



Національний університет

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

Національний університет водного господарства
та природокористування

В.В. Куба, В.В. Серeda

**ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ:
РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ**



Навчальний посібник

Для студентів напряму підготовки
6.050601 «Теплоенергетика»

Рівне 2011



Національний університет

УДК 621.57.001.63 (075)

ББК 31.3:30.2 я7

К88

*Затверджено вченою радою Національного університету
водного господарства та природокористування
(Протокол №3 від 25 березня 2011 р.)*

Рецензенти:

Лозбін В.І., доктор технічних наук, професор кафедри теплоенергетики і машинознавства Національного університету водного господарства і природокористування;
Гнєушев В.О., кандидат технічних наук, доцент кафедри розробки родовищ корисних копалин Національного університету водного господарства і природокористування.

Куба В.В., Серeda В.В.

К88 Теплоенергетичні установки: розрахунок і проектування. Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2011. – 154 с.

Навчальний посібник складається із трьох розділів, в яких розглянуті питання проектування теплоенергетичних установок. Наведено відомості про проектування підприємств із теплоенергетичним устаткуванням, холодильних установок і теплообмінного обладнання. Посібник містить контрольну тестову програму, предметний покажчик і список літератури.

Посібник відповідає затвердженій робочій програмі дисципліни «Проектування теплоенергетичних установок» та призначений для студентів вищих навчальних закладів за напрямом підготовки «Теплоенергетика».

УДК 621.57.001.63 (075)

ББК 31.3:30.2 я7

© Куба В.В., Серeda В.В., 2011

© НУВГП, 2011



ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	5
РОЗДІЛ 1. Проектування підприємств із теплоенергетичним устаткуванням.....	6
<u>1.1.</u> Проектування об'єктів теплоенергетичного призначення.....	6
1.1.1. Загальні положення про проектну документацію..	6
1.1.2. Стадії проектування об'єкта теплоенергетичного призначення.....	7
1.1.3. Завдання на проектування.....	8
1.1.4. Склад і зміст проекту.....	11
1.1.5. Використання типових проектів.....	13
1.1.6. Класифікація котелень.....	14
1.1.7. Компоновка котелень.....	15
1.1.8. Реєстрація, технічне опосвідчення і дозвіл на експлуатацію.....	16
1.1.9. Розробка теплової схеми теплоенергетичної установки.....	18
1.1.10. Питання охорони праці в проектній документації.....	20
<u>1.2.</u> Проектування теплоенергетичного устаткування.....	24
1.2.1. Стадії введення в експлуатацію теплоенергетичної установки.....	24
1.2.2. Стадії розробки конструкторської документації... ..	26
1.2.3. Позначення конструкторських документів.....	31
РОЗДІЛ 2. Проектування холодильних установок.....	32
<u>2.1.</u> Вибір робочих тіл холодильних установок.....	32
2.1.1. Основні вимоги до холодоагентів.....	32
2.1.2. Вибір теплохолодоносіїв.....	37
<u>2.2.</u> Проектування схем холодильних установок.....	42
2.2.1. Вимоги до схем холодильних установок.....	42
2.2.2. Вузол одноступеневих компресорів за наявності декількох температур кипіння.....	43
2.2.3. Вузол конденсації і лінійного ресивера.....	48
2.2.4. Вузол компресорів двоступеневого стиску.....	53
<u>2.3.</u> Компоновка обладнання холодильних установок.....	61



2.3.1. Характеристика приміщень і компоновка устаткування компресорних цехів.....	61
2.3.2. Характеристика приміщень і компоновка устаткування машинних відділень.....	65
2.3.3. Енергозбереження в холодильних установках.....	75
<u>2.4.</u> Приклади розрахунку теплових схем холодильних установок.....	79
РОЗДІЛ 3. Проектування теплообмінного обладнання теплоенергетичних установок.....	85
<u>3.1.</u> Основи проектування.....	85
3.1.1. Вимоги до проектування теплообмінного обладнання.....	85
3.1.2. Загальні рекомендації до виконання розрахунків..	85
3.1.3. Методи розрахунку теплообмінного обладнання...	86
3.1.4. Конструкторський метод розрахунку теплообмінного обладнання.....	88
<u>3.2.</u> Гідравлічні і механічні розрахунки теплообмінного обладнання.....	96
3.2.1. Гідравлічний розрахунок теплообмінних апаратів	96
3.2.2. Розрахунок теплообмінного обладнання на міцність.....	104
<u>3.3.</u> Інтенсифікація процесів теплообміну.....	110
3.3.1. Зменшення металоємності теплообмінного обладнання.....	110
3.3.2. Способи інтенсифікації теплообміну.....	111
3.3.3. Тепловий розрахунок конденсаторів при інтенсифікації теплообміну.....	116
<u>3.4.</u> Приклади розрахунку теплообмінного обладнання.....	124
КОНТРОЛЬНА ТЕСТОВА ПРОГРАМА.....	140
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК.....	151
ЛІТЕРАТУРА.....	154



ПЕРЕДМОВА

Метою викладання курсу «Проектування теплоенергетичних установок» є підготовка студентів, які навчаються за напрямом «Теплоенергетика», до вивчення таких предметів як «Проектування та спорудження об'єктів теплоенергетики», «Монтаж та ремонт об'єктів теплоенергетики», «Установки і обладнання об'єктів теплоенергетики» і дипломного проектування; формування у них сучасного рівня знань, навичок та умінь, які дозволяють вирішувати такі типові задачі діяльності і проблеми:

- розробка проектної документації для проектування об'єктів та устаткування теплоенергетичного призначення у відповідності до вимог ЄСКД і СПДБ;

- вибір оптимального варіанту проектування, найбільш ефективного з позиції технічних вимог і рентабельності;

- розробка проекту теплоенергетичної установки з використанням типового обладнання;

- вибір або розробка заходів, що забезпечують функціонування устаткування з найвищою ефективністю і перешкоджають забрудненню навколишнього середовища.

Завданням вивчення курсу є навчити студентів складати завдання на проектування і розробляти робочі проекти теплоенергетичних установок (на прикладі проектування холодильних установок); виконувати проектні розрахунки теплообмінних апаратів, враховуючи вимоги охорони праці і техніки безпеки; підбирати за довідковою літературою основне і допоміжне обладнання; оцінювати роботу теплоенергетичних установок з точки зору їх енергетичної ефективності і розробляти рекомендації для її покращення.

Для перевірки засвоєння матеріалу курсу в посібнику наведені контрольні питання, які розміщені в кінці кожного розділу і контрольна тестова програма.



Розділ 1

ПРОЕКТУВАННЯ ПІДПРИЄМСТВ ІЗ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИМ УСТАТКУВАННЯМ

1.1. ПРОЕКТУВАННЯ ОБ'ЄКТІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Оскільки розробка проектів промислових підприємств, на яких встановлено теплоенергетичне устаткування, пов'язана з виконанням будівельних і монтажних робіт, то для виготовлення відповідної проектної документації використовуються Державні будівельні норми (ДБН) України та Система проектної документації будівництва (СПДБ).

1.1.1. Загальні положення про проектну документацію

Проект – це сукупність конструкторських документів, які включають принципові (попередні) або остаточні (кінцеві) рішення, що дають достатнє уявлення про будову об'єкта чи устаткування, що розробляється, та вихідні дані для подальшої розробки робочої документації.

Проектування – розробка комплексної технічної документації (проекту), яка містить техніко-економічні обґрунтування, розрахунки, креслення, схеми, макети, кошториси, пояснювальні записки та інші матеріали, які необхідні для будівництва підприємств, споруд, устаткування і таке інше.

Проектування різних об'єктів має свої особливості. В зв'язку з цим створені спеціалізовані проектні організації, які займаються проектуванням об'єктів, що підпадають під їх профіль. Це цілком виправдано з економічної та з технічної сторони.



У спеціалізованій організації, яка займається проектуванням житлових будівель зібрано досвід, типові рішення, нормативні документи, які дозволяють якісно і в найкоротший плановий термін спроектувати будинок, але вона не зможе виконати проект пасажирського авіалайнера чи котельні.

Для інженерів-теплотехніків актуальні питання, які пов'язані з проектуванням підприємств та устаткування теплоенергетичного призначення (котельні, ТЕЦ, цукрові заводи, сушильні і холодильні установки і т.д.).

Виконання таких проектів ведеться спеціалізованими організаціями, які мають дозвіл органів Держнаглядохоронпраці України на проведення відповідних робіт. Причому за обов'язкового виконання вимог відповідних стандартів та ДБН України.

Відповідність проектів, наприклад котельень, які розроблені іноземними фірмами, вимогам ДСТУ повинно бути підтверджено висновком відповідної спеціалізованої організації, а котлів – головної організації з котлобудування.

Зміна проекту – погоджується з автором проекту.

1.1.2. Стадії проектування об'єкта теплоенергетичного призначення (котельня промислового підприємства)

Проектування будівель і споруд котельні здійснюється на підставі техніко-економічних обґрунтувань, або іншої передпроектної документації, що стверджують доцільність їх будівництва.

Схеми теплопостачання міст та інших населених пунктів чи підприємств служать початковими документами для розроблення проектів джерел теплопостачання і теплових мереж.

Схеми теплопостачання груп підприємств із загальними джерелами теплопостачання входять до складу схем генеральних планів цих підприємств.



Генеральний план підприємства – це план розміщення на місцевості будівельних споруд, схем водо-, тепло-, електрозабезпечення підприємства, системи каналізації, під'їзних доріг і т.ін. з перспективою на 5÷10 років.

До позастадійних робіт належать:

1) схема теплопостачання;

2) техніко-економічні обґрунтування і технічні рішення на підставі яких може розроблятися експериментальний проект із застосуванням нових видів обладнання та схем.

Стадійні роботи включають в себе:

1) проект;

2) робочу документацію, або робочий проект.

Проектування може бути двох- і одностадійним.

Двостадійне проектування зводиться до складання проекту і робочої документації, а *одностадійне* – робочого проекту.

Розроблення робочої документації при двостадійному проектуванні здійснюється після затвердження проекту.

При одностадійному проектуванні одночасно з проектно-кошторисною документацією робочого проекту, яка передається на затвердження, розробляється робоча документація.

Робочий проект розробляється для технічно нескладних об'єктів, будівництво яких планується здійснити за типовими проектами з використанням типових вузлів.

Рішення про стадійність проектування котельної приймається при затвердженні передпроектної документації, або визначається в завданні на проектування.

1.1.3. Завдання на проектування (котельня промислового підприємства)

Проект будівництва котельні розробляється на підставі завдання на проектування, складеного замовником проекту з участю автора проекту і генерального проектувальника.



Завдання містить:

- 1) теплові навантаження;
- 2) параметри теплоносія;
- 3) дані про вид палива, що використовується і умови теплопостачання;
- 4) схему приєднання котельні до теплових мереж;
- 5) дані про джерело водопостачання;
- 6) умови приєднання котельні до мереж енерго- та водопостачання, каналізації і зв'язку;
- 7) відомості про вибрану площадку для будівництва;
- 8) дані для складання проекту будівництва котельні та кошторисів.

При розміщенні котелень на території міст і населених пунктів державною адміністрацією видається архітектурно-планувальне завдання, що містить:

- 1) будівельний паспорт ділянки;
- 2) технічні умови приєднання до місцевих інженерних мереж і споруд;
- 3) відомості про існуючу забудову та підземні споруди;
- 4) діючі та перспективні джерела теплопостачання.

Теплові навантаження задаються в початкових даних для проектування котельні у вигляді зведеної таблиці, складеної за такими групами споживачів:

- а) технологічні споживачі;
- б) системи опалення та вентиляції;
- в) системи гарячого водопостачання;
- г) загальне споживання теплоти (окремо для пари і гарячої води).

При цьому в пунктах б) і в) навантаження задаються окремо для виробничих та житлових будівель.

Теплові навантаження визначаються для чотирьох основних режимів роботи котельні:

- 1) максимального (зимового) при температурі зовнішнього повітря, розрахунковій для опалення.
- 2) найбільш холодного місяця при середній його температурі;



3) середнього опалювального періоду при середній температурі цього періоду;

4) літнього.

Задаються:

1) параметри теплоносія за споживачами;

2) параметри пари на виході з котельні з урахуванням зниження тиску і температури у зовнішніх теплових мережах;

3) масова витрата та спосіб повернення конденсату в котельню;

4) система гарячого водопостачання;

5) тривалість теплових навантажень протягом доби і року.

Для (великих) потужних систем теплопостачання додаються графіки споживання теплоти:

а) добові – технологічної пари або гарячої води в різні періоди року (для робочих та вихідних днів);

б) річні – пари або гарячої води;

в) суміщенні – технологічного навантаження за тривалістю.

В такому ж обсязі подаються графіки комунально-побутових навантажень.

Зазначаються вторинні енергоресурси для теплопостачання: м'яка (відпрацьована) пара від молотів і пресів, гаряча вода, димові гази і промислові відходи. Наводяться відомості про їхні масові витрати та параметри.

Теплові навантаження зазначаються без втрат у зовнішніх теплових мережах.

При наявності об'єктів, що кооперуються, теплові потужності кожного з них подаються у вигляді окремих таблиць.

Оскільки відомості про теплові навантаження і параметри теплоносія, одержані від замовника не завжди відбивають специфіку проектування джерела теплопостачання, рекомендується перед початком проектування котельні провести їх аналіз. У зв'язку з чим (ми і відмічали це раніше), при підготовці завдання на проектування активну участь приймають виконавці проекту, які без сумніву значно краще



обізнані в тому, які відомості потрібно відображати в ТЗ, для успішного вирішення в подальшому задачі виконання проекту та розробки робочої документації.

1.1.4. Склад і зміст проекту (котельня промислового підприємства)

Розглянемо двостадійне проектування: а) проект б) робоча документація.

а) Проект.

У проекті підприємства теплоенергетичного призначення обґрунтовується вибір оптимальних технічних рішень, які забезпечують мінімальні зведені витрати і надійну експлуатацію при найменших експлуатаційних витратах.

У ньому висвітлюються питання пов'язані з додержанням вимог безпеки, санітарних і протипожежних норм, а також умов охорони повітряного та водяного басейнів (навколишнього середовища).

Розробляється проект з урахуванням сучасного рівня автоматизації та механізації технологічних процесів.

У проекті складаються локальні, об'єктні та зведений кошториси на будівництво, визначаються енергетичні та техніко-економічні показники.

Проект містить такі складові частини:

- загальну;
- електротехнічну;
- автоматизації і контрольно-вимірювальних приладів;
- архітектурно-будівельну;
- санітарно-технічну;
- генерального плану і транспорту;
- проект організації будівництва;
- техніко-економічну та кошториси;
- заходи щодо охорони навколишнього середовища від забруднення стічними водами та викидами.



водного господарства
та природоохорони

Кожна частина проекту складається з:

- *пояснювальної записки*, яка містить опис та обґрунтування прийнятих рішень, результати розрахунків у табличній формі;
- замовних специфікацій і заявочних відомостей на обладнання і основні матеріали.

На стадії проекту розробляються заходи щодо антикорозійного захисту обладнання підприємства і будівельних конструкцій.

Всі розрахунки виконуються у цій частині – теплові, гідравлічні, аеродинамічні, механічні, конструктивні.

б) Робоча документація.

При виконанні цієї стадії проектування розробляються:

1) Робочі креслення всіх будівель та споруд в технологічній частині (крім креслень обладнання), а також креслення генерального плану і внутрішніх площадкових комунікацій у межах 500-метрової зони від будівлі котельні.

2) Технічні завдання заводам виробникам на проектування, виготовлення, постачання основного та допоміжного теплоенергетичного обладнання.

3) Технічні завдання спеціалізованій проектній або монтажній організації на розроблення робочих креслень допоміжного обладнання, технічні завдання заводу виробнику на постачання металоконструкцій.

4) Робочі конструктивні креслення трубопроводів (загально-котельних, ХВО, газомазуто- та шлакозолопроводів, пневмотранспорту).

5) Креслення нестандартизованого обладнання.

6) Креслення пристроїв, пов'язаних з охороною праці та технікою безпеки.

7) Креслення, що відносяться до антикорозійного захисту конструкцій обладнання і трубопроводів.

8) Переліки застосовуваних стандартів і нормалей, а також креслення типових конструкцій, вузлів і деталей.



9) Замовні специфікації обладнання, що не ввійшли в специфікацію проекту, а також нестандаризованого обладнання, приладів, арматури, кабельних труб і інших виробів.

10) Уточнені відомості конструкцій, напівфабрикатів, виробів і матеріалів.

11) Відомості обсягів будівельно-монтажних робіт, які стосуються об'єктів будівництва і видів робіт.

1.1.5. Використання типових проектів

Зменшити витрати на проектні роботи можна шляхом використання типових проектів. У цьому випадку для об'єктів, будівництво яких намічено вести за типовими проектами, проектна організація видає замовнику повний комплект типових креслень, прив'язаних до конкретної площадки будівництва (з внесенням змін, спричинених умовами застосування проекту, і розроблення необхідних для цього креслень).

При проектуванні слід використовувати типові проекти і вузли споруд, а також допоміжних будівель котелень, що перебувають у числі діючих. Застосування скасованих типових проектів допускається протягом півроку після їх скасування, для об'єктів будівництво яких здійснюється наступного року після року скасування проекту.

У разі використання типових проектів допускається вносити в них зміни з метою підвищення економічної ефективності та зниження вартості будівництва.

При цьому в матеріалах прив'язування типового проекту наводяться обґрунтування внесених змін і порівняння техніко-економічних показників затвердженого та відкоригованого проектів.



1.1.6. Класифікація котелень

Котельні систем централізованого теплопостачання поділяються на:

- а) районні;
- б) квартальні;
- в) групові;
- г) котельні підприємств.

Районні – постачають тепло для всіх споживачів району житлової забудови, або промислового вузла і входять до складу підприємств об'єднаних котелень та теплових мереж.

Квартальні та групові – для теплопостачання споживачів при незначній густині теплових навантажень.

Котельні підприємства – це котельні, які входять до складу підприємства і служать для теплопостачання цього підприємства, їхніх житлових фондів, а також інших споживачів, передбачених схемою теплопостачання в порядку кооперування.

Залежно від характеру теплових навантажень районні котельні й котельні підприємств поділяються на:

- а) *промислові* – гаряча вода або пара для технологічного теплопостачання;
- б) *опалювальні* – гаряча вода або пара для опалення, гарячого водопостачання, вентиляції.

Квартальні та групові котельні здебільшого є опалювальні.

Котельні всіх типів класифікуються за такими ознаками:

- 1) тип котлів (парові, водогрійні, пароводогрійні);
- 2) вид палива (тверде, рідке, газоподібне);
- 3) за схемою відпуску тепла та видом теплоносія (пара, вода, повернення конденсату, без нього, відкрита, закрита);
- 4) за способом розміщення на генеральному плані (вбудовані, прибудовані, відокремлені);
- 5) за технологічною структурою (блочні, реблочні);



6) за компоновкою обладнання (закриті, напіввідкриті, відкриті);

7) за режимом роботи (базові, районні та пікові, які як правило працюють сумісно з ТЕЦ).

1.1.7. Компоновка котелень

Розміщення котельні на генеральному плані (генплані) котлоагрегатів та обладнання всередині самої котельні виконується відповідно до Правил Держтехнагляду та будівельних норм і правил (СНиП II-35-76).

Котельні за розміщенням на генплані поділяються на:

- окремо стоячі;
- прибудовані до будівель іншого призначення;
- вбудовані в будівлі іншого призначення.

Як правило, водогрійні котельні з котлами, що нагрівають воду до температури більше $115\text{ }^{\circ}\text{C}$ і парові котельні з тиском більше $0,07\text{ МПа}$ споруджуються у вигляді окремо стоячих будівель.

Від найближчих житлових і громадських будівель вони мають бути відокремлені озелениними санітарно-захисними зонами, які вибираються згідно СНиП II-89-80 (25м – тверде паливо і газ, 20м – рідке паливо).

Котельні не повинні примикати до житлових і громадських будівель.

Примикання котелень до виробничих приміщень допускається при умові відокремлення їх протипожежною стіною з границею вогнестійкості не менш 4 год.

В середині виробничих приміщень, де відсутні вибухонебезпечні технологічні процеси, а також над і під ними допускається встановлення:

- прямоочних котлів продуктивністю кожного до 4 т/год;
- котлів у яких $t - 100 \cdot V_k \leq 100$ (де t – температура насиченої пари при робочому тиску, V_k – водяний об'єм котла, м^3 ;



- водогрійних котлів теплопродуктивністю кожного не більш як 5,8 МВт (5 Гкал/год), що не мають барабанів.

У житлових і громадських будівлях дозволяється встановлювати парові котли з тиском менше 0,07 МПа і водогрійні з температурою води не вище 115°C.

За характером спорудження та компоновкою обладнання котельні поділяються на:

- закриті (у житлових масивах, та при температурі найхолоднішої п'ятиденки більше мінус 30°C);
- напіввідкриті – зовні розміщують димососи, дуттєві вентилятори, декарбонізатори та інше обладнання (будують при розрахунковій температурі повітря мінус 20 ÷ мінус 30°C);
- відкриті – в будівлях монтують лише щити управління, насоси і фільтри хімоводоочистки (будують при розрахунковій температурі повітря менше мінус 20°C).

Будівлі повинні бути, як правило, каркасними, одноповерховими і повинні мати можливість розширення в торцевих напрямках (один тип котлів – один торець задіяний).

Практика проектування котельень показує, що найбільш раціональною компоновкою обладнання в приміщенні котельної є компоновка з паралельним розташуванням котлоагрегатів та допоміжного обладнання.

При виконанні креслень будівель і планів розміщення обладнання котельень слід керуватись стандартами проектної документації для будівництва (СПДБ), які доповнюють держстандарти ЄСКД.

Загальні положення СПДБ викладено в ДСТУ Б А.2.4-4-95.

1.1.8. Реєстрація, технічне опосвідчення і дозвіл на експлуатацію

Реєстрація

Котли до пуску в роботу повинні бути зареєстровані в органах Держнаглядохоронпраці України.



Реєстрації не підлягають котельні установки в яких

$$t - 100 \cdot V_k \leq 100.$$

Для реєстрації подають заяву власника та:

- паспорт;
- акт про справність котла;
- посвідчення про якість монтажу;
- креслення плану;
- креслення поперечного перерізу;
- довідка про відповідність проекту водопідготовки;
- довідка про наявність та характеристику живильних пристроїв і відповідність їх проекту;
- інструкція з монтажу і експлуатації.

Технічне опосвідчення

Кожний котел відповідно до методичних вказівок з обстеження і технічного опосвідчення об'єктів котлонагляду повинен піддаватись технічному опосвідченню інспектором органів Держнаглядохорон праці України до пуску в роботу періодично в процесі експлуатації і в необхідних випадках позачергово.

Терміни опосвідчення:

- зовнішній і внутрішній огляди – не менше одного разу на 4 роки;
- гідравлічне випробування – не менше одного разу на 8 років.

Дозвіл на експлуатацію нововстановлених котлів

Приймання в експлуатацію нововстановленого котла повинно здійснюватись відповідно до СНиП 3.01.04-87 «Приймання в експлуатацію закінчених будівництвом об'єктів. Основні положення» після реєстрації котла в органах Держнаглядохорон праці України і його технічного опосвідчення.

Дозвіл видається на зареєстровані об'єкти після проведення пусканалагоджувальних робіт.



Теплова схема теплоенергетичної установки – це умовне графічне зображення її основного та допоміжного обладнання теплоенергетичного призначення, що об'єднується лініями трубопроводів для робочих середовищ.

Розрізняють принципову, розгорнуту та робочу теплові схеми промислового підприємства.

Так на *принциповій* тепловій схемі позначають лише головне обладнання і основні трубопроводи без арматури, допоміжних пристроїв та другорядних трубопроводів, а також без уточнення кількості і розташування обладнання.

Розгорнута теплова схема містить все обладнання, а також усі трубопроводи, які з'єднують обладнання із запірною та регулювальною арматурою. Коли схема дуже складна (тобто насичена великою кількістю обладнання), то її поділяють на частини відповідно до технологічного процесу. Наприклад, як самостійні виконують теплові схеми підготовки води, продувки парових котлів тощо.

Робочу (монтажну) схему промислового підприємства, як правило, подають в ортогональному вигляді, а її окремі складні вузли іноді в аксонометрії із зазначенням позначок розташування трубопроводів і їх нахилу, арматури, кріплень, розмірів і т.д. Наводяться всі необхідні відомості про конструкційні матеріали вузлів, способи їх з'єднання з суміжними деталями, масу окремих вузлів чи блоків. Тобто наводяться всі необхідні дані для монтажу обладнання на будівельному майданчику.

Зрозуміло, що розгорнута і робоча теплові схеми можуть бути виконані лише після розробки принципової теплової схеми і виконання відповідних розрахунків, на підставі яких вибирається обладнання промислового підприємства.

Приклад виконання принципової теплової схеми (водогрійна опалювальна котельня при закритій системі теплопостачання) зображений на рисунку 1.1.

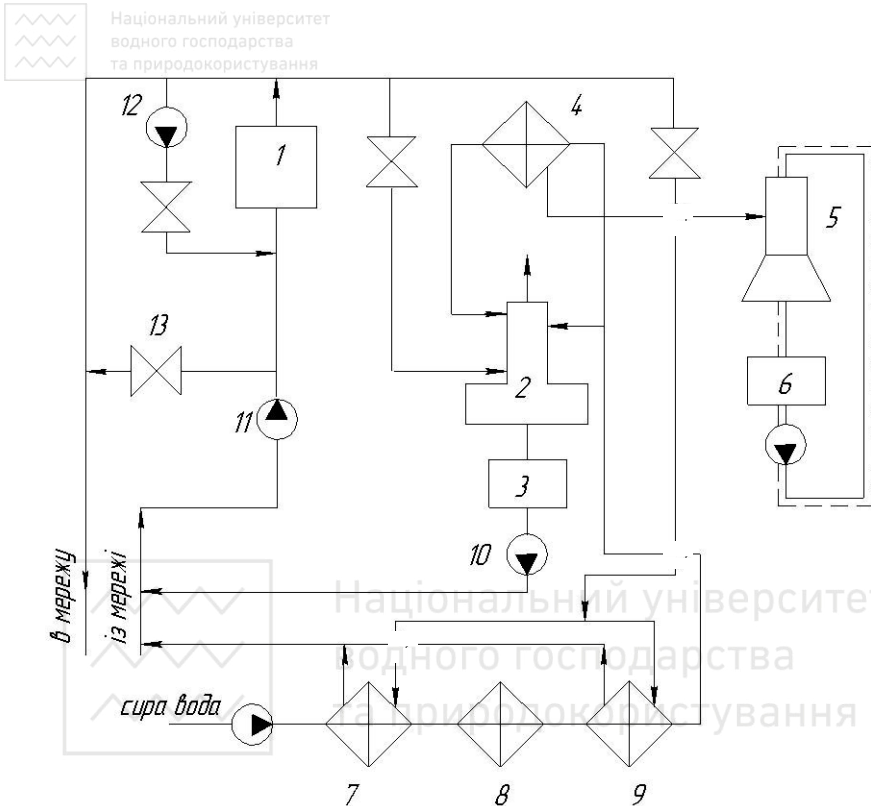


Рис. 1.1. Принципова теплова схема водогрійної котельні:

- 1 – водогрійний котел;
- 2 – деаератор;
- 3 – бак деаерованої води;
- 4 – охолодник випару;
- 5 – водяний ежектор;
- 6 – бак з робочою водою;
- 7 – підігрівник сирої води;
- 8 – ХВО;
- 9 – підігрівник ХВО води;
- 10 – насос для підживлення;
- 11 – циркуляційний насос теплової мережі;
- 12 – рециркуляційний насос котла;
- 13 – регулятор перепуску



Основні вимоги до будинків і споруд для теплоенергетичних установок.

Промисловими будівлями називаються приміщення, в яких розміщується обладнання, призначене для виробництва і створення необхідних умов праці для обслуговуючого персоналу.

Промислові будівлі розділяють за призначенням на виробничі, допоміжні (електропідстанції, вентиляційні приміщення, лабораторії, склади і т. ін.) і обслуговуючі – побутові та адміністративно-конторські приміщення.

Згідно нормативних документів (СНиП та «Правил і норм техніки безпеки і промислової санітарії») всі підприємства розділяються за ступінню пожежної небезпеки на шість категорій (А, Б, В, Г, Д і Е).

До вибухонебезпечних відносять виробництва, де можуть виникати вибухонебезпечні суміші в об'ємі більшому 5% об'єму приміщення.

Категорія А – вибухопожежонебезпечні виробництва, де застосовують горючі гази та рідини з температурою спалаху пари до 28°C.

Категорія Б – такі, де застосовують горючі гази з нижньою межею вибухонебезпечності більше 10% до об'єму повітря, а також рідини з температурою спалаху пари 28-61°C.

Категорія В – вибухопожежонебезпечні виробництва в яких обробляються горючі речовини.

Категорія Г – виробництва, де негорючі речовини і матеріали знаходяться в гарячому або розплавленому стані і процеси обробки яких супроводжуються виділенням іскор, полум'я, променевого тепла.

Категорія Д – негорючі матеріали в холодному стані.

Категорія Е – вибухонебезпечні виробництва, в яких може бути тільки вибух, що не приводить до пожежі (балон із стисненим повітрям).



Будівлі для кожної категорії повинні будуватись із відповідних будівельних матеріалів.

Згідно ДБН В.1.1-7-2002 будівельні матеріали і конструкції будівель поділяються на:

- ті, що згоряють;
- важкозгоряючі;
- незгоряючі.

Важкозгоряючі, це такі, що самостійно не горять і не розповсюджують горіння по поверхні (композиції із згоряючих і незгоряючих матеріалів).

При проектуванні будівель і споруд для пожежно-вибухонебезпечних виробництв потрібно уникати використання підвальних приміщень, де можуть накопичуватись гази та пари, важчі за повітря.

Вибухо-пожежонебезпечні приміщення повинні бути відділені від приміщень з нормальними умовами цегляними або залізобетонними стінами.

Зовнішні огорожувальні конструкції будівель виробництв категорії А, Б, Е необхідно проектувати легкоскридними на випадок виникнення вибухової хвилі.

Площа цих конструкцій приймається для виробництв категорій А і Е $> 0,065\text{м}^2$, а для Б $> 0,05\text{м}^2$ на кожний м^3 приміщення (сюди відносяться вікна, двері, обшивка стін із шиферу, листів алюмінію або кровельного заліза).

У вибухо-пожежонебезпечних приміщеннях повинно бути не менше двох виходів для обслуговуючого персоналу.

Будівництво промислових будинків і споруд ведеться з окремих елементів в основному виконаних із бетону і сталльної арматури.

Такими елементами є:

Каркаси, колони, стінові перегородки, перекриття, сходові марші, підкранові балки, естакади і т.ін.

Каркас промислової будівлі складається із несучих колон, які підтримують всі інші елементи будівлі і передають навантаження на фундамент.



Відстань між колонами в повздовжніх рядах називається кроком колон, який дорівнює 6м.

В залежності від призначення промислової будівлі відстань між осями колон в поперечному напрямку вибирається кратним 6 м і складає 6, 12, 18, 24 м і т.д. В промислових будівлях висоту одноповерхових приміщень приймають рівною 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,6; 14,4 та 18,6м.

При виконанні креслень в СПДБ кожній споруді надають самостійну систему позначень координаційних осей, які наносять тонкими штрихпунктирними лініями, позначають арабськими цифрами і великими літерами українського алфавіту (за винятком літер З, Е, І, Ї, Й, О, Х, Ц, Ч, Щ, Ь) в кружках діаметром 6-12мм.

Цифрами позначають осі по стороні споруди з більшою кількістю осей.

Позначення осей, як правило, наносять по лівій і нижній стороні будинку і споруди.

Елементи, які відносяться до будівлі на кресленнях виконуються тоненькими лініями. Обладнання – жирними.

В приміщеннях, обладнаних мостовими кранами, висота від підлоги до головки підкранової рейки нормується в залежності від положення головки рейки:

Висота приміщення, м	Відмітка головки рейки, м
8,4	6,15
9,6	6,95
10,8	8,15
12,6	9,65

Вказані висоти ув'язуються з розмірами і конструктивними вимогами мостового крана.

При розміщенні теплоенергетичного устаткування у багатоповерхових будівлях, висоту першого поверху приймають рівною 7,2м, а наступні поверхи можуть мати висоту 3,6; 4,8; 6м в залежності від типу обладнання, яке буде монтуватись.



Залізобетонні каркаси виконують із збірних елементів, які виготовляються за типовими кресленнями. До переліку цих елементів відносять:

Колони – основні несучі елементи каркасу.

Фундаменти – будуються на природній основі ґрунту, або на штучній. Глибина закладки фундаменту повинна прийматись нижче рівня промерзання ґрунту на 0,2м. Значення допустимого тиску на ґрунт визначається в залежності від типу ґрунту і становить:

- пісок, тверді ґрунти – до 250Па;
- супсь, суглинок – до 200Па;
- глина – не більше 100Па.

Стіни каркасних будівель виконують із цегли, блоків і панелей, листових матеріалів. Діляться на зовнішні і внутрішні.

Цегла – 250×120 мм (стіни в $\frac{1}{2}$ цегли (120 мм), одну цеглу (250 мм), і в $1\frac{1}{2}$ цегли (250+130)).

Фундаментні балки кладуть між колонами на виступи основних фундаментів. На них споруджуються стіни.

Ригелі (обв'язувальні балки) застосовуються для спорудження стін, а також панелей міжповерхових перекриттів.

Ферми і несучі конструкції покриття будівель ставлять безпосередньо на головку колони.

Залізобетонні ферми при прольотах 12 і 18м виготовляють суцільними, а при більших прольотах – решітчастого типу. По верхньому поясу стропильних ферм кладуть прогони, по яких споруджують покрівлю.

Покрівля – залізобетонні плити із гідроізоляційним покриттям руберойдом. Промислові будівлі для парових котлів, печей, сушарок мають холодну покрівлю із хвилястого шиферу по дощатому настилу.

Сходи – діляться на основні, службові, аварійні і пожежні.

- основні – сполучення між поверхами;



- службові – обслуговування технологічного обладнання розташованого на різних відмітках;

- аварійні – приетажні для евакуації людей і встановлюються зовні будівель з вихідними площадками на кожному поверсі.

Вікна – площа 35-50% площі зовнішніх стін в промислових будівлях, площа вікон повинна бути на рівні 12-20% площі підлоги.

Ворота – виконують на 1-му поверсі для проїзду автотранспорту і транспортування обладнання при монтажних роботах і ремонтах (розміри 3×3, 3×4м)

Двері – призначені для входу і виходу людей на кожному поверсі в місцях сходових кліток, коридорів і вихідних сходів. В приміщеннях із вибухопожежно небезпечними установками і виробництвами двері виготовляються із неіскристого металу.

1.2. ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ

При розробці теплоенергетичного обладнання, яке буде виготовлятися *на спеціальних машинобудівних заводах* і яке потім буде монтуватися на будівельних майданчиках, при створенні конкретних технологічних ланцюгів, використовується в основному *ЄСКД*, яка є основною системою конструкторської документації, прийнятої в машинобудуванні.

1.2.1. Стадії введення в експлуатацію теплоенергетичної установки

Стадії введення в експлуатацію теплоенергетичного обладнання для промислового підприємства зображені на рисунку 1.2.

