

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І  
АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації та інформаційних технологій

Кафедра автоматизації технологічних процесів

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

**Енергоефективне керування продуктивністю холодильної  
машини.**

Київ – 2024 року

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І  
АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації та інформаційних технологій

Кафедра автоматизації технологічних процесів

“До захисту допущено”

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)  
“ ” \_\_\_\_\_ 2024року

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Освітньо-кваліфікаційний рівень – магістр

Спеціальність: 174 «Автоматизація, комп’ютерно-інтегровані технології та  
робототехніка»

на тему: **Енергоефективне керування продуктивністю  
холодильної машини.**

Виконав: студент II курсу, групи АКІТм-23

Жадан Андрій Андрійович

(прізвище, ім’я, по батькові)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Науковий керівник к.т.н. доц. Луценко В.Ю.

(науковий ступінь, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Науковий керівник ас.каф.АТП Самойленко М.І.

(науковий ступінь, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(науковий ступінь, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2024 року

Київський національний університет будівництва і архітектури  
Факультет автоматизації та інформаційних технологій  
Кафедра АТП

Освітньо-кваліфікаційний рівень – магістр

Галузь знань: 17 «Електроніка, автоматизація та електронні комунікації»

Спеціальність: 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)  
“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024р.

### ЗАВДАННЯ

#### ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

Жадану Андрію Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дипломного проекту: Енергоефективне керування продуктивністю холодильної машини.

2. Керівник проекту Самойленко Микола Іванович

(прізвище, ім'я, по батькові)

3. Строк подання студентом проекту: \_\_\_\_\_

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки за розділами:

Р.1. Шляхи та методи підвищення енергоефективності холодильної машини.

Р.2. Базові принципи функціонування холодильної техніки.

Р.3. Опис компресора, як ключового елемента холодильної машини.

Р.4. Побудова та опис математичної моделі системи керування продуктивністю холодильної машини.

Р.5. Дослідження енергетичної ефективності використання частотних перетворювачів в контурі обдуву градирні.

Р.6. Техніко-економічні розрахунки впровадження енергозберігаючих заходів

5. Перелік графічного матеріалу:

Р.1. Слайди презентації 1-3

Р.2. Слайди презентації 4-5

Р.3. Слайди презентації 6-7

Р.4. Слайди презентації 8-12

Р.5. Слайди презентації 13-15

6. Консультанти розділів проекту:

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|---|----------------|------------------|
|        |   | Завдання видав | Завдання прийняв |
| 1      |   |                |                  |
| 2      |   |                |                  |
| 3      |   |                |                  |
| 4      |   |                |                  |
| 5      |   |                |                  |
| 6      |   |                |                  |

7. Дата видачі завдання: “ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № З/п | Розділи дипломного проекту                               | Термін виконання | Позначка про виконання | Підпис керівника проекту |
|-------|--|------------------|------------------------|--------------------------|
| 1     | Розділ 1   |                  |                        |                          |
| 2     | Розділ 2   |                  |                        |                          |
| 3     | Розділ 3   |                  |                        |                          |
| 4     | Розділ 4   |                  |                        |                          |
| 5     | Розділ 5   |                  |                        |                          |
| 6     | Розділ 6   |                  |                        |                          |
| 7     | Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат |                  |                        |                          |
| 8     | Остаточне оформлення проекту                             |                  |                        |                          |
| 9     | Попередній захист на кафедрі АТП                         |                  |                        |                          |

Студент \_\_\_\_\_ *Жадан А. А.*  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту \_\_\_\_\_ *Самойленко М.І.*  
(підпис) (прізвище та ініціали)

| РЕЗЮМЕ (summary)<br>до атестаційної випускної роботи<br>студента:  |  | Жадана Андрія Андрійовича. |                     |
|--|--|----------------------------|---------------------|
| Назва ВНЗ  | Київський національний університет будівництва і архітектури   |                            |                     |
| Тема   | Енергоефективне керування продуктивністю холодильної машини  |                            |                     |
| Освітній ступень   | Магістр за освітньо-професійною програмою навчання   |                            |                     |
| Факультет  | автоматизації і інформаційних технологій   |                            |                     |
| Кафедра  | Автоматизації технологічних процесів   |                            |                     |
| Галузь знань   | 17 Електроніка, автоматизація та електронні комунікації  |                            |                     |
| Спеціалізація  | 174 Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка   |                            |                     |
| Керівник   | к.т.н. доц. Луценко В.Ю., асистент Самойленко М.І.   |                            |                     |
| Обсяг роботи:  | пояснювальна записка, стор.  | розділів                   | креслень формату А1 |
|  | 74   | 6                          |                     |
| Розділ 1 Шляхи та методи підвищення енергоефективності холодильної машини.   | Розглянуто ключові методи підвищення енерго ефетивності роботи роботи холодильної машини, як основний елементу в системі керування мікрокліматом в приміщенні.   |                            |                     |
| Розділ 2 Базові принципи функціонування холодильної техніки  | Розглянуто базові принципи функціонування холодильної техніки, приведено процесу охолодження та нагріву, приведені цикл Карно що є базовим в холодильній техніці. Окремо розглянуто теплообмінні апатати конденсатора та випарника, терморегулюючі вентилі, що використовуються в холодильних машинах.   |                            |                     |
| Розділ 3 Опис компресора, як ключового елементу холодильної машини.  | Присвячено опису роботи компресора, зроблено аналіз та опис існуючих типів компресорів, яке основного елементу холодильної машини.<br>Приведено аналізу існуючих шляхів та методів керування продуктивністю компресора холодильної машини, проведено порівняльний аналіз ефективності методів керування компресором.   |                            |                     |
| Розділ 4 Перспективи використання перетворювачів частоти як сучасний метод енергоефективного керування холодильними машинами | Розділ присвячено огляду існуючих шляхів підвищення енергоефективності роботи холодильної машини, вказано основні елементи споживачі електроенергії: компресор та вентилітори охолодження градирні. Приведено аналіз існуючих методів керування продуктивністю, обгрунтовано вибір частотно-регульованих приладів для використання у складі холодильної машини |                            |                     |
| Розділ 5. Дослідження енергетичної ефективності використання   | Приведено опис математичної моделі роботи приводу охолодження градирні холодильної машини, проведено порівняння двох методів керування: ступінчате включання вентиляторів та керування швидкістю обертання з використанням перетворювачів частоти.   |                            |                     |

|   |  |
|---|--|
| частотних перетворювачів в контурі обдуву градирні.   |  |
| Розділ 6 Техніко-економічні розрахунки впровадження енергозберігаючих заходів   | Проведено розрахунок економічної доцільності впровадження проекту, розраховано затрати та економію, визначено період окупності проекту, впровадження доцільно період окупності капітальних затрат менший за нормативний.   |
| Висновки по роботі:   | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Холодильні машини типу «чилер-фанкойл» працюють в режимі теплового насосу, що дозволяє використовувати їх як джерело і холоду (влітку), і як джерело тепла. В перехідний період теплові насоси мають високий коефіцієнт потужності 3,5-4,5.</li> <li>2. Автоматизація холодильної машини дозволяє точно регулювати продуктивність та уникати зайвих витрат електроенергії.</li> <li>3. Використання перетворювачів частоти дозволяє підтримувати високий ККД в усьому діапазоні регулювання.</li> <li>4. Використання байпасу дозволяє реалізувати полегшений пуск компресора.</li> <li>5. Використання перетворювачів частоти для керування вентиляторами охолодження компресора та насосними станціями дозволяє підтримувати високий ККД роботи всього обладнання.</li> <li>6. Доцільною є інтеграція автоматики компресора в загальну систему автоматизації будівлі.</li> </ol> |
| <p><b>Ключові слова:</b> холодильна машина, холодопостачання, постачання, мікроклімат, автоматизація, адаптивне керування, математична модель</p> <p><b>Keywords:</b> refrigerating machine, refrigeration supply, supply, microclimate, automation, adaptive control, mathematical model</p> |  |

Укладач: \_\_\_\_\_ / Жадан А.А. /

Керівник: \_\_\_\_\_ / Самойленко М.І. асистент /

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024\_

## Зміст

|   |    |
|---|----|
| Вступ.....  | 9  |
| 1. Шляхи та методи підвищення енергоефективності холодильної машини. 11   |    |
| 2. Базові принципи функціонування холодильної техніки.....  | 19 |
| 2.1. Тиск та ентальпія холодоагентів. ....  | 19 |
| 2.2. Основні компоненти холодильних систем. ....  | 20 |
| 2.3. Основний цикл роботи холодильних систем. ....  | 26 |
| 2.4 Комплексний цикл у логарифмічній діаграмі Ph.....   | 27 |
| 3. Компресори в системі холодопостачання. ....  | 32 |
| 3.1. Призначення компресорів та теоретичний базис. ....   | 32 |
| 3.2 Конструкція та типи компресорів. ....   | 33 |
| 3.3 Продуктивність компресора .....   | 41 |
| 4. Перспективи використання перетворювачів частоти як сучасний метод енергоефективного керування холодильними машинами.....                     | 46 |
| 4.1. Використання перетворювачів частоти для зниження енергоспоживання та підвищення ефективності компресорів холодильних машин46               |    |
| 4.2. Застосування частотно-регульованого електроприводу в системах приводу вентиляторів охолодження конденсатного блоку холодильної машини..... | 53 |
| 5. Дослідження енергетичної ефективності використання частотних перетворювачів в контурі обдуву градирні. ....                                  | 58 |
| 6. Розрахунок економічної ефективності Впровадження проекту....   | 69 |
| 6.1. Основні показники економічної ефективності. ....   | 69 |
| 6.2. Розрахунок річної економії від впровадження АСУ.....   | 72 |

|  |    |
|--|----|
| 6.2.1. Економія від зниження втрат в мережах електропостачання та поліпшення якості електроенергії. .... | 72 |
| 6.2.2. Економія від скорочення чисельності персоналу.....  | 73 |
| 6.3. Розрахунок річного економічного ефекту.....   | 74 |
| Список використаної літератури.....  | 76 |
| Додатки .....  | 79 |

## ВСТУП

Холодильні машини широко використовуються в системах створення штучного мікроклімату.

Холодильні машини є основним споживачем електроенергії, споживання електроенергії холодильною машиною в рази більше ніж споживання решти елементів системи кондиціонування разом взятих.

Автоматика холодильної машини дозволяє підтримувати оптимальні режими роботи та раціонально використовувати електроенергію.

В дипломному проекті пропонується система автоматизованого керування холодильною машиною, котра забезпечує холодом систему кондиціонування повітря в приміщенні. Повітря є необхідним середовищем для життєдіяльності людини, а його параметри першочергово впливають на комфорт та працездатність тому використання систем кондиціонування повітря є необхідною умовою будь-якого виробництва.

У розділі 1 розглянуто ключові методи підвищення енерго ефективності роботи роботи холодильної машини, як основний елементу в системі керування мікрокліматом в приміщенні.

У розділі 2 розглянуто базові принципи функціонування холодильної техніки, приведено процесу охолодження та нагріву, приведені цикл Карно що є базовим в холодильній техніці. Окремо розглянуто теплообмінні апарати конденсатора та випарника, терморегулюючі вентилі, що використовуються в холодильних машинах.

Розділ 3 присвячено опису роботи компресора, зроблено аналіз та опис існуючих типів компресорів, яке основного елементу холодильної машини.

Приведено аналізу існуючих шляхів та методів керування продуктивністю компресора холодильної машини, проведено порівняльний аналіз ефективності методів керування компресором.

Розділ 4 присвячено огляду існуючих шляхів підвищення енергоефективності роботи холодильної машини, вказано основні елементи споживачі електроенергії: компресор та вентилі охолодження градирні.

Приведено аналіз існуючих методів керування продуктивністю, обґрунтовано вибір частотно-регульованих приладів для використання у складі холодильної машини.

В розділі 5 приведено опис математичної моделі роботи приводу охолодження градирні холодильної машини, проведено порівняння двох методів керування: ступінчате включання вентиляторів та керування швидкістю обертання з використанням перетворювачів частоти.

Розділ 6 розрахунку економічного ефекту від впровадження проекту, впровадження доцільно, термін окупності менше нормативного.

## 1. ШЛЯХИ ТА МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.

**Метод 1.** Підбір температур охолодженої та конденсаторної води. Як правило, холодильні машини працюють в розрахунковому режимі менше 1% від загального часу роботи. В інший час вони працюють в умовах, що відрізняються від проектних, наприклад, при середній температурі атмосферного повітря та/або при більш низькому рівні його вологості. При роботі охолоджувача в незапроектованих умовах навантаження на охолодження може бути нижче тієї, що передбачена розрахунками, а температура циркулюючої води в конденсаторі також може бути нижче проектної температури [14].

Завдяки цьому установку можна зробити більш економічною в плані енергоспоживання.

Принцип вибору значення температури охолодженої води відомий давно. При менших навантаженнях повітроохолоджувач може забезпечити необхідне охолодження навіть у тому випадку, якщо температура охолодженої води на вході трохи вища, оскільки потреба у видаленні вологи менша. У загальному випадку зі збільшенням температури охолодженої води на виході з чиллера навантаження на компресор зменшується, що призводить до зниження споживання енергії [15]. Цей метод може бути застосований до відцентрових охолоджувачів води з фіксованою швидкістю з робочим навантаженням від 40% до 80%, для економії енергії від 0,5% до 0,75% за кожен градус підвищення температури охолодженої води на виході з чилера.

Відцентрові охолоджувачі води, з іншого боку, можуть бути оснащені електронним приводом зі змінною швидкістю (див. Спосіб 3) і мають більше переваг у виборі температури охолодженої води. При навантаженнях нижче 80% охолоджувач води з електронним управлінням буде споживати на 2-3% менше енергії при підвищенні температури охолодженої води на виході на 0,8°C.

Вибір температури охолодженої води дозволяє досягти такої економії енергії в системах кондиціонування з безперервною циркуляцією охолодженої води. Якщо для системи була передбачена змінна циркуляція охолодженої води, перш ніж вдаватися до підбору температури охолоджуючої води, слід провести додаткові дослідження. Підвищення температури охолодженої води на виході зменшує споживання енергії охолоджувачем і призводить до збільшення споживання енергії насосом, оскільки для охолодження до тієї ж температури потрібно більше охолоджуючої води. Чи буде економія енергії в охолоджувачі більш значною, ніж додаткові витрати енергії в насосі, залежить від особливостей системи [16].

Аналогічні переваги в плані енергоспоживання забезпечуються за рахунок вибору більш низької температури води в конденсаторі на вході.

Більшість виробників вказують мінімальну температуру для конденсаторної води на вході. Прагнучи заощадити енергію, виробники проєктують чиллери з більш низькою температурою води в конденсаторі на вході; до 13С, замість звичних 21С, що знижує температуру конденсації та тиск холодоагенту.

Через нижчий тиск компресора його двигун споживає менше енергії.

При повному навантаженні економія енергії становить 1,5% на кожен 1 градус падіння температури води конденсатора на вході. Ще більша економія може бути досягнута, якщо установка працює на менш ніж повну потужність, особливо у випадку з чиллерами, оснащеними частотним приводом з електронним управлінням (див. метод 3).

Метод 2. Балансування навантаження через кілька холодильних машин. Як показали дослідження роботи відцентрових чиллерів з водяним охолодженням у високому діапазоні потужності, коли фактична потужність охолоджувача перевищує номінальну. Потужність до 40% більша за номінальну, можлива, якщо температура води на вході в конденсатор нижча за розрахункову температуру (зазвичай 29 °С), а споживання енергії (кВт/т) також нижче [17].

За результатами дослідження можна робить висновок, що один холодильний агрегат, що працює в діапазоні великої потужності, є більш енергоефективним, ніж два, що працюють в режимі часткового навантаження. Економія досягається за рахунок відсутності використання другої градирні і конденсаторного водяного насоса.

Для впровадження систему слід переобладнати в одноконтурну зі змінною подачею води через чиллери.

При цьому працювати можна буде в будь-яких умовах, так як витрата теплоносія і перепади температур змінні. Для модифікації системи необхідно встановити зворотний клапан на байпасну магістраль і змінити програму управління охолоджувачем. За прогнозом це підвищить ефективність холодильної машини в середньому на 15%.

При цьому також вдасться заощадити 25% витрат на енергопостачання, завдяки чому витрати на модифікацію системи швидко окупляться [18].

Метод 3. Оснащення відцентрових охолоджувачів приводами зі змінною швидкістю. Оскільки переважна більшість існуючих холодильних установок працюють в інших умовах, ніж ті, що були спроектовані, слід серйозно розглянути питання про оснащення їх приводом з електронною змінною швидкістю.

Це допоможе знизити енергоспоживання чиллерів за рік в середньому на 30%. Привід із змінною швидкістю регулює швидкість двигуна компресора відповідно до фактичної потреби в охолодженні та керує лопатками попереднього закручування, змінюючи об'єм потоку холодоагенту через компресор. Таким чином, охолоджувач, оснащений регульованим приводом, надзвичайно ефективний при роботі в непроектованих умовах: споживання енергії знижується при нерозрахунковому навантаженні і температурі води.

Розглянемо приклад: холодильна машина, оснащений змінним приводом, встановлений в будівлі Sony Disc Manufacturing. У цих приміщеннях необхідне цілодобове охолодження. Спочатку охолоджувач потужністю 2400 кВт зі змінною швидкістю обертання був допоміжним

обладнанням, але незабаром став основним, так як він менш витратний в обслуговуванні в порівнянні з чиллером постійної частоти обертання на 1400 кВт, навіть в періоди низького навантаження в зимовий період. Завдяки змінному приводу та регулюванню температури енергоспоживання холодильної машини досягло рекордно низького рівня – 0,054 кВт·год/т при навантаженні 50%. В результаті щорічна економія електроенергії на холодильній установці склала 460 тисяч кВт на рік, що дозволило Sony щорічно економити понад 20 тисяч доларів США. [19] Сучасне покоління приводів зі змінною швидкістю, розроблених спеціально для відцентрових холодильних машин, має функцію адаптивного контролю потужності (АСС), яка визначає оптимальну швидкість компресора за будь-яких умов роботи чилера. Протягом першого року експлуатації дана система моніторингу створює власну карту роботи компресора, а потім безперервно коригує частоту обертання компресора в залежності від умов роботи охолоджувача.

Адаптивне регулювання потужності встановлює швидкість компресора та параметри попереднього закручування леза, щоб визначити, до якого моменту можна зменшити швидкість приводу зі змінною швидкістю. За рахунок цього відповідно знизиться споживання енергії, що дозволить холодильній машині працювати в безпечному діапазоні (без перенапруг в електромережі).

Коли виникає необхідність охолодити приміщення, змінний привід плавно запускає охолоджувач, не перевищуючи 100% від повної амплітуди навантаження. Швидкість охолодження лінійно збільшується до повної швидкості, а лопаті попереднього закручування регулюються відповідно до необхідного навантаження.

Охолоджувач керує рухом потоку в контурі охолодженої води. За допомогою АСС система оцінює робочі параметри і визначає відповідне зниження швидкості. Потім АСС знижує швидкість охолодження та встановлює леза попереднього закручування для підтримки заданої температури на виході.

Швидкість знижується до мінімального АСС, необхідного для підтримки заданого режиму, і зберігає оптимальні значення швидкості для різних комбінацій. При повторенні цих умов АСС посилає сигнал на регульований привід для установки потрібної частоти обертання і налаштувань поворотних лопатей [20].

Метод 4. Модернізація органів управління холодильною машиною. Продуктивність вживаних холодильних машин, які знаходяться в хорошому стані, може бути поліпшена шляхом модернізації органів управління.

Сучасні панелі керування дисплеєм дозволяють операторам отримувати доступ до даних у режимі реального часу через графічний інтерфейс і надають швидкий доступ до всіх робочих параметрів і змінних циклу.

Регулювати холодильною машиною стає простіше. Оператори швидше інформуються, коли обладнання потребує обслуговування та ремонту до того, як проблеми призведуть до незапланованих простоїв або збільшення витрат на ремонт. Протоколювання дає можливість аналізувати, роздруковувати і зберігати дані про режими роботи і настройки [21].

При необхідності багато систем управління дозволяють автоматизувати ряд функцій.

Наприклад, алгоритми керування включають виявлення перенапруги в мережі, плавний пуск та обмеження потужності, що зменшує витрати на технічне обслуговування та час простою охолоджувача без шкоди для безпеки [22].

