення режимів роботи, правил експлуатації, а також аварії й поломки котлових, машинних (паротурбінних, газотурбінних, дизельних, компресорних та ін.) установок і обслуговуючих їх систем сприяють утворенню у відсіку (приміщенні) токсичних газів і пари, що створює пожежонебезпечну й вибухонебезпечну обстановку.

Приклад 1. При вибуху котла відбувається миттєве випаровування нагрітої понад 100°C води, що перебуває під тиском. Це приводить до утворення величезної кількості пари (1 л. води — 1700 л. пари), що може викликати великі руйнування. Відомо, що 60 літрів води, що перебуває в котлі під тиском 0,5 МПа, еквівалентні при випаровуванні вибуху 1 кг порошу. Чим більше води в котлі й вище її параметри, тем небезпечніше вибух котла.

Приклад 2. Температура сальників маневрового пристрою може досягати 290°C , а фланця 400°C . Турбінне масло, що потрапило на такі поверхні, швидко випаровується й займається, тому що температура його спалаху становить 184°C , а нижня температурна межа займання 148°C .

Приклад 3. Для двигунів внутрішнього згоряння небезпечним є вибух масляних парів у картері, тому що він супроводжується викидом полум'я й горючих газів, що може спричинити пожежу в машинному відділенні.

Приклад 4. Розпечені продукти горіння, які утворюються при роботі котлів, двигунів внутрішнього згоряння й газових турбін мають температуру $600\text{--}1100^{\circ}\text{C}$. При наявності щілин, прогарів та інших нещільностей у топках, газовідводах і камерах згоряння продукти горіння, що виходять з них, є потужним джерелом займання.

Потрапляння палива або масел на колектори дизелів, деталі турбін і паропроводів пари високих параметрів є причинами виникнення пожежі.

Вибух у системах і механізмах високого тиску. Якщо в трубопроводі або механізмі високого тиску утворилася горюча суміш, то, незважаючи на холодні стінки ємності, її займання можливе в результаті адіабатичного стиску, при якому температура суміші різко підвищується, швидкість тепловиділення перевершує швидкість тепловідводу й виникає прогресивний саморозігрів — займання.

Таке займання (вибух) характерно для суднових компресорів і трубопроводів високого тиску при їх неправильній експлуатації. Горюча суміш у циліндрах компресорів і повітряних трубопроводах утворюється при потрапленні в них мастила. Утворення пари масла й продуктів його розкладання пов'язано з наявністю високих температур, що з'являються при адіабатичному стисканні повітря.

Найбільш сприятливі для вибуху умови створюються в нагнітальному трубопроводі компресора, де концентрація горючих речовин у повітрі є найбільшою. Найбільш вибухонебезпечними є ділянки трубопроводів від компресора до забірника повітря й сам забірник повітря (повітряна колонка-розподільник).

Вибухи найчастіше відбуваються при роботі компресора на підвищених тисках, а також у момент їх зупинки, коли утворюються найбільш сприятливі умови для самозаймання масляних відкладань через зменшення тепловідведення при зниженні швидкості руху повітря.

При взаємному переміщенні розігрів залежить від стану поверхонь тертьових тіл, якості їх мащення, тиску тіл одне на одне й умов відведення теплоти у навколишнє середовище. Основними причинами неприпустимого нагрівання тіл (підшипників та ін.) від тертя є погане мащення й порушення режиму охолодження.

Несправність електроустановок, порушення вимог щодо установки суднового електроустаткування та правил його експлуатації, є причинами пожеж.

Пожежна небезпека електроустаткування характеризується:

іскрінням та електричною дугою;

здатністю утворювати в момент короткого замикання розплавлені частки металу;

здатністю кабелів і проводів в аварійних ситуаціях (при короткому замиканні, перевантаженнях) перегріватися до температури займання власної ізоляції з наступним займанням навколишніх горючих речовин;

здатністю ізоляції поширювати полум'я при запалюванні від сторонніх джерел;

У середньому по всіх приміщеннях судна електроустаткування викликає близько 16% пожеж, в МКВ — до 70% пожеж. Важливо відзначити, що кабельні траси, що проходять по всіх відсіках і приміщеннях судна, сприяють поширенню пожежі між приміщеннями. Так, 75% з пожеж, що відбуваються, на судах припадає на пожежі, при яких горіли кабельні траси.