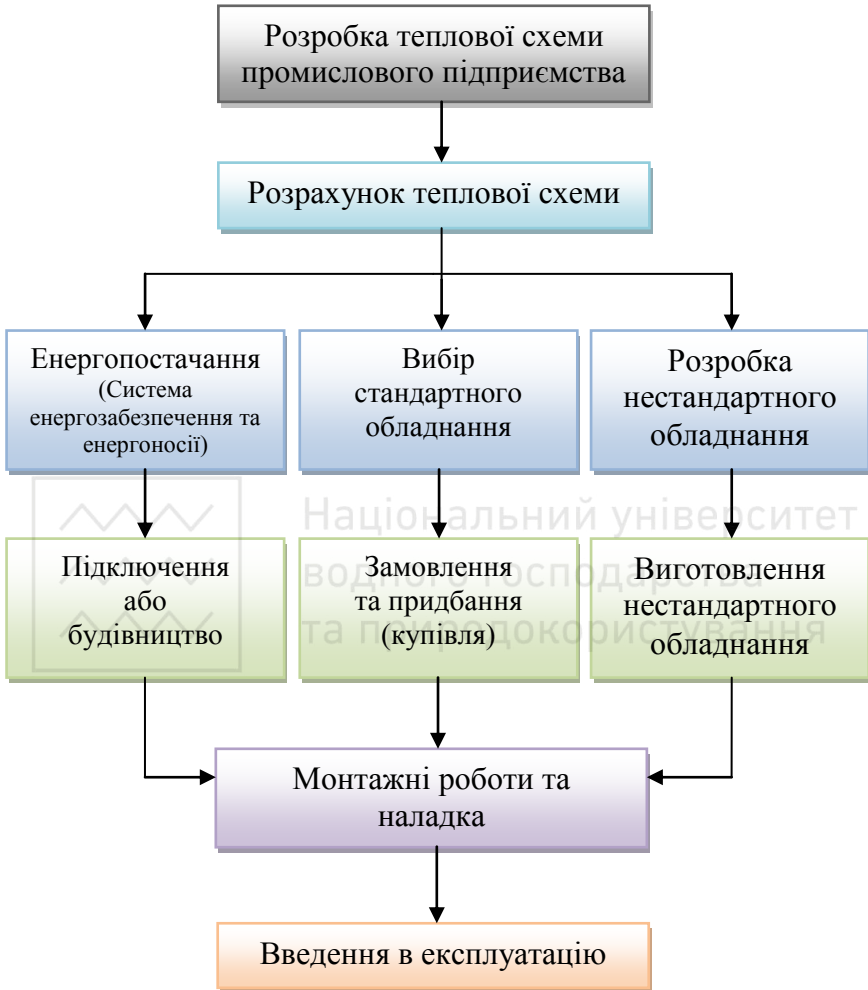


Рис. 1.2. Стадії введення в експлуатацію теплоенергетичної установки



1.2.2. Стадії розробки конструкторської документації

Відповідно до ГОСТ 2.103-68 етапи проектно-конструкторської роботи і стадії розробки конструкторської документації виконуються в послідовності, яка показана на рисунку 1.3.

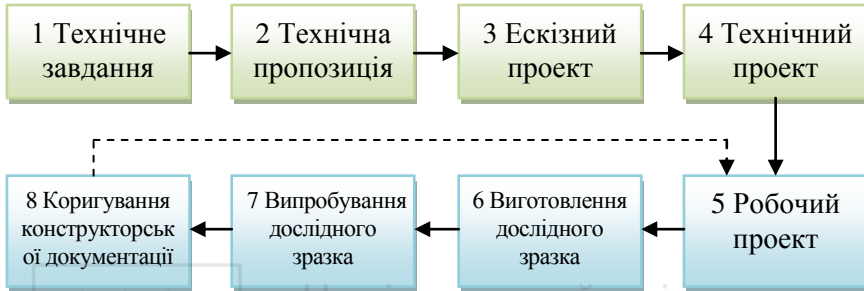


Рис. 1.3. Етапи проектно-конструкторської роботи

Розглянемо коротко зміст етапів і конструкторської документації (КД), яка розробляється при проектуванні теплоенергетичного устаткування (ТУ).

Технічне завдання (ТЗ) – документ, з якого починається розробка будь-якого ТУ. Він встановлює його основне призначення, сферу застосування, технічні і техніко-економічні показники якості, склад, умови і режими експлуатації, етапи і терміни виконання робіт.

ТЗ складається організацією-замовником при можливій участі та узгодженні з організацією-виконавцем. Основні вимоги до ТЗ викладені в ДСТУ ГОСТ 15.001:2009 СРПП.

Технічна пропозиція – сукупність КД, яка розробляється з метою виявлення можливих варіантів технічних рішень і уточнення ТЗ. Також містить технічні і техніко-економічні обґрунтування доцільності розробки документації ТУ на основі аналізу ТЗ і різних варіантів можливих рішень; порівняльну оцінку рішень з врахуванням конструкторських і



експлуатаційних особливостей проєктованого і аналогічно існуючого ТУ, а також тенденцій і перспективи їх розвитку; результати перевірки варіантів на патентоспроможність, патентну чистоту і конкурентоспроможність; попередню оцінку технологічності варіантів конструкції, відповідність їх вимогам стандартизації, уніфікації, техніку безпеки і тому подібне.

На цьому етапі виконуються розрахунки, які підтверджують працездатність того або іншого рішення. Деякі рішення перевіряються шляхом експериментальних досліджень на макетах.

КД, яка виготовляється на цьому етапі, містить функціональні схеми можливих варіантів ТУ, спрощені креслення загального вигляду, відомість технічної пропозиції, патентний формуляр, пояснювальну записку. Об'єм робіт на етапі відображений в ГОСТ 2.118-73.

Ескізний проєкт – сукупність КД, яка розробляється з метою отримання принципових конструктивних рішень вибраного варіанту ТУ. Він дає загальне уявлення про принцип роботи і будову приладу, його основні характеристики. На даному етапі виконуються всі необхідні розрахунки ТУ: теплотехнічний, конструктивний, гідравлічний, розрахунок на міцність та інші.

КД при ескізному проєктуванні містить: основні схеми ТУ (теплову, гідравлічну, монтажну), креслення загального вигляду (з можливими спрощеннями) і найбільш важливих складальних одиниць, що дають уявлення про компоновку устаткування і взаємодію його частин; пояснювальну записку з результатами розрахунків, відомостями про техніко-економічні характеристики ТУ, додатковими результатами патентних досліджень і так далі. Об'єм робіт етапу відображений в ГОСТ 2.119-73.

Технічний проєкт – сукупність КД, яка містить остаточне технічне рішення, що дає повне уявлення про конструкцію ТУ. На даному етапі здійснюється детальна розробка



конструкції всього приладу і його складових частин; розробляються принципові схеми, схеми з'єднань; складається номенклатура купованих виробів; узгоджуються габаритні, встановлювальні і приєднувальні розміри; здійснюється аналіз технологічності, визначається технологічне обладнання, розробляється необхідне оснащення; приймаються рішення про вибір засобів контролю, монтажу, зберігання і транспортування ТУ.

КД при технічному проектуванні містить: креслення загального вигляду і складальних одиниць, габаритне креслення, креслення всіх схем, відомість купованих виробів, патентний формуляр, пояснювальну записку та інше. Об'єм робіт цього етапу представлений в ГОСТ 2.120-73.

Робочий проект – повний комплект КД, достатній для виготовлення і експлуатації ТУ. На цьому етапі виконують креслення всіх деталей конструкції приладу; розробляють вимоги і методику його зборки і випробування; складають технічний опис і інструкцію з експлуатації приладу, його формуляр і технічний паспорт (у ньому містяться відомості про характеристики ТУ, результати його випробування, склад комплекту, гарантії і тому подібне); на складні і відповідальні деталі розробляють технологічні процеси їх виготовлення, складають технічні умови, що містять вимоги, відсутні в кресленнях, але необхідні для виготовлення і наладки ТУ; складають відомості купованих виробів, марок і сортamentів матеріалів, запасних інструментів, приладів і тому подібне.

У відповідальних випадках для виявлення можливих помилок в робочих кресленнях деталей виготовляють так звані «контрольні листи» - складальні креслення всього приладу або його основних вузлів, виконані по конкретних розмірах, знятих з робочих креслень деталей, які з'єднуються між собою.

Після підготовки і затвердження КД переходять до етапу виготовлення і випробування проектного устаткування. У разі, коли планується не одиничне, а серійне його



виробництво, виготовляється дослідний зразок або дослідна партія ТУ. Різні випробування виготовлених зразків дозволяють зробити висновок про відповідність устаткування ТЗ, виявити можливі недоліки проекту і усунути їх шляхом коректування або доопрацювання КД.

Слід зауважити, що не всі з перерахованих етапів обов'язкові до виконання як самостійні, наприклад, може бути виключений ескізний проект, об'єднаний технічний і робочий проекти, тощо.

Основні види конструкторських документів, які використовуються під час проектування теплоенергетичної установки:

1) Креслення деталі. Виконується обов'язково в робочій документації деталі та може виконуватись в технічному проекті. На інших стадіях не виконують. Шифр – ВЗ.

2) Складальне креслення (шифр – СК). Є обов'язковим в робочій документації складальної одиниці. На інших стадіях не виконують.

3) Креслення загального вигляду (ВЗ). Може складатися на стадіях технічної пропозиції, ескізного проекту та робочого проекту. На інших стадіях не виконують.

Найменування та позначення складових частин виробу на кресленнях загального вигляду вказують одним з наступних способів:

- на полицях ліній-виносок;
- в таблиці, яка розміщується на тому ж аркуші, що й зображення виробу;
- в таблиці, яка виконана на окремих аркушах формату А4 у відповідності з ГОСТ 2.301-68.

4) Габаритне креслення (ГК). Може виконуватися на всіх стадіях, окрім робочої документації комплектів.

5) Монтажне креслення (МК). Може виконуватися на стадії робочої документації для складальної одиниці, комплексів, комплектів. На інших стадіях не складають.

Загальна послідовність проектування теплоенергетичної установки наведена в таблиці 1.1.



Послідовність проектування ТУ

Стадія розробки	Етапи робіт
Технічна пропозиція (ТПр)	1) Розробка ТПр за результатами аналізу ТЗ з присвоєнням документам літери «П». (Розглядаються варіанти вирішення задачі, попередні загальні вигляди обладнання) 2) Розгляд і затвердження ТП.
Ескізний проект (ЕП)	1) Розробка ЕП (літера «Е») (Розрахунок, схеми теплової, гідравлічної, загальний вигляд, варіанти, вибір кращого). 2) Виготовлення і випробування макетів. 3) Розгляд і затвердження ЕП.
Технічний проект (ТП)	1) Розробка ТП (літера «Т») (Остаточні технічні рішення, калькуляція, допоміжне обладнання, комплектуючі, особливі вимоги по ТБ). 2) Виготовлення і випробування макетів. 3) Розгляд і затвердження ТП.
Робоча документація а) Дослідний зразок	1) Розробка КД для дослідного зразка (партії). 2) Виготовлення і заводські випробування дослідного зразка. 3) Корекція КД (літера «О») 4) Державні, міжвідомчі і інші подібні випробування дослідного зразка. 5) Корекція КД за результатами випробувань (літера «О ₁ »).
б) Установочна серія	1) Виготовлення і випробування установочної серії. 2) Корекція КД за результатами виготовлення випробування і оснащення технологічного процесу основних складових частин виробу (літера «А»).
в) Серійного або масового виробництва	1) Виготовлення і випробування головної (контрольної) серії. 2) Корекція КД за результатами виготовлення випробування і повного технологічного процесу (літера «Б»).



1.2.3. Позначення конструкторських документів

ГОСТ 2.201-80 встановлює єдину знеособлену класифікаційну систему позначення виробів основного і допоміжного виробництва і їх конструкторських документів усіх галузей промисловості.

Позначення основного конструкторського документа:

АБВГ.ХХХХХХ.ХХХ,

де АБВГ – чотиризначний буквений код організації-виробника виробу;

ХХХХХХ – шестизначний числовий код класифікаційної характеристики згідно з класифікатором ЄСКД;

ХХХ – тризначний числовий реєстраційний номер.

Позначення неосновного документу складається з позначення виробу і коду документу, наприклад СК - код складального креслення. Код документу не може містити більше чотирьох знаків.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Навести склад проектної документації.
2. Основні вимоги до генерального плану підприємства.
3. Послідовність стадійного проектування.
4. Зміст завдання на проектування.
5. Навести склад проекту.
6. Навести склад робочої документації.
7. Переваги використання типових проектів.
8. Класифікація котелень.
9. Основні принципи компоновки котелень.
10. Документи, необхідні для реєстрації котлів.
11. Терміни технічного опосвідчення.
12. Класифікація теплових схем.
13. Вимоги до будинків і споруд.
14. Навести послідовність введення в експлуатацію теплоенергетичної установки.
15. Етапи розробки конструкторської документації.



ПРОЕКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

2.1. ВИБІР РОБОЧИХ ТІЛ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

2.1.1. Основні вимоги до холодоагентів

При нормативному атмосферному тиску 0,1 МПа холодинний агент повинен мати досить низьку температуру кипіння, щоб при роботі холодинної установки не було розрідження у випарнику. Наприклад, для аміаку NH_3 температура кипіння при тиску 0,1 МПа складає $33,4^\circ\text{C}$.

Основними холодинними агентами є вода, аміак, хладони і повітря.

Воду застосовують головним чином в установках кондиціювання повітря, де температура теплоносія t_n більше 0°C . В якості холодинного агента воду використовують в абсорбційних і ежекторних установках.

Аміак має малий питомий об'єм при температурі кипіння 70°C , велику теплоту пароутворення, слабку розчинність в маслі і інші переваги. Його застосовують в поршневих компресійних і абсорбційних установках. До недоліків аміаку слід віднести отруйність, горючість, вибухонебезпечність при концентраціях в повітрі 16-26,8%.

Хладони (фреони) хімічно інертні, вибухобезпечні. Хладони – галоїдні похідні граничних вуглеводнів, які отримуються шляхом заміни атомів водню в насиченому вуглеводні $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ атомами фтору, хлору, броду ($\text{C}_n\text{H}_x\text{F}_y\text{Cl}_z\text{Br}_u$). Кількість молекул окремих складових, які входять в хімічні сполуки хладонів, пов'язані залежністю $x+y+z+u=2n+2$. Будь-який холодинний агент позначається символами RN, де R – символ, якій вказує вид холодинного агента, N – номер хладону або присвоєний номер для інших холодинних агентів.



Для хладонів номер розшифровується таким чином. Перша цифра в двозначному номері або перші дві цифри в тризначному означають насичений вуглеводень C_nH_{2n+2} , на базі якого отриманий хладон: 1 – CH_4 (метан); 11 – C_2H_6 (етан); 21 – C_3H_8 (пропан); 31 – C_4H_{10} (бутан). Справа вказують число атомів фтору в хладоні: $CFCl_3$ – R11, CF_2Cl_2 – R12, $C_3F_4Cl_4$ – R214, CCl_4 – R10. За наявності в хладоні незаміщених атомів водню, їх число додають до десятків номерів: $CHFC_2$ – R21, CHF_2Cl – R22. Якщо до складу хладону входять атоми бромю, після основного номера пишуть літеру В, а за нею число атомів бромю: CF_2Br_2 – R12В2.

В якості робочих тіл можуть використовуватися азеотропні суміші, що складаються з двох холодильних агентів. Наприклад, азеотропну суміш, що складається з 48,8% R22 по масі і 51,2% R115 (C_2F_5Cl), називають хладоном R502, його температура кипіння при тиску 0,1 МПа – 45,6°C.

У позначеннях сумішей холодильних агентів вказують назви складових і їх масові долі. Хладон R502 можна позначити R22/R115 (48,8/51,2). Цифрами, починаючи з 500, умовно позначають азеотропні суміші, процентний склад яких в процесі кипіння і конденсації практично не змінюється.

Холодильним агентам неорганічного походження (аміак, вода) привласнюють номери, рівні їх молекулярній масі збільшеній на 700. Так, аміак і воду позначають відповідно R717 і R718.

Холодильний агент повинен мати певні теплофізичні і фізико-хімічні властивості від яких залежать конструкція холодильної машини і витрата енергії.

До теплофізичних властивостей відносяться в'язкість μ , теплопровідність λ , густину ρ та інші. Вони, як і теплота пароутворення r , впливають на коефіцієнт тепловіддачі при кипінні і конденсації. Більшим значенням λ , ρ , r та малій в'язкості відповідають більші значення коефіцієнтів тепловіддачі.



На гідравлічний опір при циркуляції холодильного агента в системі впливають μ і ρ : чим вони більші, тим більший опір. Кількість циркулюючого в системі холодильного агента зменшується із зростанням теплоти пароутворення.

До фізико-хімічних властивостей також відноситься розчинність холодильних агентів в мастильних маслах і воді, інертність до металів, вибухонебезпечність і займистість.

При обмеженій розчинності холодильних агентів в маслі, в рідкій фазі суміші спостерігаються два шари – в одному переважає масло, в іншому – холодильний агент. До холодильних агентів з обмеженою розчинністю відносяться аміак R717, діоксид вуглецю R44 і хладони R13, R14, R115.

До холодильних агентів з необмеженою розчинністю відносяться R11, R12, R21, R40. В цьому випадку для суміші хладону і масла потрібно підтримку нижчого тиску кипіння, тому на стиск пари витрачається зайва робота. Хладони R22 і R114 складають проміжну групу.

Аміак необмежено розчиняє воду. При невеликій кількості води, робота холодильної машини помітно не порушується. Хладони майже не розчиняють воду.

Надмірна волога в хладоні при проходженні через дросель перетворюється на лід (якщо $t_0 < 0^\circ\text{C}$) і «запаює» дросельний отвір. З цієї причини холодильні машини мають спеціальні осушувальні пристрої. Хладони за відсутності вологи в області температур, які використовуються в холодильній техніці, на метали не діють.

Аміак не чинить корозійної дії на сталь. У присутності води він роз'їдає мідь, цинк, бронзу і інші мідні сплави, за винятком фосфористої бронзи. Хладони R11, R12, R13, R22 вибухобезпечні.

Хладони з великим вмістом атомів фтору або повністю фторовані (R13, R113) практично нешкідливі для людини. Хладон R12 на відкритому полум'ї розкладається і в продуктах його розкладання містяться отруйний фосген і шкідливі для людини фтористий і хлористий водень.



Розглянемо сферу застосування холодильних агентів. Аміак (R717), хладони R12 і R22 використовують в компресійних холодильних машинах для отримання температур кипіння від мінус 30 до 40°C без вакууму в системі охолодження. Хладон R12 застосовують в одноступеневих холодильних машинах з температурою конденсації не більше 75°C і температурою кипіння не нижче мінус 30°C, в побутових холодильниках, кондиціонерах, холодильних машинах для охолодження води. Хладон R22 використовують в машинах із поршневими і гвинтовими компресорами одно- і двоступеневого стиску, а також в побутових холодильних машинах. Діапазон температур кипіння від 10 до мінус 70°C при температурі конденсації не вище 50°C. Одноступеневий стиск рекомендується застосовувати до температур кипіння не нижче мінус 35°C. Холодильний агент R502 застосовують в низькотемпературних одноступеневих холодильних машинах при температурі конденсації до 50 °C, кипіння до мінус 45°C.

Широкого поширення набули галогенізовані холодоагенти R12, R22 та ін., які з'явилися в 1930-і роки. Тільки в Росії на початку 1990-х років працювало більше 50 млн. побутових холодильників і сотень тисяч одиниць промислового, торговельного і інших видів холодильного устаткування, в яких використовувалися ці хладони. Проте в ході досліджень «озонових дір» (значного зменшення вмісту озону на висоті 20-25км в земній атмосфері) було встановлено, що промислові і побутові відходи, які містять атоми хлору, у тому числі хладони, досягаючи атмосфери, вивільняють хлор, який бере участь в руйнуванні озонного шару. Відомо, що озонний екран (середній вміст озону в атмосфері 0,001%) захищає поверхню Землі від надмірних ультрафіолетових променів, велика доза яких здатна знищити усе живе. Тому Міжнародною конвенцією у Відні в 1985р. протоколом в Монреалі в 1987р. і наступними протоколами за участю представників найбільших країн світу були прийняті рішення про припинення до 2000р. виробництва і використання



озонобезпечних хладонів, в першу чергу R11, R12, R113, R114, R115. Холодоагенти R22, R123, R124, R141 і R142 дозволені в якості перехідних для заміни тих, які забороняються. Але і вони мають бути виключені з використання до 2040р., а по можливості і раніше (до 2020р.).

Замість вище перерахованих хладонів пропонуються гідрофторовуглеводні (ГФУ) і гідрохлорофторовуглеводні (ГХФУ), які завдяки вмісту водню розкладаються набагато швидше, ніж хлорофторовуглеводні в нижніх шарах атмосфери, не досягаючи озонового шару. На світовому ринку такі озонобезпечні хладони пропонує, наприклад, фірма «Дюпон» (США) яка постачає на ринок холодоагент HP62 (R404a), якій при тиску 0,1 МПа має температуру кипіння мінус 46°C, гідрофторовуглеводень R134a (CH_2FCF_3) та ін. В Росії також освоєний випуск R134a. Він може повністю замінити R12, хоча при його використанні дещо знижується питома холодопродуктивність установки (92% в порівнянні з R12), холодильний коефіцієнт (98% в порівнянні з R12), збільшується співвідношення тисків конденсації і кипіння (123%, якщо прийняти це співвідношення для R12 рівним 100%). Для R134a підібрані і синтетичні масла (XC-22, XFC-134). Температура кипіння R134a при тиску 0,1 МПа складає мінус 26,5°C.

Розроблені замітники і для інших хладонів. Так, альтернативним для R22 може бути R407C або R290. Холодильний агент R407C є сумішшю R32/125/134a в співвідношеннях 23/25/52%. Хладон R502 може бути замінений на R125 (CHF_2CF_3), якій має температуру кипіння мінус 48,5°C. Для низькотемпературних машин (каскадних) може бути рекомендований озонобезпечний R23.

Розширюється використання аміаку, який не впливає на довкілля. Аміак в два рази легший за повітря і при витіканні швидко піднімається в атмосферу, де розкладається впродовж декількох днів. При викиді рідкий аміак негайно випаровується. Але слід мати на увазі, що він отруйний,



горючий і вибухонебезпечний. Якщо раніше аміак використовували переважно у холодильних машинах з великою холодопродуктивністю, то тепер промисловість освоює конструкції середніх і малих аміачних компресорів і холодильного устаткування на їх основі.

2.1.2. Вибір теплохолодоносіїв

Загальні вимоги

Відомо, що чиста вода по своїх теплофізичних параметрах має значну перевагу в порівнянні з багатьма рідинами, проте її робочий діапазон при нормальному тиску обмежується температурами від 0 до 100°C. Для використання води в якості холодоносія при температурі нижче 0°C потрібно додаткові присадки, які знижують температуру її замерзання.

У загальному випадку рідини, призначені для використання в якості таких присадок, повинні задовольняти наступним, іноді суперечливим, вимогам:

- мати об'ємну теплоємність, теплопровідність і в'язкість, близьку до води;
- добре розчинятися у воді;
- забезпечувати температуру замерзання мінус 60°C при мінімально можливих концентраціях;
- бути хімічно стійкими за заданих умов експлуатації;
- мати хімічну сумісність з матеріалами ущільнювачів, які використовуються;
- бути екологічно і біологічно безпечними;
- мати оптимальне співвідношення «ціна – якість».

Холодоносії на основі водних розчинів синтетичних рідин і мінерального масла можна умовно розділити за температурою замерзання на три групи.

1. *Розчини неорганічних солей* (хлорид натрію або хлорид кальцію). Ці класичні теплоносії мають добрі теплопровідні властивості, нетоксичні, дешеві і дозволяють досягти низьких температур замерзання при відносно малих концентраціях



солей. Проте їх практичне застосування обмежується використанням в простих холодильних установках, оскільки вони корозійно-активні при використанні інгібіторів. Крім того, ці розчини погано переносять нагрівання в процесі експлуатації.

2. *Теплоносії на основі спиртів* (метанол і етанол) мають низькі температури замерзання, проте можливості їх використання обмежені низькими температурами кипіння, високою летючістю, а також токсичністю.

3. *Теплоносії на основі моноетиленгліколю (МЕГ) або монопропіленгліколю (МПП)* при аналогічних температурах замерзання характеризуються малою летючістю і вищою температурою кипіння своїх водних розчинів. В порівнянні з теплоносіями на основі неорганічних солей, корозійна активність цих теплоносіїв значно менша, водні розчини гліколю можуть тривало працювати, наприклад в установках, які використовують сонячну енергію. Етиленгліколь має кращі теплопровідні властивості і значно дешевше за пропіленгліколь, але його істотним недоліком є токсичність. Тому в холодильних установках харчової промисловості використовується тільки нетоксичний пропіленгліколь. При виборі теплоносія для харчових технологічних установок особливої альтернативи практично не існувало: або ефективні (з точки зору передачі тепла) але корозійно-активні розчини неорганічних солей, або інертні гліколеві розчини з низькими теплопровідними властивостями.

З середини 90-х років стали використовуватися нові теплоносії на основі органічних солей. У 1994 році такий холодоносіє – ТУFOXIT 1.20 з робочим діапазоном температур до мінус 40°С був заправлений в холодильну установку супермаркету Edeka 2000 в м.Хіндесхайме. Цей холодоносіє є інгібіторним розчином ацетату калію, який використовується також при виробництві продуктів харчування в якості харчової добавки. Він має густину 1,2 г/см³, хороші теплофізичні властивості і низьку корозійну активність. Останніми роками холодоносіє ТУFOXIT в різних



модифікаціях знайшов широке застосування в холодильних установках для харчової промисловості.

Подальшим кроком в цьому напрямі стало створення нешкідливих для людини холодоносіїв серії TУFOXIT F20-60 на основі формиату калію. Водні розчини формиату калію мають значно меншу в'язкість в порівнянні з ацетатом калію. Цифрами після торговельної марки TУFOXIT позначені нижні межі робочої температури. Деякі характерні властивості названих вище речовин, що входять до складу теплоносіїв, наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Порівняння властивостей речовин з низькою температурою замерзання з властивостями води

Найменування параметру	H ₂ O	Метанол	Етанол	МЕГ	МІПГ	CaCl ₂	Ацетат калію	Форміат калію
Агрегатний стан	рід.	рід.	рід.	рід.	рід.	тв-дий	тв-дий	тв-ий
Густина, г/см ³	0,998	0,792	0,789	1,113	1,036	2,216	1,570	1,910
Температура плавлення, °С	0	-98	-115	-73	-44	772	292	165
Температура кипіння, °С	100	64	78	198	188	1600	440	440
Температура спалаху, °С	відсут.	8	13	111	102	відсут.	відсут.	відсут.
Температура замерзання, °С								
у 30% розчині	-	-19	-15	-17	-14	-55	-20	-25
у 40% розчині	-	-30	-23	-26	-23	+11	-38	-40
Температура кипіння, °С:								
у 30% розчині	-	82	84	103	102	103	104	104
у 40% розчині	-	76	82	105	104	105	106	106
Можливість застосування для охолодження продуктів	так	ні	так	ні	так	так	так	так



Теплотворна здатність речовини визначається її об'ємною теплоємністю, питомою теплопровідністю, а також динамічною в'язкістю. Нетоксичні теплоносії з нижньою робочою температурою мінус 40°C слабо відрізняються по об'ємній теплоємності, сильно розрізняються по динамічній в'язкості. Відомо, що динамічна в'язкість впливає на характер течії рідини в теплообміннику і величину гідравлічного опору. Чим вона вища, тим більше має бути потужність насоса для прокачування холодоносія.

Холодоносії на основі водних розчинів відрізняються найбільшою корозійною активністю по відношенню до металів через великий вміст у воді кисню, іонів кальцію і хлориду. Для зниження активності холодоносіїв на основі гліколю і органічних солей розроблені спеціальні речовини - інгібітори, які вже містяться в необхідних концентраціях в наявних на ринку холодоносіях. У таблиці 2.2 наведені інгібітори, які використовуються в холодоносіях.

Інгібітори для холодоносіїв

Назва інгібітору	Захисна дія на метал
Бензотріазол/толіптріазол	Мідь, латунь, м'які припої
Бура	Сталь, сірий чавун
Карбонати	Сталь, сірий чавун
Алкасилікати	Алюміній

У холодильних установках вузли, агрегати і окремі деталі зроблені з різних металів (міді, латуні, нержавіючій сталі, чавуну або алюмінію). Проте поки не існує універсального способу боротьби з корозією, тому застосовують інгібіторний пакет. У таблиці 3.2 наведені широко використовувані інгібітори, їх захисна дія основана на утворенні тонкої плівки на поверхні металу.

При розробці антикорозійних складів слід враховувати їх взаємний вплив. Відомі випадки, коли при помилках в



дозуванні позитивна дія інгібіторів була нейтралізована. Велике значення також мають екологічні властивості і показники токсичності.

Для контролю антикорозійних властивостей холодоносіїв існує багато стандартних способів. У Європі з цією метою використовується стандарт ASTM-D-1384-97, розроблений для перевірки морозостійкості рідин в двигунах автомобілів.

Рекомендації по оптимальному застосуванню

Безаварійний термін служби холодильної установки залежить від корозійного стану її агрегатів і вузлів. Тому при проектуванні треба правильно підбирати матеріали агрегатів, з урахуванням холодоносія та інгібітору, точно витримуючи концентрацію останнього.

Незалежно від якості води, яка підмішується, для холодоносіїв TYFOCOR потрібний вміст інгібітору не менше 20-25 об'ємних відсотків (температура замерзання мінус 10°C).

Для холодоносія TYFOXIT слід витримувати концентрацію 60 об'ємних відсотків, а холодоносій TYFOXIT F29-60 не розбавляють. Не рекомендується змішувати різні холодоносії, оскільки можливі реакції між інгібіторами.

Корозійна активність залежить від умов експлуатації холодильної установки. Присутність кисню в холодоносії прискорює процеси корозії в металі. Тому потрібна висока герметичність магістралей із заправленими холодоносіями. Дотримання правил монтажу і вакуумування можуть звести концентрацію розчиненого в холодоносії кисню до нуля.

Зараз на ринку з'явилися екологічно і токсично-безпечні холодоносії для проміжних контурів охолодження на основі органічних солей. Вони мають підвищені теплофізичні властивості, зокрема корозійну стійкість. Нові холодоносії використовуються з усіма металами, які застосовуються в холодильному устаткуванні та в системах з проміжним охолодженням. Їх широке впровадження сприяє зменшенню шкідливої дії на довкілля.



2.2. ПРОЕКТУВАННЯ СХЕМ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

2.2.1. Вимоги до схем холодильних установок

Проектування надійної та економічної холодильної установки – це складний процес. Часто йдеться не просто про заміну застарілого обладнання, а про впровадження сучасних технологій, які забезпечать необхідний температурний режим, мінімальні експлуатаційні витрати і максимальну безпеку.

Схемою холодильної установки називається спрощене зображення реальної або проекрованої установки, яка дає уявлення як про наявність машин, апаратів, приладів і інших елементів, необхідних для експлуатації установки, так і про їх взаємне розташування і взаємодію. Одночасно під схемою розуміють своєрідне поєднання машин і апаратів, що дозволяє здійснювати заданий процес.

Схеми холодильних установок можна представити скомпонованими з декількох характерних вузлів зі своїми специфічними особливостями. Такі вузли можуть бути утворені з елементів холодильної установки по їх функціональному призначенню. Вузли устаткування відрізняються деякими особливостями, обумовленими застосуванням різних способів охолодження (безпосереднього або непрямого), різним числом ступенів стиснення і температур кипіння, типом встановленого устаткування і кількістю встановлених одиниць.

На холодильних установках є трубопроводи для холодоагенту, холодоносія, охолоджуваної води, змащувального масла та інші. Відповідно до цього розрізняють схеми трубопроводів холодоагенту, холодоносія, води, масла і т.д.

У роботі холодильних установок є особливості, які значно ускладнюють роботу обслуговуючого персоналу: велика кількість охолоджуваних об'єктів, що нерідко знаходяться на значній відстані від машинного відділення; розгалужені системи трубопроводів; використання у ряді випадків



токсичних холодильних агентів; можливість різких коливань теплових навантажень.

У зв'язку з вищенаведеним схема холодильної установки повинна відповідати наступним вимогам:

1) забезпечувати надійну підтримку заданого режиму в охолоджуваних об'єктах і бути гнучкою в експлуатації, для чого слід передбачати можливість здійснювати необхідні перемикання машин і апаратів, що дозволить змінювати умови їх роботи, забезпечити їх заміну у разі відмови або ремонту;

2) бути по можливості простою і не вимагати великих витрат для її виконання;

3) бути наочною і зручною для обслуговування, дозволяти здійснювати швидкі та безпомилкові перемикання та інші дії обслуговуючому персоналу;

4) забезпечувати безпеку обслуговуючого персоналу і довговічність встановленого устаткування.

Застосування засобів автоматики в значній мірі полегшує виконання всіх цих вимог.

2.2.2. Вузол одноступеневих компресорів за наявності декількох температур кипіння

Схема вузла для трьох температур кипіння показана на рис.2.1. У схемі може бути використаний будь-який тип компресора (поршневий, відцентровий, гвинтовий і т.д.). Кожен з трьох компресорів (або група паралельно включених компресорів) призначений для роботи на свою температуру кипіння (відповідно до номера). Пара з кожної випарної системи проходить через віддільник рідини 2 і по окремому для кожної температури кипіння трубопроводу поступає в загальний всмоктувальний трубопровід 3. Вентилі на колекторі дозволяють направити пару в компресор своєї температури кипіння і у разі потреби замінити один компресор іншим або зосередити на одній температурі кипіння два або навіть всі три компресори.