Локальні системи керування чиллерами можуть бути повністю інтегровані в єдину систему керування будівлею, що дозволяє віддалено контролювати роботу чилера. Розширені елементи керування можуть бути включені в систему автоматичного керування охолоджувачем, як описано в методі 5.

Метод 5. Оснащення відцентрових охолоджувачів автоматикою.

Система управління холодильною установкою - це система управління енергією, призначена для оптимізації продуктивності компонентів системи

охолодження, охолоджувачів, насосів і градирень, яка часто інтегрована в більшу систему управління цілою спорудою або будівлею. Базова система управління холодильною установкою може управляти однією або декількома з наступних функцій: [23] – обмеження енергії: система контролює кількість енергії, спожитої в будівлі в цілому, і використовуючи заздалегідь визначені стратегії, автоматично обмежує енергоспоживання холодильної установки; – регулювання температури охолодженої води: температура охолодженої води на виході регулюється автоматично, а за відповідних умов споживання енергії зменшується (див. спосіб 1); - Включення і виключення в залежності від часу доби: система контролює включення і виключення обладнання в залежності від температури навколишнього середовища та інших факторів, передбачаючи потреби в охолодженні, що дозволяє управляти установкою найбільш економічним способом; – Оптимізація послідовності: в залежності від режиму навантаження система визначає послідовність і порядок роботи охолоджувачів, насосів і градирень; – Необхідне технічне обслуговування: система виявляє та передає сервісний сигнал на основі попередніх робочих даних, щоб охолоджувальний блок працював з максимальною продуктивністю.

Доцільним є розробити та експлуатувати просту та економічно ефективну мережу управління холодильними установками, яка поєднує в собі чиллери, насоси та градирні з вентиляторами.

Система Hartmann автоматично контролює і послідовно контролює і послідовно працює все обладнання при певному навантаженні, що призводить до підвищення продуктивності.

Хартман називає свій підхід стратегією управління заводом, орієнтованою на ефективність, і вважає, що цю стратегію можна реалізувати вручну на невеликих установках.

Хартман вважає, що в обох випадках економія енергії на рік становитиме від \$5,69 до \$28,43 за кВт, залежно від клімату, способу застосування стратегії

та тарифів на електроенергію. Такий підхід є економічно вигідним і екологічно прийнятним [24].

Метод 6. Модернізація чиллера та оснащення його новим компресорним приводом. Оснащення вживаного чиллера новим компресорним приводом без заміни теплообмінників не є поширеним, але це варто враховувати з наступних причин: Потужність холодильної машини перевищує існуюче максимальне теплове навантаження будівлі завдяки заходам з енергозбереження. У цьому випадку, за рахунок зниження потужності нового приводу, продуктивність кулера відповідає реальному тепловому навантаженню, внаслідок чого підвищується його ККД. За рахунок оснащення охолоджувача новим компресором меншої потужності, без заміни існуючих теплообмінників, підвищується і ефективність роботи установки. Розмір теплообмінників набагато більше розмірів компресора, створюється велика поверхня теплообміну, в результаті чого знижується навантаження на компресор.

Новий двигун також потужніший за свого попередника. [25] Оскільки кулер вже використовувався, витрати на технічне обслуговування, ремонт і запасні частини зростають. Так як більшість деталей приводу компресора часто потребують ремонту, оснащення новим приводом дозволить удосконалити кулер, що обійдеться набагато дешевше, ніж установка абсолютно нової системи охолодження. Наприклад, в деяких нових компресорах функція контролю рівня масла виключена з роботи охолоджувача, що робить модернізацію кулера ще більш економічно вигідною. Як правило, в процесі модернізації обладнання також переводиться на нову, модернізовану систему управління (див. метод 4).

Доступ до машинного залу зазвичай утруднений. Для того щоб демонтувати багато раніше встановлені охолоджувачі з підвалів або інших важкодоступних ділянок будівлі, часто доводиться виконувати ряд складних робіт, іноді включають часткове знесення і реконструкцію будівлі. Можливим рішенням є не міняти корпуси теплообмінників, оскільки вони є найбільшим компонентом системи охолодження. Деталі нового приводу, як правило,

мають відносно невеликі габарити і можуть бути занесені в приміщення через дверні прорізи.

Охолоджуюча рідина повинна бути перетворена в озонобезпечні (HFC) холодоагенти. Дешевше переобладнати відцентровий охолоджувач старого зразка, оснащений новим приводом, на новий холодоагент, ніж повністю замінити сам охолоджувач. Такий підхід особливо заслуговує на увагу, коли необхідно врахувати всі три вищезазначені міркування одночасно.

#### Метод 7. Заміна холодильних машин.

Якщо істотно підвищити ефективність застарілої системи охолодження не вдається, варто подумати про заміну кулера. Ефективність охолоджувачів була значно підвищена в останні роки за рахунок високоефективних теплообмінників, компресорів, двигунів і описаних вище систем управління. Сучасні холодоагенти пристосовані для роботи з холодоагентами, що не руйнують озонівий шар, такими як R-134a.

Крім того, існує широкий асортимент безмоторних чиллерів, які можуть працювати на альтернативних джерелах енергії та використовуватися в гібридних холодильних проектах. До безмоторних чиллерів відносяться абсорбційні установки парового або газового пальника, а також відцентрові чиллери з паровими турбінами і газовими двигунами.

Заміна холодильних машин пов'язана зі значними матеріальними витратами, які потрібно ретельно оцінювати. Необхідно проаналізувати існуючу вартість за тонну теплоносія і порівняти її з прогнозованими витратами при переході на новий охолоджувач. Тоді потрібно порівняти початкові капітальні витрати з сумою грошей, зекономлених за рахунок заміни холодильної машини [26].

## 2. БАЗОВІ ПРИНЦИПИ ФУНКЦІОНУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ.

### 2.1. Тиск та ентальпія холодоагентів.

Діаграма тиск-ентальпія (логарифм P/h діаграма) є дуже корисним інструментом для техніків з холодоагентів. Спочатку дається пояснення того, як будується діаграма, а потім описується її використання.

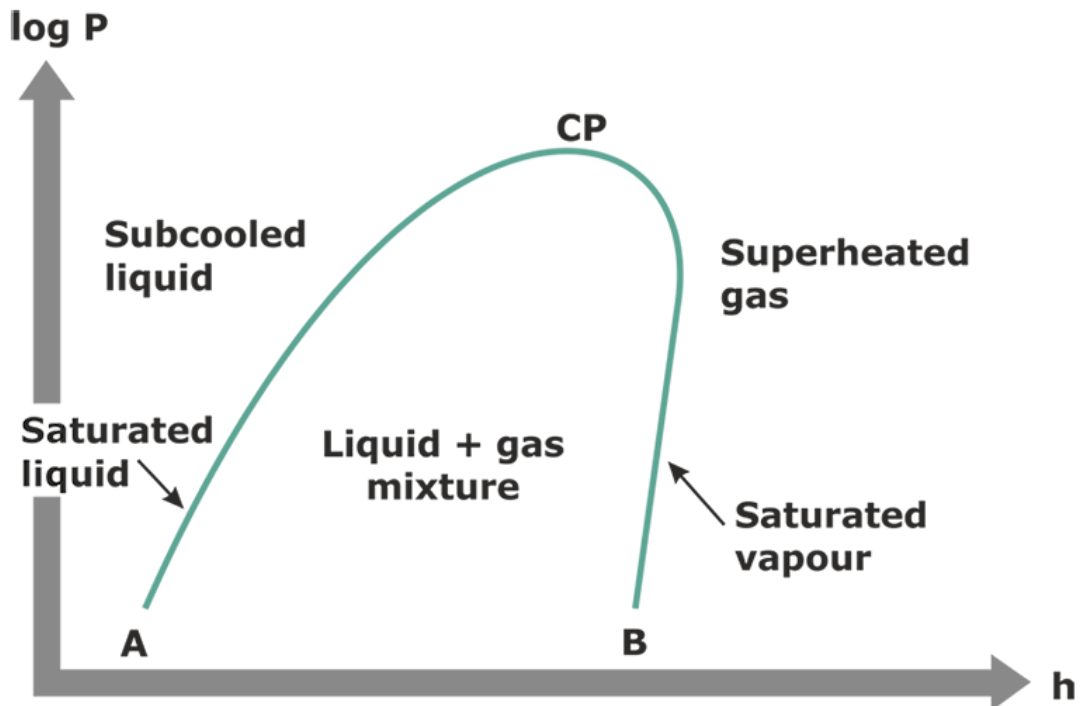


Рис. 2.1. Діаграма log P/h для типового холодоагенту.

На рис. 2.1 показано принцип логарифмічної діаграми P/h і вказано різні термодинамічні стани холодоагенту. Цю діаграму можна розглядати як карту холодоагенту. Область вище та ліворуч від лінії насичення для рідини (A-CP на рис. 2.1) є областю, де холодоагент переохолоджується, тобто температура нижча за температуру насичення для відповідного діапазону тиску. Область вище та праворуч від лінії насичення для газу (CP-B на рис. 2.1) – це область, де газ перегрітий або перегрітий, тобто газ має вищу температуру, ніж температура насичення за цього тиску. Область під лініями насичення для рідини та газу (A-CP-B на рис. 2.1) представляє умови, коли холодоагент може

змінювати свій агрегатний стан з рідкого на газоподібний або навпаки. Отже, відбувається змішування газу і рідини.

Практичне значення критичної точки (CP) полягає в тому, що при температурах, вищих за цю, холодоагент не може конденсуватися, незалежно від того, наскільки високий тиск. Тому компресійні холодильні системи зазвичай працюють при температурах нижче критичної.

Лінії постійної температури (ізотерми) вертикальні в області недоохолодженої рідини, горизонтальні (тобто паралельні лініям постійного тиску) в області суміші рідина + пара і різко спадають до осі ентальпії в області перегрітого газу (див. рис. 2.2 ). Лінії постійного тиску (ізобари) паралельні осі  $x$ .

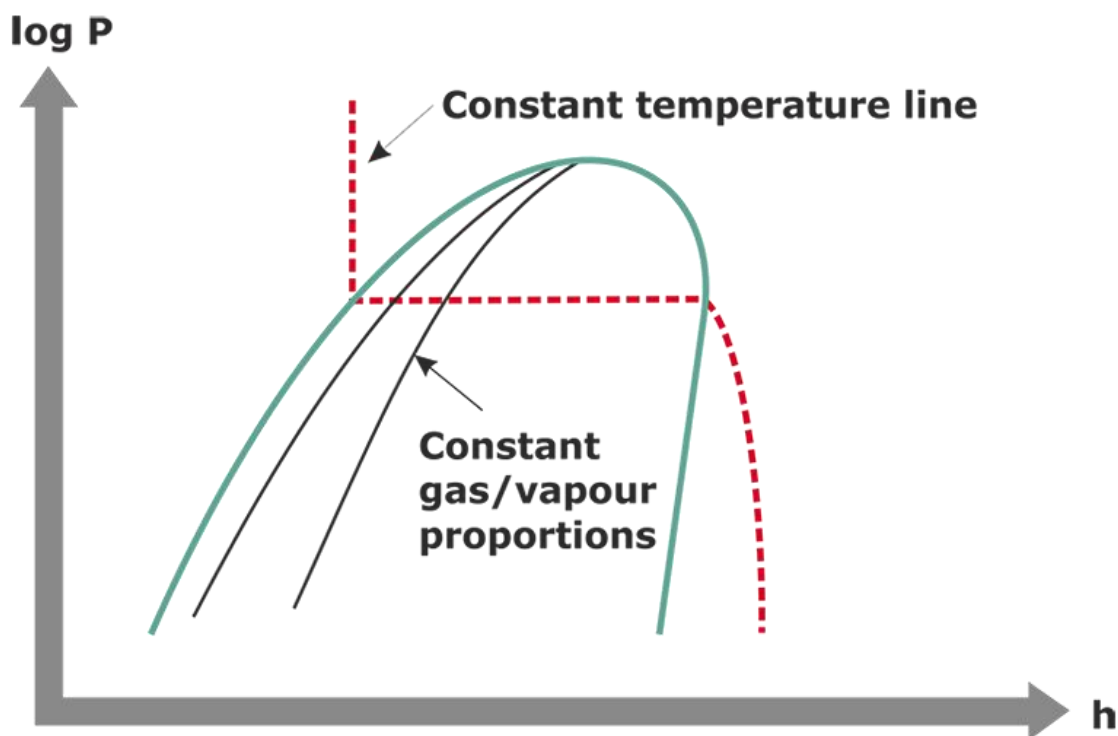


Рис. 2.2 Діаграма  $\log P/h$  з температурними лініями.

## 2.2. Основні компоненти холодильних систем.

Наука про охолодження заснована на тому факті, що рідина може випаровуватися при будь-якій бажаній температурі шляхом зміни тиску

навколо неї. Вода за нормального атмосферного тиску 1,01 бар буде кипіти при 100°C. Та сама вода в закритій посудині під тиском 4,6 бар не закипить, поки її температура не досягне 149°C. Рідини, що киплять при низьких температурах, є найбільш бажаним середовищем для відведення тепла, тобто холодоагенти. При випаровуванні рідини поглинається порівняно велика кількість тепла. Багато рідин, які використовуються як холодоагенти в холодильних системах, мають температуру кипіння нижче -18°C за звичайного атмосферного тиску. Прикладом є аміак, який кипить при -33°C.

Охолодження можна досягти за допомогою аміаку без будь-якого обладнання. Якщо рідкий аміак налити у відкритий контейнер (випарник), оточений звичайним повітрям при звичайному атмосферному тиску, він негайно почне кипіти при -33°C. Буде безперервний потік тепла від навколишнього повітря через стінки контейнера до киплячого аміаку (див. рис. 2.3 ). Волога з повітря буде конденсуватися та замерзати на зовнішній стороні контейнера. Така система працювала б задовільно, що стосується лише охолодження, але вартість заміни втраченого аміаку була б високою. Тому аміак або будь-який інший холодоагент використовується неодноразово. Для цього необхідно додаткове обладнання. Холодоагент повинен подаватися до випарника у вигляді рідини, оскільки він найкраще поглинає тепло шляхом випаровування. Оскільки холодоагент виходить із випарника у вигляді пари, його потрібно сконденсувати до рідини, перш ніж можна буде використовувати знову. Щоб конденсувати холодоагент, приховане тепло, що виділяється парою, має бути передано іншому середовищу, такому як вода чи повітря, у конденсаторі (див. рис. 2.4 ). Температура навколишнього середовища повинна бути нижчою, ніж температура конденсації холодоагенту.

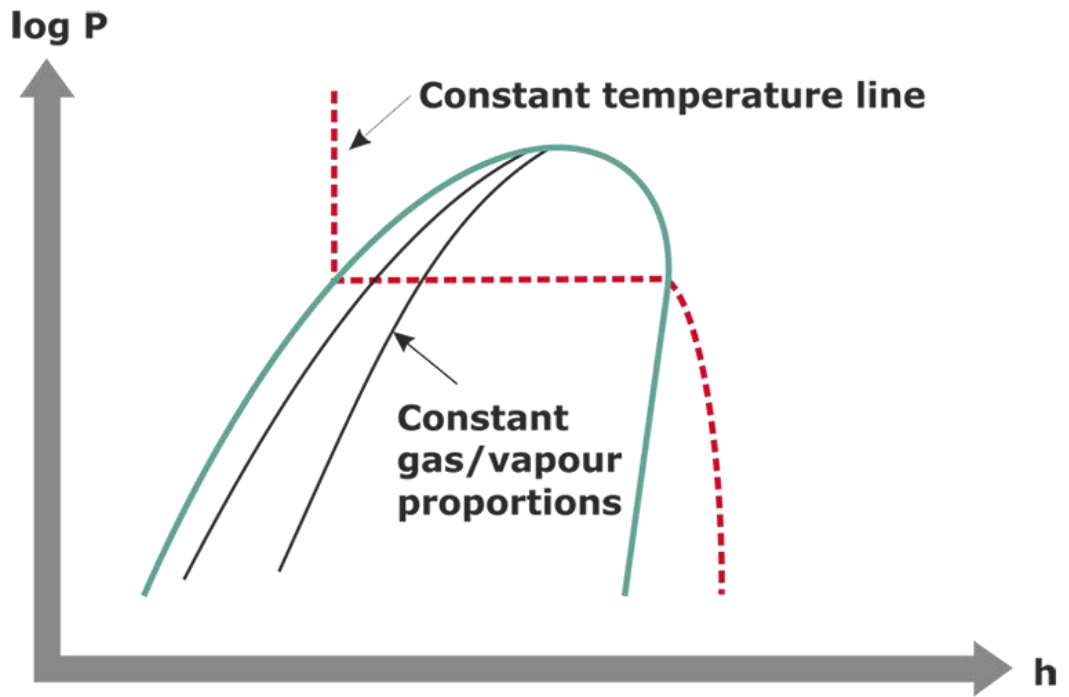


Рис. 2.3 Дуже простий випарник.

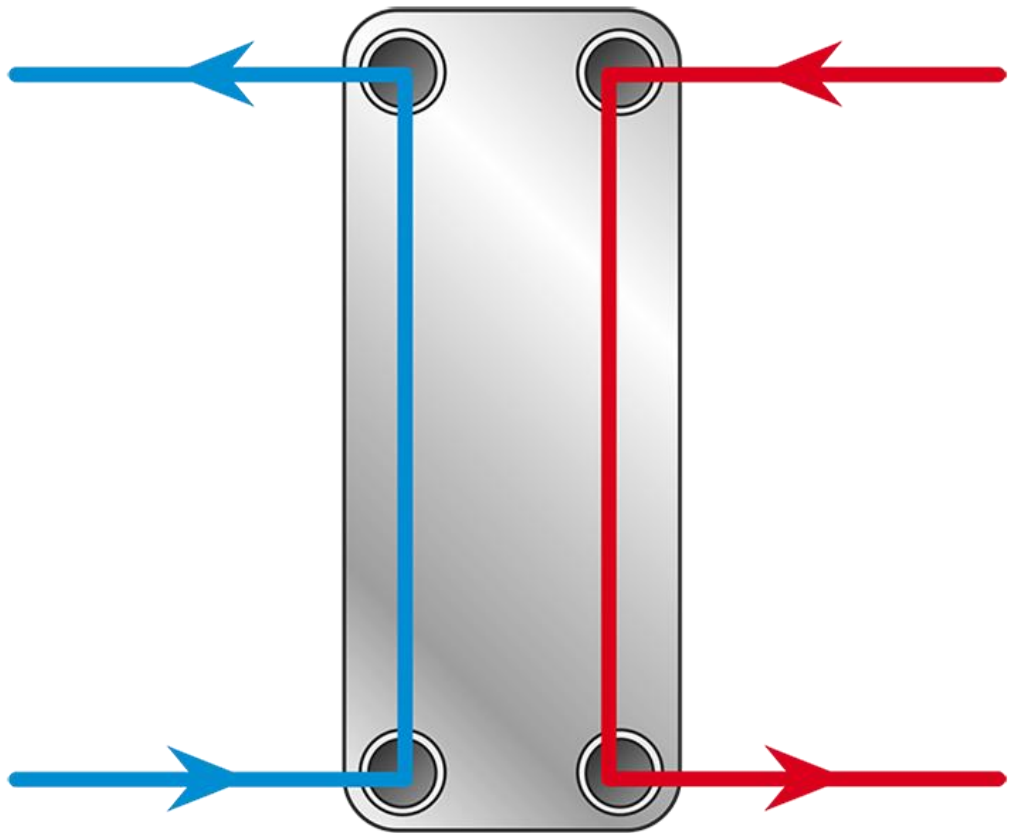


Рис. 2.4 Теплообмінник, що працює як конденсатор.

Оскільки температура доступної води або повітря завжди вища за температуру киплячого холодоагенту у випарнику, холодоагент не може конденсуватися, покидаючи випарник. Щоб конденсувати пару, її тиск необхідно збільшити до точки, коли температура конденсації буде вище температури води, доступної для процесу конденсації. Для цього потрібен компресор (див. приклад на рис. 2.5 ).



Рис. 2.5 Спіральний компресор.