Іскріння й електрична дуга — найпоширеніші причини займання. Від електричної дуги займаються практично всі горючі речовини в результаті безпосередньої дії від її світлового випромінювання або від бризок розплавленого металу. Температура електричної дуги може становити 1500-4000° С. Електрична дуга виникає, як правило, при короткому замиканні, а також при роботі електрозварювальних апаратів.

Основною причиною короткого замикання в електроенергетичних системах суден є порушення ізоляції струмопровідних частин у процесі експлуатації через теплове старіння ізоляційних матеріалів, перенапруги мережі, механічні ушкодження і вплив агресивного навколишнього середовища.

Перевантаження електромережі виникає при підключенні до мережі споживачів, номінальний струм яких перевищує припустимий за умовами перегріву. Перевантаження приводить до нагрівання місць з'єднань кабелів і на контактах. Найбільш частою причиною перевантаження ділянок кабельної електричної мережі є включення позаштатних електронагрівальних приладів.

Теплове перевантаження електричних машин виникає через несправність захисної апаратури при неномінальних режимах, які можуть бути викликані несправністю насосів, компресорів, вентиляторів тощо.

Досить розповсюдженою причиною пожеж у житлових приміщеннях суден є займання від побутових електричних приладів і світильників. Температура спіралі відкритих нагрівальних приладів досягає 800° С, а поверхні закритих елементів — 550°С. Температура підшви праски може підвищуватися до 500° С. Стоватна лампочка, обгорнена бавовняною тканиною (або при безпосередньому контакті з деревом, папером), через 5 хвилин після включення нагрівається до 340° С, після чого тканина починає жевріти.

При несправностях пускорегулюючої апаратури люмінесцентних ламп лампа може нагріватися до 200° С, а дросель — до 120° С.

Ще однією небезпекою пожежі є проведення газо- і електрозварювальних робіт на судні.

Під час експлуатації судна всі роботи, пов'язані із застосуванням відкритого вогню, можна виконувати тільки з письмового дозволу капітана за поданням старшого механіка й під його особистим керівництвом.

Роботи із застосуванням електро- і газозварювання повинні проводитися в спеціально обладнаних приміщеннях, схвалених пожежною інспекцією й класифікаційними суспільствами. До виконання робіт може допускатися тільки фахівець, що має кваліфікаційне свідчення (сертифікат) зварника.

Зварювальні роботи в судових приміщеннях (відсіках, цистернах, котлах тощо) можна виконувати тільки у випадках крайньої необхідності за рішенням капітана з проведенням необхідної підготовки, що забезпечує їх безпеку (вилучити горючі матеріали, обладнати пожежний пост, виставити спостерігачів). Особливу небезпеку представляють роботи в закритих ємностях.

Категорично забороняються електрогазозварювальні роботи й користування відкритим вогнем: при бункеруваннях; під час перевантажувальних операцій з вогненебезпечними вантажами; у приміщеннях, де можливо утворення вибухонебезпечних сумішей (аккумуляторні, ліхтарні, малярські, шкіперські, комори сухих продуктів), у місцях промивання деталей механізмів, розкритих поблизу цистерн для зберігання нафтопродуктів.

Потрапляння крапель металу на горючу поверхню або у вибухонебезпечну атмосферу може спричинити пожежу.

Іскри від удару твердих тел. Іскри утворюються при достатній силі удару і являють собою розпечену до світіння часточку металу розміром до 0,5 мм. Такі іскри можуть утворюватися при інтенсивному стиранні металів та інших твердих тел. Незважаючи на досить високу температуру (1200-1600° С), такі іскри не є потужним джерелом займання через малий запас теплової енергії й незначну тривалість існування, що вимірюється частками секунди. Тому більшу небезпеку мають іскри, що не летять, які після висікання падають на яку-небудь перешкоду. Нерухомі іскри, що потрапили на поверхню волокнистих матеріалів, викликають вогнища тління з наступним утворенням полум'я.

Іскри в умовах судна утворюються:

від ударів сталевими інструментами;

при ударах швидкообертових механізмів про нерухомі частини машин (наприклад, у судових вентиляторах);

при потраплянні часток металу в такі машини;

під час аварії з поломкою деталей, що рухаються швидко, або з розривом корпусу апарата, трубопроводу тощо.