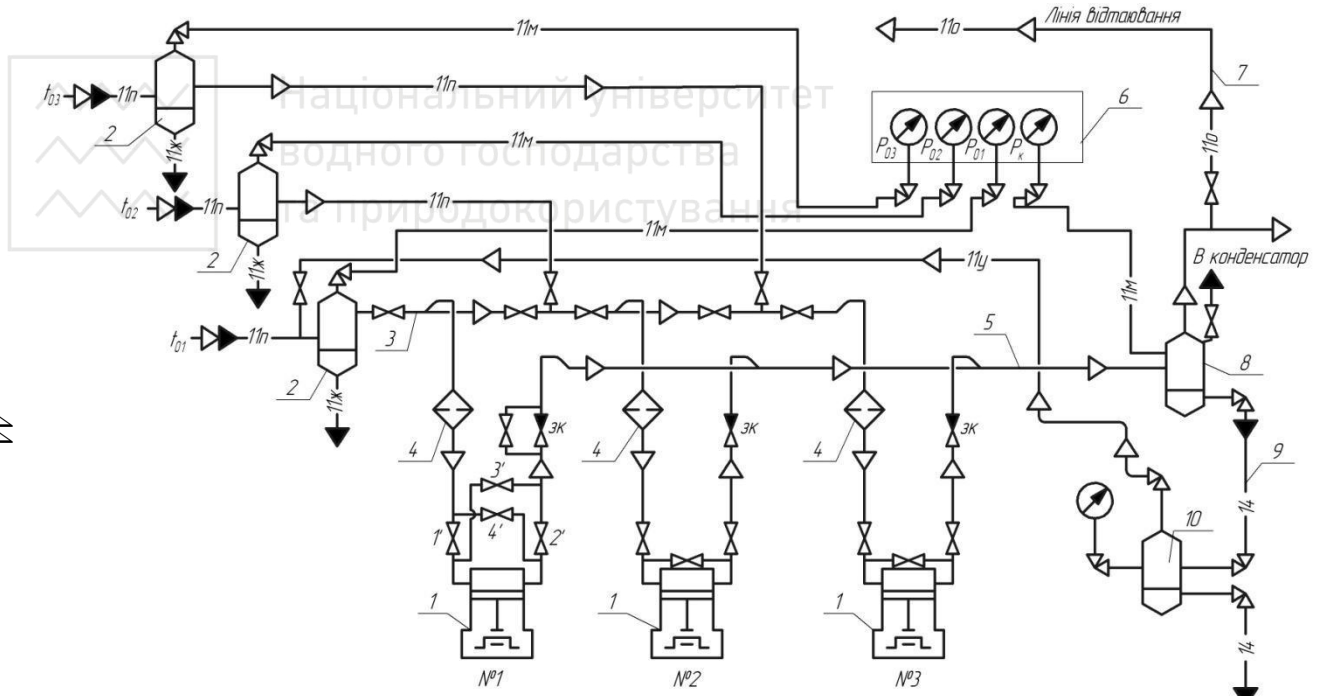


Рис. 2.1. Вузол одноступеневих компресорів на декілька температур кипіння:

- 1 – компресор; 2 – віддільник рідини; 3 – всмоктувальний трубопровід; 4 – фільтр;
 5 – нагнітальний трубопровід; 6 – щит з вимірювальними приладами; 7 – відтаювальний
 трубопровід; 8 – масловіддільник; 9 – масляний трубопровід; 10 – маслозбірник; 1'-4' - замкові вентиля



трубопроводом є корисним, оскільки дозволяє звільнити компресор, що підлягає ремонту, від холодоагенту шляхом відсмоктування його з цього компресора іншим.

На всмоктувальних трубопроводах перед всмоктувальним вентиляем встановлюють фільтр 4, який призначений для очищення пари від механічних забруднень. У деяких конструкціях компресорів фільтри вбудовують безпосередньо у всмоктувальний колектор компресора. Пара, яка стискається компресором, нагнітається в конденсатор по загальному нагнітальному трубопроводу 5. Якщо магістральні трубопроводи і загальні колектори розташовуються вище за компресори (верхня розводка), то приєднувати всмоктувальні і нагнітальні труби від компресорів до магістральних трубопроводів необхідно зверху, як показано на рисунку 2.1. Це пов'язано з тим, що одночасно можуть працювати не всі компресори і в трубопроводах, які відносяться до непрацюючих компресорів, при приєднанні труб знизу можливе скупчення рідкого агента або масла, що може викликати гідравлічний удар при запуску компресора.

На нагнітальному трубопроводі кожного компресора, призначеного для автоматичного пуску з відкритим байпасом, встановлений зворотний клапан ЗК. У гвинтових і відцентрових компресорів зворотні клапани встановлюють як на нагнітальних, так і на всмоктувальних лініях, щоб уникнути виникнення зворотного потоку пари. Зворотні клапани на лінії нагнітання розвантажують компресори при їх зупинці від високого тиску на лінії нагнітання. Крім того, зворотні клапани захищають компресорне приміщення від проривів холодоагенту із апаратів лінії високого тиску при аваріях з компресором. Оскільки в апаратах лінії високого тиску знаходиться значна кількість холодоагенту, то наявність зворотного клапана між компресорами і цими елементами дозволяє зменшити наслідки аварії.



На шляху пари між компресором і конденсатором встановлюють масловіддільник 8, який призначений для звільнення пари холодоагенту від захопленого ним з компресора змащувального масла. За масловіддільником до магістралі приєднують відтаювальний трубопровід 7 подачі пари з нагнітальної лінії в прилади безпосереднього охолодження для плавлення інію (видалення снігової шуби) з їх поверхні.

В одному з компресорів бажано мати міст для перемикань між вентилями 3' і 4', що дозволяє видаляти (відсмоктувати) пару з нагнітального трубопроводу і конденсатора при їх ремонті. Оскільки будь-яке розкриття трубопроводів, апаратів і машин холодильної установки можливо тільки після того, як тиск в них буде знижений до атмосферного, то, з метою запобігання втратам холодоагенту, в схемах передбачають можливість видалення пари з цих елементів установки шляхом відсмоктування компресором. Наприклад, при ремонті конденсатора рідке робоче тіло з нього видалається в ресивер або випарну систему. Пара, яка залишилася, відсмоктується компресором. Для цього закривають всмоктувальний 1' і нагнітальний 2' вентиля компресора, а замість них відкривають вентиля 3' і 4'.

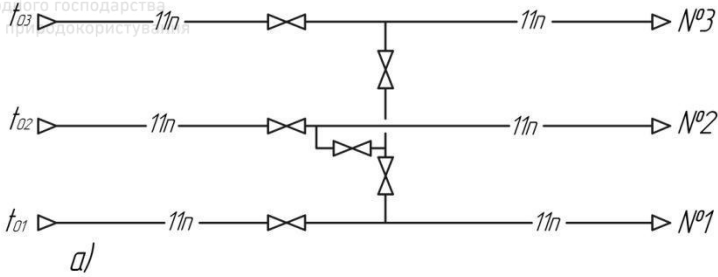
Оскільки зворотний клапан пропускає пару тільки в одному напрямку, то у випадку відсмоктування пари з конденсатора в обхід зворотного клапана, необхідно передбачити обвідний міст із вентилям, який при нормальній роботі установки повинен бути закритий і запломбований. Таким чином, у разі потреби пара з конденсатора відсмоктується компресором 1 по нагнітальному трубопроводу 5, через вентиль 3' надходить в компресор і через вентиль 4' нагнітається у всмоктувальний трубопровід 3. Такий процес здійснюється тільки в той час, коли решта компресорів не працює. Нерідко обмежуються з'єднанням відтаювальної лінії зі всмоктувальним колектором, що дозволяє перед ремонтом знизити тиск в конденсаторі або нагнітальному трубопроводі. Повністю апарати звільняють випуском холодоагенту в повітря або воду.



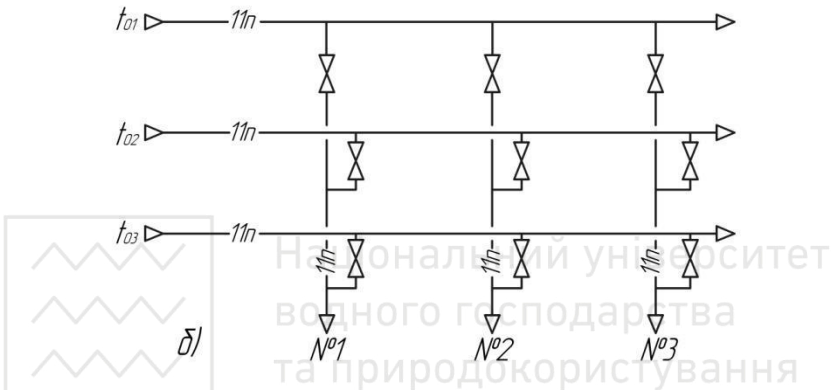
Випускати масло (при ручному обслуговуванні) безпосередньо з апаратів високого тиску недопустимо, оскільки це може бути небезпечним для персоналу. Тому масло з масловіддільника аміачних установок періодично випускають по трубопроводу 9 в маслосбірник 10, який сполучений із лінією низького тиску трубопроводом, врізання якого повинно здійснюватися до віддільника рідини. Це дозволяє знизити тиск в маслосбірнику до значення, близького до атмосферного (після того, як закрити вентиль на трубопроводі 9), і випускати масло через нижній вентиль під невеликим надлишковим тиском (20-30кПа), який контролюється манометром на цьому апараті.

Для того, щоб здійснювати контроль тиску у випарних системах різних температур кипіння, передбачені манометри, сполучені з об'єктами (віддільниками рідини, циркуляційними ресиверами, випарниками) на кожну температуру кипіння, а також манометр, який дозволяє контролювати тиск конденсації, приєднаний до конденсатора або до масловіддільника. Манометри слід приєднувати до ємкостей (посудин), а не безпосередньо до трубопроводів, оскільки в ємкостях значно згладжуються пульсації тиску, які спостерігається в трубопроводах поршневих компресорів. Перед манометром необхідно встановлювати вентиль, який дозволяє від'єднувати манометр при його заміні для ремонту або перевірки. Також прикриття вентилля дозволяє зменшувати коливання стрілки приладу, викликане пульсацією тиску.

Конструкція всмоктувального колектора в деяких випадках може виявитися громіздкою. Так як компресори переважно закріплюють по температурах кипіння, то всмоктувальні трубопроводи від об'єктів можуть йти безпосередньо до компресорів (рис. 2.2а). Вентилі на сполучних трубопроводах дозволяють проводити заміни компресорів, а також необхідні експлуатаційні маніпуляції. У окремих випадках, коли необхідна універсальність включення компресорів (або насосів), тобто можливість роботи кожного компресора (або насоса) на будь-якому з об'єктів, необхідні перемикання можливо здійснювати за допомогою моста (рис. 2.2б).



а/



б/

Рис. 2.2. Вузол приєднання всмоктувальних ліній до компресорів:
а – просте обв'язування; б – з використанням моста

Виконання такого моста вимагає великої витрати запірної арматури і спеціального місця для її розміщення. Подібні мости використовуються для приєднання резервних компресорів або насосів до системи будь-якої температури кипіння.

2.2.3. Вузол конденсатора і лінійного ресивера

Один з варіантів цього вузла приведений на рис.2.3. По нагнітальному трубопроводу *a* пара надходить в конденсатор *1*. Рідина, яка утворилася, по зливному трубопроводу *3* стікає в лінійний ресивер *5*. Він призначений для виконання різних функцій. Перш за все лінійний ресивер є збірником конденсату, завдяки чому рідина в конденсаторі не затоплює



його теплообмінну поверхню. Для того, щоб забезпечити надійне стікання рідини, на аміачних установках лінійний ресивер встановлюється нижче за конденсатор, а паровий простір конденсатора і ресивера з'єднуються лінією 2, завдяки чому в обох апаратах тиск вирівнюється і рідина під дією сили тяжіння стікає з конденсатора.

Іншою функцією, яка виконується лінійним ресивером, є компенсація нерівномірності подачі холодоагенту в прилади споживачів холоду. Відповідно до коливань теплового навантаження повинна змінюватися кількість холодоагенту, якій подається у випарники в одиницю часу. Тому лінійний ресивер використовується як ємність, в якій накопичується холодоагент при зменшенні кількості рідини, що подається у випарники. Крім того, в лінійному ресивері створюється запас холодоагенту, який повинен компенсувати можливі витоки його з системи. Цей запас регулярно поповнюють при періодичній дозарядці.

Лінійний ресивер використовують також як ємність для збору холодоагенту з випарників (або охолоджуваних приладів) під час їх ремонту або зупинки на тривалий термін. Також в лінійному ресивері створюється гідравлічний затвор, який перешкоджає перетіканню пари з боку високого тиску у випарну систему, що призвело б до зменшення холодопродуктивності установки. Як видно з рис. 2.3, рідкий холодоагент відводиться з лінійного ресивера по трубі, яка опущена під рівень рідини, що і запобігає прориву пари по цьому трубопроводу у випарну систему.

Контроль за рівнем рідини в ресивері ведуть по покажчику рівня уу. Конденсатор і ресивер забезпечені запобіжними клапанами ЗК з перемикальним вентилем. Від запобіжних клапанів виведені трубопроводи для аварійного скидання холодоагенту в атмосферу. У кожного з цих апаратів на аміачних установках є відстійники 4 для збору масла і забруднень. З відстійників ці домішки можуть відводитися в маслосбірник (див. рис. 2.1).

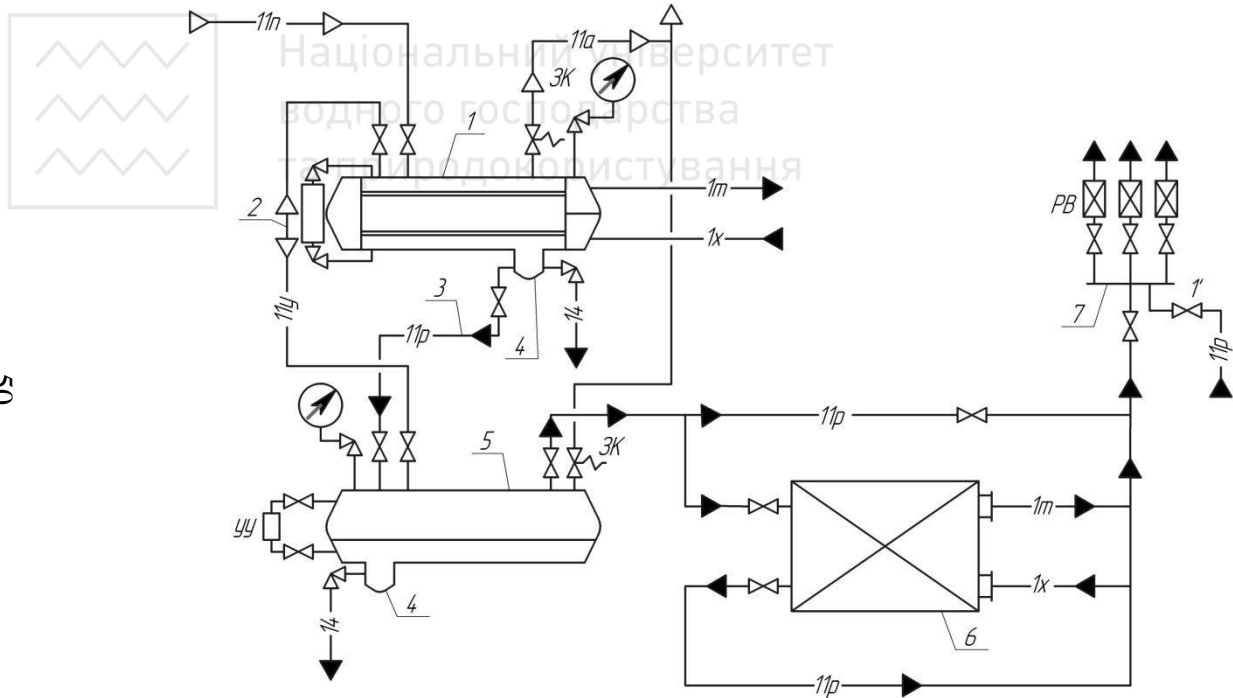


Рис. 2.3. Вузол конденсатора і лінійного ресивера:

- 1 – конденсатор; 2 – з’єднувальна лінія; 3 – зливний трубопровід; 4 – відстійник;
 5 – лінійний ресивер; 6 – охолодник; 7 – колектор; 1' - заправний вентиль



3 ресивера холодоагент надходить в охолодник рідини (переохолодник) 6, який повинен включатися після ресивера (рис. 2.3). Якщо охолодник рідини не використовується, то рідкий холодоагент може бути направлений по обвідній лінії поза ним.

Від колектора 7 регулювальної станції рідкий холодоагент при ручному регулюванні розподіляється за допомогою регулювальних вентилів *PB* по охолоджуваних об'єктах (у загальному випадку – різних температур кипіння). У разі використання автоматичних регуляторів подачі холодоагенту у випарну систему, колектор 7 стає розподільним. За допомогою запірних вентилів на цьому колекторі можна припинити подачу холодоагенту до всіх об'єктів даної температури кипіння або до групи об'єктів. Регулювальні вентиля колектора можуть використовуватися при виході з ладу автоматичних регуляторів подачі, які розташовані біля об'єктів холодопостачання.

Як ручні, так і автоматичні регулювальні вентиля знаходяться між двома запірними вентилями, що дозволяє при засміченні регулювального вентиля легко від'єднати його від системи для огляду і очищення без порушення режиму роботи інших об'єктів. Іноді обмежуються встановленням одного запірного вентиля перед регулювальним. В цьому випадку перед зняттям несправного регулювального вентиля необхідно закрити запірний вентиль і відсмоктати холодоагент зі всього трубопроводу. На колекторі передбачено встановлення вентиля *Г* для зарядки і поповнення системи холодоагентом.

У всіх холодильних установках і, як правило, у невеликих аміачних установках лінійні ресивери розташовують на одному рівні з конденсатором. В цьому випадку конденсатор і лінійний ресивер не з'єднуються з'єднувальною лінією, а рідкий холодоагент видаляється з конденсатора в лінійний ресивер через зворотний клапан *ЗК* (або гідравлічний затвор) тиском конденсації, оскільки в лінійному ресивері тиск нижчий, ніж в конденсаторі, через періодичне відкриття



регулювального вентиля і перепускання рідкого холодоагенту в прилади охолодження.

У великих холодильних установках доводиться використовувати декілька конденсаторів, які можуть бути сполучені послідовно або паралельно. Для апаратів одного типу застосовують, як правило, паралельне з'єднання конденсаторів. При такому з'єднанні гідравлічні опори всіх конденсаторів із сполучними трубопроводами повинні бути рівні, інакше підтоплюються конденсатори з меншим гідравлічним опором. Для того, щоб гарантувати рівність гідравлічного опору всіх конденсаторів з трубопроводами, їх опір збільшують, передбачаючи відведення конденсату з колектора по зливній трубі (рис. 2.4) з підйомом h_0 , що забезпечує додатковий необхідний гідравлічний опір $\Delta p = \rho g h_0$.

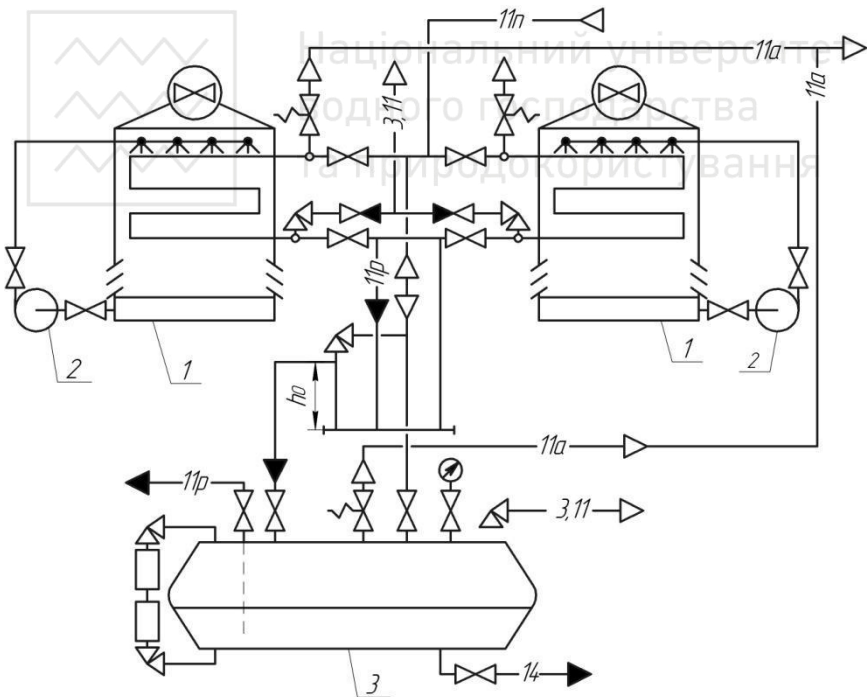


Рис. 2.4. Вузол випарних конденсаторів і лінійного ресивера:
1 – випарний конденсатор; 2 – водяний насос; 3 – лінійний ресивер



2.2.4. Вузол компресорів двоступеневого стиску

На рис. 2.5 наведена схема вузла двоступеневого стиску, яка складається з двох одноступневих компресорів. У даній схемі застосовується проміжна ємкість 4 із змійовиком для охолодження рідкого холодоагенту.

Енергетичні показники схеми з такою проміжною ємкістю нижче за показники схеми з проміжною ємкістю без змійовика через те, що рідина в змійовику охолоджується не до температури, яка на 3-5К вища за температуру, що відповідає проміжному тиску. Проте схема зі змієвиковою проміжною ємкістю має важливі практичні переваги. По-перше, рідкий холодоагент надходить в змійовик проміжної ємкості, охолоджується в ньому, не стикаючись з киплячою рідиною в ємкості 4, завдяки чому не забруднюється маслом, парою з компресора ступеня низького тиску 2. По-друге, рідина в змійовику знаходиться під тиском конденсації, тобто під тиском, достатнім для подачі у випарники і охолоджувальні прилади, які знаходяться на верхніх поверхах будівлі або приміщеннях, значно віддалених від машинного відділення. У проміжній ємкості без змійовика рідкий холодоагент знаходиться під проміжним тиском і цей тиск іноді (особливо в зимовий час) виявляється недостатнім для подачі рідини у вказані вище приміщення. На деяких підприємствах із цієї причини застосовується менш економічна схема одноступеневого дреселювання.

Між компресором ступеня низького тиску і проміжною ємкістю доцільно передбачати масловіддільник 3, оскільки це не тільки звільняє проміжну ємкість від невластивих їй функцій відділення масла, але і оберігає поверхню змійовика від замаслення і тим самим від погіршення теплообміну через неї. На нагнітальній стороні компресора ступеня високого тиску встановлюють свій масловіддільник 9.

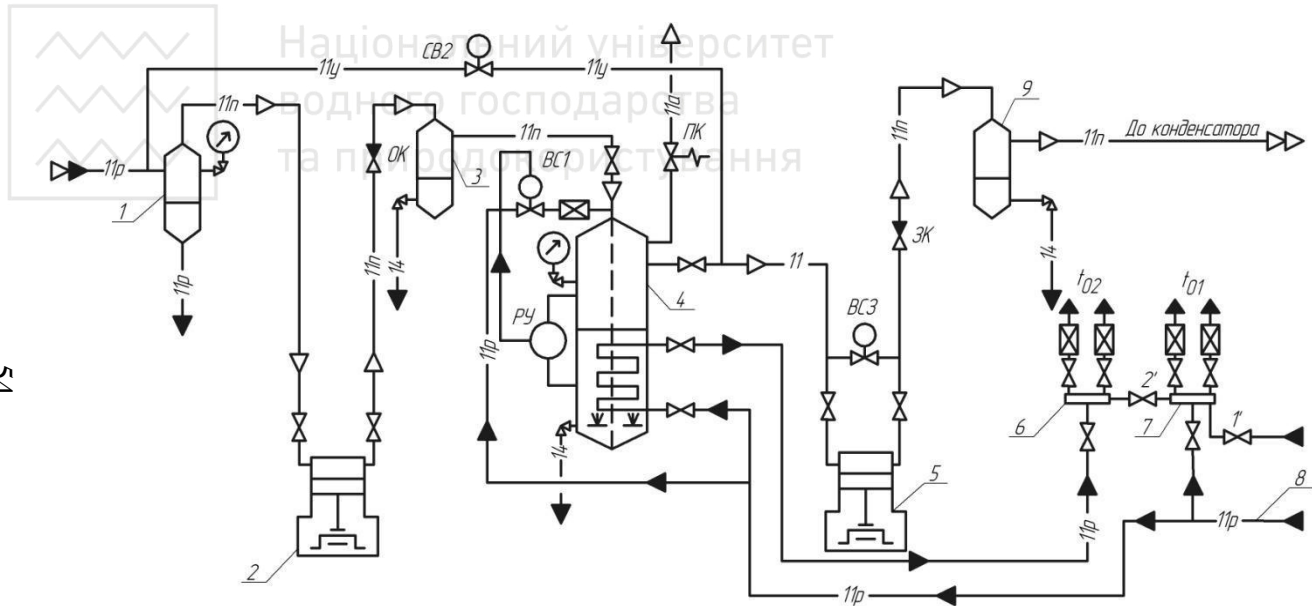


Рис. 2.5. Вузол компресорів двоступеневого стиску:

1 – віддільник рідини; 2 – компресор ступеня низького тиску; 3, 9 – масловіддільники; 4 – проміжна ємкість; 5 – компресор ступеня високого тиску; 6, 7 – колектори; 8 – рідинна лінія; 1', 2' – запірні вентиля



На установках, які виконані по даній схемі, рідкий холодоагент з конденсатора або лінійного ресивера надходить по лінії 8, частина його подається до колектора 7 регулювальної станції для роздачі споживачам високих температур кипіння, які входять в систему одноступеневого стиску. Інша частина холодоагенту прямує через автоматичний регулятор (*PU* і *CBI*) безпосередньо в проміжну ємкість для охолодження пари, яка нагнітається компресором ступеня низького тиску 2, і для охолодження рідини, яка протікає по змійовику. Значна кількість рідини прямує в змійовик, де і охолоджується до температури, близької до проміжної. Для того, щоб не відбулося змішування потоків рідини з різними температурами, холодоагент після змійовика прямує до окремого колектора 6 регулювальної станції для роздачі по низькотемпературних об'єктах, які охолоджуються системою двоступеневого стиску. Залежно від кількості ступенів охолодження рідини необхідно мати відповідне число колекторів на регулювальній станції.

Колектор 7 обладнаний вентилем *G* для зарядки і поповнення системи холодоагентом. Обидва колектори 6 і 7 сполучені мостом з вентилем *Z'*, що дозволяє у разі потреби підживлювати колектор 6 рідиною вищої температури, а також додавати рідину для поповнення системи низьких температур.

Для забезпечення безпечних умов пуску компресорів тиск в проміжній ємкості повинен бути знижений до тиску у випарній системі (для полегшення їх подальшого пуску і виключення можливості гідравлічного удару через скипання рідини в проміжній ємкості). Тому соленоїдні вентиля *CB2* і *CB3* повинні відкриватися при зупинці компресорів ступенів низького і високого тиску для зниження тиску в проміжній посудині і всіх трубопроводах до зворотного клапана, встановленого на нагнітальній лінії компресора ступеня високого тиску 5. Відразу після пуску компресорів ці вентиля закриваються.



При використанні гвинтових компресорів з'являються додаткові можливості для реалізації циклу двоступеневого стиснення в одноступеневому компресорі з відбором пари проміжного тиску. У гвинтовому компресорі, на відміну від поршневого, процес стиснення розподілений по довжині гвинта. Іншими словами, при фіксованому тиску всмоктування кожному перерізу по довжині циліндра відповідає певне значення внутрішнього тиску. Це дає можливість виявити по довжині циліндра точку, тиск в якій буде рівний проміжному. Якщо до цієї точки підвести пару при проміжному тиску, то з'являється можливість здійснення двоступеневого стиснення в одному циліндрі. Подібна схема включення гвинтового компресора отримала назву схеми «економайзер». При цьому холод, який виробляється при проміжній температурі кипіння, може використовуватися з різною метою. На рис. 2.6.а наведена схема «економайзер» (з проміжним підсмоктуванням пари), яка використовується в окремих випадках для гвинтових компресорів холодильних установок, що працюють з конденсаторами повітряного охолодження. У цьому варіанті, щоб не споруджувати градирню і систему водопостачання з метою охолодження масла, використовують рідкий холодоагент, який подається в маслоохолодник 4 з лінійного ресивера і кипить в ньому при проміжному тиску. Пара з температурою кипіння t'_0 всмоктується тим же компресором, що працює за схемою «економайзер».

На рис. 2.6.б показаний варіант схеми включення гвинтового маслозаповненого одноступеневого компресора по схемі «економайзер», що забезпечує фактично двоступеневе дроселювання з проміжним відбором пари. В цьому випадку холодильник масла 4 охолоджується водою, але в схему включений ще один додатковий апарат – переохолодник рідкого холодоагенту 5, якій виконує роль проміжної посудини без охолодження пари. У цьому апараті основний



Национальний університет
водного господарства
та природокористування

потік рідкого холодоагенту, який направляється до регулювального вентиля, охолоджується за рахунок кипіння частини потоку в трубному просторі цього теплообмінника. Пара, яка утворюється при кипінні, з проміжною температурою t'_0 всмоктується компресором, який працює за схемою «економайзер».

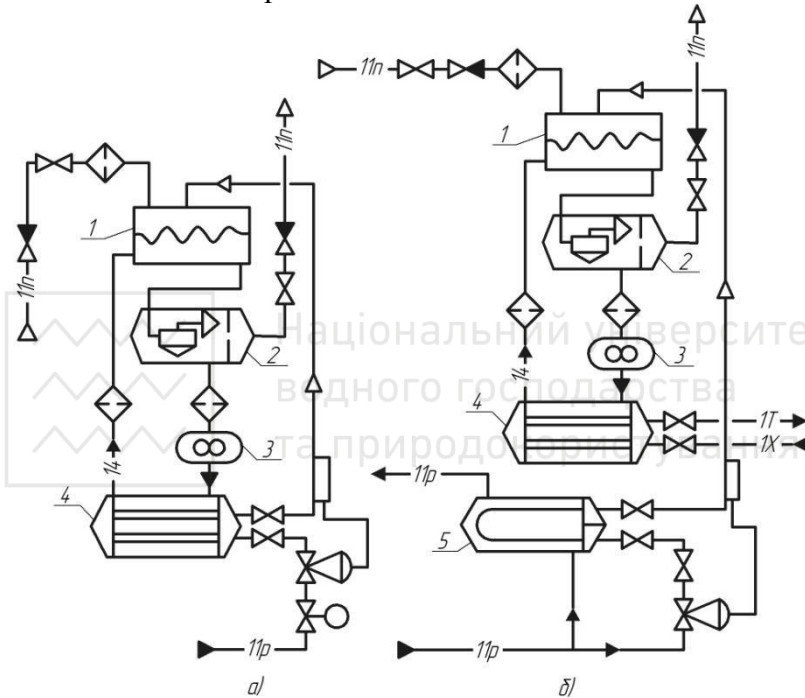


Рис.4.6. Схема «економайзер» включення гвинтового компресора:
1 – гвинтовий компресор; 2 – масловіддільник;
3 – шестеренчатий насос; 4 – маслоохолодник; 5 – переохолодник

Розглянутий варіант дозволяє підвищити ефективність одноступеневого циклу, фактично прирівнявши її до ефективності двоступеневого циклу за рахунок проміжного відбору пари і зменшення дросельних втрат завдяки переохолодженню рідкого холодоагенту.

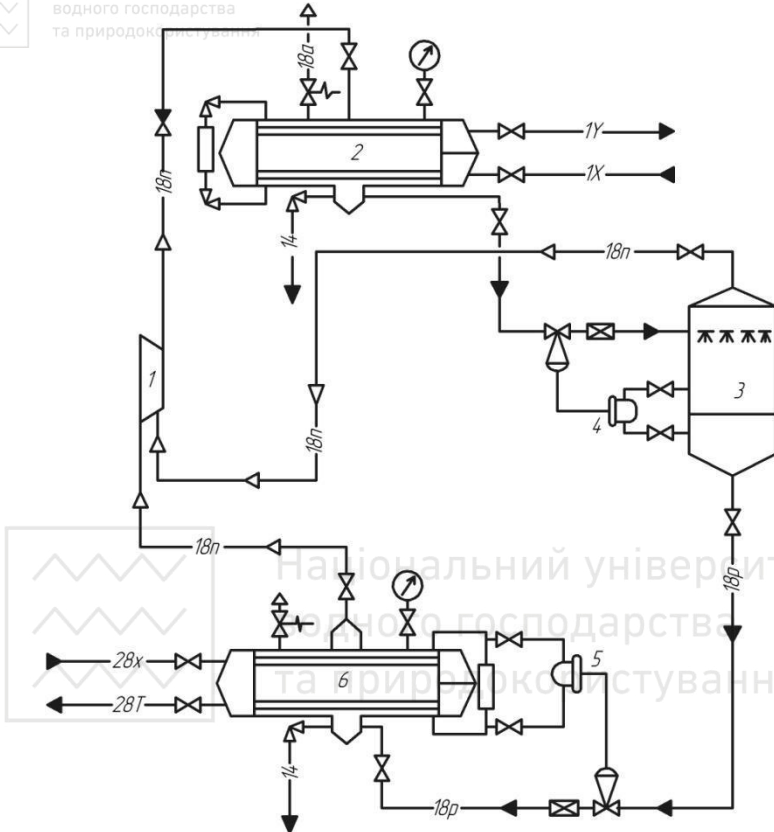


Рис.4.7. Схема включення відцентрового компресора з двоступеневим дроселюванням:

1 – відцентровий компресор; 2 – конденсатор; 3 – віддільник рідини; 4, 5 – поплавкові регулятори рівня; 6 – випарник

Застосування відцентрових компресорів також може вносити деякі зміни до схем завдяки тому, що вони в одному корпусі мають число коліс, як правило, більше одного і таким чином є багатоступеневими компресорами. Так, при відношенні тиску конденсації і кипіння, при якому ще застосовують одноступеневі поршневі або гвинтові компресори, використання відцентрового компресора дозволяє застосувати схему з охолодженням рідини



багатократним дроселюванням і проміжним відбором пари. Це, перш за все, зменшує енергетичні втрати, що особливо важливо в холодильних установках, оскільки в них наявна велика частина цього виду втрат.

На рис. 2.7 показана схема з двоступеневим дроселюванням. Рідина з конденсатора 2 надходить на перше дроселювання через поплавковий регулятор непрямої дії 4 у віддільник рідини 3. Рідина, яка надійшла, дроселюється повторно в поплавковому регуляторі непрямої дії 5, після чого прямує у випарник 6. Пара, яка утворилася при першому дроселюванні, всмоктується в порожнину середнього колеса відцентрового компресора 1 і, змішуючись із перегрітою парою, яка виходить з попереднього колеса, здійснює проміжне охолодження, яке також вигідно, оскільки зменшує роботу на стиснення пари в наступних колесах. Порівняльні розрахунки показують, що збільшення числа ступенів дроселювання більше трьох не викликає істотного додаткового поліпшення енергетичних показників циклу турбокомпресорної холодильної установки.

Іншою особливістю відцентрових компресорів є можливість роботи одним однокорпусним компресором на декілька температур кипіння. На рис. 2.8 як приклад приведена схема каскадної холодильної турбокомпресорної установки на три температури кипіння: $t_{01} = -104^{\circ}\text{C}$; $t_{02} = -40^{\circ}\text{C}$ і $t_{03} = 0^{\circ}\text{C}$. У нижній гілці каскаду для отримання найбільш низької з передбачених в даному випадку температур використовується двокорпусний відцентровий компресор, якій працює на етилені, а у верхній гілці – однокорпусний відцентровий компресор, якій працює на пропані на дві вищі температури кипіння.

Технологічний процес відведення теплоти здійснюється в апараті 5, де кипить етилен при t_{01} . Компоненти А і Б, які беруть участь в цьому процесі, проходять першу ступінь охолодження в теплообмінниках 1 і 3 пропаном, киплячим при t_{02} , а потім другу ступінь охолодження киплячим етиленом в теплообмінниках 2 і 4.