Компресор і конденсатор необхідні для того, щоб той самий холодоагент використовувався знову і знову. Вартість стиснення та конденсації випарованого холодоагенту набагато менша, ніж вартість постійного придбання нового холодоагенту для заміни використаного.

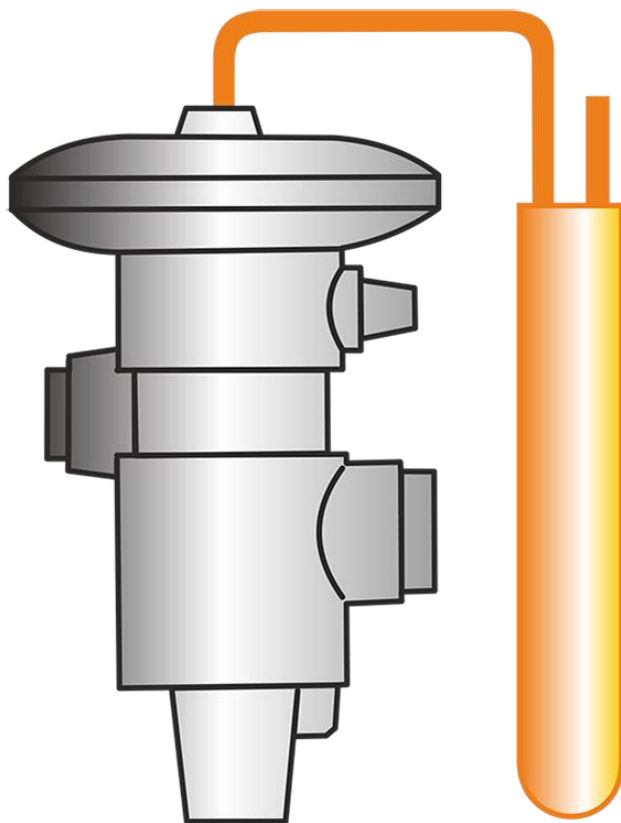


Рис. 2.6 Розширювальний клапан.

Щоб підтримувати різницю тиску між конденсатором і випарником, спричинену компресором, у циклі необхідний розширювальний клапан. Розширювальний клапан відокремлює частину системи високого тиску від частини низького тиску. Через клапан тече лише невелика цівка холодоагенту. Фактично, клапан завжди налаштований таким чином, щоб швидкість, з якою рідина проходить через нього, була такою ж, як швидкість випаровування. Розширювальний клапан показаний на малюнку 2.6 . Отже, найпростіша холодильна система складається з випарника, компресора, конденсатора та розширювального клапана (див. рис. 2.7 ).

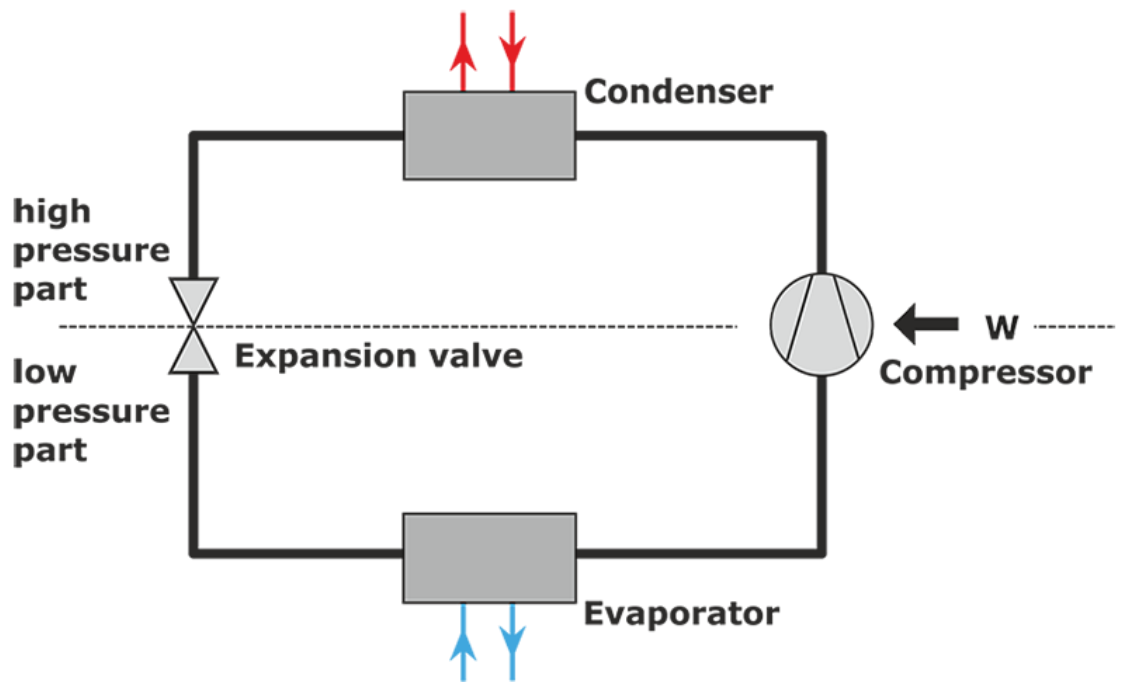


Рис. 2.7 Цикл компресійного охолодження.

Холодоагент кипить у випарнику при постійному низькому тиску та температурі. Від рідини, що охолоджується, відводиться тепло. Після виходу з випарника випарований холодоагент проходить через компресор. У компресорі тиск випаровуваного холодоагенту підвищується до рівня, коли його можна конденсувати за допомогою деякої відносно теплої рідини, наприклад води. Компресор видаляє пари холодоагенту. Це створює настільки низький тиск у випарнику, що температура випаровування підтримується нижче температури навколишнього середовища. Вхідна робота для цього процесу представлена на рис. 2.7 .

Після стиснення пара надходить у конденсатор і конденсується при постійному тиску та температурі. Прихована теплота передається від пари, що конденсується, через стінки конденсатора. Розширювальний клапан виконує дві функції: підтримує різницю тиску між конденсатором і випарником разом із компресором і регулює об'єм холодоагенту, який надходить до випарника.

### 2.3. Основний цикл роботи холодильних систем.

Фундаментальний процес, який описує ідеальний цикл охолодження приведено на рис. 2.8. Для основного процесу передбачається:

Відсутність переохолодження рідини або перегріву газу

Ідеальне стиснення, тобто воно відбувається при постійній ентропії

Відсутність втрат перепаду тиску

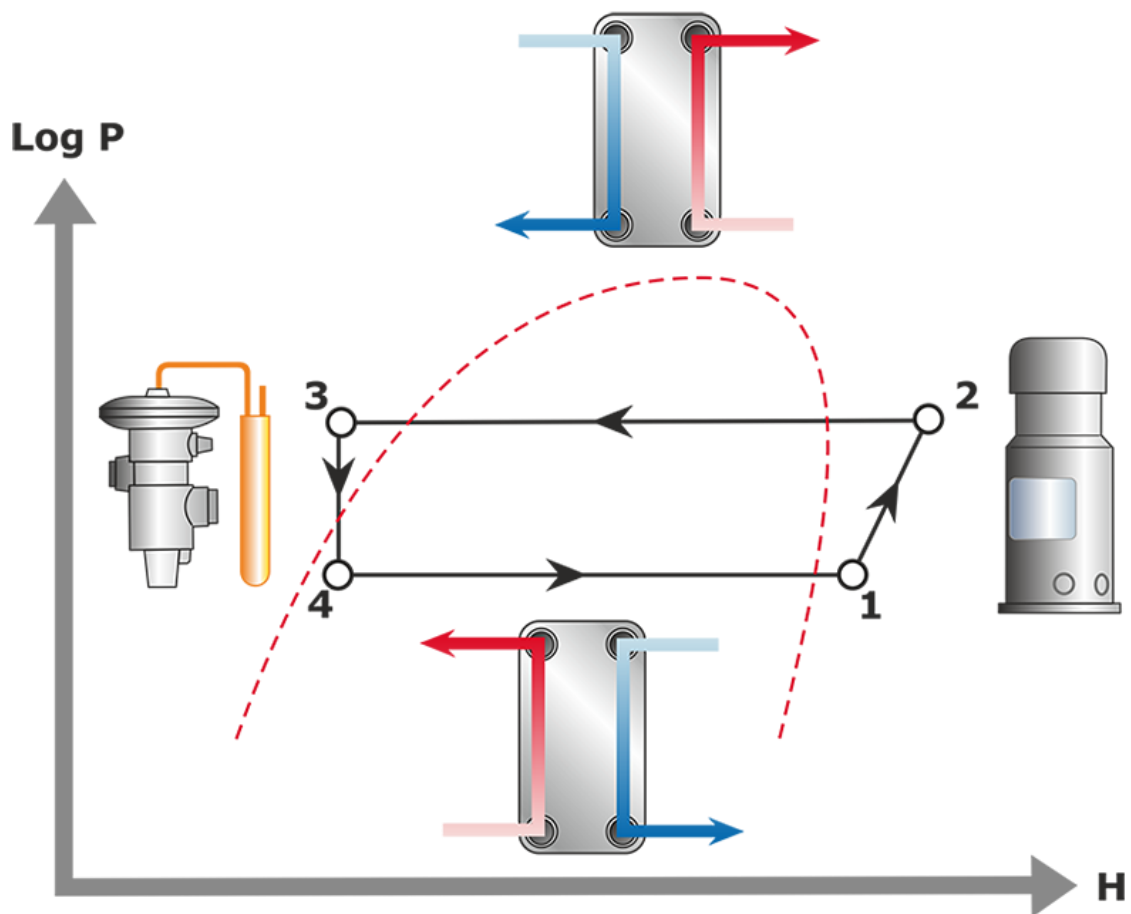


Рисунок 2.8 Базовий цикл холодоагенту (також званий циклом Карно) на логарифмічній діаграмі P/h.

Основний процес можна розділити на чотири частини, описані нижче, цифри відповідають цифрам на рис. 2.8 :

(1-2): Стиснення виконується при постійній ентропії.

(2-3) : Конденсація відбувається за постійного тиску  $i$ , таким чином, відповідає ізобарам.

(3-4): Зниження тиску здійснюється при постійній ентальпії ( $h$ ).

(4-5): Випаровування відбувається при постійному тиску  $i$ , таким чином, відбувається за ізобарами, тобто тиск у станах 1 і 4 дорівнює тиску (температурі) випарника. Стан 1 визначається температурою газу, що виходить з випарника.

## **2.4 Комплексний цикл у логарифмічній діаграмі Ph.**

Насправді необхідно враховувати перепади тиску, які виникають у випарнику, конденсаторі та трубопроводах. У компресорі також є механічні та електричні втрати. Наслідком цього є збільшення витрат на експлуатацію та технічне обслуговування. Однак можна вжити деяких заходів, щоб мінімізувати витрати. Основні з них розглянуті нижче.

### **Перегрів холодоагенту.**

У основному процесі газ, що надходить у компресор, вважався сухим і насиченим. Насправді газ перегрівається, як показано на рис 2.9 (точка 1.2). Перегрів є різницею між температурами в точках 1.1 і 1.2 на малюнку і створюється в кінці випарника. Це практична необхідність дозволити парам холодоагенту перегрітися, щоб запобігти перенесенню рідкого холодоагенту в компресор, де він може спричинити серйозні пошкодження через свою нестисливість. Це також може забруднити мастильні матеріали. Рівень перегріву має бути мінімальним, щоб звести до мінімуму як роботу, яку має виконати компресор, так і необхідну поверхню теплопередачі у випарнику.

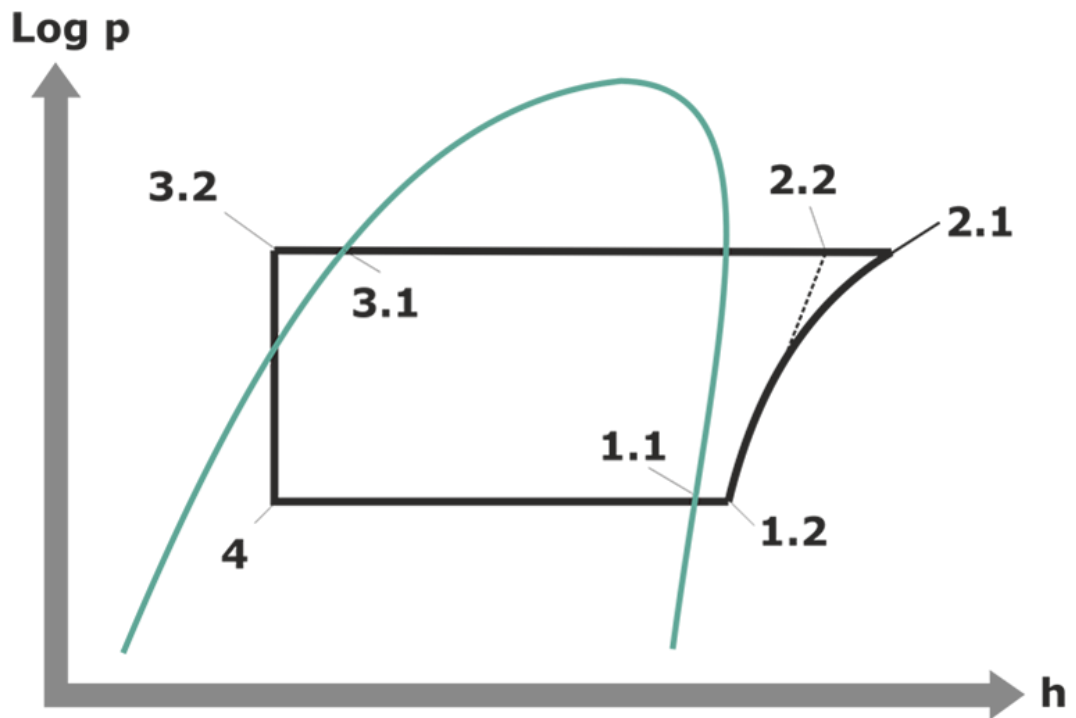


Рис. 2.9 Реальний цикл холодоагенту на діаграмі  $\log P/h$ . Перегрів - це різниця між температурами в точках 1.1 і 1.2. Переохолодження - це різниця між температурами в точках 3.1 і 3.2.

### **Переохолодження холодоагенту.**

У основному процесі рідина, що виходить з конденсатора, знаходилася на лінії насичення для рідин. Падіння тиску в трубах, фільтрах тощо перед розширювальним клапаном незначне, але все одно спричиняє «спалах газу», тобто випаровування невеликої частини рідини. Таким чином, конденсована рідина переохолоджується до температури, нижчої за температуру насичення, що відповідає тиску в конденсаторі, з двох причин: збільшується холодопродуктивність процесу охолодження та ризик появи бульбашок газу в потоці, що подається до розширювального клапана. уникають. (Газові бульбашки у вхідному потоці до розширювального клапана порушують механізм регулювання.) Переохолодження — це різниця між температурами в точках 3.1 і 3.2 на рис. 2.9 , які утворюються в конденсаторі або в окремому теплообміннику після конденсатор.

У реальному процесі охолодження стиснення не слідує лініям ентропії (див. рис. 2.9 ), як це відбувається в ідеальному фундаментальному процесі. Це означає, що робота стиснення збільшується. Відношення теоретичної роботи стиснення до реальної називається ізоентропічним ККД.

Основний компресорний холодильний цикл складається з одного компресора, двох теплообмінників (конденсатора та випарника) і дроселюючого пристрою (розширювального клапана). Ці компоненти утворюють контур, в якому циркулює холодоагент. Цикл працює між двома рівнями тиску  $p_1$  і  $p_2$  і температурами  $T_1$  і  $T_2$ , де  $T_1 > T_2$  (див. рис. 2.10 ).

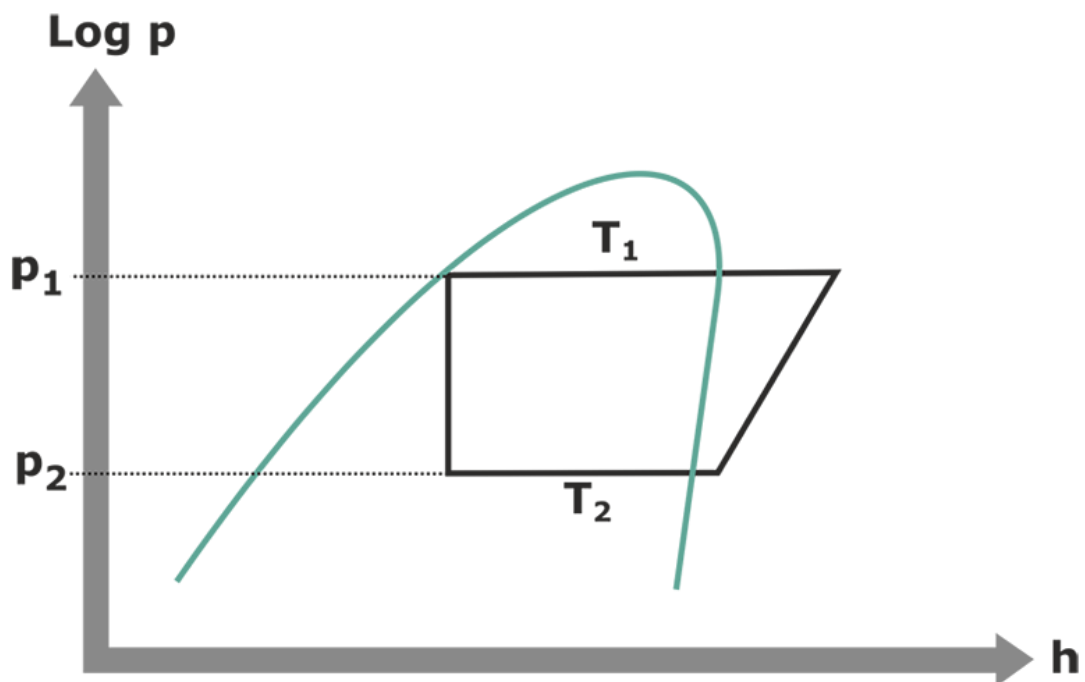


Рис. 2.10 Діаграма Log P/h із показаними рівнями температури.

Холодоагент отримує енергію в холодній камері при температурі, нижчій за температуру навколишнього середовища. Енергія при відторгненні є більш якісною, ніж у холодній камері, через її вищу температуру. Цю енергію можна використовувати для опалення. Установки, призначені виключно для цієї мети, називаються тепловими насосами. Термін «тепловий насос» підходить, оскільки енергія передається проти природного градієнта температури від низької температури до більш високої. Це аналогічно

перекачування води з нижчого рівня на вищий проти природного градієнта сили тяжіння. Обидві дії вимагають вкладення енергії для їх виконання. Немає різниці в роботі між холодильником і тепловим насосом. Однак у холодильнику бажаним ефектом є вилучення енергії з холодної камери, представлене  $Q_2$  (ефект охолодження) на малюнку 2.11 . У тепловому насосі потрібна енергія, яку має відводити холодоагент,  $Q_1$ , для нагрівання (див. рис 2.11 ). Обидві дії також відповідають першому закону термодинаміки:

«Коли система проходить термодинамічний цикл, чисте тепло, що надходить до системи з її оточення, плюс мережеве надходження в систему з її оточення дорівнює нулю».