Іскри, як результат теплового прояву хімічної енергії, являють собою тверді розпечені частки, що утворюються при неповному згорянні твердих речовин. Температура таких іскор досить висока й перебуває в межах 600-800° С, тобто більше температури самозаймання майже всіх горючих речовин. Але запас їх теплової енергії є невеликим через малі розміри іскор. Тому іскри здатні запалювати тільки досить підготовлені до горіння речовини (газо- і пароповітряні суміші пил, що осів, волокнисті матеріали тощо).

Утворення суміші пари нафтопродуктів з повітрям у концентраціях, небезпечних у пожежному відношенні. Будь-яка горюча рідина з температурою спалаху вище 60° С може стати легкозаймистою при нагріванні її до певної температури. Теоретично цією температурою є нижня межа займання, а практично цю величину слід зменшити на 10-15° С. Наприклад, нижня межа займання дизельного палива марки ДС становить 76° С, але вже при температурі 61-66° С його слід вважати легкозаймистою рідиною.

Найбільшу небезпеку являють собою легкі види палив — бензин, гас. Бензин має високу випаровуваність, що залежить від температури й площі розливу. Установлено, що в 1 м³ повітря насиченого парами бензину, що перебуває в резервуарі, при 20° С і атмосферному тиску міститься близько 1 кг бензину, що випарувався. З каністри ємністю 10 л за добу через відкриту пробку випаровується 1,5 кг бензину, з бочки ємністю 200 л — 6 кг. Для ємності в 250 л досить 11-15 г бензину для утворення вибухонебезпечної суміші. Температура полум'я бензину 1100-1300° С, максимальний тиск вибуху досягає 1 МПа.

Розряд статичної електрики може привести до вибуху суміші пари легкозаймистих рідин з повітрям, а також до займання й пожежі. Накопичується статична електрика при терті діелектриків між собою або діелектриків про метал. Іскри, що утворюються при розряді статичної електрики, здатні викликати займання горючої суміші газів, пари і пилу з повітрям. При різниці потенціалів в 3 кВ іскровий розряд може запалити майже всі горючі гази, а при 5 кВ — більшу частину горючого пилу. Напруженість статичної електрики може досягати при випуску газів з балона 8-10 кВ; при розпиленні фарб — 10 кВ; при носінні білизни з шовку, штучних волокон, взуття на гумовій підшві — 7 кВ.

В умовах судна накопичення зарядів статичної електрики має місце у випадках:
наливу діелектричної рідини в ємність падаючим струменем;
руху діелектричних рідин по металевих і пластмасових трубах і гумових шлангах;
наявності вільних поверхонь діелектричних рідин у ємностях;
при виході з малих отворів і сопел зріджених і стиснених газів;
при русі пилоповітряних сумішей у трубах вентиляції.

Недоброякісний ремонт двигунів, насосів і інших пожежонебезпечних механізмів може спричинити пожежу.

Необережне поводження з вогнем. Відкритий вогонь з'являється при палінні, використанні факелів і паяльних ламп, викиді полум'я з топок парових котлів, при роботі газо- і електрозварювальних апаратів тощо. Майже всі горючі речовини займаються від відкритого вогню, тому що температура при полум'яному горінні досить висока.

Наприклад:

полум'я сірника має температуру 750-860° С,
тліюча цигарка 700-750° С,
полум'я бензинової запальнички 1200-1300° С.

На судах зберігається велика кількість горючих рідин: паливо для головних і допоміжних дизелів, мастильні матеріали; спирт, бензин і гас для технічних цілей; лакофарбові матеріали й розчинники. Широко застосовувані в сучасних дизелях важкі палива вимагають багатоступінчастого підігріву, що сприяє випаровуванню легких фракцій. Значну частину горючих рідин зберігають у спеціально обладнаних цистернах, деякі види зберігають у переносних ємностях — бочках, бідонах, банках. При нагріванні від джерела теплоти горючі рідини можуть займатися, а за певних умов — стати причиною вибуху.

Займисті рідини з температурою спалаху нижче 43° С повинні зберігатися у вентильованих коморах у спеціально обладнаних цистернах або металевих банках із щільними кришками.

Усі витоки нафтопродуктів необхідно усувати негайно щоб уникнути їх потрапляння на нагріті поверхні механізмів. Підігрів нафтопродуктів у відкритих цистернах допускається до температури на 15° С нижче температури спалаху. Як бункерне паливо на судна можна застосовувати паливо з температурою спалаху не нижче 61° С.