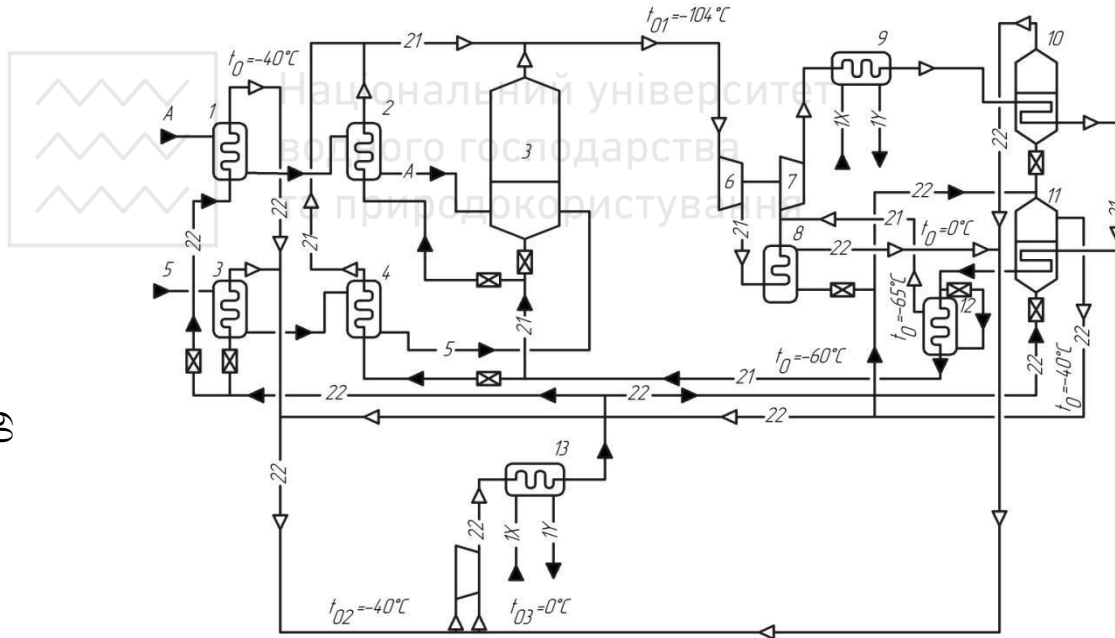


Рис. 2.8. Схема каскадної холодильної турбокомпресорної установки на три температури кипіння:
 1, 2, 3, 4 – теплообмінники для охолодження компонентів А і Б; 5 – технологічний апарат;
 6 – етиленовий компресор ступеня низького тиску; 7 – етиленовий компресор ступеня високого тиску; 8 – проміжний теплообмінник; 9 – водяний теплообмінник; 10 – пропановий теплообмінник;
 11 – конденсатор-випарник; 12 – етиленовий теплообмінник; 13 – пропановий конденсатор;
 14 – пропановий компресор



Етиленова пара стискується в компресорах 6 і 7; між ними здійснюється проміжне охолодження пари в теплообміннику 8 пропаном, киплячим при t_{03} . До надходження в конденсатор-випарник 11 пари етилену охолоджуються спочатку водою в попередньому теплообміннику 9, а потім в теплообміннику 10 пропаном, киплячим при t_{03} . У конденсаторі-випарнику 11 етиленова пара конденсується при відведенні теплоти до пропану, киплячому при t_{02} . Пара пропану обох температур кипіння всмоктується турбокомпресором 14 і нагнітається в пропановий конденсатор 13. Рідкий етилен після конденсатора-випарника 11 додатково охолоджується в теплообміннику 12 етиленом, киплячим при проміжній температурі кипіння t'_0 . В результаті змішування холодної етиленової пари, яка виходить з апарату 12, і пари після апарату 8 здійснюється додаткове проміжне охолодження пари перед всмоктуванням в компресор ступеня високого тиску 7.

2.3. КОМПОНОВКА ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

2.3.1. Характеристика приміщень і компоновка устаткування компресорних цехів

Традиційні централізовані машинні відділення промислових холодильників, підприємств м'ясної, молочної, рибної та інших галузей харчової промисловості називають компресорними цехами.

Здебільшого компресорний цех має вигляд капітальної одноповерхової прибудови до будинку охолоджуваного складу або технологічного корпусу, який споживає холод.

Найчастіше на підприємствах харчової промисловості використовують аміачні холодильні установки, тому приміщення машинних відділень відносять до категорії вибухонебезпечних.



Це відображається на конструкції будівлі. Так, загальна площа вікон та дверей має бути не меншою, ніж $0,03\text{м}^2$ на 1м^3 об'єму приміщення. Машинне відділення треба розташовувати тільки на першому поверсі, відокремлюючи його капітальною стіною від інших приміщень будівлі. Над машинними відділеннями не дозволено розташовувати приміщення, де постійно працюють люди.

Згідно з вимогами безпечної експлуатації, аміачні машинні відділення повинні мати не менше ніж два виходи, максимально віддалені один від одного, причому двері повинні відчинятися в напрямку виходу з цеху, до того ж один з виходів слід зробити зовнішнім.

Висота сучасних компресорних цехів повинна бути не менше ніж 4,8м до низу балок (ферм) покриття, звичайна ширина – 12м, у малих цехів – 6м. Довжина компресорного цеху визначається типом використовуваного холодильного устаткування та його розміщенням. Мінімально необхідні проходи й виступи від компресорів, апаратів тощо визначені галузевими нормами технологічного проектування.

Сучасні компресорні цехи не мають підвалів, а приямки під холодильне устаткування обладнують лише при необхідності, наприклад, у машинних відділеннях, які вбудовані в охолоджуваний склад. Сучасне планування не передбачає спеціальних апаратних приміщень, тому компресори та інше холодильне устаткування розміщують у загальному залі.

Поруч з машинним залом розташовані приміщення, де розміщені командно-сигнальний щит автоматики, електричний щит і трансформаторна підстанція.

На відкритому повітрі, на території, яка прилягає до машинного залу, розміщують апарати та ємкості високого тиску: конденсатори, масловіддільники, лінійні ресивери з огороженням та навісом від сонячного випромінювання та опадів, а також устаткування оборотного охолодження води, окрім насосів. Це дозволяє зменшити розміри приміщення компресорного цеху та підвищити безпечність експлуатації холодильної установки.



Зменшення площі компресорного цеху досягають більш повним використанням його об'єму. Наприклад, застосовують вертикальні циркуляційні та дренажні ресивери, під кожухотрубними випарниками встановлюють насоси, які перекачують холодоносій, розподільні пристрої розміщують на капітальній стіні над установленими біля неї проміжними ємкостями. Для обслуговування розподільних пристроїв, а також арматури, яка знаходиться у верхній частині високих апаратів, у компресорних цехах передбачені спеціальні площадки з огороженням та сходами.

Великі компресорні цехи, які прибудовані до технологічних корпусів, мають кран-балки або мостові крани для полегшення ремонтно-монтажних робіт.

На рис. 2.9. зображено планування компресорного цеху холодильника багатоцільового призначення місткістю 5000т. Приміщення цеху прибудоване до корпусу холодильника. У машинному відділенні встановлені автоматизовані гвинтові компресорні агрегати SP1-PB та SP1-ZB фірми GRASSO, які дозволяють здійснити три температури випаровування: мінус 10, мінус 30 та мінус 40°C. Окрім компресорів, у приміщенні розташовані проміжні ємкості, вертикальні циркуляційні та дренажний ресивери, герметичні аміачні насоси, водяні насоси, переохолодник рідкого аміаку. На відкритому повітрі розміщені вертикальні кожухотрубні конденсатори, групові масловіддільники із маслосбірником, лінійні ресивери, вентиляторна градирня, а також станція заправлення установки рідким аміаком.

Основні переваги компресорних цехів:

- можливість використання компресорних агрегатів великої холодопродуктивності, які мають високі енергетичні характеристики;
- при однаковій загальній холодопродуктивності сумарна вартість великих компресорів та апаратів завжди нижча від малих;
- зручність обслуговування холодильного устаткування.

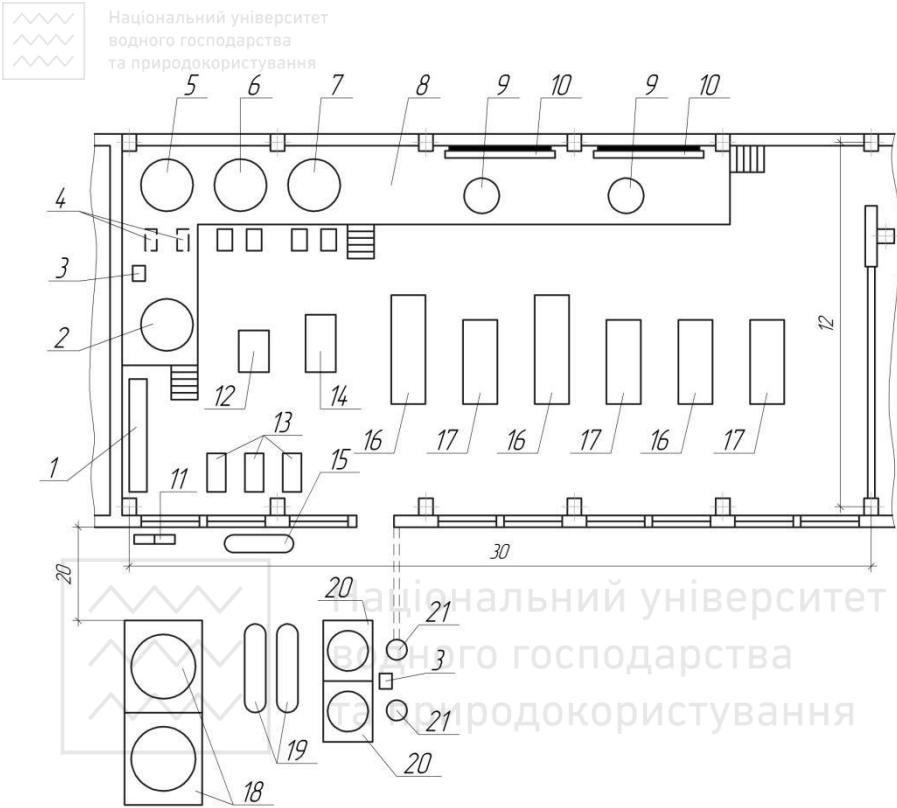


Рис. 2.9. План компресорного цеху холодильної установки:
 1 – переохолодник; 2 – дренажний ресивер; 3 – маслозбірник;
 4 – аміачний насос; 5 – циркуляційний ресивер ($t_0=-10^{\circ}\text{C}$);
 6 – циркуляційний ресивер ($t_0=-30^{\circ}\text{C}$); 7 – циркуляційний ресивер
 ($t_0=-40^{\circ}\text{C}$); 8 – площадка для обслуговування; 9 – проміжна ємкість;
 10 – розподільний пристрій; 11 – заправна станція;
 12 – маслонасосна установка; 13 – водяний насос; 14 – повітряний
 компресор; 15 – повітряний ресивер; 16 – гвинтовий компресорний
 агрегат SP1-ZB; 17 – гвинтовий компресорний агрегат SP1-PB;
 18 – вентиляторна градирня; 19 – лінійний ресивер;
 20 – вертикальний кожухотрубний конденсатор;
 21 – масловіддільник груповий; 22 – траса трубопроводів на естакаді



Основні недоліки компресорних цехів:

- значні капітальні витрати, пов'язані з будівництвом приміщення;
- велика вартість та велика тривалість монтажу і наладки холодильного устаткування, трубопроводів і арматури, електричних та автоматичних приладів і пристроїв;
- велика зайнята площа;
- значна довжина магістральних трубопроводів;
- наявність великої кількості запірної арматури;
- підвищені втрати холоду під час його транспортування від зовнішніх теплоприпливів крізь поверхню холодних апаратів, трубопроводів і арматури, а також від сил тертя.

2.3.2. Характеристика приміщень і компоновка устаткування машинних відділень

Децентралізовані машинні відділення

Розвиток галузей технології холодильного машинобудування, компресоробудування та холодильної автоматики дозволив створити високонадійні холодильні машини, які можна експлуатувати без постійного обслуговуючого персоналу. Сучасні підприємства холодильного машинобудування різних країн, серед них і України, серійно виготовляють різноманітні комплектні, повністю автоматизовані моноблочні та двоблочні машини на температури випаровування $5...-40^{\circ}\text{C}$ холодопродуктивністю $0,4...100\text{кВт}$. До складу цих холодильних машин одноступеневого стиску входять поршневі або спіральні компресори, повітроохолодники з пластинчастим оребренням, повітряні або водяні конденсатори, допоміжні апарати та автоматичні прилади. Такі машини мають повну заводську готовність і, як правило, заповнені необхідною кількістю холодильного агенту.

Поява названих вище холодильних машин спричинила те, що на холодильних установках малої та середньої



холодопродуктивності почали, замість традиційних компресорних цехів, створювати децентралізовані машинні відділення, які також мають назву децентралізовані системи холодозабезпечення. У таких випадках холодильна установка не має спеціальної будівлі, призначеної для розташування холодильного устаткування машинного відділення. Порівняно невеликі блочні холодильні машини розміщують безпосередньо біля охолоджуваних об'єктів (холодильних камер, технологічних апаратів тощо).

Останнім часом такі системи широко застосовують в усьому світі для холодозабезпечення підприємств харчової промисловості, торгівлі, громадського харчування, плодоовочесховищ, холодильників м'ясної та молочної промисловості місткістю до 500 тонн а іноді – до 2000 тонн.

При децентралізованому холодозабезпеченні кожна камера охолоджується окремою холодильною машиною. Проте для великих камер використовують 2...3 однотипні холодильні машини таким чином, що кожна з них охолоджує окрему зону камери (рис. 2.10).



Рис. 2.10. Камера холодильника, яка охолоджується вмонтованими у зовнішню стіну блочними холодильними машинами



Національний університет
водного господарства
та природокористування

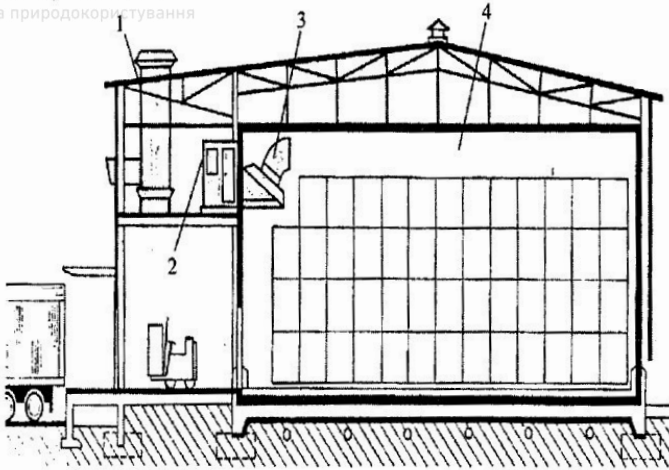


Рис. 2.11. Холодильник з децентралізованим машинним відділенням, розташованим на антресолі:

- 1 - вентиляторна градирня; 2 - блочна холодильна машина;
3 - повітроохолодник; 4 - холодильна камера



Рис. 2.12. Холодильник з децентралізованим машинним відділенням, розташованим на покрівлі вантажної платформи:

- 1 - приміщення для машинного відділення; 2 - зовнішня ізольована стіна холодильника; 3 - зовнішня стіна закритої вантажної платформи



Холодильне устаткування децентралізованих машинних відділень розміщують:

- у прибудовах до зовнішніх стін холодильних камер або технологічних приміщень;
- на відкритому повітрі, під навісом вздовж зовнішніх стін охолоджуваних приміщень;
- на антресолях понад вантажними коридорами та платформами одноповерхових холодильників (рис. 2.11);
- на даху над вантажними платформами холодильників (рис. 2.12);
- безпосередньо на даху охолоджуваних об'єктів (так звані «всепогодні агрегати»);
- безпосередньо у зовнішній стіні холодильної камери, як показано на рис. 2.10 (повітроохолодник розміщується всередині камери, решта частини моноблочної холодильної машини — зовні).

Останнім часом для децентралізованих машинних відділень виготовляють холодильні агреговані машини, які використовують R22 або нові озонобезпечні фреони та їх суміші. Проте з'явилися серійні автоматизовані машини з дозованим заправленням аміаку, наприклад, моноблочна аміачна холодильна машина ВJ-8 фірми «ЧКД-Хоцень», холодопродуктивністю 4...16кВт при температурі випаровування мінус 10°C. Ця машина, яка призначена для стаціонарних холодильних камер, не втрачає працездатності при температурі повітря, яке надходить у конденсатор до 40°C.

Для відведення теплоти конденсації агрегованих холодильних машин використовують водяні або повітряні конденсатори. Деякі заводи-виробники, наприклад Мелітопольський «РЕФМА», комплектують виготовлені холодильні машини індивідуальними малогабаритними градирнями. Проте в малих холодильних машинах повітряні конденсатори успішно конкурують з водяними кожухотрубними. Відомі фірми «GRASSO», «YORK», «Copeland», «Остров» виготовляють широку номенклатуру



моноблочних та двоблочних фреонових холодильних машин та комплектують їх повітряними конденсаторами фірми Альфа Лаваль і LU-VE Contardo (Італія).

Провідні фірми світу, які виготовляють блочні холодильні машини та агрегати з повітряними конденсаторами, обладнують їх системами підтримання оптимального тиску конденсації на базі електронних регуляторів швидкості обертання електродвигуна вентилятора конденсатора. Це забезпечує економію електроенергії та працездатність холодильних машин при низьких температурах зовнішнього повітря.

Преваги децентралізованих машинних відділень порівняно з компресорними цехами:

- відсутність спеціальних будівель під компресорні цехи;
- невелика довжина трубопроводів і, як наслідок, малі втрати при транспортуванні холоду;
- малий об'єм по холодильному агенту, особливо в холодильних машинах з дозованим його заправленням;
- відсутність складних регулювальних та розподільних пристроїв, незначна кількість арматури;
- швидкість монтажу агрегатів – як результат максимальної заводської готовності;
- проста і надійна повна автоматизація;
- відсутність значного штату персоналу, який здійснює тризмінне обслуговування холодильної установки.

Як показала практика, децентралізовані машинні відділення можна надійно експлуатувати при їх періодичному обслуговуванні механіками-холодильщиками спеціалізованих організацій.

Недоліки децентралізованих машинних відділень:

- малі компресори, які застосовують у блочних холодильних машинах, мають гірші об'ємні та енергетичні показники порівняно з компресорами великої холодопродуктивності, які використовують у компресорних цехах;
- сумарна встановлена холодопродуктивність холодильних машин при децентралізованому холодозабезпеченні



багатокамерних холодильників значно вища, ніж спільна холодопродуктивність компресорів, які встановлюють у компресорних цехах.

Це пояснюється тим, що кожна холодильна машина децентралізованого машинного відділення розрахована на максимальне теплове навантаження камери, яку вона охолоджує. Холодильне устаткування компресорного цеху підбирають за максимальним тепловим навантаженням холодильника в цілому, яке значно менше, ніж сума максимальних теплових навантажень усіх камер.

Зазначені недоліки обмежують застосування децентралізованих машинних відділень у багатокамерних холодильниках середнього і особливо великого об'єму.

Централізовані машинні відділення

Централізовані машинні відділення високого ступеня заводської готовності призначені для холодильних установок малої та середньої холодопродуктивності і є компромісним рішенням між компресорними цехами та децентралізованими машинними відділеннями.

Існують два принципово різні конструктивні типи централізованих машинних відділень високого ступеня заводської готовності:

- блочні машинні відділення контейнерного типу;
- машинні відділення з мультикомпресорними агрегатами.

Стисло охарактеризуємо кожний з них.

Централізовані блочні машинні відділення контейнерного типу призначені для стаціонарного розміщення поруч з охолоджуваним об'єктом (холодильним складом об'ємом до 1000 тонн, апаратом для швидкого заморожування продуктивністю до 50т на добу тощо).

Машинні відділення такого типу складаються з двох блоків. Основним є компресорно-апаратний блок контейнерного типу повної заводської готовності. Залежно від прийнятої системи відведення теплоти конденсації, другим блоком може бути



секційний повітряний конденсатор, випарний конденсатор або вентиляторна градирня. На будівельному майданчику обидва блоки встановлюють на заздалегідь підготовлені фундаменти, після чого їх з'єднують між собою трубопроводами та електричними кабелями. Повітряний конденсатор монтують на даху контейнерного блоку.

Охолоджувальні прилади, установлені у камерах холодильника та в іншому холодно-технологічному устаткуванні, з'єднують з контейнерним блоком трубопроводами та електричними кабелями.

Загальний вигляд машинного відділення контейнерного типу фірми YORK показаний на рис. 2.13, а розміщення устаткування у ньому - на рис. 2.14.

Приміщення компресорно-апаратного блока, виготовлене зі сталевого листа і прокату, має антикорозійний захист, теплову ізоляцію, обладнане системами опалення, освітлення, вентиляції.

Всередині контейнерного блоку розміщені аміачні або фреонові мотор-компресорні чи компресорно-конденсаторні агрегати, лінійні, циркуляційні та дренажні ресивери, насоси для перекачування холодильного агенту і теплоносія, інші допоміжні апарати, а також прилади автоматики та електропускова апаратура.

Устаткування всередині компресорно-апаратних блоків розміщують дуже компактно, подібно до того як це роблять на рефрижераторному транспорті. При цьому забезпечують достатній доступ до компресорів, насосів, апаратів, арматури для їх обслуговування.

Блоки машинних відділень високого ступеня заводської готовності мають обмежену масу, яка дозволяє доставляти їх у зібраному вигляді залізничним та автомобільним транспортом від заводу-виробника до місця встановлення. Достатньо великі машинні відділення такого типу компонують з двох-трьох компресорно-апаратних блоків безпосередньо на будівельному майданчику.

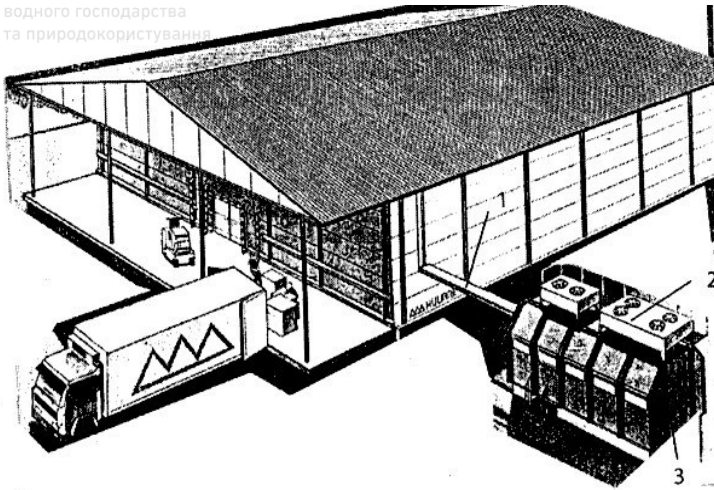


Рис. 2.13. Холодильник з машинним відділенням
контейнерного типу:

- 1 - трубопроводи та електричні кабелі; 2 - повітряний конденсатор;
3 - компресорний блок

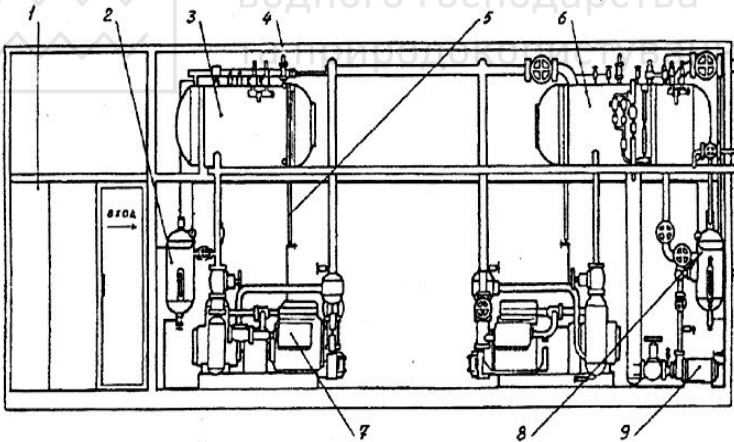


Рис. 2.14. Розташування устаткування у машинному відділенні
контейнерного типу:

- 1 - щит автоматики; 2 - маслозбірник; 3 - лінійний ресивер з
повітровіддільником; 4 - контейнер; 5 - щит манометровий;
6 - циркуляційний ресивер; 7 - агрегат-мотор компресорний;
8 - маслозбірник змійовиковий; 9 - аміачний насос



холодильні машинні відділення з мультикомпресорними агрегатами застосовуються у світовій практиці лише протягом 20 останніх років. Холодильні установки з такими машинними відділеннями дозволяють підтримувати заданий температурний режим у декількох автономних споживачів холоду з різними законами зміни впродовж часу їх теплових навантажень. Машинні відділення з мультикомпресорними агрегатами широко застосовують для холодозабезпечення продовольчих складів, плодоовочесховищ, підприємств харчової промисловості, супермаркетів тощо.

Мультикомпресорні агрегати містять у собі декілька (від 2 до 8) фреонових або аміачних компресорів, розташованих на спільній рамі і включених паралельно зі спільними всмоктувальними та нагнітальними колекторами.

Залежно від холодопродуктивності та призначення агрегатів у них використовуються герметичні і безсальникові поршневі компресори, а також спіральні та гвинтові компресори. Картери всіх встановлених на рамі компресорів з'єднані зрівняльними мастильними та паровими трубопроводами. Компресори забезпечені індивідуальними або груповими масловіддільниками з автоматичним поверненням масла у картери.

У складі мультикомпресорних блоків можуть знаходитися кожухотрубні конденсатори, лінійні ресивери, фільтри-осушувачі та інші допоміжні елементи, а також автоматичні прилади та шафи керування.

На рис. 2.15 наведено зовнішній вигляд машинного відділення децентралізованої холодильної установки льодяної арени (фірма YORK).

У холодильниках великих супермаркетів розповсюджені мультикомпресорні агрегати малої та середньої холодопродуктивності, які містять 2...6 спіральних компресорів. При необхідності ці агрегати встановлюють всередині шумопоглинальних чохлах поблизу холодильних камер та інших споживачів холоду. Постачальником компресорних агрегатів для супермаркетів в Україні є фірма «Острів».



Рис. 2.15. Машинне відділення мультикомпресорної холодильної установки

Мультикомпресорні агрегати дозволяють використовувати теплоту конденсації для потреб опалення та підігріву технічної води. При отриманні низьких температур у таких агрегатах використовують гвинтові компресори з економайзерами. Це дозволяє скоротити енергоспоживання холодильної установки.

Регулювання холодопродуктивності у мультикомпресорних агрегатах ступеневе, відповідно до кількості компресорів. До того ж мікропроцесорний пристрій, який регулює холодопродуктивність, забезпечує рівномірне напруження часу кожним компресором.

Як правило, мультикомпресорні агрегати розміщують всередині будівель, проте деякі агрегати пристосовані до розташування на відкритому повітрі під навісом.

У централізованих машинних відділеннях з мультикомпресорними агрегатами теплоту перегріву та конденсації пари відводять так само, як у децентралізованих машинних відділеннях.



Переваги централізованих машинних відділень високого ступеня заводської готовності:

- швидкість монтажу устаткування;
- висока надійність експлуатації;
- можливість зменшення до 20% встановленої холодопродуктивності агрегатів порівняно з децентралізованим холодозабезпеченням;
- економія електричної енергії на виробництво холоду завдяки автоматичному регулюванню холодопродуктивності шляхом відключення одного чи кількох компресорів;
- рівномірний виробіток ресурсу компресорів (стосується мультикомпресорних агрегатів);
- як і устаткування децентралізованих машинних відділень, контейнерні та мультикомпресорні блочні холодильні машини відзначаються малою місткістю за холодильним агентом, компактністю і простотою обслуговування.

2.3.3. Енергозбереження в холодильних установках

Енергоефективність компресорів

Часто виробники заявляють про підвищений ККД і холодильний коефіцієнт вироблюваних компресорів. В роботі [2] на підставі офіційних каталогів фірм *Tecumseh, Bristol, Maneurop, Copeland, Bock, Frascold, Bitzer* проведено порівняльний аналіз компресорів, які працюють на холодоагенті R404a і мають потужність електродвигуна від 2 до 15 кВт. Результати дали змогу встановити, що холодильні коефіцієнти всередині груп ідентичних компресорів (наприклад, серед напівгерметичних) відрізняються незначно. Усереднені холодильні коефіцієнти деяких компресорів представлені в таблиці 2.3.

З одержаних даних можна зробити висновок про високу ефективність спіральних компресорів у системах кондиціювання і напівгерметичних – в установках для глибокого заморожування.



Холодильні коефіцієнти деяких компресорів

<i>Компресори</i>	$T_{\text{кип}}=0^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{конд}}=40^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{кип}}=-15^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{конд}}=40^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{кип}}=-30^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{конд}}=40^{\circ}\text{C}$
Герметичні поршневі	2,91	1,85	1,25
Напівгерметичні поршневі	3,19	2,15	1,43
Герметичні спіральні	3,27	2,12	1,36

Регулювання продуктивності

З розвитком напівпровідникової і цифрової техніки і зниженням її собівартості виробники компресорів все частіше пропонують регулювати продуктивність за допомогою частотного регулювання. Таке обладнання дає змогу виконувати аналогове регулювання холодопродуктивності компресорів у певному діапазоні й підтримувати задану температуру випаровування холодоагенту. В цьому випадку економія енергії відбувається завдяки роботі установки в оптимальному режимі. Проте, беручи до уваги високу вартість таких регуляторів (близько 20000грн коштує електродвигун 10 кВт) і складність встановлення оптимальних режимів, необхідно бути обережними, вибираючи подібні методи регулювання, й порівнювати термін окупності з терміном роботи обладнання. Як альтернативу можна розглядати ступінчасте регулювання холодопродуктивності багатокомпресорних станцій, які дають змогу регулювати продуктивність за рахунок від'єднання компресорів.

Регулювання тиску конденсації

Раніше цей процес відбувався за допомогою механічних регуляторів тиску, що дають можливість підтримувати необхідний тиск у ресивері, незалежно від температури охолоджувального повітря або води. З точки зору підвищення



енергоефективності таких установок особливо цікавим є використання реле тиску або інших регуляторів, які регулюють тиск конденсації ввімкненням-вимиканням або зміненням швидкості обертання вентиляторів конденсатора. Крім того, плавне змінення швидкості обертання вентиляторів забезпечує постійний тиск рідкого холодоагенту і збільшує ефективність роботи системи за рахунок стабільної роботи дроселюючого пристрою.

Вибір обладнання

У виборі конденсаторів і повітроохолодників необхідно керуватися не тільки ціною і потужністю, треба враховувати потужність, споживану вентиляторами і ТЕНами. Виробники пропонують багато типів обладнання для різних умов застосування. У разі правильного вибору можна одержати обладнання не тільки з високими експлуатаційними характеристиками, але і з низьким енергоспоживанням.

Настроювання обладнання

Якщо настроїти холодильні системи на автоматичну роботу за оптимальних умов, якими є певні температури кипіння й конденсації, періодичність і тривалість відтавання, можна зекономити до 50% споживаної електроенергії. Але однією з основних проблем є відсутність приладів контролю й обліку споживання електроенергії. Також в нагоді стануть системи дистанційного контролю й управління холодильним обладнанням (наприклад *Televis* від компанії *Elivell*), які допомагають контролювати роботу обладнання дистанційно, з офісу сервісної організації.

Підбір компресора

Потужність електродвигуна морозильного компресора на 10...20% менша за потужність холодильного тієї ж продуктивності. Тому необхідно використовувати компресори, які відповідають режимам застосування. Встановлення на



морозильне обладнання середньотемпературних і високотемпературних компресорів підвищує споживання електроенергії внаслідок завищеної потужності компресорного електродвигуна.

Проектування

Вибираючи компресори, насоси, проектувальники часто, за браком знань і досвіду, віддають перевагу обладнанню із завищеними параметрами. Це призводить до збільшення витрат на його придбання і експлуатацію.

Застосування масловіддільників, рекуперативних теплообмінників для підігріву води або повітря, підвищення перегріву всмоктуваної пари та переохолодження рідини перед дроселюючим пристроєм теж підвищують ефективність системи.

Заощадження

Використання відтавання випарників гарячою парою холодоагенту, яке відбувається під час охолодження інших камер. У цьому випадку енергія не витрачається на нагрівання ТЕНів, оскільки використовується тепло конденсації холодоагенту. Цей метод дає змогу економити від 3 до 8% споживаної енергії.

Застосування статичних випарників зберігає електроенергію, потрібну для живлення вентиляторів, до того ж продукти менше усихають і обвітрюються.

Використання затоплених рідиною випарників підвищує ефективність їх тепловіддачі та роботи холодильної системи.

Зростання вартості й дефіцит енергоносіїв може найближчим часом істотно збільшити собівартість продукції з причини витрати енергії на її виробництво і зберігання. Зекономити енергію та підвищити ефективність роботи холодильного обладнання можна тільки за допомогою контролю цих завдань на всіх стадіях проектування і експлуатації.



2.4. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Задача 2.1. Виконати тепловий розрахунок двоступеневої холодильної машини з однократним дроселюванням і неповним проміжним охолодженням, якщо її холодильна продуктивність $Q_0=100\text{кВт}$; температура кипіння $T_0=213\text{К}$; температура конденсації $T_k=303\text{К}$; температура на вході в компресор І-ї ступені $T_1=233\text{К}$; робоче тіло - NH_3 ; недорекуперація робочого тіла на виході із змішувача проміжної посудини $T_{10}-T_m=5\text{К}$.

Розрахунок

1. Відповідно до схеми і циклу холодильної машини, які зображені на рис.2.16 за діаграмою або за таблицями з додатків [7] визначають параметри характерних точок (табл. 2.4).