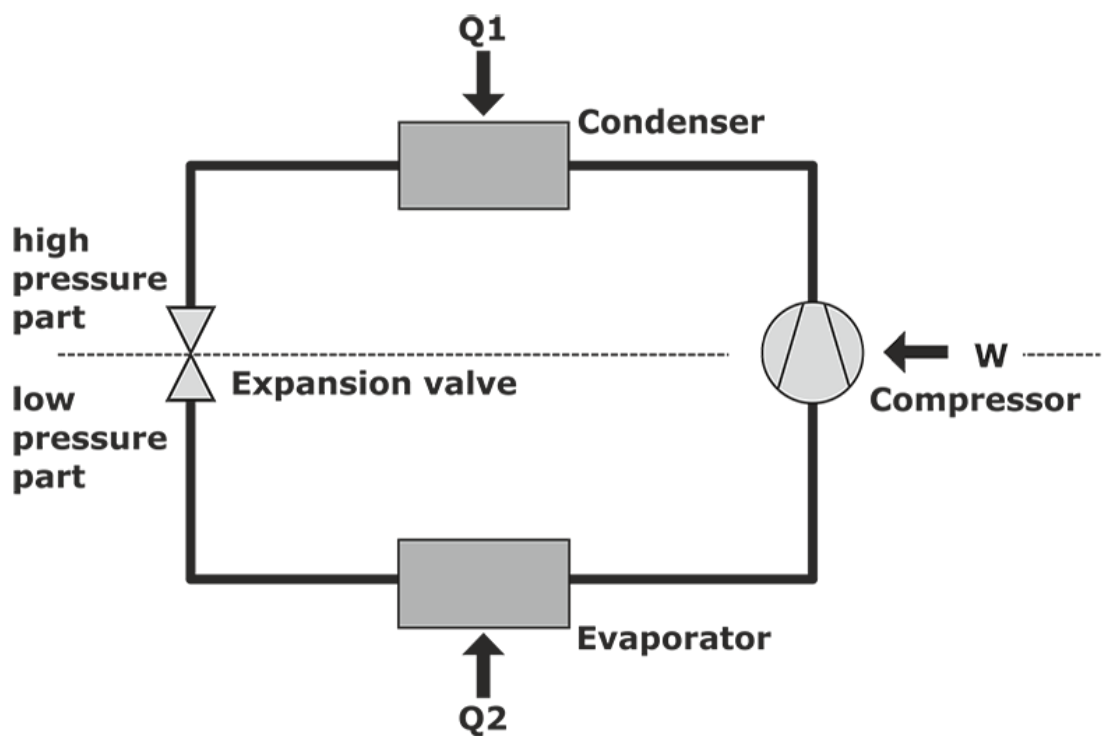


Рис. 2.11 Потік енергії в системі холодоагенту.

Застосування першого закону термодинаміки до системи холодоагенту на малюнку 2.11 дає наступні рівняння:

$$\sum Q + \sum W = 0 \quad \text{or:}$$

$$Q_1 + Q_2 + W = 0 \quad \text{therefore:}$$

$$(1) \quad W + Q_2 = -Q_1$$

Споживана потужність, Вт, важлива, оскільки це кількість, за яку потрібно заплатити, і становить основну статтю поточних витрат. Продуктивність холодильника та теплового насоса визначається за допомогою коефіцієнта продуктивності, COP, який визначається як:

$$(2) \quad \text{COP}_{\text{hp}} = \frac{Q_1}{\sum W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

$$(3) \quad \text{COP}_{\text{ref}} = \frac{Q_2}{\sum W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

### 3. КОМПРЕСОРИ В СИСТЕМІ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ.

#### 3.1. Призначення компресорів та теоретичний базис.

Щоб рідина всередині посудини кипіла, тиск на поверхні рідини найбільше відповідає температурі кипіння. Газ, що утворюється внаслідок додавання тепла, необхідно безперервно видаляти, щоб підтримувати однакову температуру кипіння, тобто той самий тиск.

У системі холодоагенту «посудиною», згаданою вище, є випарник, а пристроєм, що видаляє газ, є компресор. Компресор відкачує газ з випарника і стискає його, тобто підвищує його тиск. Енергія, необхідна для стиснення, зазвичай надходить від електрики.

Червона лінія стиснення на рис. 3.1 символізує ідеальне ізентропічне стиснення, тобто стиснення при постійній ентропії, при якому немає теплообміну з навколишнім середовищем. Насправді, однак, завжди є деякі втрати тепла від пари через механічне тертя в обладнанні, тобто робота тертя потоку між рідиною та стінкою та потенційний витік у компресорі.

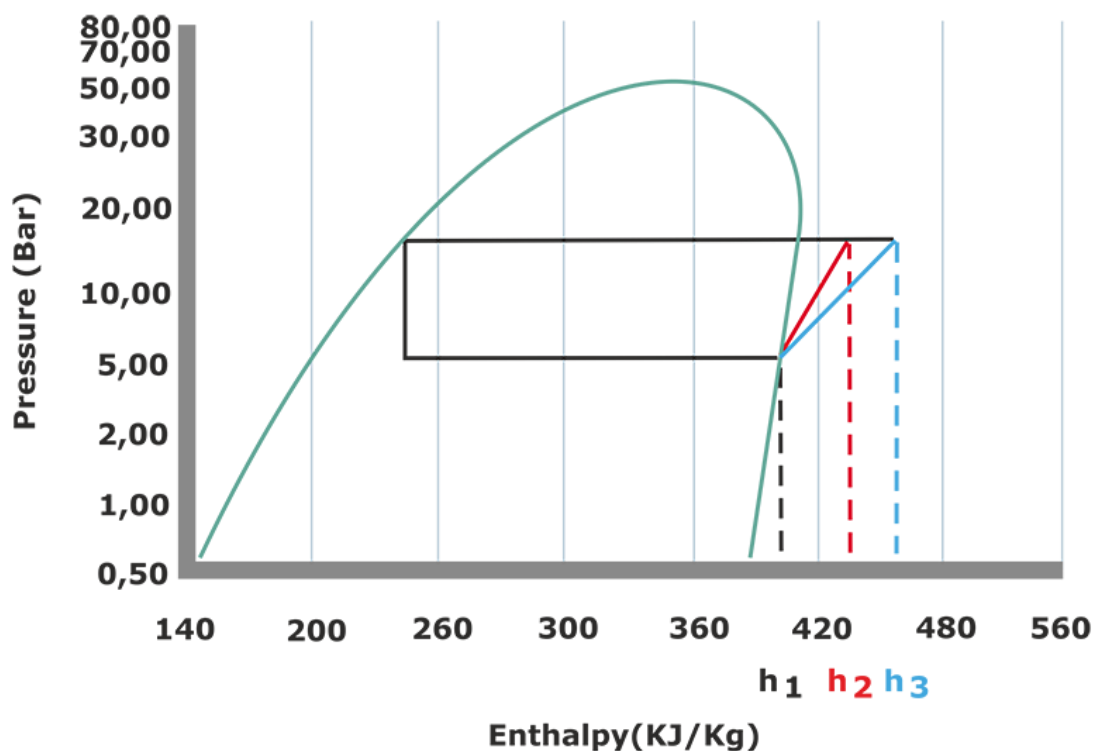


Рис. 3.1 Порівняння ізентропічного та реального стиснення на логарифмічній діаграмі P/h.

Рисунок 3.1 ілюструє порівняння між реалістичним випадком (синім) і теоретичним ізентропічним стисненням (червоним). Різницю між ізентропічним і фактичним стисненням можна виразити за допомогою ізентропічного ККД компресора,  $\eta_{IS}$ .

$$[1] \quad Re = \frac{v \cdot X}{u}$$

Ефективність компресора можна визначити різними способами. Іншим прикладом є об'ємна ефективність,  $\eta_{VOL}$ , яка є співвідношенням між фактичним об'ємом пари та теоретичним максимальним об'ємом, який може міститися в циліндрі компресора:

$$[2] \quad \eta_{VOL} = \frac{V_{ACTUAL}}{V_{THEORETICAL}}$$

Завжди бажано досягти високої ефективності компресора, щоб мінімізувати роботу компресора та підтримувати умови в системі холодоагенту. Ступінь стиснення показує співвідношення між сторонами високого та низького тиску компресора:

$$[3] \quad \text{Compression ratio} = \frac{P_{high}}{P_{low}}$$

Високий ступінь стиснення, тобто велика різниця тиску між сторонами низького та високого тиску, вимагає більшої роботи компресора.

### 3.2 Конструкція та типи компресорів.

Принципи роботи об'ємних і динамічних компресорів істотно відрізняються. У об'ємних компресорах певний об'єм газу затримується в

просторі, який постійно зменшується компресорним пристроєм (поршневим, спіральним, гвинтовим або подібним) усередині компресора. Зменшення об'єму підвищує тиск пари під час роботи компресора. Принцип роботи відцентрового компресора, який також називають турбокомпресором, інший. Тут газ стискається шляхом прискорення робочим колесом. Тиск додатково підвищується в дифузорі, де швидкість перетворюється на тиск. Відцентрові компресори представляють інтерес для дуже великих потужностей, де вхідний потік може становити приблизно 2000 м<sup>3</sup> /год або більше. Випарники та конденсатори з паяним пластинчастим теплообмінником не можуть працювати з такою великою потужністю, тому вони не сумісні з відцентровими компресорами. Однак паяні пластинчасті теплообмінники цілком можуть використовуватися як охолоджувачі масла для відцентрових компресорів.

У відкритому компресорі двигун і корпус компресора встановлені окремо. Оскільки навколо відкритого компресора немає ущільнення, існує ризик витоку холодоагенту. Переваги полягають у тому, що компоненти компресора легко доступні для обслуговування, і можна уникнути витрат на корпус.

У напівгерметичному компресорі двигун і корпус компресора розташовані в корпусі, що складається з двох частин. Кришки з'єднуються болтами, що дозволяє відкривати кришку для обслуговування тощо. Напівгерметичні компресори, як правило, трохи дорожчі, ніж герметичні компресори, через болти й ущільнювальні кільця, необхідні для з'єднання кришок.

Герметичний компресор також містить як двигун, так і корпус компресора всередині оболонки. Однак сталева оболонка зварена, що забезпечує справжню герметичність від навколишнього середовища. Зварену оболонку герметичного компресора неможливо розкрити, тому у разі пошкодження двигуна або компресора компресор необхідно здати на металобрухт.

Причина загального групування за розміром полягає в тому, щоб показати можливості обслуговування та ремонту дорогих компресорів, що менш важливо для невеликих герметичних компресорів масового виробництва.

### **Поршневі компресори**

Поршневі компресори (див. рис. 3.2 ), також звані поршневими компресорами, все ще широко використовуються, але в останні десятиліття вони зіткнулися зі зростаючою конкуренцією з боку інших типів компресорів.



Рис. 3.2 Поршневий компресор.

Усередині корпусу поршневого компресора один поршень рухається вгору і вниз у кожному циліндрі. Коли поршень знаходиться в найнижчій точці, перегрітий газ надходить у компресор через впускні клапани. Коли поршень рухається вгору, впускний клапан закривається, і тиск газу збільшується через зменшення об'єму. Стиснений газ залишає компресор, коли тиск достатньо високий, щоб відкрити вихідний клапан. Рух поршня вниз ініціює нове всмоктування газу через клапани.

Перевагою поршневих компресорів є відносно простий принцип роботи та конструкція. Основний компонент, круглий циліндр із відповідним поршнем, можна виготовити досить легко з хорошою точністю. Недоліком поршневих компресорів є те, що вони мають багато рухомих частин, що робить майже неможливим уникнути вібрації. Ще один мінус – «мертвий простір». Коли поршень знаходиться у верхньому положенні, частина стисненого газу буде захоплена в просторі між верхньою частиною поршня та дахом циліндра. Газ у мертвому просторі призводить до нижчої об'ємної ефективності, оскільки на кожному ході поршня стискається менше свіжого газу, ніж міг би прийняти загальний об'єм циліндра.

Клапани, що контролюють потік газу до та з компресора, чутливі до крапель у газі. Якщо значна кількість рідини потрапляє в корпус компресора, може виникнути дуже високий тиск, коли поршень досягне свого верхнього положення, що може спричинити серйозне пошкодження клапанів або колінчастого вала. Це явище називається рідинним молотом.

### **Гвинтові компресори**

Завдяки вдосконаленню гвинтових компресорів за останні роки, вони стали більш поширеними в системах кондиціонування повітря та холодоагентах середньої потужності. Ймовірно, вони стануть ще більш популярними і замінять багато великих (від 50 кВт) поршневих компресорів. Гвинтові компресори випускаються в двох різних конфігураціях: двогвинтовий компресор, також званий типом Лісхолма на честь його винахідника, і одnogвинтовий компресор (див. рис. 3.3).

Двошнековий, найпоширеніший тип, складається з двох роторів із доповнювальними профілями, які називаються гвинтовим і ковзним роторами, або зовнішнім і внутрішнім роторами. Профілі ротора призначені для постійного зменшення об'єму між ними від входу до випуску компресора. На відміну від поршневих компресорів гвинтові не мають мертвого простору. Холодоагент подається зі сторони низького тиску в сторону високого тиску з

безперервним зменшенням об'єму, тобто постійно зростаючим тиском. Тому гвинтові компресори не мають ані всмоктувальних, ані напірних клапанів, лише зворотний клапан, який забезпечує відсутність зворотного потоку холодоагенту, коли компресор зупинений.

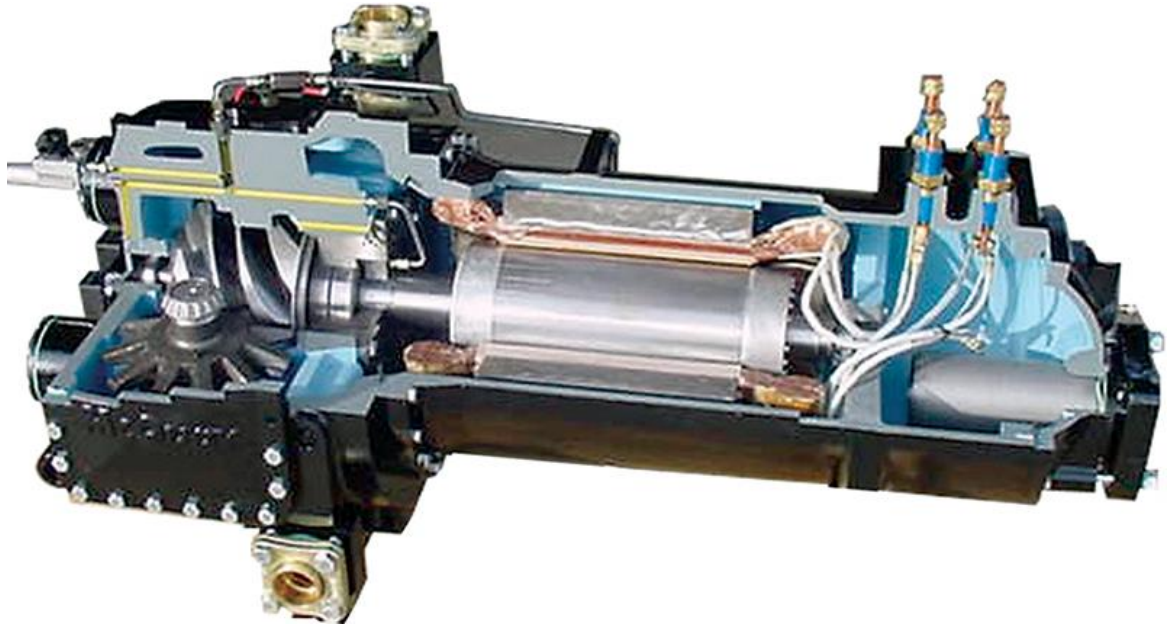


Рисунок 3.3 Одногвинтовий компресор

Гвинтові компресори можуть працювати з високим ступенем стиснення, оскільки олива, крім своїх функцій змащування та ущільнення, також поглинає тепло від стиснення та тертя під час процесу. Таким чином, належне охолодження масла має важливе значення для гвинтового компресора, і воно може бути забезпечене або впорскуванням холодоагенту в компресор, або окремою системою охолодження масла. паяні пластинчасті теплообмінники широко використовуються як маслоохолоджувачі.

### **Спиральні компресори**

Переваги спіральних компресорів відомі з початку 20 століття. Причиною того, що вони не були представлені у великих масштабах до 80-х років, була складність виготовлення сувоїв, що вимагає дуже високої точності.

Спіральні компресори вловлюють газ в об'ємі, що утворюється між одним фіксованим і одним орбітальним спіральним компресором. Орбітальна

спіраль приводиться в рух електродвигуном, який обертає вал. Зауважте, що сувої здійснюють орбітальний рух. Вони не обертаються.

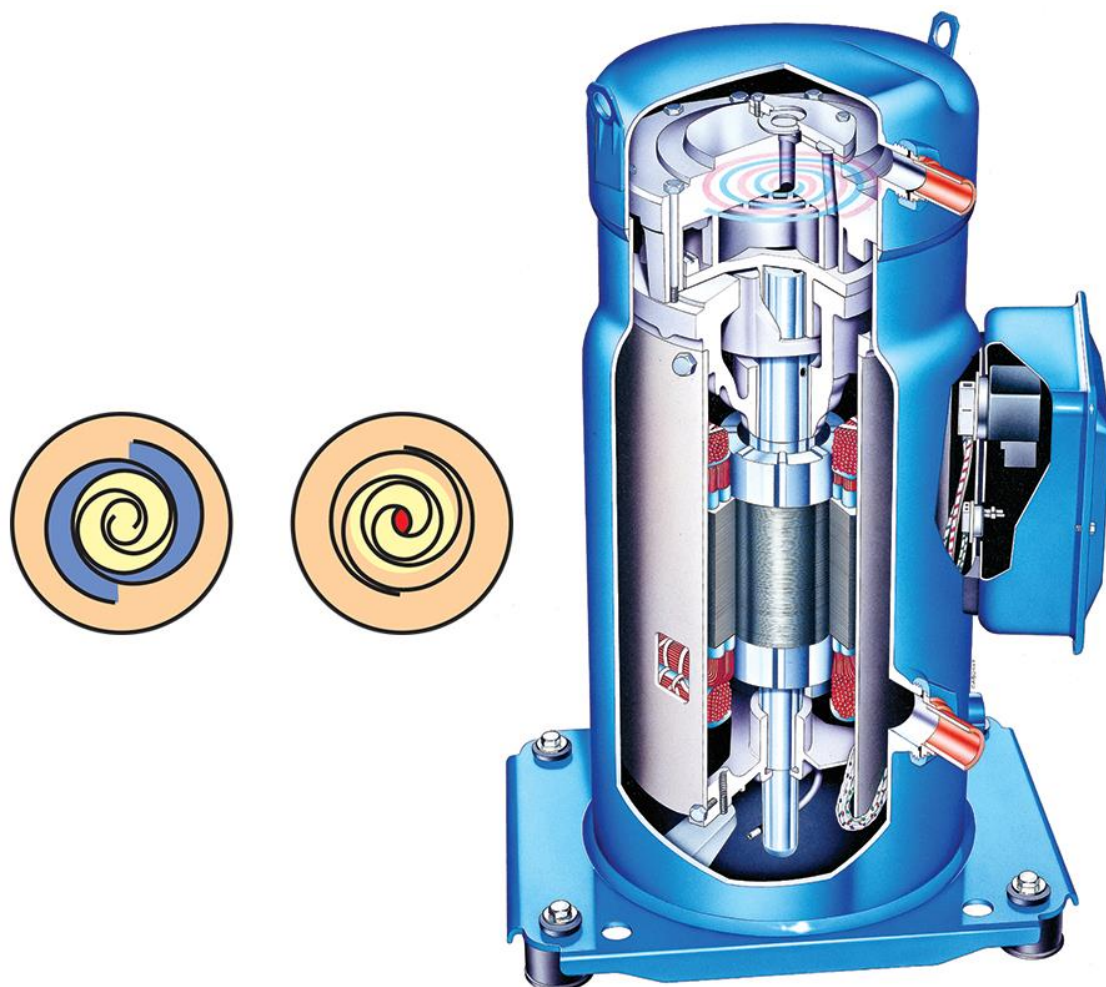


Рисунок 3.4 Спіральний компресор.

Рисунок 3.4 пояснює функцію спірального компресора. Перегрітий газ (синій) потрапляє на зовнішні кінці спіралей і стискається на шляху крізь сувої завдяки орбітальному руху однієї зі спіралей. Вихідний отвір, звідки виходить газ під високим тиском (червоний), розташований у центрі сувоїв.

Спіральні компресори доступні як у відкритому, так і в герметичному виконанні. Вони мають ряд переваг перед поршневими компресорами:

Відсутність всмоктувального і нагнітального клапанів усуває перепади тиску і, як наслідок, шум і вібрацію.

Сувої не мають мертвого простору, що призводить до об'ємної ефективності, близької до 100%.

Менше рухомих компонентів, що призводить до меншої кількості відмов.

Вони відносно нечутливі до крапель рідини у всмоктуваному газі з випарника.

Компресори змащуються для трьох основних цілей:

- для зменшення зносу від тертя підшипників та інших рухомих частин компресора;
- для охолодження газоподібного холодоагенту під час стиснення;
- для захисту від витoku холодоагенту.

У різних компресорах використовуються різні методи змащування. У гвинтових компресорах масло часто закачується в рухомі частини, тоді як поршні та спіральні компресори часто використовують мастило бризками за допомогою масла з резервуару в нижній частині компресора.