Недотримання протипожежного режиму в машинних приміщеннях. Із усіх суднових пожеж 25% припадають на машинні приміщення. У перші ж хвилини пожежі створюється сильне задимлення й розвивається висока температура, піднімаються розпечені гази — усе це перекриває багато дверей і трапів у машинному приміщенні й створює значні труднощі в ліквідації пожежі.

Для запобігання пожежам у машинних приміщеннях необхідно строго виконувати наступні заходи:

- утримувати в справності й регулярно очищати димоходи котлів, випускний тракт дизеля, утилізаційні котли;

- промаслене дрантя зберігати в металевому ящику й видаляти кожну вахту, спалювати його в топці котла забороняється;

- усі частини механізмів, що нагріваються, фарбувати негорючою фарбою;

- вчасно осушувати лляла й не допускати скупчування нафтопродуктів під плитами;

- негайно усувати всі витоки й переливи нафтопродуктів;

- забороняється зберігати легкозаймисті нафтопродукти, фарби й лаки;

- усі дерев'яні та інші горючі матеріали, що входять у комплект машинного аварійного майна, повинні бути просочені вогнестійкими сумішами.

Порушення встановленого режиму паління. Палаюча сигарета має температуру близько 700 - 750° С, що досить для займання багатьох горючих матеріалів і особливо займистих рідин.

На суховантажному судні паління дозволено в каютах тільки при наявності попільничок, паління в постелі завжди чревате небезпекою й тому має бути виключено. На танкері паління дозволяється в спеціальних приміщеннях, установлених наказом по судну. На химовозі не тільки паління, але й зберігання сірників і тютюну дозволено тільки в спеціальному приміщенні. На газовозі паління заборонено повністю.

Забороняється паління на відкритих палубах під час бункерування й при перевантажувальних операціях із займистими й вибухонебезпечними вантажами. Забороняється паління в машинних приміщеннях, у трюмах судна й коморах, де зберігаються горючі речовини. В іноземних портах паління на судні регламентується портовими правилами, про що екіпаж повинен бути сповіщений до заходу в порт. Недбалість при палінні — причина багатьох пожеж на судах.

РОЗДІЛ 6. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

6.1. Підвищення стійкості компресорних станцій

Під стійкістю роботи компресорної станції розуміють її здатність за умов дії надзвичайних ситуацій виробляти продукцію, конкурентно спроможну на ринку, а при одержанні слабких чи середніх руйнувань відновлювати своє виробництво в мінімальні терміни. На стійкість роботи об'єктів впливають такі фактори:

- надійність захисту робітників та службовців від дії вражаючих факторів, що супроводжують надзвичайні ситуації;
- здатність інженерно - технічного комплексу об'єкта протистояти дії вражаючих факторів;
- захищеність об'єкта від дії вторинних вражаючих факторів;
- надійність системи постачання об'єкта всім необхідним для виробництва запланованої продукції;
- стійкість системи управління виробництвом та цивільним захистом;
- готовність об'єкта до ведення рятувальних та інших невідкладних робіт і робіт з відновлення порушеного виробництва.

Вказані шляхи підвищення стійкості роботи об'єктів і галузей виробництва реалізують на практиці за допомогою затверджених норм, які є обов'язковими до виконання всіма об'єктами незалежно від форм власності й підпорядкування. Ці норми призначені:

- забезпечити захист і знизити втрати серед населення, а також рівень руйнувань;
- підвищити стійкість роботи об'єктів і галузей виробництва;
- забезпечити задовільні умови для успішної ліквідації наслідків надзвичайної ситуації, проведення рятувальних та інших невідкладних робіт в осередках ураження.

Для практичної реалізації вимог норм місто або об'єкт, що розташований окремо, а також територію, яка прилягає до них, поділяють на дві зони - зону можливих сильних руйнувань і зону можливих слабких руйнувань. Укупі вони складають зону можливих руйнувань. Вони складають зону можливих руйнувань. У зонах можливих сильних руйнувань забороняється будувати нові промислові об'єкти, за винятком деяких підприємств, які пов'язані з розробкою копалин або обслуговуванням населення (наприклад, склади повсякденного постачання товарів населенню).

У зонах можливих слабких руйнувань дозволяється розміщувати:

- насосні й компресорні станції магістральних трубопроводів;
- диспетчерські пункти систем енергопостачання;
- кабельні магістральні лінії зв'язку;
- базові склади паливно - мастильних матеріалів.