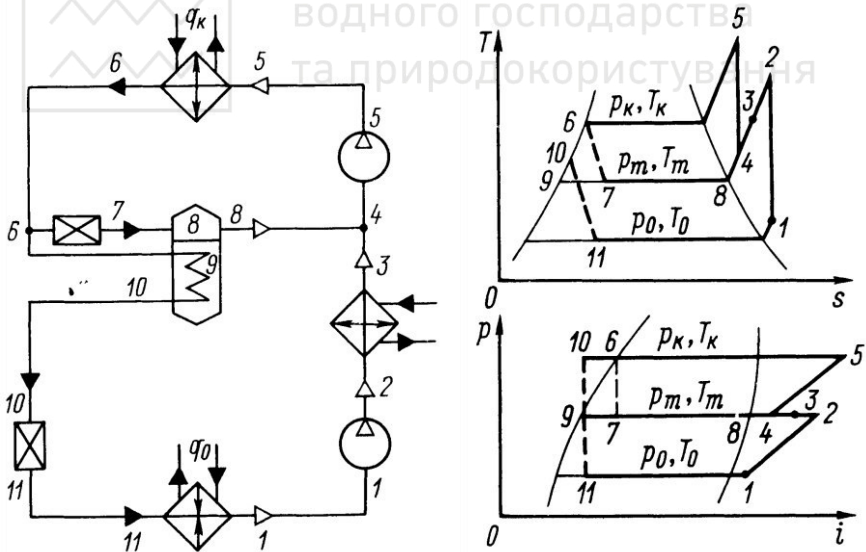


Рис. 2.16. Схема і цикли двоступеневої холодильної машини з однократним дроселюванням і неповним проміжним охолодженням



Параметри характерних точок

Параметри	Точки					
	1	2	3	4	5	6
p , МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169
T , К	223	356	303	291	453	298
h , кДж/кг	1315	1585	1471	1444,6	1796	242
v , м ³ /кг	4,75	-	-	0,86	-	-

Параметри	Точки				
	7	8	9	10	11
p , МПа	0,16	0,16	0,16	0,169	0,16
T , К	249	249	249	254	213
h , кДж/кг	242	1351	10	33	33
v , м ³ /кг	-	-	-	-	-

2. Проміжний тиск p_m розраховуємо за рівнянням

$$p_m = \sqrt{p_k \cdot p_0} = \sqrt{0,0218 \cdot 1,169} = 0,16 \text{ МПа.}$$

3. Масова витрата робочого тіла в I ступені

$$G_a^I = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{(h_1 - h_{11})} = \frac{100}{(1315 - 33)} = 0,078 \text{ кг/с.}$$

4. Масова витрата робочого тіла в II ступені

$$G_a^{II} = \frac{G_a^I \cdot (h_8 - h_{10})}{(h_8 - h_7)} = \frac{0,078 \cdot (1351 - 33)}{(1351 - 242)} = 0,09 \text{ кг/с.}$$

5. Ентальпія робочого тіла на вході у компресор II ступені

$$h_4 = \frac{h_8 + G_a^I \cdot (h_3 - h_8)}{G_a^{II}} =$$

$$= \frac{1351 + 0,078 \cdot (1471 - 1351)}{0,09} = 1444,6 \text{ кДж / кг.}$$

6. Ізоентропна потужність компресорів I і II ступені:

$$N_3^I = G_a^I \cdot (h_2 - h_1) = 0,078 \cdot (1585 - 1315) = 21,06 \text{ кВт,}$$



$$N_3^{\text{II}} = G_a^{\text{II}} \cdot (h_5 - h_4) = 0,09 \cdot (1796 - 1444,6) = 31,626 \text{ кВт}.$$

7. Дійсна об'ємна продуктивність компресорів I і II ступені:

$$V_{\text{Д}}^{\text{I}} = G_a^{\text{I}} \cdot v_1 = 0,078 \cdot 4,75 = 0,37 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_{\text{Д}}^{\text{II}} = G_a^{\text{II}} \cdot v_2 = 0,1 \cdot 4,75 = 0,007 \text{ м}^3/\text{с}.$$

8. Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_0}{(N_3^{\text{I}} + N_3^{\text{II}})} = \frac{100}{(21,6 + 31,626)} = 1,9.$$

Задача 2.2. Виконати тепловий розрахунок каскадної холодильної машини, якщо її холодопродуктивність $Q_0 = 10 \text{ кВт}$; температура кипіння у нижній гілці каскаду $T_0^{\text{H}} = 193 \text{ К}$; температура конденсації у верхній гілці каскаду $T_{\text{H}}^{\text{B}} = 303 \text{ К}$; робоче тіло нижньої гілки каскаду - R13, верхньої - R22.

Розрахунок

1. У нижній і верхній гілках каскаду одноступеневі машини (див. рис. 2.17). Температуру конденсації робочого тіла в нижній гілці каскаду T_0^{H} і температуру кипіння робочого тіла у верхній гілці каскаду T_{H}^{B} вибирають з умови рівності ступені підвищення тиску в компресорах в нижній і верхній гілках каскадів, і різниця температур $T_0^{\text{B}} - T_{\text{H}}^{\text{B}} = 5 \div 10 \text{ К}$. Параметри характерних точок визначають за таблицями станів робочого тіла [7] (таблиця. 2.5).

2. Стан робочого тіла в точці 9 визначають з умови підігрівання його в теплообміннику II до $223\text{-}233 \text{ К}$. У теплообміннику III (точка 1) хладон R13 нагрівається до температури $273\text{-}258 \text{ К}$. Температуру робочого тіла знаходять за умовами недорекуперації в теплообміннику IV ($5\text{-}10 \text{ К}$). Підігрів робочого тіла у верхній гілці каскаду в регенеративному теплообміннику I (процес 10-11) вибирають рівним $20\text{-}30 \text{ К}$.



3. Стан робочого тіла в точках 4, 6, 14 визначають за тепловими балансами теплообмінників:

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_9) = 1072,5 - (1064,5 - 1029) = 1055 \text{ кДж/кг},$$

$$h_6 = h_5 - (h_9 - h_8) = 908,5 - (1029 - 1006,3) = 886 \text{ кДж/кг}.$$

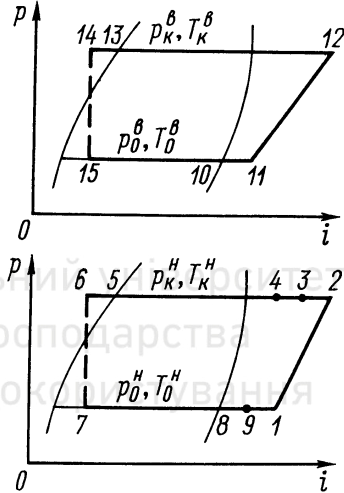
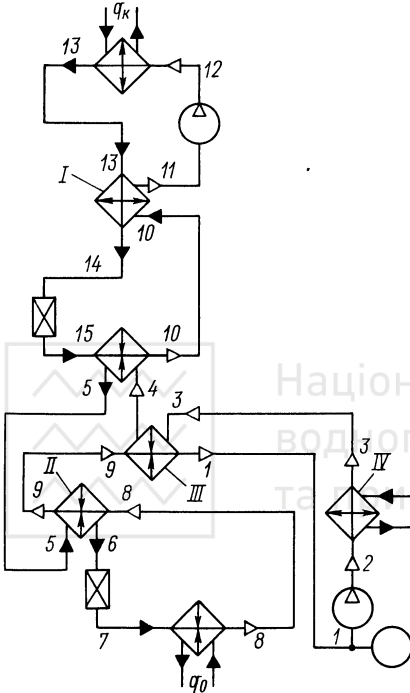


Рис. 2.17. Схема і цикли каскадної холодильної машини

Таблиця 2.5

Параметри характерних точок

Параметри	Точки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
p , МПа	0,11	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,11	0,11
T , К	263	345	313	288	245	223	193	193
h , кДж/кг	1046,5	1096	1072,5	1055	908,5	886	886	1006,5
v , м ³ /кг	0,19	-	-	-	-	-	-	-



Параметри	Точки						
	9	10	11	12	13	14	15
p , МПа	0,11	0,145	0,145	1,1908	1,1908	1,1908	0,145
T , К	233	240	260	363	303	293	240
h , кДж/кг	1029	1025	1038,5	1097	871,5	858	858
v , м ³ /кг	-	-	0,16	-	-	-	-

4. Питома холодопродуктивність нижньої гілки каскаду

$$q_0^H = h_8 - h_7 = 1006,5 - 806,0 = 120,5 \text{ кДж/кг.}$$

5. Питома холодопродуктивність верхньої гілки каскаду

$$q_0^B = h_{10} - h_{15} = 1025 - 858 = 167 \text{ кДж/кг.}$$

6. Випарник верхньої гілки каскаду відводить від робочого тіла нижньої гілки каскаду питому масову теплоту

$$q^M = h_4 - h_5 = 1055,0 - 908,5 = 146,5 \text{ кДж/кг.}$$

7. Масова витрата робочого тіла нижньої гілки каскаду

$$G_a^H = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{10}{120,5} = 0,083 \text{ кг/с.}$$

8. Масова витрата хладону R22 на 1 кг хладону R13:

$$\mu = \frac{q^H}{q_0^B} = \frac{146,5}{167} = 0,877 \text{ кг/кг.}$$

9. Масова витрата робочого тіла верхньої гілки каскаду:

$$G_a^B = \mu \cdot G_a^H = 0,877 \cdot 0,083 = 0,073 \text{ кг/с.}$$

10. Об'ємна продуктивність компресорів нижньої і верхньої гілок каскаду:

$$V_D^H = G_a^H v_1 = 0,083 \cdot 0,19 = 15,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_D^B = G_a^B v_{11} = 0,073 \cdot 0,16 = 11,68 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

11. Ізоентропна потужність компресорів нижньої і верхньої гілок каскаду:

$$N_S^H = G_a^H \cdot l_S^H = G_a^H \cdot (h_2 - h_1) = 0,083 \cdot (1096 - 1046,5) = 4,14 \text{ кВт},$$

$$N_S^B = G_a^B \cdot l_S^B = G_a^B \cdot (h_{12} - h_{11}) = 0,073 \cdot (1097 - 1038,5) = 4,27 \text{ кВт}.$$



12. Теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_T = \frac{Q_0}{(N_S^H + N_S^B)} = \frac{10}{(4,14 + 4,27)} = 1,19.$$

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Переваги і недоліки різних холодоагентів.
2. Принцип розшифрування номерів фреонів.
3. Основні властивості хладонів. Їх вплив на конструкцію холодильної установки і витрату енергії.
4. Основні вимоги до присадок.
5. Назвати групи холодоносіїв.
6. Рекомендації по застосуванню інгібіторів.
7. Вимоги до схем холодильних установок.
8. Особливості роботи вузла одноступневих компресорів на декілька температур кипіння.
9. Схеми приєднання всмоктувальних ліній до компресорів.
10. Особливості проектування вузла конденсатора і лінійного ресивера.
11. Особливості роботи вузла компресорів двоступеневого стиску.
12. Переваги схеми «економайзер».
13. Зобразити схему включення відцентрового компресора з двоступеневим дроселюванням.
14. Основні переваги компресорних цехів.
15. Компоновка обладнання компресорних цехів.
16. Переваги і недоліки децентралізованих машинних відділень.
17. Розміщення холодильного устаткування децентралізованих машинних відділень.
18. Переваги централізованих машинних відділень.
19. Компоновка устаткування централізованих машинних відділень.
20. Перерахувати основні заходи з енергозбереження в холодильних установках.



Розділ 3

ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

3.1. ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ

3.1.1. Вимоги до проектування теплообмінного обладнання

1) *Виконання вимог по робочим параметрам* – це означає, що потужність теплообмінного обладнання, вхідні і вихідні параметри теплоносіїв повинні забезпечуватись від одного профілактичного ремонту до наступного.

2) *Забезпечення механічної міцності* при роботі, транспортуванні, монтажу, запуску, зупинці при можливих аварійних ситуаціях.

3) *Корозійна стійкість* (матеріали, заходи (активні, пасивні)).

4) *Мінімальні забруднення теплообмінної поверхні* та можливість її очищення.

5) *Можливість періодичного ремонту теплообмінного обладнання*: очищення, заміна трубок, прокладок і т. ін.

6) *Необхідно враховувати переваги багатосекційної компоновки з відсічними пристроями* (частина секцій працює, а частина в ремонті).

7) *Теплообмінне обладнання повинно мати мінімальну вартість* при забезпеченні виконання інших вимог.

8) *Відповідати спеціальним вимогам* (обмеження по діаметру, масі, довжині, за умовами місця експлуатації (у космосі)).

3.1.2. Загальні рекомендації до виконання розрахунків

Перед початком проектування необхідно уточнити вихідні дані і зміст завдання, вивчити умови експлуатації. На основі цього вибирається принципова схема теплообмінного обладнання, яке буде у подальшому проектуватися.



Для розрахунків бажано віддавати перевагу теоретичним залежностям, а не емпіричним, які придатні тільки для умов, при яких були отримані.

Перед виконанням точних розрахунків рекомендується груба оцінка порядку величини, що розраховується. Це зменшить можливість випадкових помилок у розрахунках.

Слід пам'ятати, що при проектуванні теплообмінного обладнання розрахунки і конструювання однаково важливі і не слід недооцінювати якусь із цих складових.

Не слід сліпо повторювати відомі рішення. Оптимальне рішення може бути знайдене на основі досвіду, ескізного проектування і наступного порівняння кількох варіантів проекту.

Слід пам'ятати, що вартість проектування майже завжди значно менша вартості самого обладнання, а тому не варто економити на цій стадії.

Креслення слід оформляти у відповідності з ЄСКД.

3.1.3. Методи розрахунку теплообмінного обладнання

В залежності від поставленої задачі може проводитись:

- конструкторський розрахунок;
- перевірочний розрахунок.

Конструкторський розрахунок (КР) виконується у випадку, коли ведеться розробка нового, нестандартного теплообмінного обладнання.

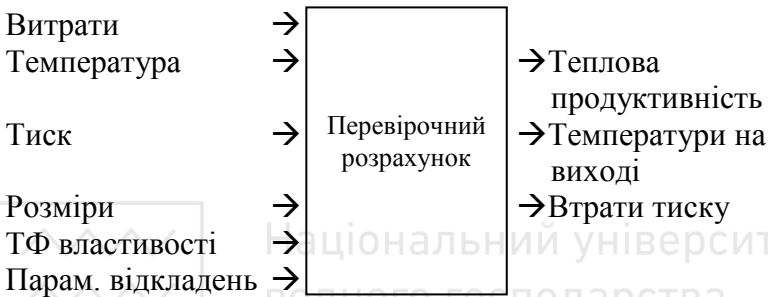
Конструкторський розрахунок включає *тепловий, гідравлічний, механічний та інші розрахунки*, які визначають геометричні розміри обладнання (вибір патрубків, розміщення) та його техніко-економічні показники. *Результатом конструкторського розрахунку є площа теплообміну.*

Перевірочний розрахунок проводиться для стандартного теплообмінного обладнання (або такого, яке є у наявності) з метою визначення параметрів теплоносіїв на виході з апарата при заданому тепловому навантаженні, здебільшого відмінному від номінального.



Перевірочний розрахунок проводиться у випадках оцінки придатності теплообмінного обладнання для конкретних технологічних умов або окремих, можливо, нестационарних режимів функціонування об'єкту.

При такому розрахунку для конкретного теплообмінного обладнання, відомих витрат і температур теплоносіїв на вході, визначається теплова продуктивність, температури на виході, та гідравлічний опір (втрати) апарата.



Розглянемо послідовність перевірконого розрахунку.

1. За відомими методиками визначають коефіцієнти тепловіддачі, потім коефіцієнт теплопередачі при умовно прийнятому або бажаному тепловому навантаженні.

2. Визначають необхідну середню різницю температур на основі теплового навантаження, знайденого вище « k », та відомої поверхні теплообміну.

$$\Delta t_{cp} = \frac{Q}{k \cdot F}. \quad (3.1)$$

3. Проводиться оцінка відповідності необхідної різниці температур тій, що є у наявності. Необхідно вибирати такий режим роботи, щоб була приблизна рівність необхідної і тої, що є у наявності різниці температур.

4. Якщо наявна різниця температур виявиться значно більшою від необхідної, то необхідно:

- розглянути питання про використання теплоносія із меншим енергетичним потенціалом;



- якщо такої можливості немає, то необхідно визначити доцільні межі зміни параметрів гарячого теплоносія (наприклад дроселюванням пари на вході).

- розглянути питання про використання теплообмінного обладнання з меншою поверхнею теплообміну.

Якщо наявна різниця температур теплоносіїв недостатня для забезпечення заданого теплового навантаження, то можна рекомендувати:

- зменшення теплового навантаження шляхом раціоналізації технологічного процесу;

- підвищення параметрів гарячого теплоносія;

- вибір теплообмінного обладнання з більшою поверхнею.

5. За довідковими даними визначають коефіцієнт тертя і місцеві втрати тиску. Розраховують загальні втрати тиску. Оцінюють потужність на перекачування теплових носіїв за формулою

$$N = Q \left[\frac{m^3}{c} \right] \cdot \Delta P_{Pa} \cdot \frac{1}{\eta}. \quad (3.2)$$

6. Вибір і проектування допоміжного устаткування (насоси, допоміжні теплообмінні апарати, сепаратори, конденсатні баки, конденсатовідвідники, розширювальні баки).

При проведенні аналізу результатів перевірконого розрахунку слід розглядати кілька варіантів для вибору найкращого.

3.1.4. Конструкторський метод розрахунку теплообмінного обладнання (послідовність)

В задачу цього розрахунку входить визначення при номінальному навантаженні геометричних розмірів допоміжного теплообмінного обладнання.

На основі узагальнення досвіду проектування склалась така послідовність конструкторського розрахунку теплообмінних апаратів теплоенергетичних установок.



1. Уточнюють технологічну і теплову схеми в яких задіяне теплообмінне обладнання.

2. Визначаються із розмірами продувок, дренажів, проб і інших втрат і складають схеми теплових і матеріальних потоків.

Приклад:

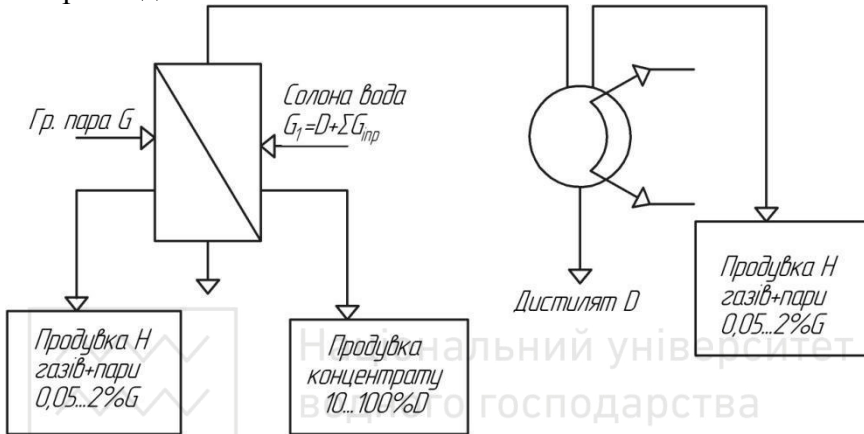


Рис. 3.1. Вакуумна опріснювальна установка

При значних втратах тепла із продувками вирішують питання по використанню цих потоків тепла у якості ВЕР.

3. Складають тепловий баланс теплообмінного обладнання, після чого уточнюють теплове навантаження, витрати теплоносіїв, початкові і кінцеві їх температури.

Для рекуперативного ТА без зміни агрегатного стану обох теплоносіїв

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2'). \quad (3.3)$$

Для парорідних підігрівників (конденсаторів):

$$Q = D_1 \cdot (h_1' - h_1'') \cdot \eta = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2'). \quad (3.4)$$

Для одноступеневого випарника з продувкою:

$$Q = D_1 \cdot (h_1' - h_1'') \cdot \eta = D_2 \cdot (h_2'' - h_2') + G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2'). \quad (3.5)$$

Величину $G \cdot c_p = C$, Дж/с·к – називають *водяним еквівалентом*, який широко використовується при аналізі ефективності теплообмінного обладнання.



$\eta=0,96\div 0,98$ – враховує теплові втрати у навколишнє середовище і залежить від рівня температури, розмірів теплообмінного обладнання, наявності та якості теплової ізоляції.

4. Вибір типу і конструкції теплообмінного обладнання та основних конструкційних матеріалів. Це дуже важливий пункт. Від того на скільки вдало він вирішений, буде залежати успіх подальшого проектування. Велике значення при вирішенні цього питання має: світовий досвід, досвід конструктора, навіть інтуїція. Для якісного вирішення цього питання конструктор повинен в якійсь мірі бути художником тому, що тут не все підвладне логіці.

5. Вибір схеми руху теплоносіїв. Коли носії не змінюють агрегатного стану необхідно забезпечити протиток.

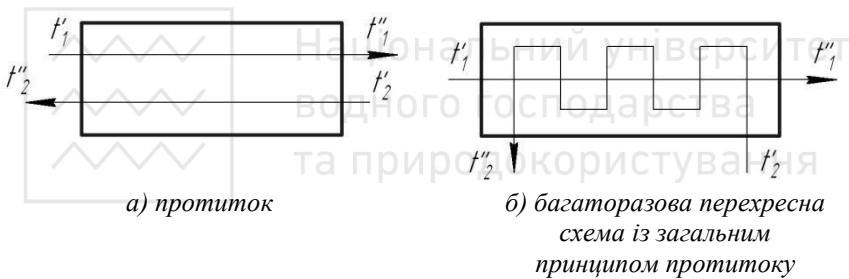


Рис. 3.2. Схеми руху теплоносіїв

Слід враховувати, що при зовнішньому омиванні пучка труб необхідно керуватись правилом:

Якщо відношення $\left(\frac{Nu}{Pr}\right)^{0,4}$ більше 58, то вигідніше поздовжній рух теплоносія, а якщо менше 58, то поперечний.

6. Визначення середньої різниці температур теплоносіїв. Для протиточної та прямиоточної схеми використовують залежність

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (3.6)$$

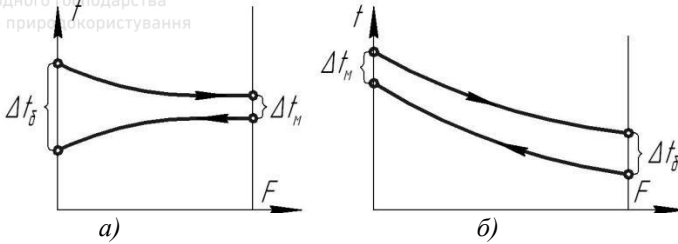


Рис. 3.3. Температурний напір у ТА

У кожному випадку для протитоку місце Δt_{δ} і $\Delta t_{м}$ визначається співвідношенням водяних еквівалентів.

7. На основі досвіду, або за довідковою літературою оцінюють значення α_1 та α_2 :

- повітря нагрів-охолодження – 1-50 Вт/(м²·К);
- перегріта пара нагрів-охолодження – 20-100 Вт/(м²·К);
- масло нагрів-охолодження – 200-1500 Вт/(м²·К);
- вода нагрів-охолодження – 500-10000 Вт/(м²·К).

8. З врахуванням забруднення поверхні визначають орієнтовне значення коефіцієнтів теплопередачі:

- для плоскої стінки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} + R}; \quad (3.7)$$

- для циліндричної стінки

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} + R}. \quad (3.8)$$

де R – термічний опір забрудненої поверхні, (м²·К)/Вт.

При $d_2/d_1 \leq 1,8$ можна користуватись формулою (3.7), при цьому похибка не перевищує 4 %.

9. За орієнтовним k визначаємо ескізне (попереднє) значення поверхні теплообміну

$$F_{ec} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (3.9)$$



10. Визначаємо середні температури теплоносіїв. При цьому середню температуру теплоносія з меншим перепадом температур визначимо як середньоарифметичну

$$t_{cp1} = \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (3.10)$$

Середню температуру другого теплоносія знайдемо таким чином

$$t_{cp2} = \Delta t_{cp} - \Delta t_{cp1}. \quad (3.11)$$

11. За знайденими середніми температурами знаходимо значення густини ρ , а потім секундні об'єми теплоносіїв.

$$V = \frac{G}{\rho}, \left[\frac{m^3}{c} \right]. \quad (3.12)$$

12. Вибираємо швидкості теплоносіїв. В кожухотрубному ТА тільки один із теплоносіїв може мати оптимальну швидкість (як правило у середині труб), а швидкість іншого теплоносія буде залежати від конструкції міжтрубного простору. На основі досвіду експлуатації:

- в'язкі рідини – ≤ 1 м/с;
- малов'язкі рідини, вода – 1-3 м/с;
- запылені гази – 6-10 м/с;
- чисті гази – 12-16 м/с;
- насичена пара – 30-50 м/с;
- перегріта пара – 50-75 м/с;
- пара при низьких тисках – 100-200 м/с.

Верхню межу швидкості теплоносіїв лімітує оптимальний гідравлічний опір апарату, а також ерозія матеріалу труб.

При поперечному омиванні латунних труб допустима швидкість:

$$w_{дон} = 30 \cdot \sqrt{v}, \quad (3.13)$$

де v – питомий об'єм теплоносія.

При поздовжньому омиванні латунних труб, а також всередині труб

$$w_{дон} = 80 \sqrt{v}. \quad (3.14)$$



Для сталевих труб ці швидкості можуть бути більш високими.

13. Визначають простір ТА (трубний чи міжтрубний) для кожного теплоносія. При цьому керуються наступним:

- теплоносій з нижчим α (для рідин) краще подавати у труби;
- рідина у трубний простір, газ у міжтрубний;
- забруднений теплоносій і агресивний – у труби;
- теплоносій з високим тиском і температурою бажано подавати у труби;
- якщо ТА призначений для охолодження речовини, то гарячий теплоносій бажано подати у міжтрубний простір.

14. Вибір діаметра труб, визначають їх довжину і число (кількість).

$$d = \underbrace{17, 22, 25}_{\text{кольорові}}; \underbrace{32, 38}_{\text{сталеві}}; \underbrace{44, 51, 57}_{\text{забруднені гази}} \text{ мм.}$$

Менший діаметр – більш компактний ТА, але збільшується гідравлічний опір.

Поверхня теплообміну

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_1 \cdot n_1, \quad (3.15)$$

де n_1 – кількість труб одноходового ТА;

l_1 – довжина труб одноходового ТА.

Площа одного ходу

$$S_1 = \frac{V}{w}. \quad (3.16)$$

Кількість труб одного ходу

$$n_1 = \frac{S \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n}. \quad (3.17)$$

Довжина труб одноходового ТА

$$l_1 = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot n}. \quad (3.18)$$

Робоча довжина труб у теплообмінному обладнанні може бути 2÷4 м, і рідко перевищує 5 м.

Якщо ми отримали значення $l_1 >$ цих значень, то можемо вибрати для подальшої розробки 2-х, або більше ходовий ТА.



Парна кількість ходів – патрубки на 1 стороні, непарна кількість ходів – патрубки на різних кінцях ТА.

Кількість ходів вибирають ≤ 10 , якщо за розрахунками отримано більше, то необхідно вибрати труби меншого діаметра, або зменшити швидкість теплоносія.

15. Вибирають спосіб кріплення і розміщення труб у трубній решітці (вибирають крок труб $\geq 1,3d$ труби). Для високотемпературних процесів та сильно текучих теплоносіїв (керосин, зріджені гази) віддають перевагу зварним або паяним варіантам кріплення труб.

При розбивці по сторонах шестикутниках, при їх кількості більше шести бажано заповнювати вільні сегменти (між корпусом та сторонами зовнішнього шестикутника).

16. Роблять ескіз теплообмінного обладнання, за кількістю ходів вибирають кришки ТА. Уточнюють кількість труб за ходами. Кришки можуть бути різних конструкцій з різною орієнтацією патрубків, див. рис. 3.4.

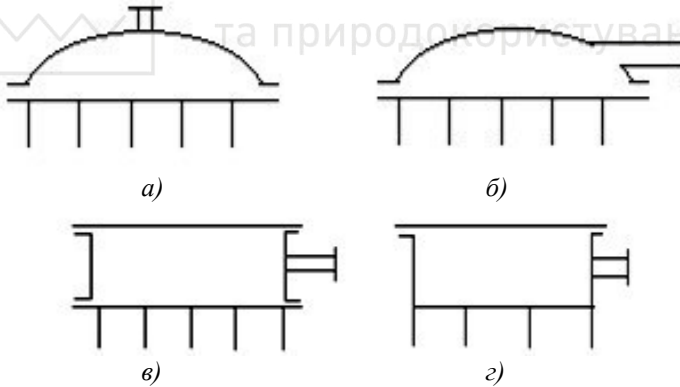


Рис. 3.4. Конструкції кришок ТА

17. Визначають внутрішній діаметр корпуса ТА

$$D = D' + d_{mp} + 2k, \quad (3.19)$$

де D' – найбільший діаметр розміщення центрів труб;

d_{mp} – діаметр труб;

k – кільцевий зазор, $k \geq 6$ мм.



18. Вибирають конструкцію та розміри міжтрубного простору

$$S_{\text{міжтр}} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - n \cdot d_{\text{тр}}^2 . \quad (3.20)$$

Якщо необхідно, то вибирають тип і кількість перегородок у міжтрубному просторі.

19. Уточнення ескізу теплообмінного обладнання та його конструктивних розмірів.

20. За уточненим ескізом ТА визначають уточнені α_1 , α_2 та K .

21. Визначають розрахункову поверхню теплообміну F_p . Якщо $F_p = F_{ес}$, або менше на 10-15%, то визначення основних розмірів ТА можна вважати закінченим. У протилежному разі необхідно вносити коригування (найпростіше це зробити збільшуючи довжину ТА).

22. Проводять гідравлічний розрахунок ТА. Порівнюють одержані гідравлічні втрати із допустимими (якщо такі є) та визначають потужність насосів для переміщення теплоносіїв

$$N = \frac{V \cdot \Delta P}{\eta}, \text{ Вт.} \quad (3.21)$$

23. Вибір конструкційних матеріалів та проведення розрахунків на міцність елементів ТА:

- корпус;
- з'єднання;
- трубна решітка.

24. Виконують креслення ТА, складають специфікації, складають характеристики фланців (призначення, робочий тиск, прохідний переріз).

25. Проектують теплову ізоляцію.

26. Розробляють систему контролю та автоматичного регулювання.

27. Підбирають прилади, запірні та регулювальні пристрої, запобіжні клапани, сепаратори, конденсатовідвідники та інше допоміжне обладнання.



28. Проектують та підбирають площадки для обслуговування, сходи, підйомно-транспортні пристрої, спеціальні пристрої для безпечної експлуатації, протипожежне обладнання.

29. Проектують місцеве освітлення, кондиціонування повітря.

3.2. ГІДРАВЛІЧНІ І МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ

3.2.1. Гідравлічний розрахунок теплообмінних апаратів

При гідравлічному розрахунку визначається витрата енергії на рух теплоносіїв через апарат. Повний напір Δp , який необхідний для руху рідини або газу через теплообмінний апарат, визначається за формулою

$$\Delta p = \sum \Delta p_{mp} + \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_n + \Delta p_z, \quad (3.22)$$

де $\sum \Delta p_{mp}$ - сума гідравлічних втрат на тертя;

$\sum \Delta p_m$ - сума втрат напіру в місцевих опорах;

$\sum \Delta p_n$ - сума втрат напіру, обумовлених прискоренням потоку; Δp_z - перепад тиску для подолання гідростатичного стовпа рідини.

Гідравлічні втрати на тертя в трубопроводах, каналах і при поздовжньому омиванні пучка труб теплообмінного апарата визначаються за формулою

$$\Delta p_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{екв}} \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па} \quad (3.23)$$

де l - довжина труби, м; ρ - густина теплоносія, кг/м^3 ;

$d_{екв}$ - еквівалентний (гідравлічний) діаметр, м;

ω - середня швидкість теплоносія на даній ділянці, м/с;

λ - коефіцієнт опору тертя (величина безрозмірна).



При ізотермічному русі рідини в гладких трубах і каналах

$\lambda = f \operatorname{Re}$, а в шорстких $\lambda = f \left(\operatorname{Re}, \frac{\delta}{r} \right)$ (де δ - середня висота

виступів шорсткості, r - радіус труби). Значення λ і ρ визначаються при середній температурі теплоносія.

Коефіцієнти опору для пучка труб при поперечному омиванні (перпендикулярно осі труб):

а) для шахових пучків при $\frac{S_1}{d} < \frac{S_2}{d}$

$$\lambda = (4 + 6,6 \cdot m) \cdot \operatorname{Re}^{-0,28}; \quad (3.24)$$

б) для шахових пучків при $\frac{S_1}{d} > \frac{S_2}{d}$

$$\lambda = (5,4 + 3,4 \cdot m) \cdot \operatorname{Re}^{-0,29}; \quad (3.25)$$

в) для коридорних пучків

$$\lambda = (6 + 9 \cdot m) \cdot (s_1/d)^{-0,33} \cdot \operatorname{Re}.$$

Тут S_1 – відстань між осями труб поперек руху потоку (по ширині пучка); S_2 – відстань між осями труб повздож руху потоку (по глибині пучка); d – зовнішній діаметр труби;

m – кількість рядів труб у напрямку руху.

Гідравлічні втрати тиску в місцевих опорах: в патрубках, кришках, трубних решітках, перегородках, дифузорах, насадках, засувках, вентилях і інших елементах теплообмінника визначаються за формулою

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ Па} \quad (3.26)$$

де ξ - коефіцієнт місцевого опору. Його знаходять окремо для кожного елемента теплообмінника, потім підраховують усі Δp_m , значення яких підсумовують.

Втрати тиску, обумовлені прискоренням потоку внаслідок зміни об'єму теплоносія при постійному перерізі каналу

$$\Delta p_n = \rho_2 \cdot \omega_2^2 - \rho_1 \cdot \omega_1^2, \text{ Па} \quad (3.27)$$

де ω_1 , ρ_1 і ω_2 , ρ_2 – швидкості, м/с, і густини газу, кг/м³, у вхідному і вихідному перерізах потоку; для рідин значення Δp_n дуже мале і в розрахунках не враховується.



Якщо газова порожнина апарата з'єднується з навколишнім середовищем, то

$$\Delta p_z = h \cdot g \cdot (\rho_1 - \rho_2), \text{ Па} \quad (3.28)$$

де h – відстань по вертикалі між входом і виходом теплоносія, m ; ρ_1 і ρ_2 – густина газу в апараті і в навколишньому середовищі.

Величина Δp_z у випадку руху газу називається опором самотяги. Якщо теплообмінник не сполучається з навколишнім середовищем (включений в замкнуту систему), то $\Delta p_z = 0$.

Формула (3.22) включає усі можливі види опорів і є узагальненою. Застосування її для розрахунку гідравлічних опорів різних теплообмінників вимагає пояснень. Наприклад, при розрахунку втрат напору для скрубера $\sum \Delta p_{mp} = 0$, оскільки він не має поверхонь нагріву. Визначення Δp_z неможливе без знання місця включення теплообмінного апарату в схемі і т.д.