Якщо в'язкість масляно-холодоагентної суміші занадто низька, це призводить до неповного або неефективного розділення металевих поверхонь, що збільшує тертя та знос. Різні протизносні присадки можуть певною мірою протидіяти цьому, але це рішення не може бути повністю використано в холодильних системах через ризик реакції між присадками та холодоагентом.

З високов'язкими масляно-холодоагентними сумішами можуть виникнути такі проблеми, як утруднений потік, що може призвести до низької ефективності насоса. Для належної роботи масляно-холодильні суміші повинні мати достатньо високу динамічну в'язкість для забезпечення задовільного ущільнення та змащування компресора. Крім того, суміш повинна бути термічно і хімічно стабільною, щоб не вступати в реакцію з компонентами і матеріалами в системі охолодження.

Мастило може мати негативний вплив на інші частини системи охолодження. Тому масловіддільник часто встановлюють безпосередньо після випуску компресора, щоб зменшити потік мастила в конденсатор і випарник. Теплопередача буде погіршена, якщо краплі масла потраплять у ці

компоненти. Холодоагент захищений від більшої частини масла, оскільки масловіддільник постійно повертає мастило в картер компресора.

Масла та холодоагенти, що частково змішуються, можуть відділятися в конденсаторі. Якщо це так, багата холодоагентом фаза переноситься до розширювального клапана, тоді як масло накопичується у багатій на масло фазі в резервуарі холодоагенту. Це може обмежити повернення масла в компресор, що призведе до недостатнього змащування. У випарнику мастильний матеріал піддається впливу низьких температур, що може призвести до проблем з утворенням парафіну та розділенням фаз. Якщо розчинність холодоагенту в маслі за низьких температур низька, можуть виникнути проблеми з поверненням мастила в компресор.

### **3.3 Продуктивність компресора**

Зміна температури випаровування або конденсації впливає на умови роботи компресора. Будь-яка зміна температури впливає на щільність холодоагенту, що змінює ступінь стиснення між сторонами низького та високого тиску. У цьому розділі обговорюється вплив змін температури випаровування та конденсації на продуктивність компресора.

Висока температура у випарнику еквівалентна високому тиску та високій густині пари. Це означає, що 1 кг пари високого тиску займає менше об'єму, ніж 1 кг пари низького тиску. Таким чином, у системі холодоагенту масовий потік пари високого тиску в компресор є більшим при кожному об'ємі, ніж масовий потік пари низького тиску. Для підтримки певного тиску всмоктування, тобто для підтримки певної температури випаровування, випарник повинен бути сконструйований так, щоб випаровувати ту саму масу холодоагенту, яка стискається в компресорі.

Якщо температура води на вході (EWT) і температура води на виході (LWT) збільшуються, наприклад, на 1 К з 12°C і 7°C відповідно до 13°C і 8°C відповідно, середня різниця температур, MTD, буде збільшення (див. рис. 3.5).

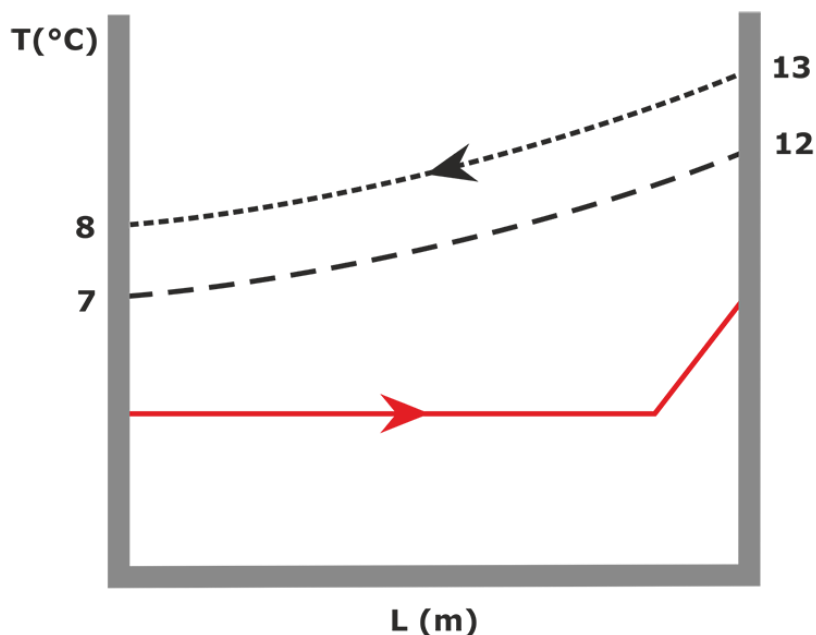


Рис. 3.5 MTD, тобто різниця між профілем температури випаровування та профілем температури води, стає більшою, коли EWT та LWT збільшуються на 1 К.

Таким чином, у випарнику випарується більша кількість холодоагенту, ніж раніше. Однак компресор видаляє ту саму кількість пари, що й до зміни температури води. Тому надлишок газу, який не видаляється компресором, залишається всередині випарника. Накопичення надлишку пари у випарнику призводить до підвищення тиску та температури на стороні холодоагенту. Підвищення тиску пари означає, що щільність пари також збільшується. Отже, більша маса холодоагенту стискається під час кожного такту компресора, тобто потужність компресора збільшиться, якщо EWT і LWT збільшаться на 1 К. Однак випарник і компресор згодом знайдуть нову робочу точку, де утворюються рівні маси пари холодоагенту випарником і видаляється

компресором. Таким чином, коли умови в системі холодоагенту змінюються, компресор і випарник разом знайдуть нову робочу точку.

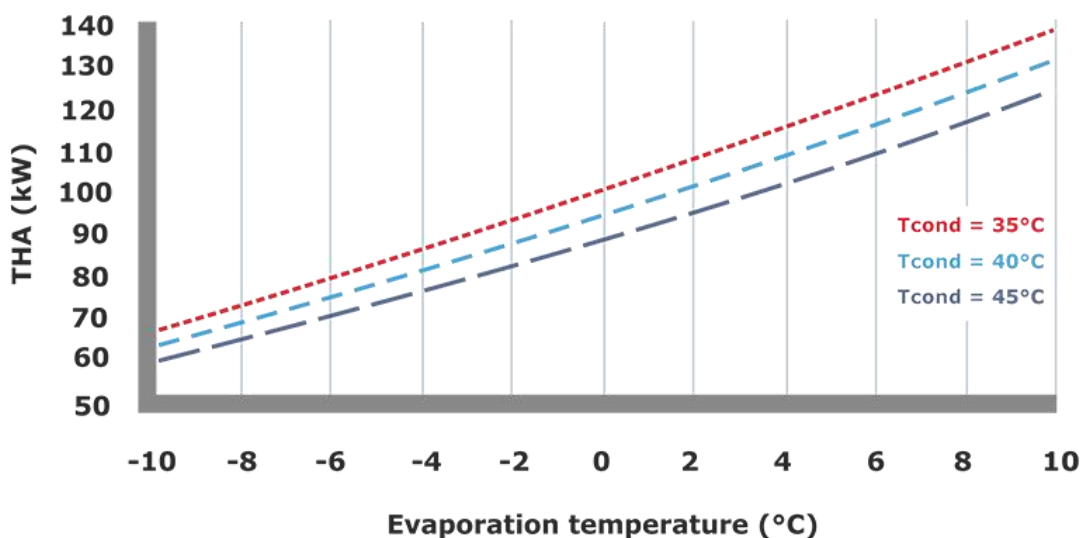


Рис. 3.6 Вплив зміни температури випаровування та температури конденсації на загальну теплоту поглинання для конкретного типу компресора.

На рис. 3.6 показано три робочі лінії для компресора при різних температурах випаровування, але постійній температурі конденсації для кожної лінії компресора. Потужність всмоктування компресора відповідає певній потужності охолодження (ТНА) при кожному співвідношенні тиску. Підвищення температури випаровування при постійній температурі конденсації призводить до підвищення продуктивності компресора.

Подібно до того, як кожен компресор має свою характерну робочу лінію, кожен випарник має свою власну характерну робочу лінію. На рисунку 3.7 показано, що продуктивність випарника знижується при підвищенні температури випаровування. Одна з ліній компресора ( $T_{\text{cond}} = 40^{\circ}\text{C}$ ) на рис. 3.6 також зображена на рис. 3.7. Робоча лінія компресора перетинає робочу лінію кожного паяного пластинчастого теплообмінника лише один раз. Точка перетину, позначена колом на рис. 3.7, визначає температуру випаровування і, таким чином, ефективність охолодження конкретної комбінації

компресора/паяного пластинчастого теплообмінника. Це підкреслює важливість правильного підбору компресора та паяного пластинчастого теплообмінника для досягнення бажаних робочих умов.

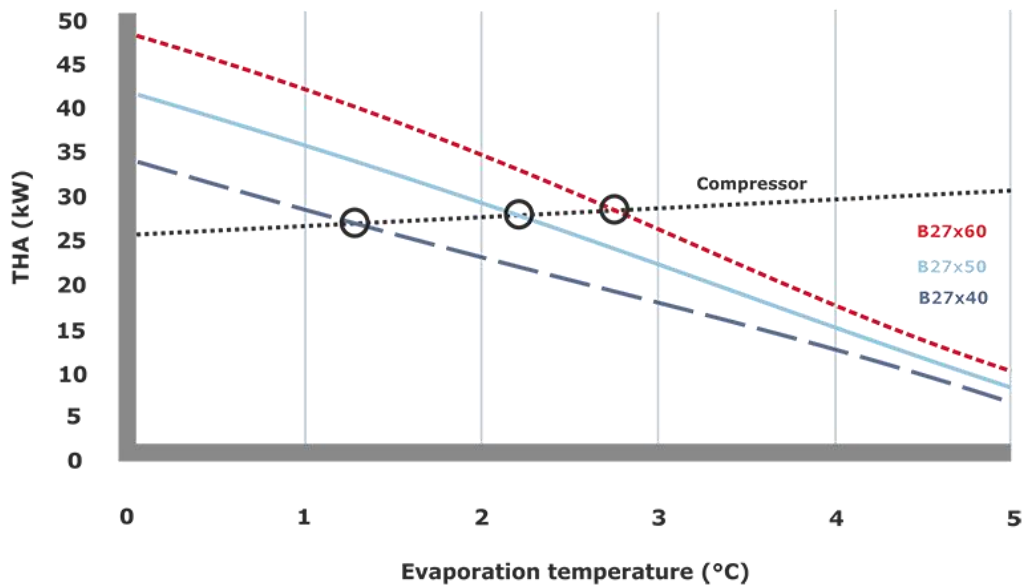


Рис. 3.7 Робочі точки для трьох різних комбінацій випарника/компресора ВРНЕ за конкретних робочих умов.

Температура конденсації також може коливатися з різних причин. Однією з причин є те, що різниця тиску всмоктування може вплинути на коефіцієнт тиску компресора, що призводить до зміни тиску конденсації, тобто іншої температури конденсації. Іншими причинами можуть бути зміни потоку або температури охолоджувальної води до конденсатора.

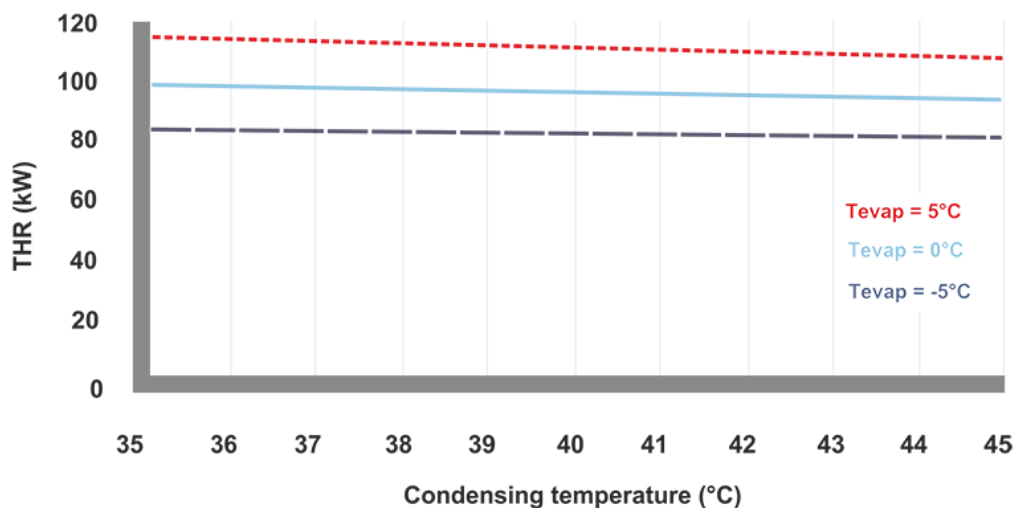


Рис. 3.8 Вплив зміни температури випаровування та температури конденсації на загальну теплоту відведення для конкретного типу компресора.

Рисунок 3.8 схожий на рис 3.6, з тією відмінністю, що характерна робоча лінія нанесена для постійних температур випаровування та змінних температур конденсації. Зауважте, що вплив підвищеної температури конденсації на теплопродуктивність компресора (THR) є меншим, ніж вплив підвищеної температури випаровування на холодопродуктивність компресора (ТНА) (див. рис. 3.6). При підвищенні температури конденсатора потужність компресора лише незначно зменшується.

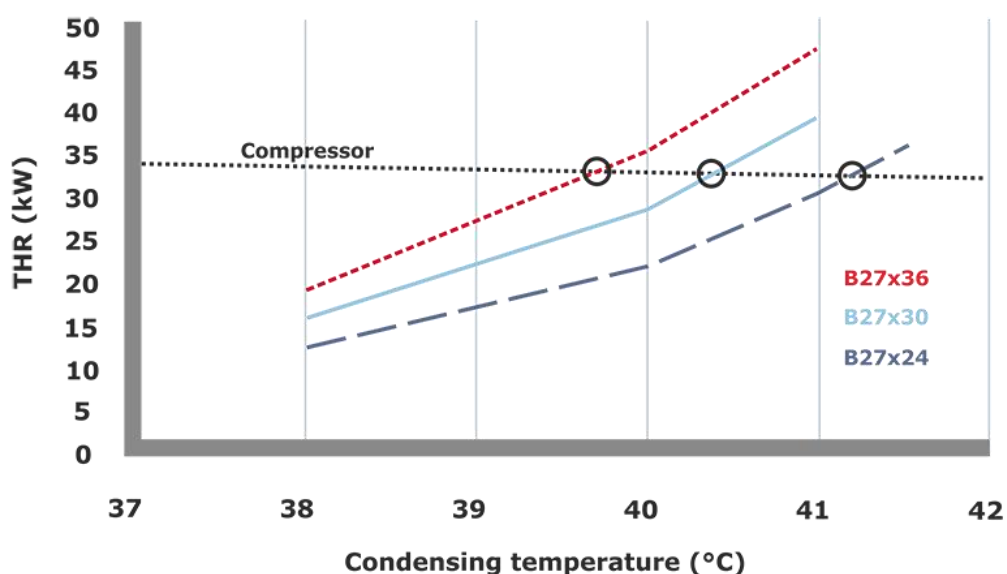


Рис. 3.9 Робочі точки для трьох різних комбінацій конденсатора/компресора ВРНЕ за певних умов експлуатації

На рис 3.9 показано робочі точки для трьох різних конденсаторів SWEP. З рисунків 3.6, 3.7, 3.8 і 3.9 можна зробити висновок, що зміна температури випаровування впливає на потужність охолодження/конденсації більше, ніж зміна температури конденсації. Таким чином, для підтримки проектної загальної потужності системи важливіше підтримувати проектну температуру випаровування, ніж проектну температуру конденсації.

## **4. ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ЧАСТОТИ ЯК СУЧАСНИЙ МЕТОД ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО КЕРУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ.**

### **4.1. Використання перетворювачів частоти для зниження енергоспоживання та підвищення ефективності компресорів холодинних машин**

Як показують теорія та практика, частотне регулювання елементів холодинної системи забезпечує максимальну гнучкість та енергоефективність. Більшу частину часу холодинні системи працюють із продуктивністю нижче номінальної, оскільки розраховані на пікове навантаження, яке система може ніколи не вимагати. Гвинтові компресори з регулюванням продуктивності золотниковим механізмом, поршневі компресори з керуванням продуктивністю за допомогою соленоїдних клапанів та інші типи компресорів працюють у двох позиційному режимі "вкл"/"викл". На жаль, ці методи управління не забезпечують максимально можливого скорочення споживання електроенергії при зниженні холодопродуктивності.

При стандартному підході до управління компресором швидкість обертання електродвигуна не регулюється і залежить від частоти мережі живлення, та від конструктивних особливостей двигуна (кількості полюсів). Навантаження на валу двигуна визначається добутком частоти обертання валу на крутний момент. При постійній швидкості обертання потужність двигуна визначається моментом навантаження. У разі зміни швидкості обертання, навантаження на двигун зменшуватиметься не тільки за рахунок зниження швидкості, але й за рахунок зменшення крутного моменту. Існує два види навантаження на двигун: з постійним та змінним моментом.

Об'ємні компресори (наприклад, гвинтові, поршневі, ротаційні, спіральні) відносяться до пристроїв з постійними крутними моментами. Це

означає, що зусилля, що крутить, необхідне для повороту валу, постійно, тобто не залежить від швидкості обертання. Таким чином, потужність на валу визначається робочими умовами (тиском) та способом управління продуктивністю, що впливають на момент, що крутить. Загалом зниження швидкості обертання на 50% призводить до пропорційного зменшення потужності на валу двигуна на 50%. (рис. 4.1).

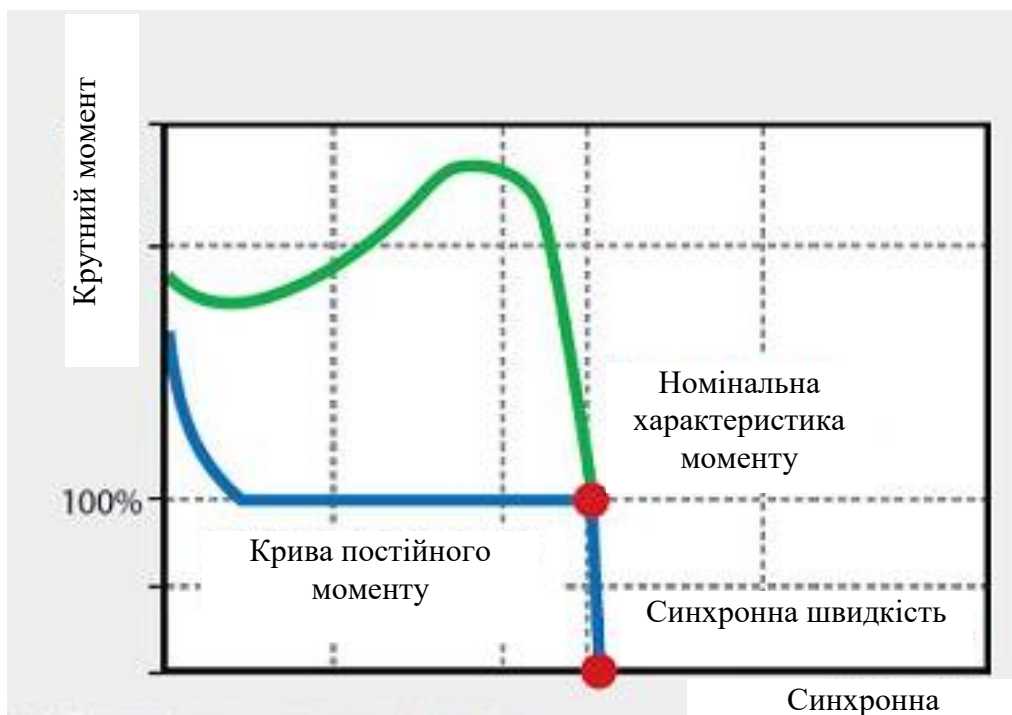


Рис. 4.1 Залежність крутного моменту від швидкості обертання

Використання перетворювачів частоти для керування холодопродуктивністю забезпечує високу ефективність регулювання компресорів, вентиляторів та насосів.

Використання перетворювачів частоти для керування гвинтовими компресорами дозволяє:

- знизити втрати потужності, пов'язані з регулюванням продуктивності за допомогою золотникового механізму або дроселюючих клапанів.
- зменшити зношування, пов'язане з роботою золотникового механізму.