Під час вибору місця будівництва обов'язково враховують географічне положення, метеоумови, транспортні зв'язки, а також максимально використовують захисні якості місцевості.

Будівлі й споруди слід розміщувати розосереджено. Між будівлями повинні бути протипожежні розриви, величину яких визначають згідно з формулою

$$D = \frac{H1 + H2}{2} + 15m ,$$

де D - величина протипожежного розриву, м;
Н1 і Н2 - висота сусідніх будівель, м.

Будівлі адміністративного, господарського й обслуговуючого призначення розміщують окремо від основних цехів. Склади паливно - мастильних матеріалів та інші речовини, що легко займаються, слід розміщувати в окремих блоках заглиблено на кордонах території, або за її кордонами. Приміщення простих складів повинні розділятися протипожежними стінками (брандмауерами) на окремі відсіки. Кількість віконних та дверних отворів має бути мінімальною. Виробничі будівлі необхідно проектувати прямокутної форми в плані і переважно одноповерховими з вогнетривких матеріалів підвищеної міцності із залізобетонним і сталевим каркасом. Забороняється будувати промислові будівлі III- і II - подібної форми або у формі замкнутих прямокутників, бо ці будівлі мають підвищену парусність і менш стійкі до ударної хвилі. Кількість евакуаційних виходів з виробничих приміщень повинна бути не менше двох. Будівлі баз і складів необхідно будувати з міцних матеріалів, що не згорають. Перевагу слід віддавати конструкціям силосного типу, тобто заглибленим чи напівзаглибленим, що добре обтікаються ударною хвилею, зводити складські приміщення розосереджено.

Цінне унікальне обладнання і сировину необхідно розміщувати в найбільш міцних (стійких) спорудах підземного або напівпідземного типу (обвалованих). Міцне обладнання, яке взмозі витримати великі навантаження, доцільно розміщувати в спорудах з легких конструкцій, під навісами або на відкритій місцевості, і оскільки падіння чи руйнування важких конструкцій може вивести з ладу встановлене в них обладнання.

Дороги на території об'єкта повинні мати тверде покриття і забезпечувати зручне найкоротше і кільцеве сполучення між будівлями та спорудами, мати не менше двох виїздів у різних напрямках.

Внутрішні об'єктові залізничні колії повинні забезпечувати просту схему руху, займати мінімальну площу й мати обгінні колії.

Система побутової і виробничої каналізації повинна мати не менше двох випусків до каналізаційних мереж міста з установками для аварійних збросів у підготовлені місця (яри, котловани, траншеї).

6.2. Визначення ступеня стійкості КС до дії вражаючих факторів ядерного вибуху.

Методика оцінки стійкості роботи до дії вражаючих факторів ядерного вибуху зводиться до розрахунків чи визначення якимось іншим шляхом того граничного значення даного вражаючого фактора, за якого об'єкт чи його частина ще можуть стійко працювати, забезпечуючи виконання запланованих завдань.

6.2.1. Оцінка стійкості роботи КС до дії ударної хвилі ядерного вибуху

Критерієм стійкості об'єкта до дії ударної хвилі є максимальне значення надлишкового тиску, під час дії якого будівлі, споруди та обладнання об'єкта ще зберігаються або отримують слабкі чи середні руйнування. Ці значення надлишкового тиску прийнято вважати граничним рівнем стійкості об'єкта щодо ударної хвилі. Стійкість об'єкта визначають стійкістю кожного елемента виробництва окремо (цеху, ділянки, системи). Оцінка стійкості об'єкта до дії ударної хвилі зводиться до знаходження граничного рівня стійкості і проводиться в такій послідовності:

- виділяють основні елементи об'єкта, від функціонування яких залежить випуск продукції чи функціонування об'єкта.