Розглянемо деякі прості схеми підключення теплообмінника. У схемі на рис. 3.5а теплообмінник підключений до теплової мережі. Гаряча вода надходить з прямого трубопроводу (відмічений плюсом), проходить по апараті в якості гарячого теплоносія і йде з нього в зворотній трубопровід (відмічений мінусом). В цьому випадку задана різниця тисків в прямій і зворотній лініях мережі $\Delta p_m = p_1 - p_2$. Необхідно так спроектувати теплообмінник, щоб $\Delta p_m = \Delta p + \Delta p_m$ (де Δp і Δp_m - гідравлічні опори теплообмінника і трубопроводів, що сполучають його з тепловою мережею). Якщо $\Delta p + \Delta p_m > \Delta p_m$, то внаслідок меншої витрати теплоносія теплообмінник матиме теплопродуктивність меншу за розрахункову; якщо $\Delta p + \Delta p_m < \Delta p_m$, то буде більша витрата теплоносія, (ніж вимагається), тобто площа поверхні нагріву теплообмінника буде необґрунтовано завищена. Слід також відмітити, що при розрахунку повного гідравлічного опору теплообмінника Δp за формулою (3.22) приймають $\sum \Delta p_n = 0$ і $\Delta p_z = 0$.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

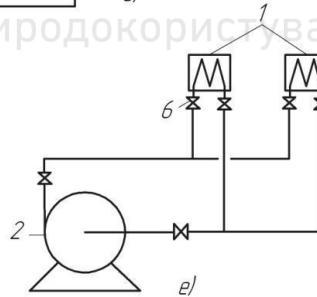
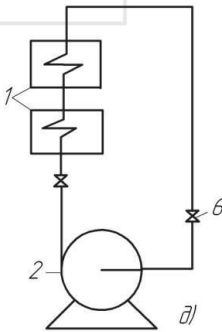
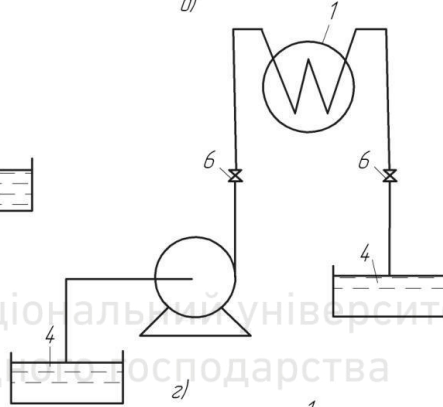
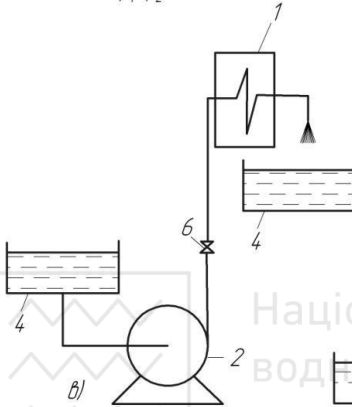
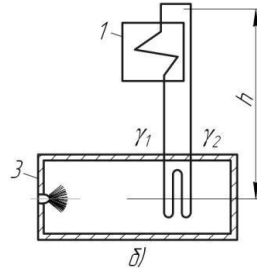
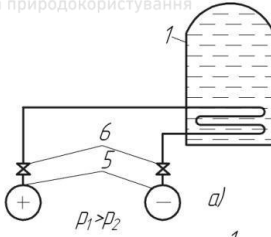


Рис. 3.5. Схеми підключення теплообмінних апаратів:
а) – до теплової мережі; б) до топки із природною циркуляцією теплоносія; в) – з розривом струменя; г) із сифоном;
д) послідовне включення двох теплообмінників;
е) паралельне вмикання двох теплообмінників.
1 – теплообмінний апарат; 2 – насос; 3 – топка; 4 – бак;
5 – труби теплової мережі; 6 – вентилі або засувки

На рис.3.5б представлена схема підводу теплоти в теплообмінник від змійовика, розташованого в топці. Циркуляція гарячого теплоносія відбувається тут за рахунок гравітаційного напору, тому для гідравлічного розрахунку в цьому випадку використовується інша формула

$$\Delta p_z = h \cdot g \cdot (\rho_1 - \rho_2) = \sum \Delta p_{mp} + \sum \Delta p_m + \Delta p_m + \Delta p_{zm}, \quad (3.29)$$

де h – висота між рівнями верхньої і нижньої відміток схеми, m ; ρ_1 і ρ_2 – густина теплоносія, що опускається і піднімається, kg/m^3 ; $\sum \Delta p_{mp}$ і $\sum \Delta p_m$ – втрати на тертя і місцеві опори в теплообміннику, Pa ; Δp_m – гідравлічні втрати в підвідних трубопроводах, Pa ; Δp_{zm} – втрати в змійовику, Pa . Якщо в схему включений насос і теплообмінник може бути встановлений на одному рівні з топкою, то розрахунок Δp ведеться за формулою (3.22) при $\Delta p_z = 0$.

На рис.3.5в показана схема, в якій теплообмінник розташований на деякій висоті відносно насоса і теплоносій зливається у верхній бак з розривом струменя. В цьому випадку для визначення Δp теплообмінника дійсна формула (3.22). При визначенні потужності насоса необхідно врахувати опір подавальних трубопроводів ($\Delta p_1 = h \cdot g \cdot \bar{\rho}$).

На рис.3.5г представлена схема включення теплообмінника з сифоном, при якій приймальний і вихідний патрубки трубопроводів занурені в резервуари з тією ж рідиною, яка знаходиться при однаковому тиску. В цьому випадку при визначенні Δp за формулою (3.22) приймають $\Delta p_z = 0$. За такою схемою приєднуються конденсатори парових турбін електростанцій.

У схемі з теплообмінниками, які приєднані послідовно (рис.3.5д), їх гідравлічні опори підсумовуються. При визначенні гідравлічного опору в цій замкнутій схемі $\Delta p_z = 0$.

У разі паралельного приєднання теплообмінників, які мають однаковий опір (рис.3.5е), розрахунок втрати напору ведеться для найвіддаленішого від насоса теплообмінника.



Якщо два калорифери з пластинчатими ребрами (див. рис.

3.6), які мають однаковий гідравлічний опір $\Delta p_1 = \xi \cdot \frac{\omega_1^2 \cdot \rho}{2}$,

приєднати послідовно по повітрю при $\rho = \text{const}$ і однакою витраті повітря, тоді та ж сама кількість повітря повинна пройти через удвічі менший прохідний переріз, тобто його швидкість повинна подвоїтися ($\omega_2 = 2 \cdot \omega_1$), а гідравлічний опір одного калорифера збільшиться в чотири рази:

$$\Delta p_2 = \xi_2 \cdot \frac{2 \cdot \omega_1^2 \cdot \rho}{2}, \quad (3.30)$$

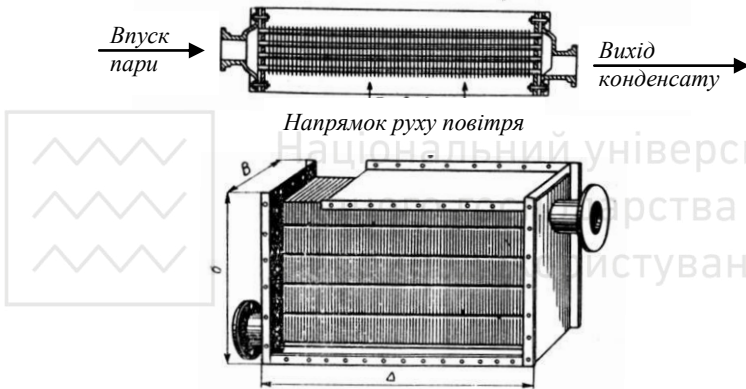


Рис. 3.6. Пластинчато-ребристий калорифер

Гідравлічний опір двох калориферів, включених послідовно, при $\xi_1 = \xi_2$ стане більшим у вісім разів:

$$\sum \Delta p_2 = \frac{\xi_2 \cdot 2 \cdot \omega_1^2 \cdot \rho}{2}, \text{ або } \frac{\sum \Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{8 \cdot \omega_1^2}{\omega_1^2} = 8. \quad (3.31)$$

У вісім разів збільшиться і витрата електроенергії на вентиляцію. При кількості секцій, які перемикаються з паралельною на послідовну роботу, рівною n , їх загальний опір зростає в

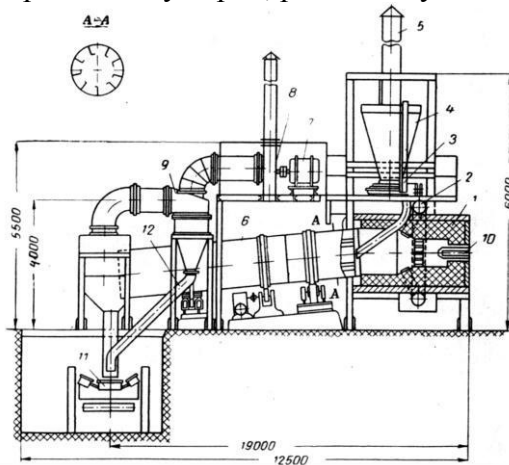
$$\frac{\sum \Delta p_2}{\Delta p_1} = n n^2 = n^3 \text{ разів.}$$



Це порівняння є наближеним, оскільки в ньому не витримана важлива умова – постійна теплопродуктивність порівнювальних варіантів. Проте воно показує, що при перемиканні калориферів з паралельного з'єднання по повітрю на послідовне може різко зрости опір, знизитися продуктивність вентилятора і різко зменшитися теплова потужність теплообмінника.

Гідравлічний опір теплообмінника залежить від квадрата швидкості теплоносія ω^2 . З підвищенням швидкості, з одного боку, росте коефіцієнт тепловіддачі, тобто зменшується поверхня нагріву, зменшуються розміри і відповідно вартість теплообмінника, а з іншої – збільшуються витрати електроенергії. Тому вибір оптимальної швидкості теплоносія в теплообміннику повинен вирішуватися на підставі техніко-економічних обґрунтувань. Проте в більшості випадків послідовне з'єднання по повітрю ребристих калориферів і інших теплообмінних апаратів нерентабельне і може бути виправдано тільки конструктивними умовами компоновання агрегату.

При проектуванні теплоенергетичних установок необхідно визначити гідравлічний опір усієї системи, в яку включений теплообмінний апарат. Наприклад, для системи барабанної сушарки (рис.3.7) гідравлічний опір складається з опору топки, барабанної сушарки, розвантажувальної камери і циклону.



- 1 – топка; 2 – колектор вторинного повітря;
- 3 – живильник; 4 – бункер вологого матеріалу;
- 5 – труба; 6 – барабанна сушарка;
- 7 – електродвигун;
- 8 – вентилятор;
- 9 – циклон; 10 – палиник;
- 11 – стрічковий транспортер; 12 – тека для відокремленої пилу

Рис. 3.7. Барабана сушарка



Гідравлічний опір спірального теплообмінника (рис.3.8) можна визначити за формулою (3.22), приймаючи

$$\lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{\omega \cdot d_{екв}}} \quad (3.32)$$

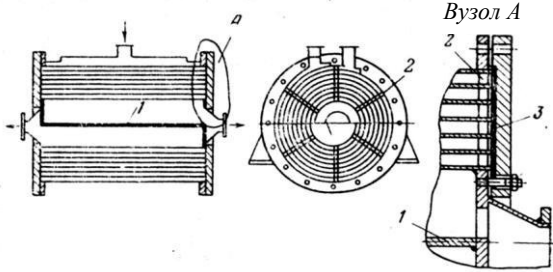


Рис. 3.8. Спіральний теплообмінник:

1 – перегородка; 2 дистанційні штифти; 3 – прокладки

Гідравлічний опір сухих насадок в скрубєрі або ректифікаційній колоні

$$\Delta p_{сух} = \lambda \cdot \frac{H}{d_{екв}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_o^2}{2} = \lambda \cdot \frac{H \cdot \sigma}{V_g^3} \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho_g}{2}, \text{ Па} \quad (3.33)$$

Еквівалентний діаметр дорівнює $d_{екв} = 4 \cdot R_z = \frac{4 \cdot V_g}{\sigma}$, м.

Дійсна швидкість $\omega_o = \frac{\omega}{V_g}$, м/с.

Тут H – висота шару насадки, м; λ – коефіцієнт опору насадки; ρ_g – густина газу, $кг/м^3$; ω_o – дійсна швидкість газу між тілами насадки, м/с; ω – швидкість потоку на вході в насадку (у перерізі незаповненого скрубєра), м/с; σ – питома поверхня насадки, $м^2/м^3$; V_g – вільний об'єм насадки, $м^3/м^3$; R_z – гідравлічний радіус насадки, м.

У разі зрошування насадок їх гідравлічний опір збільшується. Гідравлічний опір зрошованої водою насадки

$$\Delta p_{см} = 1,2 + 0,04 \cdot H_\omega \cdot \Delta p_{сух}, \quad (3.34)$$

де H_ω – густина зрошування, $м^3/(м^2 \cdot год)$.



Потужність, необхідна для переміщення рідини або газу через апарат, тобто потужність на валу насоса або вентилятора, визначається за формулою

$$N = \frac{V \cdot \Delta p + \Delta p_m}{\eta} = \frac{G \cdot \Delta p + \Delta p_m}{\eta \cdot \rho}, \quad (3.35)$$

де V - об'ємна витрата рідини або газу, m^3/c ; G - масова витрата, kg/c ; ρ - густина теплоносія перед насосом (вентилятором), kg/m^3 ; Δp_m - гідравлічний напір, підвідних трубопроводів, Pa ; Δp - опір теплообмінника, Pa ; η - ККД насоса або вентилятора.

3.2.2. Розрахунок теплообмінного обладнання на міцність

Більшість теплообмінних апаратів працюють при надмірному внутрішньому тиску або під вакуумом. Внаслідок цього в них виникає напруга, обумовлена різницею тисків у посудині і навколишньому середовищі. На цю напругу накладаються термічні напруги, напруга від власної ваги посудини, теплоносіїв, які знаходяться в ній. Необхідно, щоб в цих умовах теплообмінний апарат був досить міцним.

Розрахунок товщини стінки циліндричного корпусу.

Посудини, які працюють під тиском, діляться на тонкостінні і товстостінні. Тонкостінними вважають такі посудини, у яких відношення зовнішнього діаметру до внутрішнього рівне або менше 1,1.

Товщина корпусу посудини або апарату, що працює під внутрішнім тиском визначається

$$\delta_k = \frac{p_p \cdot D_{вн}}{2 \cdot \sigma_{дон}^* \cdot \eta \cdot \varphi - p_p} + C, \text{ м} \quad (3.36)$$

де p_p - розрахунковий або робочий тиск, рівний надлишковому тиску, який виникає при нормальному протіканні робочого процесу в апараті, MPa ; $D_{вн}$ - внутрішній діаметр циліндра, m ; $\sigma_{дон}^*$ - номінальна допустима напруга, вибирається



залежно від марки сталі і температури стінки (табл. 3.1), $MПа$; η - коефіцієнт, який враховує клас апарата: при обігріві паром або підігрітими газами вибухо- і пожежонебезпечних або токсичних речовин $\eta=0,9$, для інших речовин $\eta=1$; ϕ – коефіцієнт міцності зварного шва; C – поправка на корозію і округлення товщини до стандартного розміру листа.

Таблиця 3.1

Номінальна допустима напруга $\sigma_{доп}^*$, МПа для вуглецевих і низьколегованих марганцевих сталей

Розрахункова температура стінки, °С	Марка сталі			
	ГОСТ 380-60, СТ.3	ГОСТ 1500-60, СТ.10	ГОСТ 1500-60, 20 і 20К	ГОСТ 5520-62, 09Г2С і 16ГС
20	140	130	147	170
100	134	125	142	160
200	126	118	136	148
250	120	112	132	145
300	108	100	119	134
350	98	88	106	123
400	88	77	92	110

Величину коефіцієнта C в усіх випадках приймають не менше $0,5mm$, а для агресивних середовищ – до $3-5mm$.

При стиковому зварюванні швів з двостороннім проварюванням, яке виконується автоматичним дуговим електрозварюванням під шаром флюсу допускається застосування розрахункового коефіцієнта міцності $\phi=1$ при будь-якому виді навантаження.

Для з'єднань, виконуваних вручну із забезпеченням двостороннього суцільного провару, а також у разі ручного підварювання вершини шва допускається застосування розрахункового коефіцієнта міцності $\phi=0,95$.

При зварюванні вручну швів, доступних з одного боку і маючих підкладку по усій довжині шва, дозволяється застосування розрахункового коефіцієнта міцності шва $\phi=0,9$.



Для з'єднань, на яких не забезпечується суцільне проварювання елементів, які сполучаються, а також для з'єднань за наявності швів з двох сторін допускається застосування розрахункового коефіцієнта $\phi=0,8$.

У разі стикових швів, що зварюються лише з однієї сторони автоматичним зварюванням під шаром флюсу, коефіцієнт міцності зварного шва ϕ має бути не більше 0,8.

Товщина циліндричного корпусу посудини, яка працює під зовнішнім тиском, визначається за формулою

$$\delta_k = 0,47 \cdot \frac{D_{вн}}{100} \cdot \left(\frac{P_p}{10^{-6} \cdot E^t} \cdot \frac{l}{D_{вн}} \right)^{0,4} + C, \quad (3.37)$$

де $D_{вн}$ – внутрішній діаметр корпусу, м; l – розрахункова довжина, рівна довжині корпусу плюс перехідна циліндрична частина кришки, м; E^t – модуль пружності при розрахунковій температурі, МПа.

Товщина стінки зварного корпусу для теплообмінного апарата, як правило, приймається не менше 5-7мм для хорошого проварювання металу без пропалу, міцності при транспортуванні і монтажі.

Розрахунок товщини днищ й кришок

Найменшу розрахункову товщину за інших рівних умов мають *сферичні днища* (рис. 3.9а). Але вартість виготовлення їх найбільш висока. Тому в теплообмінних апаратах вони мають обмежене застосування – для компактних апаратів, які працюють при дуже високих тисках.

Розрахунок днищ сферичної форми виконується за приведеною нижче формулою для еліптичних днищ, згідно якої товщина сферичного днища виходить менше товщини обичайки циліндричної посудини. Проте з технологічних міркувань товщину його приймають рівною товщині циліндричної обичайки.

Найбільш поширені *еліптичні днища* (рис.3.9б). Висоту випуклої частини днища не рекомендується приймати менше $0,2D_{вн}$. У випадках, коли $h/D_{вн} > 0,3$, товщина днища вибирається



рівною товщині циліндричної частини апарата, оскільки міцність днища виявляється вищою, ніж у циліндра. У таких випадках отвори для лазів намагаються розташовувати в днищах.

Розрахунок еліптичних відбортованих днищ посудин і апаратів, які працюють під внутрішнім або зовнішнім тиском, здійснюється за формулою

$$\delta = \frac{p_p \cdot D_{вн}}{4 \cdot \sigma_{дон}^* \cdot \eta \cdot \varphi \cdot K_z - p_p} \cdot \frac{D_{вн}}{2 \cdot h} + C, \quad (3.38)$$

де p_p , $D_{вн}$, $\sigma_{дон}^*$, φ і C мають ті ж значення, що і при визначенні товщини обичайки за формулою (3.36); h - висота опуклої частини днища, м;

$z=1-d/D_{вн}$ – коефіцієнт неукріпленого отвору;

d – діаметр неукріпленого отвору, м;

K_z – конструктивний коефіцієнт. При внутрішньому тиску приймається $K_z=1$ для глухих днищ і $K_z=0,95$ для днищ із неукріпленими отворами; при зовнішньому тиску приймається $K=0,63$ для глухих днищ і $K=0,6$ для днищ з неукріпленими отворами.

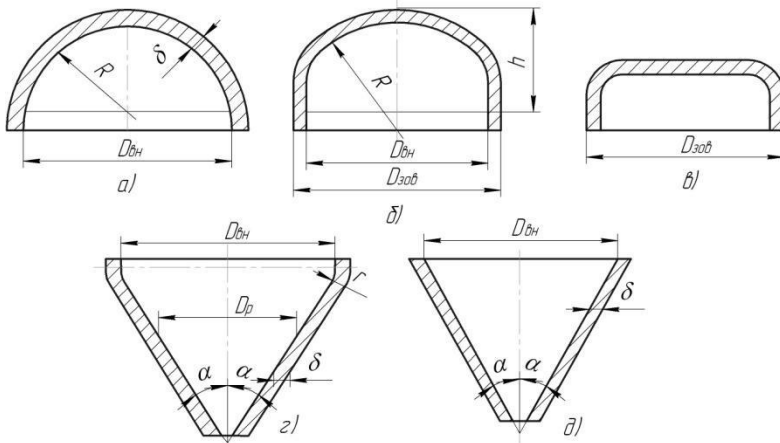


Рис. 3.9. Основні типи кришок і днищ:

а – сферична; б – еліптична; в – коробкова;

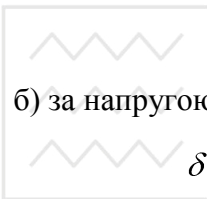
г – конічне відбортоване; д – конічне невідбортоване



Простішу формулу в порівнянні з еліптичними мають *коробкові днища* (рис. 3.9в). Але в області переходу від площини до циліндра із спряженням малого радіусу концентрується значна колова напруга, і часто утворюються тріщини. Тому виготовлення коробкових днищ заборонено. Але в експлуатації знаходиться багато апаратів з коробковими днищами. Перевірочний розрахунок їх виконують за формулами для еліптичних днищ.

г) *Конічні днища* (рис. 3.9г,д) застосовуються в апаратах, які працюють при незначних перепадах тиску, або коли необхідно забезпечити надійне видалення з апарата в'язких розчинів, суспензії і інших малорухомих речовин. Товщина стінки конічного днища при $\alpha \leq 70^\circ$ визначається:

а) за напругою на згин



$$\delta = \frac{p_p \cdot D_p \cdot y}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_{дон}^* \cdot \eta} + C; \quad (3.39)$$

б) за напругою на розтяг

$$\delta = \frac{p_p \cdot D_p}{2 \cdot \cos \alpha \cdot (\varphi \cdot \sigma_{дон}^* \cdot \eta - p_p)} + C, \quad (3.40)$$

і приймається більше з двох значень.

При $\alpha > 70^\circ$

$$\delta = 0,3 \cdot (D_{ен} - r) \cdot \frac{\alpha}{90} \cdot \sqrt{\frac{p_p}{\varphi \cdot \sigma_{дон}^*}} + C, \quad (3.41)$$

де p_p , $\sigma_{дон}^*$, φ , η і C мають ті ж значення, що і при визначенні товщини обичайки за формулою (3.36);

y – коефіцієнт форми днища, залежить від половини центрального кута α і визначається з графіка, представленого на рис.7-5, [3];

D_p – розрахунковий діаметр, м; для невідбортованих днищ $D_p = D_{ен}$, для відбортованих днищ D_p визначається за формулою

$$D_p = D_{ен} - 2 \cdot [r - 1 - \cos \alpha + 10 \cdot \delta \cdot \sin \alpha], \quad (3.42)$$

де $r = (0,01 \div 0,50) \cdot D_{ен}$.



Литі сталеві опуклі днища можна розраховувати за формулами для еліптичних днищ, але значення допустимого напруження потрібно приймати меншим в 1,4 рази ніж для штампованих днищ.

Перевірка міцності з'єднання трубок з решіткою

Мінімальна товщина трубних сталевих решіток з умови надійності завальцювання

$$\delta_{p.\text{мін}} = \frac{0,435 \cdot d + 0,15}{s - d} > 0,01 \text{ м}, \quad (3.43)$$

де d – діаметр трубки, м; s – крок між трубками.

Труби в трубних решітках закріплюються розвальцюванням, пайкою, приварюванням, а також за допомогою сальників (рис.3.10). Трубки з сальниковим кріпленням не можуть служити зв'язками між трубними решітками.

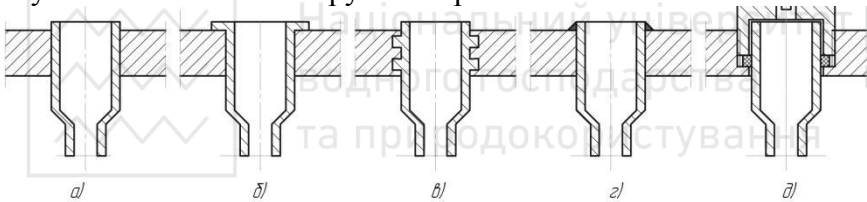


Рис. 3.10. Способи кріплення труб в трубних решітках:

- а – розвальцювання;
- б – розвальцювання з бортиком;
- в – розвальцювання із ущільненими канавками;
- г – приварювання;
- д – сальникове з'єднання

Необхідна товщина трубних решіток з умови надійності кріплення трубок в решітках

$$\delta_p \geq l_e > \frac{p_{mp}}{d \cdot q}, \quad (3.44)$$

де l_e – необхідна глибина розвальцювання, м;

q – допустиме навантаження трубок в решітці: для гладкозавальцьованих трубок $q=15$ МПа; для трубок, які завальцьовані в пази $q=30$ МПа; для трубок, завальцьованих з бортиком $q=40$ МПа.

p_{mp} – осьове зусилля в найбільш навантаженій трубці, Н.



Для апаратів жорсткої конструкції, які розраховуються на термічне напруження між трубками і кожухом:
при $\Delta t < 15^\circ\text{C}$

$$p_{mp} = \frac{\alpha \cdot \pi \cdot D^2}{4 \cdot n} \cdot p_p, \quad (3.45)$$

при $\Delta t > 15^\circ\text{C}$

$$p_{mp} = \sigma \cdot \pi \cdot d - \delta_m \cdot \delta_m. \quad (3.46)$$

Для апаратів з плаваючою голівкою

$$p_{mp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_p. \quad (3.47)$$

У цих формулах: α – коефіцієнт перфорації трубної решітки; n – кількість трубок; d – діаметр трубок, м;

p_p – розрахунковий тиск, МПа; σ – напруження від згину в трубній решітці, МПа.

Повна послідовність виконання розрахунку на міцність теплообмінного обладнання викладена в [3].

3.3. ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ

3.3.1. Зменшення металосмності теплообмінного обладнання

Згідно з рівнянням теплопередачі $Q = k \cdot \Delta t \cdot F$ при заданому значенні $Q = \text{const}$ площа $F = f(k, \Delta t)$ визначає металосмність теплообмінного обладнання.

1) на Δt можемо впливати:

- вибором схеми руху теплоносіїв;
- зміною параметрів гарячого теплоносія, але чим вищий його параметр, тим він дорожчий. З точки зору необоротності бажано, щоб Δt була мінімальною, але це веде до збільшення поверхні F теплообмінного обладнання.

2) $k = f(\alpha_1, \alpha_2, \lambda_{cm}, \lambda_3, \delta_{cm}, \delta_3)$.



$$k = \frac{I}{\alpha_1 + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{I}{\alpha_2}} + R \quad - \text{ для плоскої стінки.}$$

δ_{cm} - товщина стінки, впливати не можемо;

δ_3 - товщина забруднення, можемо впливати.

α_1, α_2 - характеризують інтенсивність теплообміну:

$\alpha = f(\text{теплофізичних властивостей теплоносіїв, } w, x),$

де x – додаткові фактори, які призводять до збільшення α – фактори інтенсифікації.

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (3.47)$$

$$\text{Якщо } \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha, \text{ то } k = \frac{\alpha^2}{2\alpha} = \frac{\alpha}{2} \quad (3.48)$$

$$\text{Якщо } \alpha_1 = 10 \cdot \alpha_2 \text{ то } k = \frac{10 \cdot \alpha_2^2}{11 \cdot \alpha_2} = \frac{10}{11} \cdot \alpha_2. \text{ Тобто } k \approx \alpha_2.$$

В інтенсифікації α_1 , який значно більший від α_2 , немає сенсу, тому що бажаного ефекту не буде - k не буде збільшуватися і завжди буде не вищим ніж найменше з α .

3.3.2. Способи інтенсифікації теплообміну

Завдання інтенсифікації процесу теплообміну і створення високоефективних теплообмінних апаратів дуже актуальне. Для інтенсифікації процесів теплообміну застосовують наступні прийоми:

1) запобігання відкладенням (шламу, солей, корозійних оксидів) шляхом систематичного промивання, чищення і спеціальної обробки поверхонь теплообміну і попереднього відділення з теплоносіїв речовин і домішок, що дають відкладення;

2) продування трубного і міжтрубного просторів від інертних газів, що різко знижують теплообмін при конденсації пари;



- 3) штучна турбулізація потоку;
- 4) оребрення поверхні теплообміну.

Проблема інтенсифікації роботи кожухотрубних теплообмінників пов'язана головним чином з вирівнюванням термічних опорів на протилежних сторонах теплообмінної поверхні. Цього досягають або збільшенням поверхні теплообміну F , наприклад оребренням її з боку теплоносія з меншим коефіцієнтом тепловіддачі α , або збільшенням коефіцієнта тепловіддачі раціональним підбором гідродинаміки теплоносія. Останнє повинне призводити до вирівнювання швидкостей і температур по перерізу потоку теплоносія, а отже і до зменшення термічного опору його пограничного шару. Результати досліджень показують, що саме опір пограничного шару є головним фактором, який знижує інтенсивність теплопередачі.

Теплообмін значно покращується також при ліквідації застійних зон у міжтрубному просторі. Особливо часто такі зони утворюються поблизу трубних решіток, оскільки штуцери входу і виходу теплоносія з міжтрубного простору розміщені на деякій відстані від них. Найбільш радикальний спосіб виключення утворення таких зон – встановлення розподільних камер на вході і виході теплоносія з міжтрубного простору.

Ефект тепловіддачі на зовнішній поверхні труб істотно підвищують кільцеві канавки, які інтенсифікують теплообмін в міжтрубному просторі приблизно в 2 рази турбулізацією потоку в пограничному шарі.

У теплообмінниках з передачею теплоти від рідини в трубному просторі до в'язкої рідини або газу в міжтрубному просторі коефіцієнти тепловіддачі із зовнішнього боку труб приблизно на порядок менше, ніж із внутрішньої сторони. Наприклад, в газорідинних теплообмінниках коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини (α_p) може досягати $6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$, а з боку газу (α_c) не перевищує $0,1 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$. Очевидно, що застосування гладких труб в таких теплообмінниках



призводить до різкого збільшення їх маси і розмірів. Прагнення інтенсифікувати тепловіддачу з боку малооефективного теплоносія (гази, в'язкі рідини) привело до розробки різних конструкцій оребрених труб.

Встановлено, що оребрення збільшує не лише теплообмінну поверхню, але і коефіцієнт тепловіддачі від оребреної поверхні до теплоносія внаслідок турбулізації потоку ребрами. При цьому, потрібно враховувати зростання втрат на прокачування теплоносія. Застосовують труби з повздовжніми (рис. 3.11а) і розрізними (рис.3.11б) ребрами, з поперечними ребрами різного профілю (рис. 3.11в). Оребрення на трубах можна виконати у вигляді спіральних ребер (рис. 3.11г), голок різної товщини та ін. Оребрення найефективніше, якщо забезпечується співвідношення $\alpha_g F_g = \alpha_p F_p$, де F_g і F_p - поверхні теплообміну з боку відповідно газу і рідини.

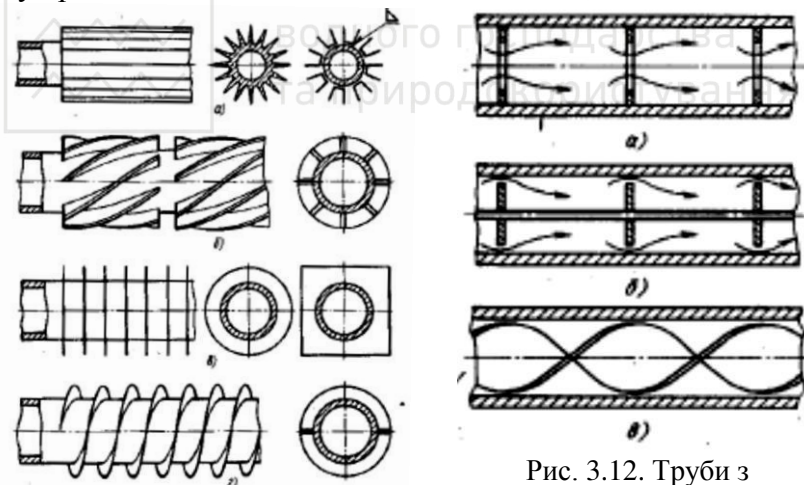


Рис. 3.11. Зовнішнє оребрення труб

Рис. 3.12. Труби з турбулентними вставками

Ефективність ребра, яку можна характеризувати коефіцієнтом тепловіддачі, залежить від його форми, висоти і матеріалу. Якщо потрібно невисокий коефіцієнт тепловіддачі, необхідну ефективність можуть забезпечити сталеві ребра;



при необхідності досягнення великих коефіцієнтів доцільне застосування мідних або алюмінієвих ребер. Ефективність ребра різко знижується, якщо воно не виготовлене за одне ціле з трубою, не приварено або не припаяно до неї.

Якщо термічний опір визначається трубним простором, використовують методи впливу на потік пристроями, які руйнують і турбулізують внутрішній пограничний шар. Це різного роду турбулентні вставки (спіралі, діафрагми, диски) і насадки (кільця, кульки), що поміщаються в трубу. Очевидно, що при цьому зростає гідравлічний опір труби.

Турбулентні вставки у вигляді діафрагми (рис. 3.12а) розміщують в трубі на певній відстані одна від одної. За наявності таких вставок перехід до турбулентної течії в трубах відбувається при $Re=140$ (для труб без вставок при $Re=2300$), що дозволяє приблизно в 4 рази інтенсифікувати теплообмін. Вставки у вигляді дисків (рис. 3.12б) з певним кроком розміщують на тонкому стержні, вставленому в труби. По своїй дії на потік такі вставки близькі до діафрагм. Спіральні вставки (рис. 3.12в), як правило, виготовляють з тонких алюмінієвих або латунних стрічок. При низьких значеннях Re вони дозволяють підвищити коефіцієнт тепловіддачі в 2-3 рази.

Окрім вставок і насадок теплообмін в трубах можна інтенсифікувати застосуванням шорстких поверхонь, накаткою згаданих кільцевих канавок, зміною поперечного перерізу труби внутрішнім оребренням (рис.3.13). В цьому випадку навіть при ламінарному режимі течії теплоносія тепловіддача в трубах на 20-100 % вище, ніж в гладких трубах.



Рис. 3.13. Внутрішнє оребрення труб



Вплив швидкості і напрямку течії пари. При значних швидкостях потік пари динамічно впливає на плівку конденсату. Якщо рух пари співпадає з напрямом течії плівки, потік пари прискорює рух конденсату в плівці, її товщина зменшується і коефіцієнт тепловіддачі зростає. При русі пари від низу до верху, тобто у зворотному напрямі, течія плівки гальмується, товщина її збільшується, а коефіцієнт тепловіддачі зменшується. Проте таке явище відбувається лише до тих пір, поки динамічний вплив пари не перевищить силу тяжіння. Після цього плівка конденсату захоплюється вгору і частково зривається з поверхні. При цьому із збільшенням швидкості пари коефіцієнт тепловіддачі знову росте.

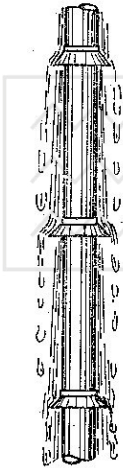


Рис. 3.14. Схема встановлення конденсатних ковпачків на вертикальних трубах

Вплив компоновки поверхні нагріву.

Тепловіддача на горизонтальних трубах має більшу інтенсивність, чим на вертикальних, оскільки в першому випадку товщина плівки конденсату менша. Проте це справедливо лише для однієї трубки або для верхнього ряду в пучку. У багаторядних пучках конденсат з верхніх рядів стікає на нижні ряди, тому і плівка тут виходить товщою. Проте в реальних умовах конденсат стікає у вигляді окремих крапель або цівками, що викликає одночасно значні збурення і навіть турбулізацію плівки. Крім того, при конденсації пари на багаторядному пучку

необхідно враховувати вплив швидкості руху пари в проміжках між трубами, яка може змінювати характер стікання конденсату. Для вертикальних труб коефіцієнт тепловіддачі донизу зменшується внаслідок потовщення плівки. В цьому випадку середнє значення коефіцієнта тепловіддачі можна збільшити шляхом встановлення по висоті труби конденсатовідвідних ковпачків (рис 3.14). Встановлення таких ковпачків через кожні 10см на трубі, наприклад заввишки $h=3\text{м}$ збільшує середнє значення коефіцієнта тепловіддачі в 2-3 рази.



Ще більше збільшення тепловіддачі здійснюється при подачі пари у вигляді тонких цівок, що рухаються з великою швидкістю. При ударі таких цівок об стінку відбувається руйнування плівки і розбризкування конденсату. За літературними даними термічний опір тепловіддачі при цьому зменшується в 3-10 разів. Останнє, як правило, значною мірою залежить від діаметру цівок, їх кількості, напряму і швидкості витікання. Є і інші засоби інтенсифікації тепловіддачі. Проте це завдання в більшості випадків не дуже актуальне, оскільки при конденсації пари тепловіддача і так досить висока. Тому при проектуванні конденсаторів велику увагу слід приділяти профілактичним заходам проти зниження тепловіддачі внаслідок, наприклад, наявності повітря, неправильного відведення конденсату і подачі пари в апарат, відкладення на поверхні солей, масла і інших забруднень. Саме ці обставини можуть виявитися причиною незадовільної роботи конденсаторів.