- підтримувати тиск всмоктування на необхідному рівні. Щоб уникнути надмірного зносу при використанні золотникового механізму, часто передбачається широка нейтральна зона.

- зменшити розмір компресора при збереженні необхідної потужності.

Для компресорів, без засобів регулювання продуктивності, зміна швидкості обертання двигуна дозволить виключити використання інших малоефективних методів управління (байпасування, дроселювання та ін.).

Практично всі гвинтові компресори використовують золотниковий клапан для розвантаження компресора. Золотник переміщається по всій довжині ротора, зменшуючи довжину стиснення. Конструкція гвинтового компресора показано на рис. 4.2. Незважаючи на те, що даний метод керування забезпечує безступінчасте регулювання та достатній ступінь керування тиском всмоктування, у компресорі виникають суттєві втрати потужності, пов'язані з роботою золотниковим механізмом. При зниженні навантаження компресора немає пропорційного зменшення потужності (рис. 4.3).

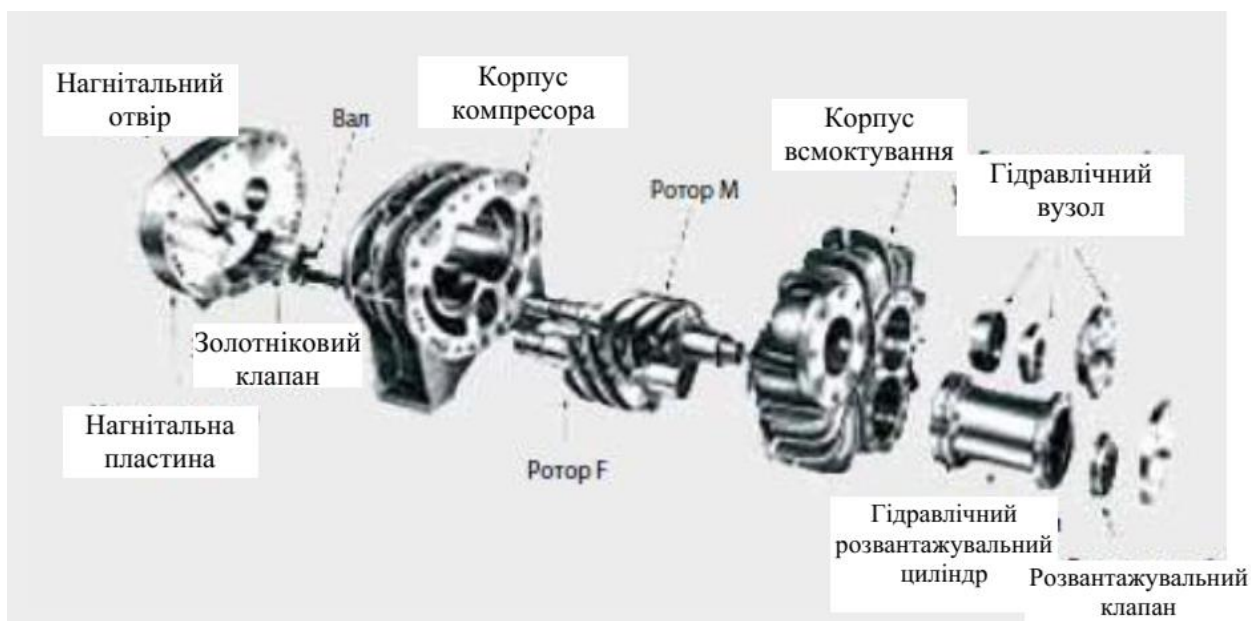


Рис. 4.2. Конструкція гвинтового компресора

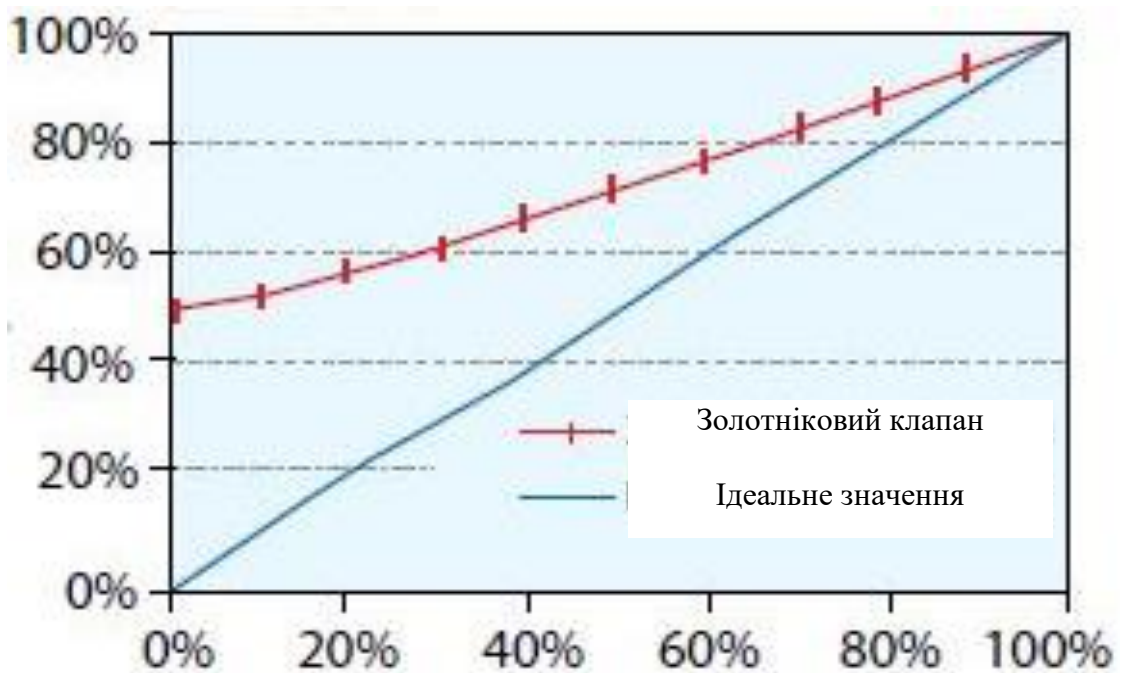


Рис. 4.3. Залежність енергоспоживання від продуктивності гвинтового компресора

У загальному випадку ефективність роботи компресора при частковому навантаженні знижується в міру зниження тиску всмоктування або збільшення тиску нагнітання. У компресорів обладнаних економайзером останній зазвичай відключається при зниженні продуктивності нижче 75%. З цієї причини нижче 75% холодопродуктивності такі компресори працюють з відключеним економайзером.

За даними заводів-виробників, більшість гвинтових компресорів можуть працювати зі зниженою до 50% швидкістю обертання. Для забезпечення подальшого зниження продуктивності необхідно використати золотниковий механізм. Порівняння ефективності двох способів регулювання продуктивності зображено на рис. 4.4. Спостерігається значне підвищення ефективності роботи компресора у всьому діапазоні навантажень.

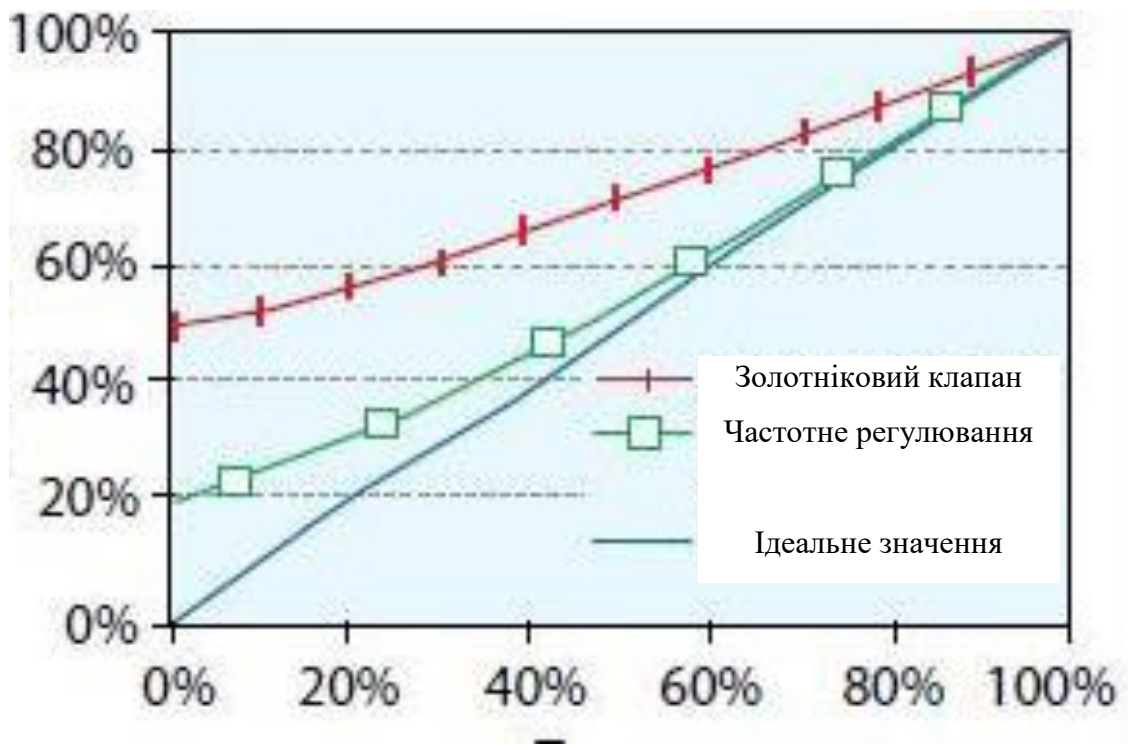


Рис. 4.4. Залежність енергоспоживання від продуктивності гвинтового компресора

Алгоритм управління ґрунтується на застосуванні інтелектуальних частотних перетворювачів VLT. Цей тип частотних перетворювачів може керувати холодильною централлю, як із розімкненим, так і із замкнутим контуром управління. Основною функцією інтелектуальних перетворювачів частоти є підтримання постійного тиску всмоктування шляхом безперервного регулювання швидкості обертання провідного компресора.

Використання перетворювачів частоти для управління швидкістю обертання компресора сприяє зростанню COP (coefficient of performance, коефіцієнт корисної дії холодильної машини) системи та зниженню енергоспоживання. Порівняння ефективності різних способів регулювання продуктивності холодильних машин представлено на рис. 4.5.

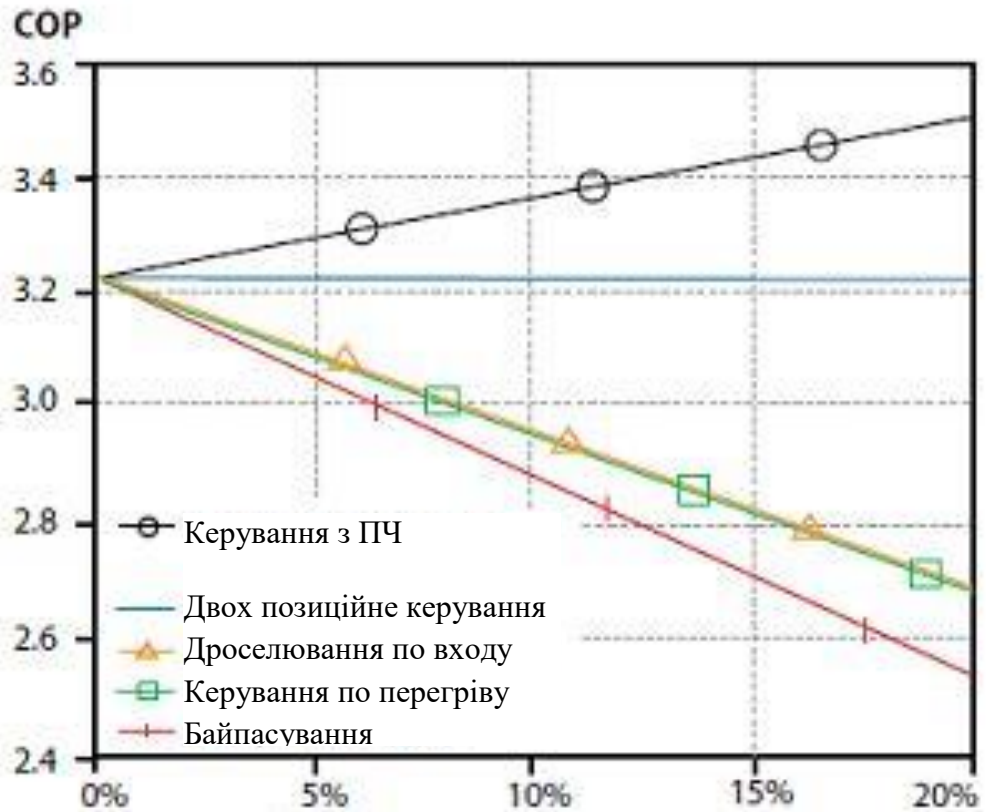


Рис. 4.5. Порівняння ефективності різних способів регулювання продуктивності холодильних машин

Для прикладу приведемо розрахунок економії електроенергії під час використання перетворювача частоти:

Керування в режимі "увімкнення"/"вимикання"

$$COP = 1,878 - Q_0 = 10 \text{ кВт}$$

$$W = Q_0 / COP = 10 \text{ кВт} / 1,878 = 5,324 \text{ кВт}$$

$$E = W \cdot t / 2 = 5,324 \text{ кВт} \times 0,5 \text{ год} = 2,662 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Безперервна робота

$$COP = 2,441 - Q_0 = 5 \text{ кВт}$$

$$W = Q_0 / COP = 5 \text{ кВт} / 2,441 = 2,049$$

$$\text{кВт} \cdot \text{ч Зниження енергоспоживання: } 0,613 \text{ кВт-год} / 2,662 \text{ кВт-год} * 100$$

$$\% = 23\%$$

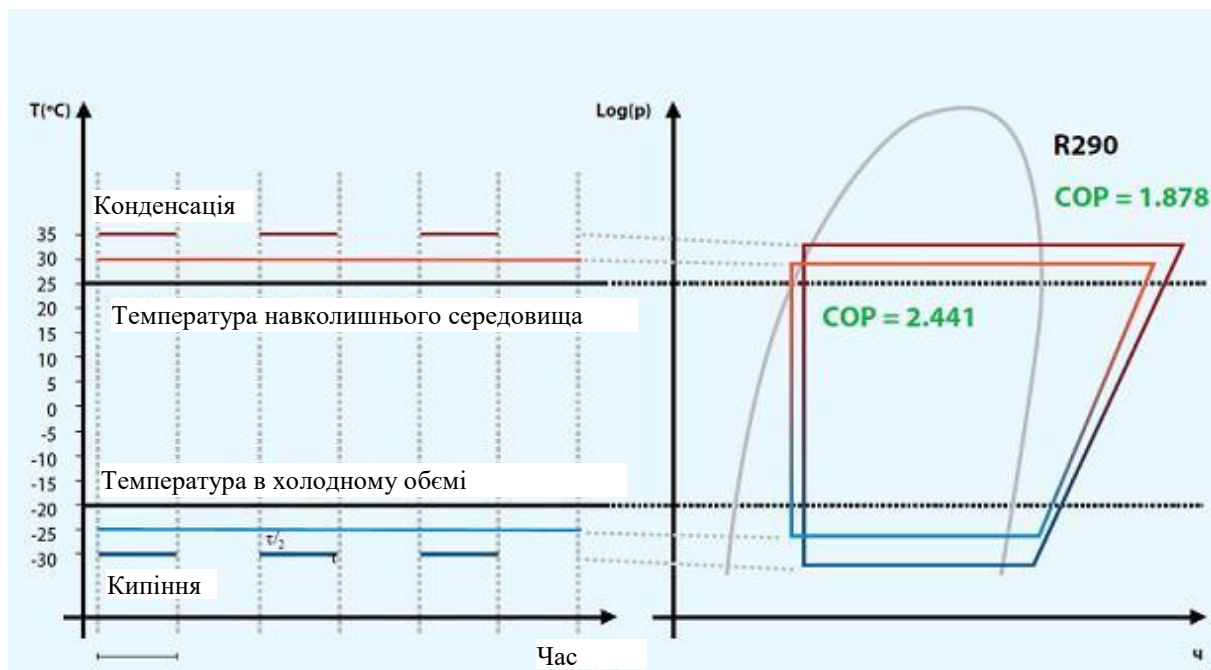


Рис. 4.6. Порівняння COP в РН – діаграмі.

На рис. 4.6 наведено розрахунки економії електроенергії під час використання перетворювача частоти.

Розрахунок економічного ефекту при керуванні гвинтовими компресорами за допомогою частотно-регульованого приводу порівняно з керуванням золотниковим механізмом. Гвинтові компресори, що використовуються в холодильних системах, поділяються на два типи:

- а) із золотниковим механізмом для зміни продуктивності
- б) без керування продуктивністю

Вентилятори випарника Coil оснащені VLT 2800 для керування циркуляцією повітря

Незважаючи на те, що золотниковий механізм забезпечує розумне керування тиском всмоктування, певна частина енергії витрачається на керування золотником.

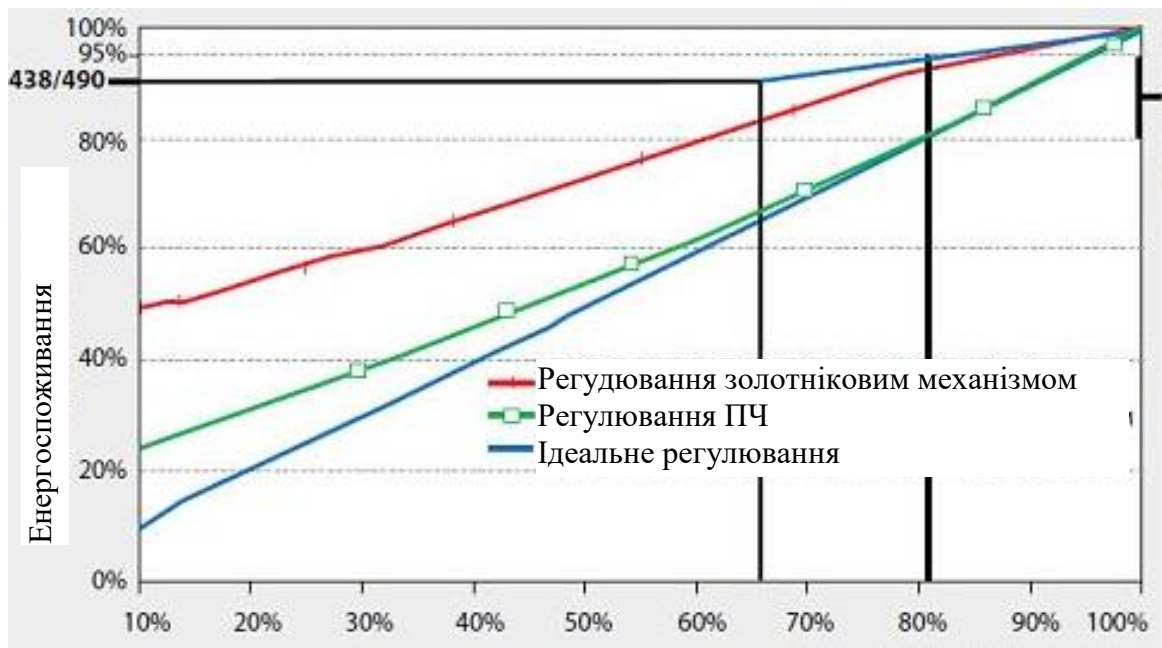


Рис. 4.7. Реальні показники енергоспоживання компресора при різних способах регулювання продуктивності.

З графіка (рис. 4.7) видно, що метод використання золотника не забезпечує пропорційне зниження енергоспоживання у разі зниження продуктивності. При продуктивності 60% компресор із золотником споживає приблизно 80% енергії від номінального. У той же час, при управлінні перетворювачем частоти: з продуктивністю 60% споживання енергії становить приблизно 60% від номінального.

#### **4.2. Застосування частотно-регульованого електроприводу в системах приводу вентиляторів охолодження конденсатного блоку холодильної машини**

Високу ефективність застосування частотно-регульованого електроприводу можна отримати при використанні його в вентиляторних, нагнітальних установках.