Такими основними елементами, як правило, є будівлі цехів чи складів, енергетичне обладнання, інженерно-технічні пристрої, системи водопостачання, каналізації, вентиляції, опалення тощо;

- складають детальні характеристики кожного елемента, наприклад: будівля механічного цеху цегляна, одноповерхова, висота 9 м, покрита руберойдом по дереву. Мережа електропостачання - кабельна, водогін прокладено на глибині 1, 2 м і т.д.;

- визначають ступінь руйнувань елементів об'єкта залежно від надлишкового тиску за допомогою спеціальних таблиць. Для кожного елемента об'єкта знаходять ті значення надлишкового тиску, які спричиняють до слабких, середніх, сильних і повних руйнувань;

- визначають граничний рівень стійкості до дії ударної хвилі кожного елемента об'єкта, при якому той одержує не більш як середні руйнування. Наприклад: складське приміщення залізобетонної конструкції може одержати середні руйнування

при надлишковому тиску 20 ... 30 кПа. У цьому разі за граничний рівень стійкості слід брати мінімальне значення, тобто 20 кПа;

- визначають граничний рівень стійкості всього об'єкта до дії ударної хвилі за мінімальним значенням граничного рівня стійкості тих елементів, що входять до складу об'єкта. Так, якщо складська будівля має рівень стійкості 20 кПа, складське обладнання - 35 кПа, мережа електропостачання - 15 кПа, то граничний рівень стійкості складу - 15 кПа, хоча будівля складу і його обладнання не будуть виведені з ладу;

- проводять аналіз результатів оцінки і роблять висновки про стійкість об'єкта до ударної хвилі, при цьому вказують мінімальне значення надлишкового тиску, яке виводить об'єкт з ладу. Визначають найбільш вразливі місця та елементи і пропонують конкретні заходи щодо підвищення стійкості об'єкта до ударної хвилі. При цьому враховують як важливість об'єкта, так і економічні витрати, які пов'язані з пропонованими заходами по підвищенню рівня стійкості об'єкта. Той рівень стійкості, до якого слід підвищувати стійкість об'єкта, як правило, встановлює штаб ЦЗ або міністерство.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз та порівняння центральних та індивідуальних суднових систем кондиціювання та допоміжних систем що підтверджує надійну та економічну роботу суднової енергетичної системи.

2. Для суднових екіпажів 25-30 чоловік оптимальною являється центральна система кондиціювання на базі центрального кондиціонера та холодильної машини, що дозволяє підтримувати комфортні параметри повітря по температурі та вологості

3. З метою забезпечення екологічної ефективності системи кондиціювання проведено аналіз екологічних властивостей холодильних агентів та виконана заміна фреону 22 на фреон 407C.

4. Проведено розрахунок циклу холодильної установки та виконано підбір обладнання з використанням регенеративного теплообмінника.

5. Проведено аналіз енергетичних показників охолоджувача повітря з метою інтенсифікації процесів теплообміну.

6. Надійна та економічна експлуатація суднового комплексу можлива тільки при повному виконанні усіх правил технічної експлуатації, безпеки життєдіяльності, охоронних заходів та громадської оборони.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Белий В.Н., Бузовський В.А. Методика розрахунково-графічної роботи із дисципліни "Суднові системи кондиціонування повітря". ОНМА. 2007.
2. Быков А.В. и др. Альтернативные озонобезопасные холодильные агенты.- Холодильная техника, 1989, №3, с.4-6.
3. Загоруйко В.О. Голиков О.А. / Суднова холодильна техніка. - Київ: Наукова думка. 2002.
4. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины: Учебник. - 3-е изд., перер и доп. - СПб. С, 994. - 504 с.
5. Жихарева, Н. В. Основи проектування суднових систем кондиціонування повітря [Текст] : посіб. до практ. та самост. робіт / ; Одес. нац. акад. харч. технологій. – Одеса, 2014. - 48 с
6. Кодекс цивільного захисту. Відомості Верховної Ради (ВВР), 2013, № 34-35, ст.458)
7. Низькопотенційна енергетика : навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. Г. Загорученко та ін. ; під ред. акад. НАНУ А. А. Долинського. - Харків : ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016
8. Подмазко О.С., Піщанська Н.О. СУДНОВІ СИСТЕМИ МІКРОКЛІМАТУ КОМФОРТНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ Методичні вказівки до практичних робіт Одеса, 2020
9. Чумак И.Г. и др. Холодильные установки. Проектирование. Одесса. "Друк", 2007.
10. Шубенко В.О. Використання низькотемпературних джерел енергії та їх перетворювачів / В.О. Шубенко, С.М. Кухарець // Житомир: «ЖНАУ» –2014, 240-261 с.
11. MARPOL 73/78 / Published by the INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION 4 Albert Embankment London SE1 7SR / Printed in the United Kingdom by Clays Ltd. Bungay, Suffolk ISBN / 2006. – 413 p.
12. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://www.okayenergy.com/oxyhydrogencombustion/oh7500.html>