3.3.3. Тепловий розрахунок конденсаторів при інтенсифікації теплообміну

В конденсаторах із *зовнішнім повітряним охолодженням* зовнішня поверхня горизонтальної труби виконується з ребрами, які можуть мати різноманітну форму (прямі, круглі, спіральні, у вигляді пластин, що розміщуються на трубі) та товщину, що може бути по висоті або постійною або змінною (трапецеїдальні, трьохкутні) і виконуватися монолітними з трубою або такими, що насаджуються на неї.

Якщо вважати температуру повітря постійною, величину коефіцієнта тепловіддачі однаковою в будь-якій точці поверхні ребра, то коефіцієнт теплопередачі k , що віднесений до повної зовнішньої поверхні, можна визначати за наступною формулою:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_0 \cdot E} + \phi \cdot \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\beta}{\bar{\alpha}_k}}, \quad (3.49)$$



де E - коефіцієнт ефективності всієї ребристої (труби і ребер) поверхні. Він дорівнює:

$$E = C_{\text{КОНТ}} \cdot E_p + \frac{1 - C_{\text{КОНТ}} \cdot E_p}{\phi'}; \quad (3.50)$$

$\bar{\alpha}_0$, $\bar{\alpha}_K$ - відповідно середні коефіцієнти тепловіддачі зі сторони охолодження та зі сторони конденсації, Вт/(м²·К);

$$\phi = \frac{F_{\text{ЗОВН}}}{F_{\text{ОЗОВН}}} - \text{ступінь покриття поверхні ребрами (} F_{\text{ЗОВН}} -$$

величина площі зовнішньої поверхні труби з ребрами, м², $F_{\text{ОЗОВН}}$ - теж саме для умовно гладкої поверхні без ребер, м²);

$$\beta = \frac{F_{\text{ЗОВН}}}{F_{\text{ВНУТР}}} - \text{коефіцієнт покриття поверхні ребрами (} F_{\text{ВНУТР}}$$

- величина площі внутрішньої поверхні тепловіддачі, м²);

$C_{\text{КОНТ}}$ - коефіцієнт, що враховує тепловий опір контакту між трубою та ребрами. Для поверхонь з монолітними ребрами і з насадженими, які підлягали металізації при збиранні з трубами, $C_{\text{КОНТ}}=1$. При виконанні контакту шляхом механічного натискання $C_{\text{КОНТ}}$ може зменшуватися до величини 0,5.

$$E_p = \frac{th(m \cdot h)}{m \cdot h} - \text{коефіцієнт ефективності ребра. Величина } m$$

дорівнює: $m = \sqrt{\frac{2 \cdot \bar{\alpha}_0}{\lambda_p \cdot \delta_p}}$ (λ_p , δ_p - відповідно коефіцієнт

теплопровідності матеріалу ребра, Вт/(м·К), товщина ребра, м). Умовна висота круглого ребра h , м, дорівнює:

$$h = \frac{D-d}{2} \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg \frac{D}{d}) \quad (D, d - \text{відповідно зовнішній і}$$

внутрішній діаметри ребра, м);

$$\phi' = \phi \cdot \frac{S_p}{S_p - \delta_p} \quad (S_p - \text{крок ребер, м}).$$



Сучасні промислові конденсаторні установки з повітряним охолодженням обов'язково мають в своєму складі вентилятор для збільшення інтенсивності тепловіддачі до повітря. В багатьох таких установках застосування сумісно ребер і вентилятора дозволяє досягнути помітного збільшення коефіцієнта $\bar{\alpha}_0$ в порівнянні з варіантом гладкої зовнішньої поверхні труби і без вентилятора.

Середній по довжині труби коефіцієнт тепловіддачі зі сторони конденсації для вказаного елемента конденсатора при умові $q=const$ і $z=var$ буде дорівнювати:

$$\bar{\alpha}_K = \frac{1}{F} \cdot \int_F \alpha \cdot dF = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L \alpha \cdot dz = \alpha = 0,693 \left(\frac{\lambda^3 \cdot \rho \cdot g \cdot r}{\nu \cdot d \cdot q} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (3.51)$$

Тобто середній по поверхні теплообміну коефіцієнт тепловіддачі при конденсації в горизонтальних трубах не залежить від довжини труби.

Відмітимо особливості методики розрахунку конденсаторів повітряного охолодження з вентиляторними. Специфіка розрахунку полягає в узгодженні аеродинамічних характеристик апарата і типу та номеру вентилятора, що був вибраний.

Розрахунок починається з вибору геометрії поверхні охолодження та швидкості повітря. Потім розраховується середній коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря $\bar{\alpha}_0$. Далі задаються величинами L , $\bar{\alpha}_K$ та за формулою (3.49) розраховують величину коефіцієнта теплопередачі k . Наступним кроком є визначення густини питомого теплового потоку зі сторони конденсації і розрахунок величини $\bar{\alpha}_K$ за формулою (3.51). Якщо величини $\bar{\alpha}_K$ (та, якою задавалися і та, що отримувалася за (3.51)) не збігаються, то роблять ще одну спробу і т.д. В кінці визначають потрібну поверхню апарата ($F=Q/q$) та проводять розрахунок перепаду тиску в ньому зі сторони повітря.



При виконанні проектного розрахунку конденсаторів із зовнішнім водяним охолодженням повинні бути відомі: теплова потужність Q , марка і витрата холодоагента, температура кипіння і конденсації, тип апарата (скоріше за все горизонтальний кожухотрубний конденсатор), його конструктивна схема та схема руху теплоносіїв, матеріали для основних вузлів, діаметр труб, температури води на вході і виході з апарата (різниця цих температур в холодильній техніці невелика і складає $\approx 3^\circ\text{C}$).

Проектний розрахунок виконується в наступній послідовності: складається тепловий баланс конденсатора, визначається середньологарифмічний температурний перепад між теплоносіями, визначаються коефіцієнти $\bar{\alpha}_0$ і $\bar{\alpha}_K$, визначаються величини k і q , знаходиться площа поверхні теплообміну F , вибирається коефіцієнт запасу величини F , здійснюється компоновка апарата і уточнюються прийняті значення швидкостей і перерізів в ньому, визначається гідравлічний опір робочих тіл, знаходяться потужності і здійснюється підбір насосів.

Для кожухотрубних апаратів з гладкотрубними пучками середній коефіцієнт тепловіддачі до води при її турбулентному поперечному обтіканні труб визначається за наступною залежністю:

$$Nu_0 = C \cdot Re_0^{0,8} \cdot Pr_0^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_0}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (3.52)$$

В формулі (3.52) індекс 0 відноситься до води. Коефіцієнт $C = 0,033$ для коридорного пучка і $C = 0,031 \cdot (a/b)^{0,2}$ для шахового пучка ($a = S_1 / D_{зовн}$ - відносний поперечний і $b = S_2 / D_{зовн}$ - відносний повздовжній кроки пучка). Визначальним розміром в (3.52) є зовнішній діаметр труб, визначальною температурою – температура потоку води, розрахунковою швидкістю – швидкість в найменшому перерізі апарата.



Знаючи теплову потужність Q конденсатора, марку холодоагента, температуру конденсації можна визначити теплове навантаження елемента конденсатора Q_E ($Q_E \approx Q/n$, де n – попередньо визначена кількість горизонтальних труб в апараті), швидкість пари на вході в трубу $w_{n.вх}$,

$$w_{n.вх} = 4 \cdot Q_E / r \cdot \rho_n \cdot \pi \cdot D_e^2 . \quad (3.53)$$

Число Рейнольдса потоку пари на вході в трубу $Re_{n.вх}$

$$Re_{n.вх} = \frac{w_{n.вх} \cdot D_e}{\nu_n} . \quad (3.54)$$

Число $Re_{n.вх}$ буде значно більше 70000 і режим течії двофазового потоку хладону в даному випадку буде змішаним на початку труби - напівкільцевим (асиметричним), а потім, починаючи з певного значення по вздовжній осі z_0 , розшарованим. Деякі дані приймаються на основі відомостей, що є в літературі для аналогічних апаратів (наближені величини прохідних перерізів, оптимальні величини швидкостей середовищ). Інакше виконати якісно тепловий розрахунок буде доволі проблематично.

Визначивши за залежністю (3.52) середній коефіцієнт тепловіддачі до води $\bar{\alpha}_0$, можна, попередньо задавши величину L , розрахувати різницю середніх температур зовнішньої поверхні труби \bar{T}_{C2} і води \bar{T}_0 за формулою:

$$\bar{T}_{C2} - \bar{T}_0 = Q_E / (\bar{\alpha}_0 \cdot \pi \cdot D_e \cdot L) , \quad (3.55)$$

а також різницю середніх температур внутрішньої \bar{T}_{C1} і зовнішньої \bar{T}_{C2} поверхонь труби:

$$\bar{T}_{C1} - \bar{T}_{C2} = Q_E / (\sum \lambda_i / \delta_i \cdot \pi \cdot D_e \cdot L) . \quad (3.56)$$

У формулах (3.55) і (3.56) в якості розрахункової прийнята внутрішня поверхня труби через те, що $\bar{\alpha}_0 > \bar{\alpha}_K$. Сума $\sum \lambda_i / \delta_i$ враховує термічний опір стінки труби і забруднень (приймаються за відповідними рекомендаціями).



Знаючи загальний температурний перепад між температурою насичення хладону і середньою температурою охолоджуючої води можна знайти різницю між температурою насичення і середньою температурою внутрішньої поверхні труби. Вона буде дорівнювати:

$$T_H - \bar{T}_{C1} = (T_H - \bar{T}_0) - (\bar{T}_{C1} - \bar{T}_{C2}) - (\bar{T}_{C2} - \bar{T}_0). \quad (3.57)$$

Середній по довжині труби коефіцієнт тепловіддачі при конденсації хладону всередині труби $\bar{\alpha}_K$, враховуючи змішаний режим течії його фаз, буде дорівнювати:

$$\bar{\alpha}_K = \frac{\bar{\alpha}_A z_0 + \bar{\alpha}_P (L - z_0)}{L}, \quad (3.58)$$

де $\bar{\alpha}_A$ - середній коефіцієнт тепловіддачі на ділянці напівкільцевого (асиметричного) режиму течії, $Wm/(m^2 \cdot K)$, довжиною z_0 , м; він дорівнює:

$$\begin{aligned} Nu_{M1} &\equiv \frac{\bar{\alpha}_A}{\lambda} \cdot \left(\frac{v \cdot v_{II}}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = \\ &= 0,69 \cdot C_f^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v}{\rho_{II} \cdot v_{II}} \frac{c_P \cdot \Delta T}{r \cdot Pr} \right)^{-0,38} \quad (3.59) \\ &\times \frac{\left(2 \cdot W_{II.BX} \cdot z_0^{0,5} - 2,68 \cdot \frac{\bar{q} \cdot z_0^{1,5}}{r \cdot \rho_{II} \cdot D_B} \right)^{\frac{2}{3}}}{g^{\frac{1}{3}} \cdot z_0^{\frac{2}{3}}}. \end{aligned}$$

Довжина ділянки напівкільцевого (асиметричного) режиму течії z_0 визначається з умови її існування при

$$Re_{II} = \frac{W_{II} D_B}{v_{II}} < 70000.$$

Вона дорівнює:

$$z_0 = \frac{r \cdot \rho_{II} \cdot v_{II} \cdot (Re_{II.BX} - 70000)}{4 \cdot \bar{q}}. \quad (3.60)$$

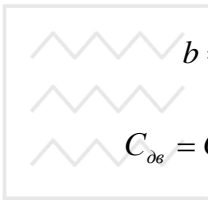


$\bar{\alpha}_p$ – середній коефіцієнт тепловіддачі на ділянці розширеного режиму течії, Вт/(м²·К):

$$\bar{\alpha}_p = \frac{\int_{z_0}^L \alpha_T \Delta T dz}{\int_{z_0}^L \Delta T dz} = \frac{\int_{z_0}^L \alpha_T dz}{(L - z_0)} = \alpha_T = 0,728 \cdot \left(\frac{\lambda^3 \cdot \rho \cdot g \cdot r}{\nu \cdot d \cdot (T_H - T_C)} \right)^{0,25} \quad (3.61)$$

Коефіцієнт тертя C_f визначається за залежностями:

$$C_f = C_{of} \frac{1 - 0,25b^2}{1 + 0,25b^{0,2}}, \quad (3.62)$$



$$b = -\frac{2J}{C_{of}}, \quad J = \frac{q}{r\rho_{II}W_{II}},$$

$$C_{of} = C_{fo} \left(1 + 300 \frac{\delta}{d} \right), \quad C_{fo} = \frac{0,079}{\text{Re}_{II}^{0,25}}$$

Подальше завдання полягає у розв'язку системи рівнянь (3.63) з метою знаходження густини теплового потоку \bar{q} шляхом узгодження величин n і L .

$$\begin{cases} \bar{q} = \bar{\alpha}_K (T_H - \bar{T}_{C1}), \\ \bar{q} = (\bar{T}_{C1} - \bar{T}_{C2}) \sum \frac{\lambda_i}{\delta_i}, \\ \bar{q} = \bar{\alpha}_0 (\bar{T}_{C2} - \bar{T}_0). \end{cases} \quad (3.63)$$

$$T_H - \bar{T}_0 = (T_H - \bar{T}_{C1}) + (\bar{T}_{C1} - \bar{T}_{C2}) + (\bar{T}_{C2} - \bar{T}_0), \quad (3.65)$$

Система розв'язується методом послідовних наближень або графоаналітичним методом.

Тепер, маючи величину \bar{q} , можна визначати загальну площу теплообмінної поверхні апарата і виконувати подальші етапи його проектного розрахунку.



3.4. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ

Задача 3.1. Виконати тепловий розрахунок вертикального кожухотрубного регенеративного теплообмінного апарата парової холодильної машини, якщо її холодильна продуктивність $Q_0=100\text{кВт}$; температура кипіння робочого тіла $T_0=268\text{К}$; температура конденсації $T_K=313\text{К}$; температура пари на вході в компресор $T_1=283\text{К}$; температура рідини перед дроселюванням $T_4=302\text{К}$; Робоче тіло – R12; Витрата робочого тіла $G_a=0,8285\text{кг/с}$; теплове навантаження на теплообмінник $Q_T=9,1135\text{кВт}$.

Розрахунок

1. Фізичні властивості рідкого робочого тіла (R12) визначаємо з [7] за середньою температурою $T_{cp}^{pid}=307,5\text{К}$:

- густина $\rho_{pid}=1255\text{кг/м}^3$; теплоємність $c_{pid}=991\text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{pid}=0,0654\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu_{pid}=0,246\cdot 10^{-3}\text{Па}\cdot\text{с}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_{pid}=0,1927\cdot 10^{-6}\text{м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт температуропровідності $\alpha_{pid}=0,5168\cdot 10^{-6}\text{м}^2/\text{с}$.

2. Фізичні властивості парів R12 визначаємо з [7] за середньою температурою $T_{cp}^n=275,5\text{К}$:

- густина $\rho_n=14,5\text{кг/м}^3$;
- теплоємність $c_n=611,3\text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_n=0,9159\cdot 10^{-2}\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu_n=12,177\cdot 10^{-6}\text{Па}\cdot\text{с}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_n=0,634\cdot 10^{-6}\text{м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт температуропровідності $\alpha_n=0,776\cdot 10^{-6}\text{м}^2/\text{с}$.

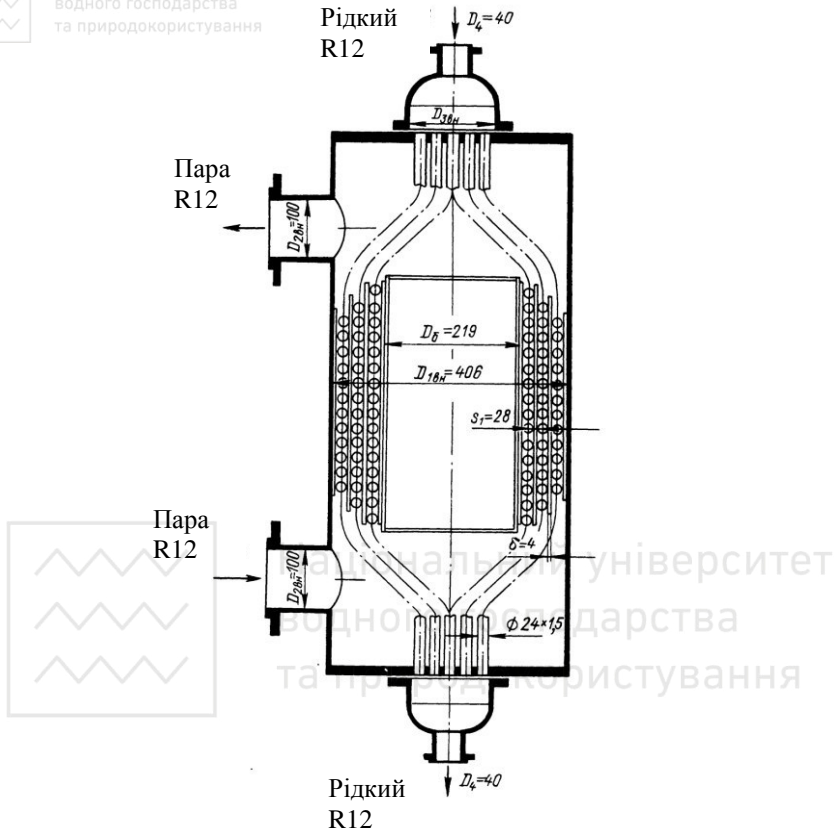


Рис. 3.15. Вертикальний кожухотрубний регенеративний теплообмінний апарат

3. Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну апарату: труби мідні, гладкі; внутрішній діаметр труби $d_{вн} = 0,021 м$; зовнішній діаметр труби $d_{зов} = 0,024 м$.

Теплообмінні труби навиваються на сердечник (витискувач, що має зовнішній діаметр $D_{зов} = 219 мм$, з труби $219 \times 6 мм$) в три ряди з відстанню між суміжними рядами по центрах труб $S_1 = 28 мм$. Товщина дистанційних пластинок $\delta = 4 мм$. Число паралельно включених труб $n = 6$.



Основні розміри змійовика

Величина	Позначення або розрахункова формула	Числове значення для ряду змійовиків		
		1	2	3
Діаметр витка, мм	D_B	247	303	359
Кількість труб в ряді	z		2	
Крок одного витка, мм	$t = z \cdot d_{\text{зов}}$		48	
Довжина витка, мм	$L_B = \sqrt{(\pi \cdot D_B)^2 + t^2}$	777	953	1128
Кількість витків	$N_B = L/L_B$	5,39	4,4	3,7
Висота навивки, мм	$h = N_B \cdot t$	259	211	178

4. Площа трубного простору

$$F_{TP} = \frac{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{6 \cdot 3,14 \cdot 0,021^2}{4} = 0,00208 \text{ м}^2.$$

5. Швидкість руху рідини в трубах

$$\omega_{\text{pid}} = \frac{G_a}{(\rho \cdot F_{TP})} = \frac{0,8285}{(1255 \cdot 0,0028)} = 0,317 \text{ м/с}.$$

6. Число Рейнольдса

$$Re_{\text{pid}} = \frac{\omega_{\text{pid}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{pid}}} = \frac{0,317 \cdot 0,021}{(0,1927 \cdot 10^{-6})} = 34546.$$

Число Прандтля $Pr_{\text{pid}} = 3,66$.

7. Число Нуссельта для турбулентного режиму руху рідини в змійовиках

$$\begin{aligned} Nu_{\text{pid}} &= 0,04 \cdot Re_{\text{pid}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{pid}}^{0,4} \cdot \left(\frac{d_{\text{вн}}}{R_{cp}} \right)^{0,21} = \\ &= 0,04 \cdot 34546^{0,8} \cdot 3,66^{0,4} \cdot \left(\frac{0,021}{0,15625} \right)^{0,21} = 188,36; \end{aligned}$$



де R_{cp} - середній радіус міжтрубного простору:

$$R_{cp} = \frac{D_{cp}}{2} = \frac{0,3125}{2} = 0,15625 \text{ м,}$$

де D_{cp} - середній діаметр міжтрубного простору:

$$D_{cp} = 0,5 \cdot (D_{1вн} + D_{\bar{o}}) = 0,5 \cdot (0,406 + 0,219) = 0,3125 \text{ м,}$$

де $D_{1вн}$ - розрахунковий діаметр кожуха апарата:

$$D_{1вн} = B_{\bar{o}} + 2 \cdot m \cdot s_1 = 0,219 + 2 \cdot 3 \cdot 0,028 = 0,387 \text{ м,}$$

де $m=3$ - кількість трубних рядів.

Як кожух використовують трубу $426 \times 10 \text{ мм}$.

Тоді $D_{1вн} = 0,406 \text{ м}$.

8. Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини

$$\alpha_{pid} = \frac{Nu_{pid} \cdot \lambda_{pid}}{d_{вн}} = \frac{188,36 \cdot 0,0654}{0,021} = 586,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

9. Швидкість пари в міжтрубному просторі

$$\omega_n = \frac{G_a}{[\pi \cdot D_{cp} \cdot \rho_n \cdot m \cdot (s_1 - d_{зог})]} = \frac{0,8285}{[3,14 \cdot 0,3125 \cdot 14,5 \cdot 3 \cdot (0,028 - 0,024)]} = 4,85 \text{ м/с.}$$

10. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_n \cdot d_{зог}}{\nu_n} = \frac{4,85 \cdot 0,024}{(0,634 \cdot 10^{-6})} = 183596.$$

Число Прандтля $Pr_n = 0,968$.

10. Число Нуссельта для турбулентного руху пари

$$Nu_n = 0,23 Re_n^{0,65} \cdot Pr_n^{0,33} = 0,23 \cdot 183596^{0,65} \cdot 0,968^{0,33} = 600,39.$$

11. Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари

$$\alpha_n = \frac{Nu_n \cdot \lambda_n}{d_{зог}} = \frac{600,39 \cdot 0,9159 \cdot 10^{-3}}{0,024} = 229 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$



12. Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні труб

$$k = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{\alpha_{pid}} \right) + \sum \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_n} \right) \cdot \left(\frac{d_{вн}}{d_n} \right) \right]} =$$

$$= \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{586,6} \right) + 0,3 \cdot 10^{-3} + \left(\frac{1}{229} \right) \cdot \left(\frac{0,021}{0,024} \right) \right]} = 171,66 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

13. Площа поверхні теплообміну (внутрішньої)

$$F_{T.вн} = \frac{Q_T}{(k \cdot \theta_m)} = \frac{9113,5}{(171,66 \cdot 32)} = 1,659 \text{ м}^2.$$

14. Загальна довжина теплообмінної труби

$$L = \frac{F_{T.вн}}{(n \cdot \pi \cdot d_{вн})} = \frac{1,659}{(6 \cdot 3,14 \cdot 0,021)} = 4,19 \text{ м}.$$

Конструктивна довжина труби $L_1 = 4,19 + 2 \cdot 0,12 = 4,43 \text{ м}$.

Характеристика навивки змійовика наведена в табл. 3.2.

Задача 3.2. Виконати гідравлічний розрахунок вертикального кожухотрубного теплообмінного апарата, тепловий розрахунок якого проведений в задачі 3.1.

Розрахунок

1. Гідравлічний опір апарата по трубному простору

1.1. Відносна площа перерізу для проходу рідкого робочого тіла в трубах

$$\sigma_c = n \cdot \left(\frac{d_{вн}}{D_{3.вн}} \right)^2 = 6 \cdot \left(\frac{0,021}{0,1} \right)^2 = 0,2646 \text{ м}^2,$$

де $D_{3.вн} = 0,1 \text{ м}$ – внутрішній діаметр кришки.

1.2. Параметри:

$$N = 1,5 - 2,5 \cdot \sigma_c \cdot (1 - \sigma_c) = 1,5 - 2,5 \cdot 0,2646 \cdot (1 - 0,2646) = 1,0135 ;$$



$$M = \sqrt{0,67 \cdot \left(\frac{\zeta_T \cdot L_1}{d_{\text{вн}}} + N \right)} = \sqrt{0,67 \cdot \left(\frac{0,025 \cdot 4,43}{0,021 + 1,0135} \right)} = 2,052,$$

де $\zeta_T = 0,02 \div 0,03$; приймається $\zeta_T = 0,25$.

1.3. Мінімальний діаметр патрубку входу рідини в апарат, що забезпечує рівномірний розподіл потоку по трубах

$$d_{\text{min}} = d_{\text{вн}} \cdot \sqrt{\frac{n}{M}} = 0,021 \cdot \sqrt{\frac{6}{2,052}} = 0,036.$$

Приймаються діаметри патрубків входу і виходу рідини в апарат $D_4 = 40 \text{ мм}$ (труби $45 \times 2,5 \text{ мм}$).

1.4. Площі прохідних перерізів:

- у вхідному і вихідному патрубках

$$f_4 = \frac{\pi \cdot D_4^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,00785 \text{ м}^2;$$

- перед входом в трубний пучок

$$f_n = \frac{\pi \cdot D_{3\text{вн}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 0,00785 \text{ м}^2.$$

1.5. Швидкості рідини:

- у вхідному і вихідному патрубках

$$\omega_4 = \frac{G_a}{(\rho_{\text{рід}} \cdot f_4)} = \frac{0,8285}{(1255 \cdot 0,001256)} = 0,53 \text{ м/с};$$

- у трубах $\omega_{\text{рід}} = 0,317 \text{ м/с}$.

1.6. Відносні площі перерізів для проходження рідини:

- у вхідному і вихідному патрубках

$$\sigma_{c1} = \sigma_{c2} = \frac{f_4}{f_n} = \frac{0,001256}{0,00785} = 0,16;$$

- з вхідної кришки в труби

$$\sigma_{c3} = \frac{F_{\text{ТР}}}{f_n} = \frac{0,00208}{0,00785} = 0,265.$$

1.7. Коефіцієнти втрати тиску в трубах:

на вході $k_{\text{вх}} = \varphi_1(\sigma_{c3}, Re) = 0,3$ [6]; на виході $k_{\text{вих}} = 0,565$.



1.8. Коефіцієнти місцевого опору:

- у вхідному патрубку $\zeta_1 = \varphi_1 \cdot (\sigma_{c3}) = 0,46$ [6];

- у вихідному патрубку $\zeta_2 = \varphi_2 \cdot (\sigma_{c2}) = 0,775$;

- на вході в трубний пучок

$$\zeta_3 = 1 + k_{\text{вх}} - \sigma_{c3}^2 = 1 + 0,3 - 0,256^2 = 1,23;$$

- на виході з трубного пучка

$$\zeta_4 = 1 - \sigma_{c3}^2 - k_{\text{вих}} = 1 - 0,256^2 - 0,565 = 0,365;$$

- на поворотах в одному витку змійовика $\zeta_5 = 0,2$.

1.9. Місцеві опори:

- у вхідному патрубку

$$\Delta p_{M1} = \frac{\zeta_1 \cdot \omega_4^2 \cdot \rho_{\text{рід}}}{2} = \frac{0,46 \cdot 0,53^2 \cdot 1255}{2} = 81,08 \text{ Па};$$

- у вихідному патрубку

$$\Delta p_{M2} = \frac{\zeta_2 \cdot \omega_4^2 \cdot \rho_{\text{рід}}}{2} = \frac{0,775 \cdot 0,53^2 \cdot 1255}{2} = 136,6 \text{ Па};$$

- на вході в трубний пучок

$$\Delta p_{M3} = \frac{\zeta_3 \cdot \omega_4^2 \cdot \rho_{\text{рід}}}{2} = \frac{1,23 \cdot 0,317^2 \cdot 1255}{2} = 77,56 \text{ Па};$$

- на виході з трубного пучка

$$\Delta p_{M4} = \frac{\zeta_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \rho_{\text{рід}}}{2} = \frac{0,365 \cdot 0,317^2 \cdot 1255}{2} = 23 \text{ Па};$$

- на поворотах в змійовику

$$\Delta p_{M5} = \frac{\zeta_5 \cdot N_B \cdot \omega_4^2 \cdot \rho_{\text{рід}}}{2} = \frac{0,2 \cdot 2 \cdot 0,317^2 \cdot 1255}{2} = 25,2 \text{ Па},$$

де $N_B = 2$ – кількість витків в змійовику.

1.10. Сума місцевих опорів

$$\begin{aligned} \Delta p_M &= \Delta p_{M1} + \Delta p_{M2} + \Delta p_{M3} + \Delta p_{M4} + \Delta p_{M5} = \\ &= 81,08 + 136,6 + 77,56 + 23 + 25,2 = 343,44 \text{ Па}. \end{aligned}$$

1.11. Опір тертя

$$\Delta p_T = \zeta_3 \cdot \frac{\omega_{\text{рід}}^2 \cdot \rho_{\text{рід}}}{2} \cdot \frac{L_1}{d_{\text{вн}}} = 0,025 \cdot \frac{0,317^2 \cdot 1255}{2} \cdot \frac{4,43}{0,021} = 332,5 \text{ Па}.$$



1.12. Загальний гідравлічний опір по трубному простору

$$\Delta p_{TP} = \Delta p_M + \Delta p_T = 343,44 + 332,5 = 675,94 \text{ Па.}$$

2. Гідравлічний опір апарата по міжтрубному простору

2.1. Прийнятий діаметр патрубків на вході пари в апарат і на виході з нього $D_{2\text{вн}}=100\text{мм}$ (труба 108x4мм).

2.2. Площа перетрізу патрубка

$$f_n = \frac{\pi \cdot D_{2\text{вн}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,00785 \text{ м}^2.$$

2.3. Швидкість руху пари в патрубку

$$\omega = \frac{G_a}{(\rho_n \cdot f_n)} = \frac{0,8285}{(14,5 \cdot 0,00785)} = 7,28 \text{ м/с.}$$

2.4. Сума місцевих опорів на вході пари в апарат і на виході:

$$\Delta p_M = \zeta \cdot \left(\frac{\omega^2 \cdot \rho_n}{2} \right) \cdot n_1 = 1,15 \cdot \left(\frac{7,28^2 \cdot 14,5}{2} \right) \cdot 2 = 1152,7 \text{ Па,}$$

де ζ 1,5 – коефіцієнт місцевого опору; $n_1=2$ – кількість входів і виходів.

2.5. Втрата тиску на тертя

$$\begin{aligned} \Delta p_T &= 0,53 \cdot n \cdot Re^{-0,122} \cdot \rho_n \cdot \omega_n^2 = \\ &= 0,53 \cdot 6 \cdot 183596^{-0,122} \cdot 15,5 \cdot 4,85^2 = 247 \text{ Па.} \end{aligned}$$

2.6. Загальний гідравлічний опір по міжтрубному простору

$$\Delta p_{MTP} = \Delta p_M \cdot \Delta p_T = 1152,7 + 247 = 1399,7 \text{ Па.}$$

Задача 3.3. Виконати розрахунок на міцність горизонтального кожухотрубного випарника холодильної машини із кипінням робочого тіла всередині труб (рис. 3.16), якщо внутрішній діаметр кожуха обичайки $D_{\text{вн}}=0,213\text{м}$; довжина обичайки $l=1,92\text{м}$; кількість ходів $z=2$; кількість труб $n=58$; діаметр мідної труби $d_{\text{зов}}=0,02\text{м}$; робоче тіло – R22; робочий тиск в трубному просторі $p_0=0,58\text{МПа}$ (при температурі кипіння $T_0=278\text{К}$), розрахунковий $p_p=2,16\text{МПа}$; робочий тиск в міжтрубному просторі $p_g=0,4\text{МПа}$, розрахунковий $p_m=0,98\text{МПа}$.

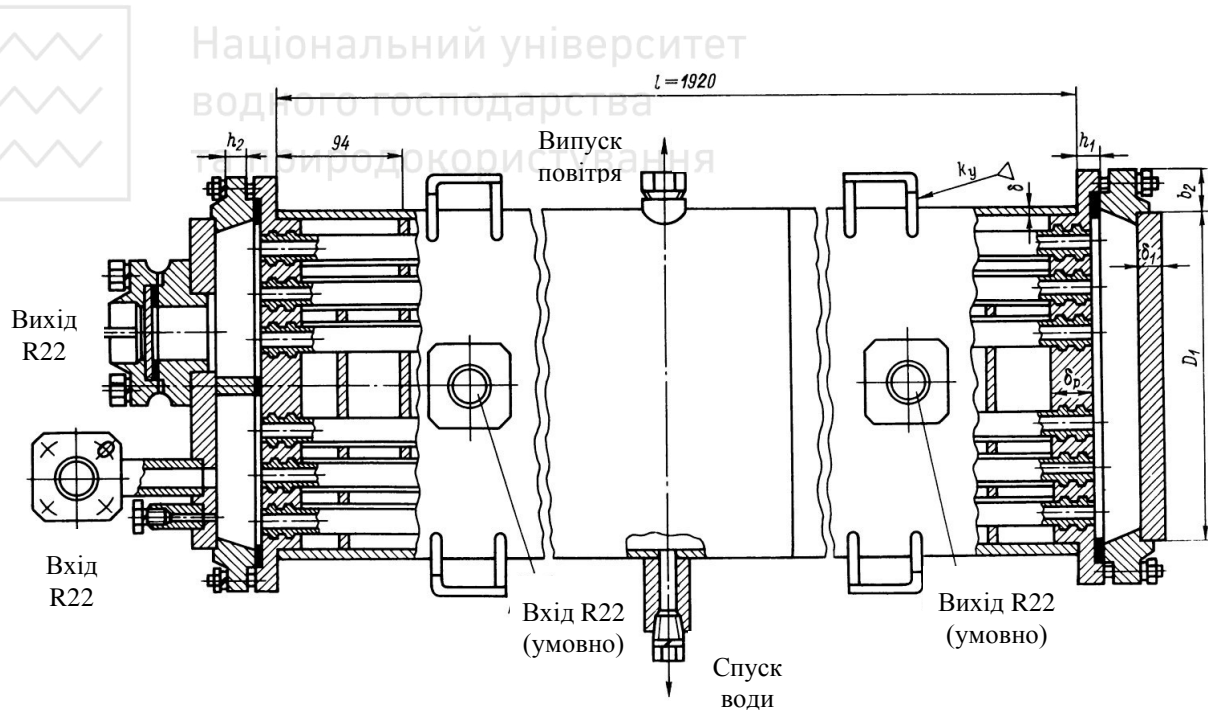


Рис. 3.16. Кожухотрубний випарник із кипінням всередині труб



Матеріал обичайки, трубних решіток, фланців, днищ — СтЗсп, теплообмінних труб – МЗ з алюмінієвим осереддям. Областю високого тиску у випарнику є трубний простір і простір під кришками апарата. З умови кращого розподілу парорідинної суміші R22 по рядах труб днища виконані плоскими. Отвори штуцерів і вхідних патрубків в кришках апаратів малих і середніх діаметрів доцільно укріплювати за рахунок конструктивних розмірів: товщина днища, розміщення отворів, розмірів штуцерів. Міцність обичайки, днища і трубних решіток випарника розраховують по методиці, викладеній в ГОСТ Р 52857.7-2007.