Фізичну природу зниження енергоспоживання проілюструємо з прикладу вентиляторів. Більшість вентиляторів є відцентровими машинами.

На рис. 4.8 наведена типова характеристика відцентрового вентилятора - залежність вихідного тиску  $H$  від потоку (витрати) повітря  $Q$ . Вона залишається незмінною при постійній частоті обертання вентилятора. Тут представлена характеристика системи вентиляції (крива 1). Вона показує, який тиск потрібно від вентилятора для забезпечення необхідного потоку повітря та покриття всіх втрат у системі. Точка перетину двох кривих є фактичною робочою точкою системи.

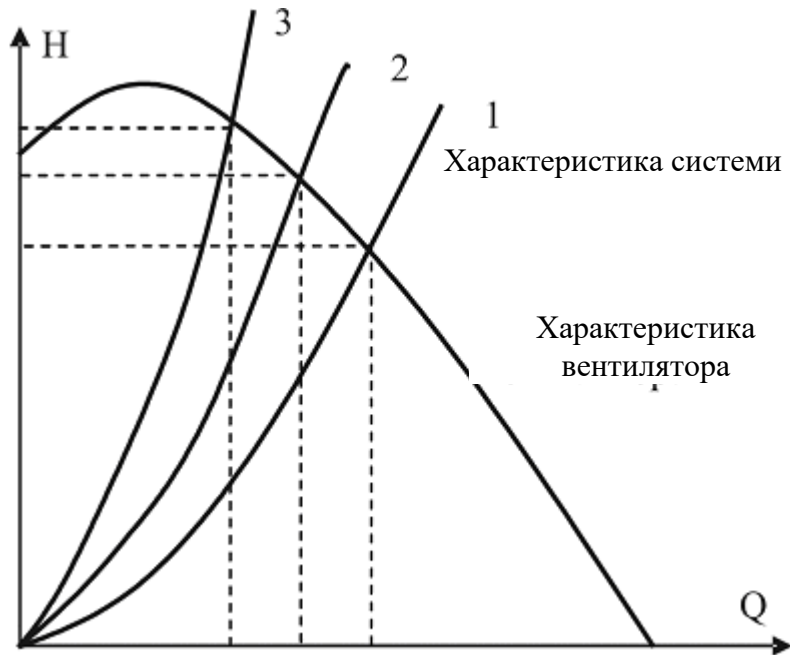


Рис.4.8. Характеристики вентилятора та системи при регулюванні шибером

Зазвичай, продуктивність вентилятора змінюється установкою шиберу на виході. Вихідні шибери впливають на характеристику системи, збільшуючи опір потоку повітря. На рис. 4.8 показано кілька характеристик системи при різних положеннях шиберу (крива 1 відповідає повністю шиберу). Відомо, що потужність, споживана з мережі двигуном турбомеханізму, пропорційна добутку тиску і витрати, тобто. пропорційна площі прямокутника, одна з вершин якого збігається з робочою точкою, а протилежна – з початком координат. З рис. 1 видно, що зміна продуктивності вентилятора впливає споживання енергії незначно

Зміна частоти обертання вентилятора призводить до зміни його характеристики, як це показано на рис. 4.9. Тут криві 2 та 3 відповідають зниженій частоті обертання. З малюнка видно, що зниження частоти обертання вентилятора призводить до переміщення робочої точки вздовж характеристики системи та суттєвого зниження витрати електроенергії при тих же витратах, що і на рис. 1. Кількісну оцінку цих змін можна отримати з формул, які називаються законами подібності:

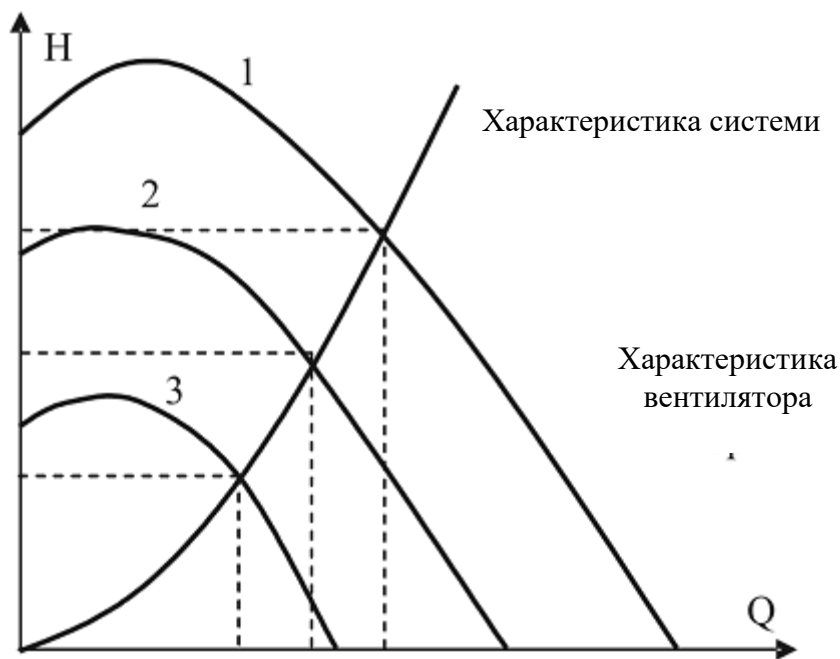


Рис.4.9. Характеристики вентилятора та системи при регулюванні частоти обертання

Аналогічні криві можна збудувати і для відцентрових насосів. Тут зміна продуктивності зазвичай здійснюється дросельними заслінками на виході насоса. На рис. 4.10 представлений порівняльний графік потужності, що споживається насосом, залежно від витрати при регулюванні дроселюванням та частотному регулюванні. Різниця між значеннями цими кривими при заданій витраті дозволяє визначити економію енергії при частотному регулюванні порівняно з регулюванням дросельною заслінкою.

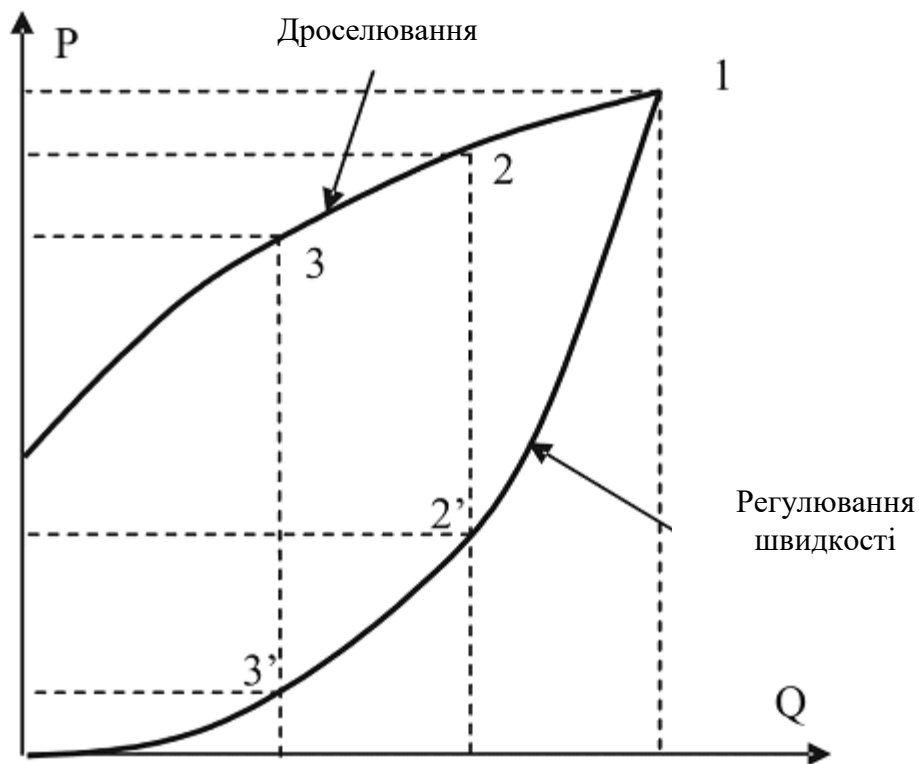


Рис.4.10. Залежність споживаної потужності від витрати

Електроприводи турбомеханізмів споживають не менше 20-25% всієї електроенергії, що виробляється, і в більшості випадків залишаються нерегульованими, що не дозволяє отримати режим раціонального енергоспоживання і витрати води, пари, повітря і т. д. при зміні технологічних потреб у широких межах. Силове обладнання вибирається на максимальну продуктивність, насправді його середньодобова завантаженість може становити близько 50% від номінальної потужності. Значне зниження моменту навантаження при зниженні швидкості обертання приводного двигуна, характерне для механізмів, що розглядаються, забезпечує суттєву економію електроенергії (до 50%) при використанні регульованого електроприводу і дозволяє створити принципово нову технологію транспортування води, повітря і т. д., що забезпечує ефективне регулювання продуктивності агрегату. Крім того, підтримання в системі мінімально необхідного тиску призводить до істотного зменшення непродуктивних витрат продукту, що транспортується, і зниження аварійності гідравлічних і пневматичних мереж.

Досвід застосування частотно-регульованих електроприводів у водопостачанні показує, що можна заощадити до 25% води, що також дає значну економію експлуатаційних витрат.

Невисокі вимоги до якості регулювання тиску та витрати зумовлюють можливість застосування найпростіших і, отже, щодо недорогих перетворювачів. Позитивним моментом є також те, що перетворювач частоти може бути легко впроваджений у існуючу установку без будь-якої реконструкції системи в цілому. Поєднання високої економічності регулювання та щодо низької вартості обладнання забезпечує мінімальний термін його окупності (6-12 місяців).

В цілому застосування частотно-регульованого асинхронного електроприводу в насосних і вентиляторних установках дає наступні переваги:

- економія електроенергії – до 60%;
- економія продукту, що транспортується, за рахунок зниження непродуктивних витрат, до 25%;
- зниження аварійності гідравлічної або пневматичної мережі за рахунок підтримки мінімально необхідного тиску;
- зниження аварійності мережі та зниження аварійності електрообладнання за рахунок усунення ударних пускових струмів;
- зниження рівня шуму, що створюється технологічним обладнанням;
- зручність автоматизації;
- зручність та простота впровадження.

## **5. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЧАСТОТНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ В КОНТУРІ ОБДУВУ ГРАДИРНІ.**

Вентилятори обдуву при охолодженні градирні мають досить потужність. Типова градирня має кілька повітряних охолоджувачів, що вимикаються паралельно.

Система охолодження повинна забезпечувати підтримання температури охолоджуваної рідини на заданому рівні в умовах зміни температури та кількості рідини, що подається в градирню, температури зовнішнього повітря, та інших менш значних збурень.

В більшості сучасних градирень температура рідини на виході блоку регулюються дискретно шляхом включення/відключення електродвигунів окремих вентиляторів. Істотними недоліками такого рішення є низька точність величини управління, яка визначається дискретністю управління, і наявності пускових струмів при запуску двигунів вентилятора.

В останні роки набрався досвід застосування систем контролю температури на виході градирні шляхом безперервного (частотного) регулювання швидкості обертання вентилятора за допомогою частотно-регульованого частотного приводу (ПЧ). Застосування частотно-регульованого приводу створює можливості для побудови систем автоматичного регулювання замкнутих температурою рідини на виході з градирні, які забезпечують високу точність стабілізації контрольованої температури [9–17]. Крім того, використання частотного регулювання забезпечує значне зниження споживання енергії для потреб охолодження.

Дана модель призначена для порівняльної оцінки енергетичної ефективності охолодження градирні з дискретним і безперервним регулюванням частоти обертання вентилятора.

Відповідно до технологічних вимог система управління охолодженням градирні повинна стежити за тим, щоб температура  $\theta$  виходу охолоджуваного агенту не перевищувала рівень  $\theta_r$ :

$$\theta_{\text{вихід}} \leq \theta_r. \quad (1)$$

У стаціонарному режимі створюється різниця температур на вході та виході в градирню

$$\Delta\theta = \theta_{\text{inp}} - \theta_{\text{вихід}}, \quad (2)$$

де  $\theta_{\text{inp}}$  і  $\theta_{\text{out}}$  - температури агенту на вході та виході відповідно.

Для розрахункових розрахунків споживання електроенергії на потреби охолодження припускаємо рівномірний розподіл потоку стисненого газу через паралельні теплообмінники градирні та ідентичність їх характеристик. Беручи до уваги ці припущення для певних технологічних і кліматичних умов, кожен з теплообмінників забезпечує максимальну різницю температур  $\Delta\theta_{\text{max}}$  для номінальної швидкості обертання, а різниця температур на градирні дорівнює  $\Delta\theta_{\text{max}}$ .

Для проведення технологічних випробувань (1) не допускається, щоб фактична різниця температур була не менше необхідної  $\Delta\theta_r$ :

$$\Delta\theta \geq \Delta\theta_r \quad (3)$$

Величина максимальної різниці температур  $\Delta\theta_{\text{max}}$  залежить від значень температури  $\theta_{\text{inp}}$  агенту на вході в градирню, температури  $\theta_a$  зовнішнього повітря, витрати агенту через градирню може бути визначена за паспортними характеристиками градирні. Більш достовірні результати можуть бути отримані на основі експериментальних досліджень, що дозволяють враховувати фактичний стан окремих градирні, напрямку та сили вітру та інше.

Для оцінки ефективності роботи градирні використовується також показник «глибина охолодження» [7, 10], що визначається як

$$\mu = \frac{\theta_{\text{inp}} - \theta_{\text{out}}}{\theta_{\text{inp}} - \theta_a} = \frac{\Delta\theta_{\text{max}}}{\theta_{\text{inp}} - \theta_a}. \quad (4)$$

Значення показника  $\mu$  для постійної витрати газу через УОГ залишається незмінним. Беручи до уваги вираз (4), значення максимальної різниці температур на УОГ можна записати у вигляді

$$\Delta\theta_{\max} = \mu(\theta_{\text{inr}} - \theta_a). \quad (5)$$

Отже, у разі постійної температури на вході в установку і постійної витрати агенту максимальна різниця температур  $\Delta\theta_{\max}$  є функцією температури  $\theta_a$  зовнішнього повітря.

При зниженні зовнішньої температури величина максимальної різниці температур  $\Delta\theta_{\max}$  збільшується і може бути в кілька разів більше необхідної  $\Delta\theta_r$ . У цих умовах частина електродвигунів вентилятора відключається (дискретне управління) або при використанні системи автоматичного управління на базі перетворювачів частоти знижується частота обертання вентилятора.

Для розрахунку енерговитрат певного графіка зміни температури  $\theta_a(t)$  зовнішнього повітря протягом доби можна побудувати відповідний графік  $\Delta\theta_{\max}(t)$  максимального значення різниці температур в градирні, яке досягається при включенні всіх вентиляторів з номінальною швидкістю  $n_n$ . Для спрощення розрахунків енергоефективності наведені реальні графіки зміни температури зовнішнього повітря і  $\Delta\theta_{\max}(t)$  доцільно замінити  $t_i, i = 1, 2, \dots, k$  ступінчастими змінними з фіксованими значеннями в кожному часовому інтервалі.

У разі дискретного управління, з урахуванням перерахованих вище припущень для  $i$ -річного інтервалу, включення ді вентиляторних двигунів з числа об  $N$  обес забезпечує різницю температур

$$\Delta\theta_{di} = \frac{\Delta\theta_{\max i} d_i}{N} \quad (6)$$

Для виконання технологічних випробувань (3) необхідна кількість вимкнених двигунів вентиляторів з урахуванням дискретності управління повинна становити

$$d_{ri} = \lceil d \rceil \leq N,$$

де  $\lceil d_{ri} \rceil$  — найменше ціле число, більше або дорівнює  $d$ , визначене з урахуванням (6) відношення

$$d'_{ri} = \frac{\Delta\theta_{ri}}{\Delta\theta_{maxi}} N \quad (7)$$

Для отримання результатів дослідження в узагальненому вигляді виведемо нову змінну - відносне значення необхідної різниці температур:

$$\Delta\theta_{ri}^* = \frac{\Delta\theta_{ri}}{\Delta\theta_{maxi}}, 0 < \Delta\theta_{ri}^* \leq 1 \quad (8)$$

Відношення (7) можна записати у вигляді

$$d'_{ri} = \Delta\theta_{ri}^* N \quad (9)$$

Необхідна потужність валу електродвигунів вентиляторів при дискретному регулюванні визначається кількістю вимкнених вентиляторів:

$$P_{di} = d_{ri} P_n \quad (10)$$

де  $P_n$  - номінальна потужність електродвигуна одного вентилятора.

Як приклад на рис.1 показана залежність потужності вимкнених електродвигунів  $P_d$  від відносної необхідної різниці температур. Результати наведені для типової градирні, що містить  $N=24$  вентиляторів з приводними двигунами потужністю  $P_n=1,3$  кВт кожен (ступінчастий графік). Число електродвигунів вентиляторів градирні досить велике ( $N=24 \dots 48$ ). При цих умовах без істотних похибок для розрахунку електроенергії можна прийняти  $d_{ri} = d$  і наблизити ступінчастий графік потужності до лінійного (див. п. 1).

Беручи до уваги співвідношення (9), (10), можна записати наступний вираз для необхідної потужності двигунів вентилятора при дискретному управлінні:

$$P_{di} = d_{ri} P_n = \Delta\theta^* N P_n.$$

Візьмемо за основне значення сумарну номінальну потужність електродвигунів вентиляторів УОГ ПЗ =  $N P_n$  і виразимо  $P_{di}$  у відносних одиницях (о.е):

$$P_{di}^* = \Delta\theta_{ri}^*. \quad (11)$$

Для побудови графіка споживання електроенергії протягом доби можна розрахувати споживання електроенергії за кожен  $i$ -й інтервал за допомогою графіка відносної необхідної різниці температур  $\Delta\theta^*(t)$ :

$$W_{di} = \frac{\Delta\theta_{ri}^* N P_n t_i}{\eta},$$

де  $\eta$  – ККД двигунів вентилятора.

Щоб розрахувати споживання у відносних одиницях, візьмемо за базове значення споживання електроенергії за добу у випадках, коли всі двигуни вентиляторів включені на 24 години:

$$W_0 = \frac{24NP_n}{\eta}$$

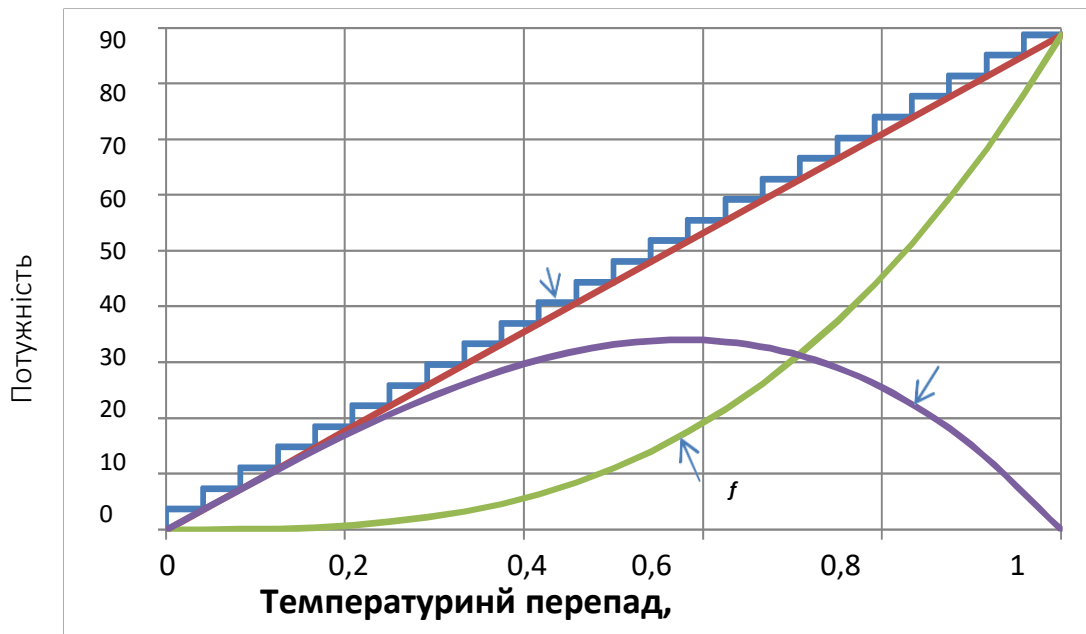


Рис 5.1. Залежність потужності двигунів вентиляторів від відносної необхідної різниці температур

Вираз для споживання електроенергії в  $i$ -му інтервалі у відносних одиницях буде виглядати наступним чином

$$W_{di}^* = \Delta\theta_{ri}^* t_i / 24 \quad (12)$$

Добове споживання електроенергії у відносних одиницях визначається як сумарне споживання через окремі проміжки часу:

$$W_{d0}^* = \sum_{i=1}^k W_{di}^*$$

Зупинимося докладніше на методі розрахунку енергетичних показників для частотного регулювання швидкості обертання вентиляторів градирні.