1. Розрахунок обичайки

1.1. Обичайку виготовляють з труби діаметром $D_{вн}=0,213м$, $\delta_k=0,003м$. Розрахункова температура обичайки $t_p=12^\circ C$. Допустиме нормативне напруження, для матеріалу обичайки $\sigma^*=140 МПа$ (див. табл. 3.1).

1.2. Допустиме напруження для робочого стану матеріалу обичайки $[\sigma]=\eta_3 \cdot \eta \cdot \sigma^*=1 \cdot 1 \cdot 140 МПа$.

1.3. Допустиме напруження при гідравлічних випробуваннях (випробувальний тиск $p_m=0,98 МПа$)

$$[\sigma]=\sigma_{T20}/1,1=210/1,1=191 МПа.$$

1.4. Товщина обичайки

$$\begin{aligned}\delta' &= \delta_p + c = p_m \cdot D_{вн} / (2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - p_m) + c = \\ &= 0,98 \cdot 213 / (2 \cdot 1 \cdot 140 - 0,98) + 1 = 1,75 мм,\end{aligned}$$

де $c=1мм$ — надбавка до розрахункової товщини стінки на корозію.

1.5. Допустимий робочий тиск

$$\begin{aligned}[p]_д &= 2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c) / (D_{вн} + \delta - c) = \\ &= 2 \cdot 1 \cdot 140 \cdot (3 - 1) / (213 + 3 - 1) = 2,61 > 0,98 МПа.\end{aligned}$$

1.6. Допустимий тиск при гідравлічному випробуванні

$$\begin{aligned}[p]_у &= 2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_у \cdot (\delta - c) / (D_{вн} + \delta - c) = \\ &= 2 \cdot 1 \cdot 191 \cdot (3 - 1) / (213 + 3 - 1) = 3,6 МПа > p_{np} = 1,3 МПа.\end{aligned}$$



Умова використання формул:

$$(\delta - c) / D_{\text{вн}} = (3 - 1) / 213 = 0,009 \leq 0,1.$$

2. Розрахунок днища

2.1. У днищі є отвори для патрубків входу і виходу холодоагенту (див. рис. 3.16). З умов зміцнення отворів під патрубки приймаємо товщину стінки днища $\delta_1 = 10 \text{ мм}$. Діаметр днища $D_1 = 213 \text{ мм}$. Друге глухе плоске днище виготовляють по технологічних причинах також товщиною 10 мм .

2.2. Розрахункова температура днища $t_{p1} = 4^\circ\text{C}$. Допустиме напруження для матеріалу днища $[\sigma_1] = [\sigma] = 140 \text{ МПа}$. Коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi_1 = \varphi = 1$. Надбавка до розрахункової товщини стінки днища на корозію $c_1 = c = 1 \text{ мм}$.

2.3. Розрахункова товщина стінки днища

$$\begin{aligned} \delta'_1 &= p_p \cdot D_1 / (2 \cdot \varphi_1 \cdot [\sigma_1] - 0,5 \cdot p_p) + c_1 = \\ &= 2,16 \cdot 213 / (2 \cdot 1 \cdot 140 - 0,5 \cdot 2,16) + 1 = 2,27 \text{ мм}. \end{aligned}$$

2.4. Допустимий робочий тиск

$$\begin{aligned} [p_1]_D &= 2 \cdot \varphi_1 \cdot [\sigma_1] \cdot (\delta_1 - c_1) / [D_1 + 0,5 \cdot (\delta_1 - c_1)] = \\ 2 \cdot 1 \cdot 140 \cdot (10 - 1) / [213 + 0,5 \cdot (10 - 1)] &= 11,6 \text{ МПа} > p_p = 2,16 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Умова використання формул:

$$(\delta_1 - c_1) / D_1 = (10 - 1) / 213 = 0,04 < 0,1.$$

2.5. Визначимо найбільший допустимий діаметр отворів в днищі, що не вимагає перевірки зміцнення:

$$\begin{aligned} [d_{\text{отв}}] &= 2 \cdot \{[(\delta_1 - c_1) / \delta_1 - 0,875] \sqrt{D_1 \cdot (\delta_1 - c_1)} - c_1\} = \\ &= 2 \cdot \{[(10 - 1) / 2,27 - 0,875] \sqrt{213 \cdot (10 - 1)} - 1\} = 269 \text{ мм}. \end{aligned}$$

З урахуванням $[d_{\text{отв}}]$ подальший розрахунок зміцнення отворів не потрібний.

3. Розрахунок трубної решітки.

Розрахунок проводимо по спрощеній методиці, що регламентується ГОСТ Р 52857.7-2007 для елементів теплообмінних апаратів, призначених для роботи під тиском не більше $6,4 \text{ МПа}$ при різниці температур труб і кожуха не



більше 40°C і ефективному коефіцієнті концентрації напруги в місцях кріплення решітки до фланця або кожуха $k_{\sigma} \leq 1,7$.

Товщина трубної решітки вибирається конструктивно і повинна забезпечувати можливість кріплення труб в решітці. Якщо решітка виконана заодно з фланцем, її товщина має бути не менше товщини відповідного фланця.

Спрощений розрахунок використовується за відсутності додаткових вимог до жорсткості решітки, при

$$(a - a_1) / \delta_p \leq (0,1065 - 0,086) / 0,025 = 0,82 < 3,$$

де $a = D_{\text{вн}} / 2 = 0,213 / 2 = 0,1065\text{ м}$ - внутрішній радіус кожуха обичайки; $a_1 = 0,086$ - відстань від осі кожуха обичайки до осі найбільш видаленої труби; $\delta_p = 0,025\text{ м}$ - прийнята товщина трубної решітки.

3.1. Визначимо основні і допоміжні параметри трубної решітки і пов'язаних з нею елементів теплообмінного апарата.

Відносна характеристика безтрубного краю

$$m_n = a / a_1 = 106,5 / 86 = 1,24.$$

Коефіцієнти впливу тиску на трубну решітку:

$$\eta_n = 1 - n \cdot d_n^2 / (4 \cdot a_1^2) = 1 - 58 \cdot 0,02^2 / (4 \cdot 0,086^2) = 0,22;$$

$$\eta_T = 1 - n \cdot (d_n - 2 \cdot \delta_T)^2 / (4 \cdot a_1^2) =$$

$$= 1 - 58 \cdot (0,02 - 2 \cdot 0,001)^2 / (4 \cdot 0,086^2) = 0,37,$$

де $\delta_T = 0,001\text{ м}$ - товщина стінки труби.

Коефіцієнт ослаблення трубної решітки

$$\varphi_p = 1 - d_0 / t_p = 1 - 0,0205 / 0,0225 = 0,089,$$

де $d_0 = 0,0205\text{ м}$ - діаметр отворів в решітці;

$t_p = 0,0225\text{ м}$ - крок розташування отворів в решітці.

Значення коефіцієнта жорсткості перфорованої плити φ_0 в залежності від η_T наведені нижче.

η_T	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
φ_0	0,09	0,12	0,15	0,20	0,25	0,30	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68



Модуль пружності основи трубної решітки, що характеризує жорсткість системи труб

$$k_y = E_m \cdot (\eta_T - \eta_n) / l =$$

$$= 1,235 \cdot 10^5 \cdot (0,37 - 0,22) / 0,96 = 19375 \text{ МН} / \text{м}^3.$$

де $l=0,96\text{м}$ – половина довжини труби.

Приведене відношення жорсткості труб до жорсткості кожуха обичайки

$$\rho = k_y \cdot a_1 \cdot l / (E_n \cdot \delta_n) = 19375 \cdot 0,086 \cdot 0,96 / (1,99 \cdot 10^5 \cdot 0,03) = 2,68.$$

3.2. Приведений тиск

$$p_0 = [\alpha_n \cdot (t_n - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0)] \cdot k_y \cdot l +$$

$$+ [\eta_T - 1 + m_{cp} \cdot (m_n + 0,5 \cdot \rho \cdot k_q)] \cdot p_p -$$

$$- [\eta_n - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0,3 \cdot \rho \cdot k_p)] \cdot p_n =$$

$$= [11 \cdot 10^{-6} \cdot (9 - 20) - 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot (7 - 20)] \cdot 19375 \cdot 0,96 +$$

$$+ [0,37 - 1 + 0,42 + 1,24 \cdot (1,24 + 0,5 \cdot 2,68 \cdot 1)] \cdot 2,16 -$$

$$- [0,22 - 1 + 0,42 + 1,24 \cdot (1,24 + 0,3 \cdot 2,68 \cdot 1)] \cdot 0,98 = 6,12 \text{ МПа}.$$

де $\alpha_n = 11 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ і $\alpha_m = 16,7 \cdot 10^{-6}$ - коефіцієнти лінійного

розширення матеріалів кожуха обичайки і труб відповідно;

$t_n=9^\circ\text{C}$, $t_T=7^\circ\text{C}$ і $t_0=20^\circ\text{C}$ – середні температури стінки кожуха, стінок труб і температура збирання апарата;

k_q, k_p - коефіцієнти жорсткості системи труби-кожух (для розглядуваного в прикладі випарника з нерухомими трубними решітками $k_q = 1$ і $k_p = 1$);

допоміжна величина

$$m_{cp} = 0,15 \cdot n \cdot (d_y - \delta_T)^2 / a_1^2 =$$

$$= 0,15 \cdot 58 \cdot (0,02 - 0,001)^2 / 0,086^2 = 0,42.$$

3.3. Товщина трубних решіток при виконанні конструктивних і технологічних вимог, викладених вище, має бути не менше

$$\delta_{p \min} = f_1 \delta_n / (\eta_T - \eta_n) + c,$$



де коефіцієнт $f_1 = f \cdot (A', B')$ визначаємо за графіком, приведеному на рис. 3.17.

Допоміжні величини A' і B' знаходимо за формулами:

$$B' = \psi_0 \cdot l / \delta_n = 0,102 \cdot 0,96 / 0,003 = 32,64;$$

$$A' = p_0 / (2 \cdot [\sigma_a] \cdot k_q \varphi_p),$$

де $[\sigma_a]$ - допустиме напруження при циклічних навантаженнях. У даному прикладі навантаження при розрахунку на міцність умовно можна вважати однократним. Тоді $[\sigma_a] = [\sigma] = 140 \text{ МПа}$, $A' = 6,12 / (2 \cdot 140 \cdot 1 \cdot 0,089) = 0,25$.

Коефіцієнт $f_1 = 0,38$.

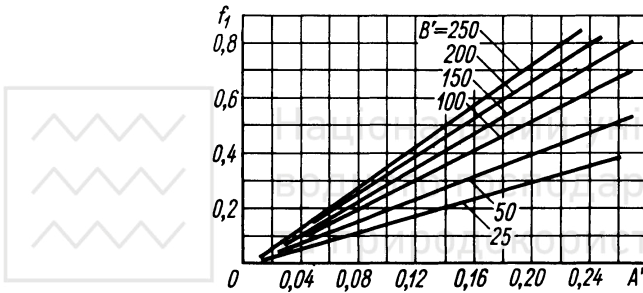


Рис. 3.17. Графік $f_1 = f \cdot (A', B')$

3.4. Мінімальна товщина трубної решітки

$$\sigma_{p \min} \geq 0,38 \cdot 3 / (0,37 - 0,22) + 1 = 8,6 \text{ мм.}$$

3.5. Осьове зусилля в кожусі

$$F = \pi \cdot a^2 \cdot [p_p - p_0 / (1 + \rho k_q)] =$$

$$= 3,14 \cdot 0,106^2 \cdot [2,16 - 6,12 / (1 + 2,68 \cdot 1)] = 0,017 \text{ МН / м.}$$

При негативних значеннях F необхідний розрахунок на стійкість по ГОСТ 14249—89.

3.6. Осьове зусилля в трубі

$$N_T = \pi \cdot a_1^2 \cdot [(\eta_m \cdot p_m - \eta_T \cdot p_p) + f_2 \cdot p_0] / n =$$

$$= 3,14 \cdot 0,086^2 \cdot [(0,22 \cdot 0,98 - 0,37 \cdot 2,16) + 0,48 \cdot 6,12] / 58 =$$

$$= 0,94 \cdot 10^{-3} \text{ МН,}$$



де коефіцієнти

$$f_2 = \sqrt[4]{z} / (\sqrt[4]{z} + k_q) = \sqrt[4]{68} / (\sqrt[4]{68} + 1) = 0,48;$$

$$z = 43,7 \cdot [\delta_k / \delta_p \cdot (\eta_T + \eta_n)]^3 / B' =$$

$$= 43,7 \cdot [3 / 25 \cdot (0,37 + 0,22)]^3 / 32,64 = 0,68.$$

3.7. Перевірку міцності труб і міцності кріплення труб в решітці проводимо за умовами міцності.

Умова міцності труб

$$|N_T| / [\pi \cdot (d_n - \delta_T) \cdot \delta_T] =$$

$$-0,94 \cdot 10^{-3} / [3,14 \cdot (0,02 - 0,001) \cdot 0,001] =$$

$$= 15,76 \text{ МПа} < [\sigma_T] = 53,8 \text{ МПа}.$$

Труби перевіряють на стійкість при від'ємних значеннях N_T .

3.8. Умова міцності кріплення труб в решітці

$$[N_{TP}] = d_n \cdot l_g [q] = 0,02 \cdot 0,025 \cdot 29,4 =$$

$$= 0,015 \text{ МН} > N_{TP} = 0,94 \cdot 10^{-3} \text{ МН},$$

де $[N_{TP}]$ - допустимі навантаження на з'єднання труби з решіткою для випадку розвальцьовування;

$l_g = \delta_p$ - глибина розвальцьовування труб в решітці, м;

$[q] = 29,4 \text{ МПа}$ - допустиме навантаження на одиницю умовної поверхні з'єднання труби з решіткою для труб, завальцьованих в пази.

4. Характеристики прокладок, які використовуються в теплообмінному обладнанні наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Характеристики плоских прокладок

Матеріал прокладки	Прокладочний коефіцієнт m	Тиск на прокладку, МПа			Модуль пружності E_n , МПа
		q_0	q_{0min}	$[q]$	
мяка гума, гумовий лист	0,5	3,5	2	18	$3 \cdot 1 + b / (2h)$
тверда гума	1,2	7	4,5	20	$4 \cdot 1 + b / h$



Пароніт, $h \geq 1 \text{ мм}$	2,5	32	20	130	$2 \cdot 10^3$
Фторопласт $h = 1 \dots 3 \text{ мм}$	1,4	10	4	40	$2 \cdot 10^3$
Мідь м'яка	2,4-4,7	120	70	70	$(1,1 \dots 1,2) \cdot 10^5$

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Вимоги до проектування.
2. Рекомендації до виконання розрахунків.
3. Послідовність перевірного розрахунку.
4. Послідовність конструкторського розрахунку.
5. Вибір схеми руху теплоносіїв.
6. Визначення коефіцієнта теплопередачі.
7. Вибір швидкості теплоносіїв.
8. Вибір типу і конструкції теплообмінного обладнання.
9. Визначення напору насоса для теплообмінного апарата.
10. Формула для визначення потужності вентилятора, який подає повітря в теплообмінний апарат.
11. Які пристрої приймаються для зменшення товщини трубної решітки?
12. Методи розрахунку на міцність.
13. Конструкції фланців, які застосовуються в теплообмінних апаратах.
14. Конструкції днищ і кришок, які використовуються в теплообмінних апаратах.
15. Способи зменшення металоємності теплообмінного обладнання.
16. Прийоми інтенсифікації процесу теплообміну.
17. Інтенсифікація теплообміну у кожухотрубних апаратах.
18. Конструкції оребрення теплообмінної поверхні.
19. Способи турбулізації потоку.
20. Вплив швидкості і напрямку течії пари на теплообмін.



КОНТРОЛЬНА ТЕСТОВА ПРОГРАМА

Знайдіть одну правильну відповідь.

Розділ 1. Проектування підприємств із теплоенергетичним устаткуванням

- 1. Для виготовлення проектної документації промислового підприємства використовується:**
 - а) ДСТУ;
 - б) ЕСКД;
 - в) СПДБ;
 - г) ГОСТ.
- 2. Сукупність конструкторських документів, які включають принципові рішення та вихідні дані для розробки робочої документації називається:**
 - а) робочий проект;
 - б) проект;
 - в) завдання на проектування;
 - г) технічна пропозиція.
- 3. Розробка комплексної технічної документації, яка містить розрахунки, креслення та інші матеріали називається:**
 - а) проектування;
 - б) технічне опосвідчення;
 - в) технічна пропозиція;
 - г) типове проектування.
- 4. Відповідність проектів котелень, які розроблені іноземними фірмами, вимогам ДСТУ діючих в Україні, повинно бути підтверджено:**
 - а) автором проекту;
 - б) головною організацією з котлобудування;
 - в) висновком відповідної спеціалізованої організації;
 - г) ДБН.
- 5. З ким погоджується зміна проекту:**
 - а) генеральним проектувальником;
 - б) проектною організацією;
 - в) директором спеціальної проектної організації;
 - г) автором.



- 6. На генеральному плані теплоенергетичного підприємства зображуються:**
- а) розміщення опалювальних приладів;
 - б) будівельні споруди, схеми теплозабезпечення;
 - в) система вентиляції приміщень;
 - г) система кондиціювання приміщень.
- 7. З якою перспективою розробляється генеральний план теплоенергетичного підприємства:**
- а) 5-20 років; б) 10-15 років;
 - в) 1-5 років; г) 5-10 років.
- 8. Стадійні роботи включають в себе:**
- а) завдання на проектування;
 - б) технічну пропозицію;
 - в) технічне опосвідчення;
 - г) робочий проект.
- 9. Двостадійне проектування зводиться до складання:**
- а) проекту і робочої документації;
 - б) технічної пропозиції і завдання;
 - в) завдання на проектування і робочої документації;
 - г) робочої документації і генерального плану.
- 10. Робочий проект розробляється для:**
- а) технічно складних об'єктів;
 - б) типових об'єктів;
 - в) технічно нескладних об'єктів;
 - г) систем теплозабезпечення.
- 11. До позастадійних робіт належать:**
- а) КВП і автоматизація;
 - б) охорона праці;
 - в) техніко-економічне обґрунтування;
 - г) електропостачання.
- 12. Завдання на проектування складається:**
- а) автором проекту;
 - б) замовником проекту;
 - в) генеральним проектувальником;
 - г) державною адміністрацією.



13. Заходи по антикорозійному захисту розробляються на стадії:

- а) проекту;
- б) розробки завдання;
- в) технічної пропозиції;
- г) робочої документації.

14. Робочі креслення входять до складу:

- а) робочої документації;
- б) проекту;
- в) технічного завдання;
- г) технічної пропозиції.

15. Зміни у типові проекти вносять з метою:

- а) збільшення різноманітності типових проектів;
- б) зменшення вартості проектування;
- в) уніфікації типових проектів;
- г) зниження вартості будівництва.

16. Котельні, які постачають тепло для району житлової забудови і входять до складу підприємств об'єднаних котельень називаються:

- а) квартальні;
- б) районні;
- в) групові;
- г) котельні підприємства.

17. Котельні, які входять до складу підприємства і служать для теплопостачання цього підприємства називаються:

- а) квартальні;
- б) котельні підприємства;
- в) районні;
- г) групові.

18. На якій тепловій схемі позначають лише головне обладнання і основні трубопроводи котельні:

- а) робочій;
- б) розгорнутій;
- в) принциповій;
- г) монтажній.



19. Виробництва, де негорючі речовини і матеріали знаходяться в гарячому стані і процеси обробки яких супроводжуються виділенням променевого тепла відносяться до категорії:

- а) Д; б) А;
- в) В; г) Г.

20. На якій тепловій схемі позначають лише головне обладнання і основні трубопроводи котельні:

- а) принциповій;
- б) розгорнутій;
- в) робочій;
- г) монтажній.

Розділ 2. Проектування холодильних установок

1. У якості холодоагенту, в холодильних установках з температурою теплоносія більше 0°C використовують:

- а) хладон;
- б) аміак;
- в) воду;
- г) фреон.

водного господарства
та природокористування

2. Який холодоагент має наступні недоліки: отруйність, горючість і вибухонебезпечність?

- а) вода;
- б) фреон;
- в) хладон;
- г) аміак.

3. При зростанні теплоти пароутворення, кількість циркулюючого в системі холодильного агента:

- а) залишається незмінною;
- б) збільшується;
- в) зменшується;
- г) спочатку зменшується, потім різко збільшується.

4. Альтернативним заміником для фреону R22 є хладон:

- а) R11; б) R23;
- в) R134a; г) R407C.



5. Захисну дію на мідь спричинює:

- а) алкасилікат;
- б) бура;
- в) карбоніт;
- г) толіптріазол.

6. З присутністю кисню в холодоносії, процеси корозії в металі:

- а) залишаються незмінними;
- б) уповільнюються;
- в) прискорюються;
- г) спочатку прискорюються, потім уповільнюються.

7. Змішувати різні холодоносії не рекомендується через:

- а) збільшення гідравлічного опору системи;
- б) їх розшарування;

- в) збільшення корозійної активності;
- г) можливість реакції між інгібіторами.

8. Особливістю роботи холодильних установок є:

- а) застосування засобів автоматизації;
- б) розгалужені системи трубопроводів;
- в) безпека працюючого персоналу;
- г) невелика кількість охолоджуваних об'єктів.

9. Схема холодильної установки повинна:

- а) бути простою і не вимагати великих витрат для її виконання;
- б) мати розгалужену систему трубопроводів;
- в) використовувати токсичні холодильні агенти;
- г) мати невелику кількість охолоджуваних об'єктів.

10. З'єднання всмоктувальних ліній компресорів загальним трубопроводом дозволяє:

- а) зменшити кількість холодоагенту в системі;
- б) регулювати потужність компресорів;
- в) звільнити компресор, який підлягає ремонту, від холодоагенту;
- г) підвищити холодильний коефіцієнт установки.



11. У відцентрових компресорів зворотні клапани встановлюються на всмоктувальних лініях для:

- а) розвантаження компресорів при їх зупинці від високого тиску;
- б) уникнення зворотного потоку пари;
- в) захисту компресорного обладнання;
- г) зменшення наслідків аварії.

12. Можливість видалення пари з елементів установки шляхом відсмоктування компресором передбачена з метою:

- а) запобігання витратам холодоагенту;
- б) зниження тиску в установці;
- в) звільнення пари холодоагенту від масла;
- г) збільшення температури в конденсаторі.

13. Лінійний ресивер є збірником конденсату, завдяки чому:

- а) рідина в конденсаторі не затоплює його теплообмінну поверхню;
- б) забезпечується надійне стікання рідини в конденсатор;
- в) вирівнюється тиск в ресивері і конденсаторі;
- г) з'єднується паровий простір ресивера і конденсатора.

14. Висота компресорного цеху повинна бути:

- а) не менше ніж 4,8м;
- б) не менше ніж 12м;
- в) не більше ніж 6м;
- г) не менше ніж 10м.

15. Зменшення площі компресорного цеху досягають:

- а) зменшенням діаметрів трубопроводів;
- б) більш повним використанням його об'єму;
- в) збільшенням висоти приміщення цеху;
- г) використанням компресора більшої потужності.

16. Гідравлічний затвор, який створюється в лінійному ресивері:

- а) дозволяє здійснювати контроль за рівнем рідини;
- б) збільшує його гідравлічний опір;
- в) створює запас холодоагенту для компенсації витоків;
- г) перешкоджає перетіканню пари з боку високого тиску у випарну систему.



17. Тиск в проміжній ємності повинен бути знижений до тиску у випарній системі для:

- а) виключення можливості гідравлічного удару;
- б) виключення змішування потоків рідини з різними температурами;
- в) підживлення колектора рідиною вищої температури;
- г) додавання рідини низької температури.

18. Особливістю відцентрових компресорів є:

- а) відбір пари проміжного тиску;
- б) реалізація циклу двоступеневого стиснення в одноступеневому компресорі;
- в) робота однокорпусним компресором на декількох температурах кипіння;
- г) використання рідкого холодоагенту для охолодження масла.

19. На відкритому повітрі розміщують наступне обладнання компресорного цеху:

- а) заправні станції;
- б) насосне устаткування;
- в) компресорні агрегати;
- г) устаткування оборотного охолодження води.

20. Однією з переваг компресорних цехів є:

- а) невелика довжина трубопроводів;
- б) швидкість монтажу устаткування;
- в) зручність обслуговування холодильного устаткування;
- г) проста і надійна повна автоматизація.

21. Одним із недоліків децентралізованих машинних відділень є:

- а) значні капітальні витрати, пов'язані з будівництвом приміщення;
- б) наявність великої кількості запірної арматури;
- в) висока холодопродуктивність у холодильниках великого об'єму;
- г) значна довжина магістральних трубопроводів.



22. Однією з переваг децентралізованих машинних відділень є:

- а) можливість використання компресорних агрегатів великої холодопродуктивності;
- б) рівномірний виробіток ресурсу компресорів;
- в) економія електричної енергії на виробництво холоду завдяки автоматичному регулюванню;
- г) велика зайнята площа.

23. Однією з переваг централізованих машинних відділень є:

- а) відсутність спеціальних будівель під компресорні цехи;
- б) невелика довжина трубопроводів і малі втрати при транспортуванні холоду;
- в) економія електричної енергії на виробництво холоду завдяки автоматичному регулюванню;
- г) підвищені втрати холоду під час його транспортування.

24. Холодильне устаткування децентралізованих машинних відділень розміщують:

- а) в машинному залі компресорного цеху;
- б) в капітальних прибудовах до охолоджуваного приміщення;
- в) безпосередньо на даху охолоджуваних об'єктів;
- г) за бажанням замовника.

25. При частотному регулюванні компресорів необхідно:

- а) порівнювати термін окупності з терміном роботи обладнання;
- б) використовувати сучасні напівпровідникові регулятори;
- в) забезпечити рівномірний виробіток ресурсу компресорів;
- г) забезпечити плавну подачу холодоагенту в компресор.

26. Застосування статичних випарників:

- а) знижує корозійну активність холодоагенту;
- б) підвищує ефективність їх тепловіддачі;
- в) зменшує витрату холодоагенту в системі;
- г) зберігає електроенергію, потрібну для живлення вентиляторів.



27. При виборі конденсаторів і охолодників повітря необхідно враховувати:

- а) потужність, споживану вентиляторами і ТЕНами;
- б) способи монтажу і ремонту;
- в) наявність допоміжного обладнання;
- г) термін окупності обладнання.

28. Використання в холодильних установках обладнання із завищеними параметрами призводить до:

- а) збільшення витрат на його експлуатацію;
- б) збільшення потужності холодильної установки;
- в) збільшення терміну роботи обладнання;
- г) збільшення собівартості продукції.

29. Використання гарячої пари холодоагенту для відтавання випарників дає економію енергії:

- а) від 3 до 8%;
- б) від 8 до 10%;
- в) від 10 до 12%;
- г) від 12 до 15%.

30. Регулювання тиску конденсації зміною швидкості обертання вентиляторів забезпечує:

- а) постійну холодопродуктивність установки;
- б) економію електроенергії до 50%;
- в) зменшення навантаження на компресор;
- г) постійний тиск рідкого холодоагенту.

Розділ 3. Проектування теплообмінного обладнання теплоенергетичних установок

1. Креслення допоміжного обладнання слід оформляти у відповідності з:

- а) ЄСКД;
- б) ДСТУ;
- в) СПДБ;
- г) ГОСТ.

2. При проектуванні нового, нестандартного теплообмінного устаткування виконується:

- а) конструкторський розрахунок;
- б) перевірочний розрахунок;
- в) розрахунок на міцність;
- г) тепловий розрахунок.



3. Результатом конструкторського розрахунку ϵ :

- а) площа теплообміну;
- б) геометричні розміри обладнання;
- в) параметри теплоносіїв;
- г) теплове навантаження.

4. Якщо наявна різниця температур теплоносіїв недостатня для забезпечення заданого теплового навантаження, то рекомендують:

- а) підвищити параметри гарячого теплоносія;
- б) понизити параметри гарячого теплоносія;
- в) використати теплообмінне обладнання з меншою поверхнею теплообміну;
- г) підвищити параметри холодного теплоносія.

5. Величину $G \cdot c_p = C$ називають:

- а) водяним еквівалентом;
- б) масовою теплоємністю;
- в) тепловою потужністю;
- г) об'ємною витратою.

6. Якщо відношення $\left(\frac{Nu}{Pr}\right)^{0,4}$ більше 58, то вигідніше:

- а) поздовжній рух теплоносія;
- б) поперечний рух теплоносія;
- в) багаторазовий перехресний рух теплоносія;
- г) протиток.

7. Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при нагріві-охолодженні води становлять:

- а) 500-10000 Вт/(м²·К);
- б) 200-1500 Вт/(м²·К);
- в) 20-100 Вт/(м²·К);
- г) 1-50 Вт/(м²·К);

8. Рекомендовані значення швидкості руху запилених газів у середині труб:

- а) 6-10 м/с;
- б) 12-16 м/с;
- в) 50-75 м/с;
- г) 30-50 м/с.



9. Теплоносій з нижчим коефіцієнтом тепловіддачі краще подавати у:

- а) труби;
- б) міжтрубний простір;
- в) горизонтальний теплообмінний апарат;
- г) вертикальний теплообмінний апарат.

10. У охолоднику гарячий теплоносій подається:

- а) в міжтрубний простір;
- б) в труби;
- в) на горизонтальну пластину;
- г) в вертикальну трубу.

11. Робоча довжина труб у теплообмінному обладнанні становить:

- а) 2-4 м;
- б) 5-6 м;
- в) 7-8 м;
- г) 9-10 м.

12. Крок розміщення труб у трубній решітці дорівнює:

- а) $\geq 1,3d$ труби;
- б) $\leq 1,3d$ труби;
- в) $\geq 1,5d$ труби;
- г) $\leq 1,5d$ труби.

13. Якщо кількість ходів у теплообмінному апараті більше 10, то необхідно:

- а) вибрати труби меншого діаметру;
- б) збільшити швидкість теплоносія;
- в) вибрати труби більшого діаметру;
- г) збільшити параметри теплоносія.

14. Головним фактором, який знижує інтенсивність теплопередачі є:

- а) опір пограничного шару;
- б) оребрення поверхні теплообміну;
- в) штучна турбулізація потоку;
- г) наявність відкладень і домішок.



15. Виключенню застійних зон у міжтрубному просторі сприяє:

- а) встановлення розподільних камер;
- б) турбулізація потоку;
- в) вибір схеми руху теплоносіїв;
- г) зміна параметрів гарячого теплоносія.

16. Оребрення труб використовується з метою:

- а) інтенсифікації тепловіддачі;
- б) зменшення втрат на прокачування теплоносія;
- в) запобігання утворенню відкладень;
- г) ліквідації застійних зон.

17. Використання турбулентних вставок у вигляді діафрагм дозволяє інтенсифікувати теплообмін в:

- а) 4 рази;
- б) 2-3 рази;
- в) 20-100%;
- г) 6-7 раз.

18. При збільшенні товщини плівки конденсату тепловіддача:

- а) зменшується;
- б) збільшується;
- в) не змінюється;
- г) спочатку зменшується, потім збільшується.

19. Застосування конденсатних ковпачків на вертикальних трубах дозволяє збільшити коефіцієнт тепловіддачі в:

- а) 2-3 рази;
- б) 3 рази;
- в) 20-100%;
- г) 6-7 раз.

20. Причиною незадовільної роботи конденсаторів може бути:

- а) відкладення на поверхні забруднень;
- б) великий гідравлічний опір;
- в) високі параметри холодного теплоносія;
- г) низький коефіцієнт теплопередачі.



ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

А

Агрегат мультикомпресорний 73
Аміак 32

Б

Балка фундаментальна 23

В

Виробництво вибухонебезпечне 20
Відділення децентралізоване 65
– централізоване 70

Вікно 24

Ворота 24

Вставки турбулентні 114

Втрати гідравлічні 96

Д

Двері 24

Дозвіл на експлуатацію 17

Документація робоча 12

Днище еліптичне 106

– конічне 108

– коробкове 108

– сферичне 106

Дроселювання двоступеневе 59

Е

Еквівалент водяний 89

Енергоефективність компресорів 75

З

Завдання на проектування 9

– технічне 26

Заощадження 78

Записка пояснювальна 12

Затвор гідравлічний 49

Здатність теплотворна 40



I

Інгібітор 40
Інтенсифікація теплообміну 111

K

Каркас 21
Клапан зворотний 45
Коефіцієнт ефективності ребра 117
Колона 23
Котельня групова 14
– квартальна 14
– підприємства 14
– районна 14

M

Масловіддільник 46
Міст компресорів 47

O

Об'єм теплоносія секундний
Опосвідчення 17
Оребрення поверхні теплообміну 113

II

Покрівля 23
План генеральний 8
Посудина тонкостінна 104
Проект 6
– ескізний 27
– робочий 28
– технічний 27

Проектування 6
– двостадійне 8
– одностадійне 8

Пропозиція технічна 26

P

Регулювання продуктивності 76
– тиску конденсації 76
Реєстрація 16



Ресивер лінійний 48

Ригель 23

Різниця температур середня 87

Роботи стадійні 8

Розрахунок гідравлічний 96

– конструкторський 86

– перевірочний 86

Розчин неорганічних солей 37

С

Стіна 23

Схема «економайзер» 56

– принципова 18

– робоча 18

– розгорнута 18

– теплова 18

– холодильної установки 18

Сходи 23

Т

Теплоносій на основі спиртів 38

– МЕГ 38

Ф

Ферма 23

Фільтр 45

Фреон 32

Фундамент 23

Х

Хладон 32

Ц

Цех компресорний 61



1. Алабовський О.М. та ін. Проектування котелень промислових підприємств: Курсове проектування з елементами САПР: Навч. посібник / О.М. Алабовський, М.Ф. Боженко, Ю.В. Хоронженко. – К.: Вища шк., 1992. – 207 с.: іл.
2. Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В. Міщенко, Є.М. Письменний (за ред. Б.Х. Драганова). Теплотехніка: Підручник. – Київ; «ІНКОС», 2005. – 504с.
3. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Данилов и др. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: Учебник для вузов; под ред. Бакластова А.М. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.
4. Боженко М.Ф. Енергозбереження в тепlopостачанні: навч. посіб. / М.Ф. Боженко, В.П. Сало. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – 268с.
5. Варламов Г.Б. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: Підручник / Г.Б. Варламов, Г.М. Любчик, В.А. Маляренко. – Київ: Політехніка, 2003. – 232с.
6. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 319с.
7. Павлов К.Ф., Романов П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов/Под ред. чл.-корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с., ил.
8. Пісарєв В.Є. Теплові насоси та холодильні установки: Навч. посібник. – Київ: КНУБА, 2002. – 124с.
9. Стрельцов А.Н. Холодильное оборудование для предприятий торговли и общественного питания: Учеб. пособие для проф. образования / А.Н.Стрельцов, В.В. Шишов. – Москва: ИРПО Изд. центр «Академия», 2003. – 272с.
10. Теплоэнергетические установки и системы энергоснабжения в текстильной промышленности: Учеб. пособие для вузов / Н.И. Взорov, А.И. Анциферова, В.Е. Дымков и др. – Легпромбытиздат, 1991. – 512 с.