Найкраща енергоефективність режимів роботи вентиляторів градирні досягається, коли всі вентилятори працюють з перетворювачем частоти. Крім того, система автоматичного регулювання температури агенту на виході з

градирні влаштована таким чином, щоб всі двигуни вентилятора оберталися з однаковою швидкістю [9, 10, 12, 13].

Беручи до уваги зазначену особливість безперервного регулювання, розглянемо залежність різниці температур на з градирні від швидкості обертання вентилятора.

В роботі [9] на основі аналітичних досліджень була отримана математична модель різниці температур на виході з градирні з відносною швидкості обдуву у вигляді степеневі залежності, а значення показника степені дорівнює одині.

У роботі [11] на основі експериментальних досліджень показано, що зміна температури на виході з градирні приблизно пропорційна швидкості обертання вентилятора:

$$\Delta\theta_{fi} = \Delta\theta_{maxi} \left( \frac{n_i}{n_n} \right) \quad (13)$$

Відповідно до технічних умов (3) значимість відносною частини опромінення ветеранів може бути надана у вигляді

$$\frac{n_{ri}}{n_n} = \frac{\Delta\theta_{fi}}{\Delta\theta_{maxi}} = \Delta\theta_{ri}^* \quad (14)$$

Потужність на валу двигунів вентилятора знаходиться в кубічній залежності від відносною швидкості обертання, тому вираз для споживаною потужності з (13), (14) можна записати в виді

$$P_{fi} = P_{\Sigma} \left( \frac{n_{ri}}{n_n} \right)^3 = P_{\Sigma} (\Delta\theta_{ri}^*)^3 \quad (15)$$

Графік залежності потужності  $P_f$  на валу вентиляторів при частому регулюванні номінального температурного перепаду приведено на рис. 5.1. Також показанозниження споживаною потужності при переході від дискретного до частотного процесу регулювання:

$$\Delta P = P_{di} - P_{fi}.$$

В відносних одиницях вираз (15) для потужності при частотному регулюванні має вид

$$P_{fi}^* = (\Delta\theta_{ri}^*)^3 \quad (16)$$

Витрати електроенергії на і-му інтервалі при частотному регулюванні:

$$W_{fi} = \frac{P_{fi} t_i}{\eta \eta_f} \quad (17)$$

Виходячи з апроксимації значень ККД = 1, витрати електроенергії у відносних одиницях можна визначити у вигляді

$$W_{fi}^* = (\Delta\theta_{ri}^*)^3 t_i / 24 \quad (18)$$

Добове споживання електроенергії, аналогічним чином, може бути обчислено як сума споживання на окремих інтервалах.

На основі запропонованого співвідношення проведемо аналіз енергоспоживання для гармонічного закону зміни температури  $\theta$  зовнішнього повітря, характерного для кліматичних умов.

Відповідно до вимог функціонування холодильної машини потреба у охолодженні агенту таж буде змінюватись по гармонічному закону:

$$\Delta\theta_r^*(t) = \theta_{r0}^* - \Delta\theta_r^* \text{Sin} \left( \frac{2\pi}{24} (t + t_0) \right)$$

де  $\theta^*$  і  $\Delta\theta^*$  – середнє знання і амплітуда зміни температури.

$t_0$  – час, відповідне фазовому руху температури на підставі поточного рахунку.

В подальшому аналізі розглянемо режим роботи при котрих теплова потужність градині забезпечує співвідношення

$$0 < \Delta\theta^*(t) \leq 1.$$

Наступні розрахунки показників енергоспоживання виконані на основі чисельного інтегрування зі зміною вихідного графіка, як описано виразом (14), ступінчато в часі з тривалістю часу процентів  $t_i = 1$  година.

В якості прикладу на рис. 5.2. приведено добовий графік енергоспоживання двигунів при дискретному та частотному способів керування.

Мається на увазі, що мінімальна температура нічної температури досягається о 4 годині ранку, що відповідає на значення  $t_0 = 2$  години.

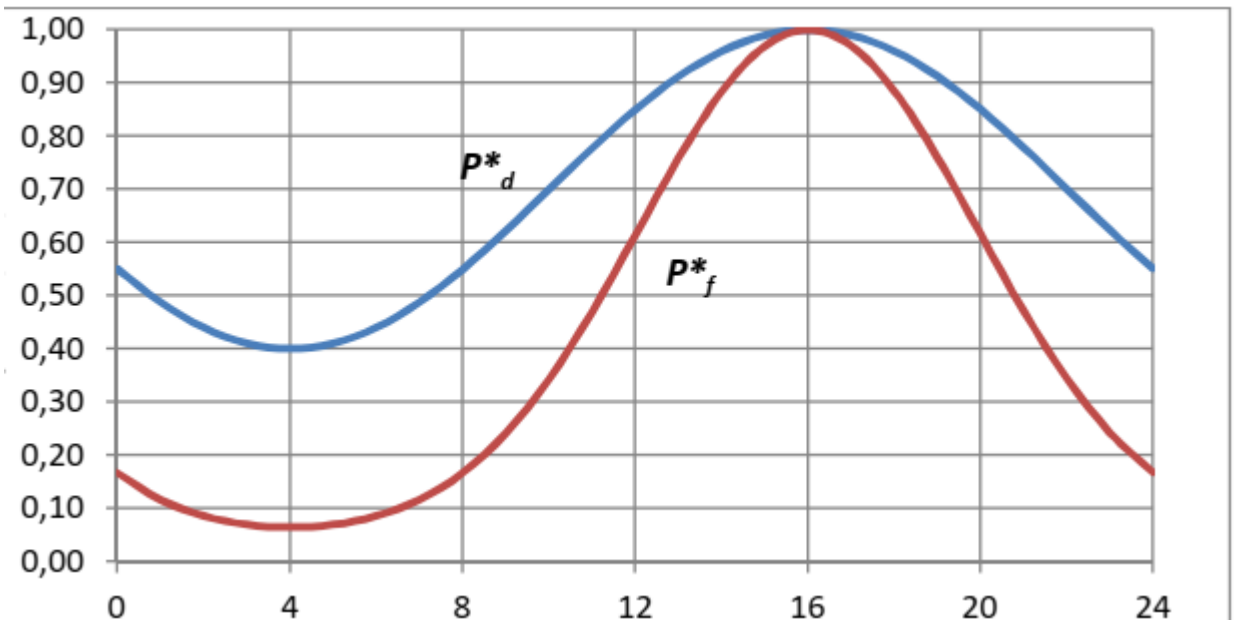


Рис. 5 2. Розрахункові добові графіки енергоспоживання вентиляторів:  
 $P^*_d$  – дискретне регулювання;  $P^*_f$  – частотне регулювання

Якщо розглядати споживання електричної потужності за добу, то для дискретного регулювання у відносних одиницях її можна розрахувати за середнім числом заданого температурного перепаду:

$$W_{d0}^* = \Delta\theta_{r0}^*$$

При використанні частотного регулювання такий підхід, з урахуванням нелінійної залежності  $P_f(\Delta\theta^*)$  призводить до суттєвих похибок. Велчина похибки нелінійно залежить від середнього значення  $\theta^*_{r0}$  і амплітуди зміни температурного перепаду.

В якості прикладу на рис.5.4. приведена задежність відносного добового енергоспоживанн (крива 1), розрахованого по викладеній вище методиці. Розрахунок значення  $\theta^*_{r0}$ , крива 2 на рис. 5.4.

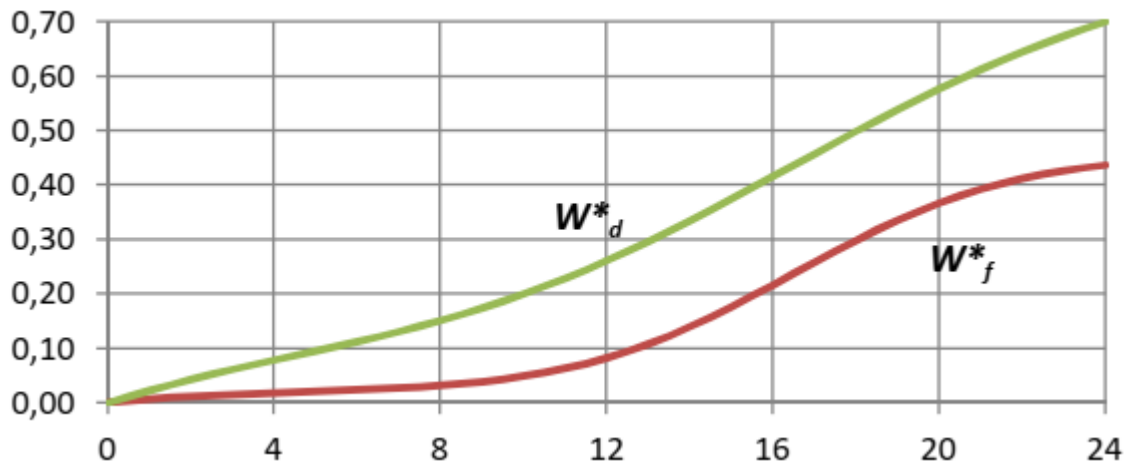


Рис. 5 3. Орієнтовні параметри добового споживання електричної енергії:  $W_d^*$  – під час дискретного процесу;  $W_f^*$  – під час частоти процесу

Як показує аналіз, похибки розрахунку електроенергетики для середнього значення  $\theta^*$  не перевищує 10% для  $\Delta\theta^*=0,1... 0,15$  і  $\theta^* = 0,3...0,8$  та суттєво зростають при зростанні  $\Delta\theta^*$ .

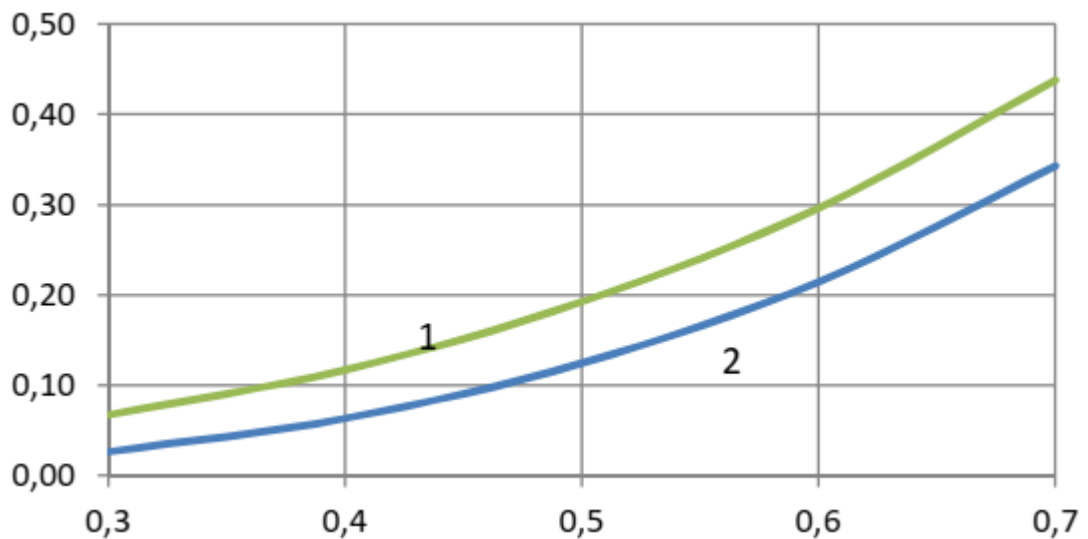


Рисунок 4. Залежність відносного добового споживання електроенергії від  $\theta^*$  для  $\Delta\theta^*=0,3$

Відносну економічність електроенергії за добу при переході від дискретного до частотного керування можна описати за допомогою виразу

$$\Delta W^* = \frac{W_d^* - W_f^*}{W_d^*} 100\% \quad (20)$$

На рис. 5.5. приведено результати розрахунку по розвитку (20) економії електроенергії в залежності від поточного значення температурного перепаду для двох значень  $\Delta\theta^* = 0,2$  і  $\Delta\theta^* = 0,3$ .

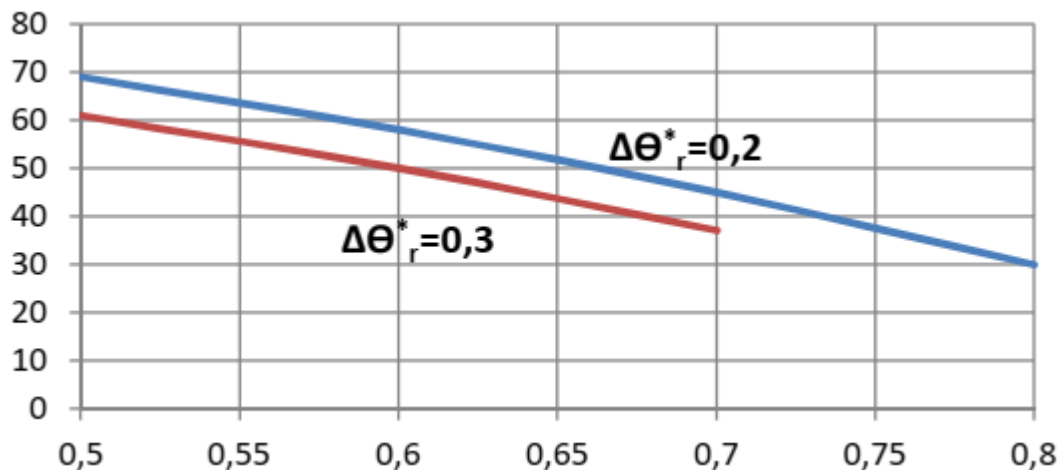


Рис. 5.5. Економія електричної енергії при частотному регулюванні

Як впливає з наведених вище результатів розрахунку, найбільша відносна економія енергії досягається при роботі градирні в області значень  $\theta^*$ , що відповідають максимальним значенням енергозбереження (див. рис. 5.1), а також залежить від значень  $\Delta\theta^*$ . Розрахункові результати роботи енергозберігаючого програмного забезпечення узгоджуються з експериментальними даними, наведеними в [9, 14].

Така методика і представлені порівняльні оцінки енергетичної ефективності використання дискретного і частотного регулювання швидкості обертання вентиляторів установок охолодження природного газу. Отримані результати можуть бути використані для прогнозування потужності та споживання електроенергії двигунами вентиляторів градирні при формуванні запитів до електропостачальника, а також для техніко-економічного аналізу ефективності використання частотно-регульованого приводу для газових повітроохолоджувачів.

## 6. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРОЕКТУ.

### 6.1. Основні показники економічної ефективності.

Основним критерієм економічної ефективності розробки і впровадження АСУ є зростання прибутку підприємства на основі зростання продуктивності колективної праці і в основному за рахунок зниження витрат. В якості кількісного вираження економічної ефективності впровадження АСУ приймається річна економія від впровадження АСУ ( $E_{річ}$ ), розрахунковий коефіцієнт витрат ( $\epsilon_v$ ), термін окупності капітальних витрат ( $T$ ), річний економічний ефект ( $E$ ).

Річний економічний ефект визначається за формулою:

$$E = E_{річ} - \epsilon_n * K_{АСУ}, \quad (6.1)$$

де  $\epsilon_n$  - нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень в даній галузі (в розрахунку  $\epsilon_n$  прийняти рівним 0,15);

$K_{АСУ}$  - капітальні вкладення, пов'язані зі створенням і впровадженням АСУ.

Ефективність витрат визначається показниками:

$$T = \frac{K_{АСУ}}{E_{річ}}; \quad \epsilon_v = \frac{E_{річ}}{K_{АСУ}}. \quad (6.2)$$

Впровадження системи вважається досить ефективним, якщо розрахунковий коефіцієнт  $\epsilon_v$  витрат дорівнює або більше нормативного  $\epsilon_n$ , тобто:

$$\epsilon_v \geq \epsilon_n; \quad T \leq \frac{1}{\epsilon_n}. \quad (6.3)$$

В даній галузі  $\epsilon_n$  прийняти рівним 0,15, отже впровадження системи ефективно, якщо

$$\epsilon_p \geq 0,15; \quad T \leq 6,67 \text{ р.}$$

Сума капітальних витрат визначається наступним чином:

$$K_{АСУ} = K_n + K_{мз}, \quad (6.4)$$

де  $K_n$  - виробничі витрати на проектування АСУ - включають в себе витрати на складання технічного завдання, проектування і впровадження системи;

$K_{ТЗ}$  - капіталовкладення в технічні засоби системи.

Трудовитрати працівників складають:

- на передпроектне обстеження і складання технічного завдання - 24 людино-місяці;

- на проектування та впровадження - 216 людино-місяців.

Середньомісячна зарплата ІТП складає 10000 грн., електромонтажників – 7000 грн. Відсоток відрахувань із зарплати дорівнює 41.5%. Звідси трудовитрати працівників на створення АСУ складуть:

$$(24 \text{ люд.} - \text{міс.} + 216 \text{ люд.} - \text{міс.}) * 10\,000 * 1,415 = 3\,396\,000 \text{ грн.}$$

Витрати на залучення сторонніх організацій для розробки проекту прив'язки технічних засобів, прокладки ліній зв'язку, виконання необхідних НДР складуть орієнтовно 2 750 000 грн.

Разом витрати на проектування складуть:

$$K_n = 3\,396\,000 + 2\,750\,000 = 6\,146\,000 \text{ грн.} \quad (6.5)$$

$K_{ТЗ}$  включає в себе витрати на придбання, монтаж технічних засобів АСУ, а також на будівництво або реконструкцію приміщення під розміщення комплексу технічних засобів (КТС) системи, тому що під КТС виділяється готове приміщення (ЦПД), які не потребує реконструкції, таким чином останні витрати в даному випадку дорівнюють нулю.

Отже  $K_{ТЗ}$  визначиться за формулою:

$$K_{ТЗ} = K_m + K_{см}, \quad (6.6)$$

де  $K_T$  – вартість технічних засобів;

$K_{см}$  – витрати на транспортування і монтаж технічних засобів.

$K_{см}$  відповідно до методики визначення економічної ефективності впровадження АСУ в попередніх розрахунках приймається в розмірі 10% від

вартості технічних засобів, тобто  $K_{cm}=0,1 \cdot K_T$ .  $K_T$  включає в себе вартість ЕОМ –  $K_M$ , телемеханічного комплексу -  $K_{TM}$ , датчиків  $K_d$  та ліній зв'язку  $K_l$ .

$K_M$  згідно специфікації засобів обчислювальної техніки складає:  $K_M=1\ 300\ 000$  грн.

$K_{TM}$  згідно попереднього розкиду  $K_n$  і обсягу інформації, що знімається з об'єктів становить:  $K_{TM}=300\ 000$  грн.

$K_d$  - приймається зазвичай 30% від вартості телемеханіки, тобто:  $K_d=0,3 \cdot K_{TM}=90\ 000$  грн.

Згідно специфікації на датчики:  $K_d=290\ 000$  грн.

Знаходимо  $K_T$ ,  $K_{cm}$ ,  $K_{tz}$

$$K_m = K_M + K_{TM} + K_d + K_\partial = 1\ 300\ 000 + 300\ 000 + 90\ 000 + 290\ 000 = 1\ 980\ 000 \text{ грн.} \quad (6.7)$$

$$K_{cm} = 0,1 \cdot K_m = 0,1 \cdot 1\ 980\ 000 = 198\ 000 \text{ грн.} \quad (6.8)$$

$$K_{tz} = K_m + K_{cm} = 1\ 980\ 000 + 198\ 000 = 2\ 178\ 000 \text{ грн.} \quad (6.9)$$

$$K_{ACU} = K_n + K_{tz} = 6\ 146\ 000 + 2\ 178\ 000 = 8\ 324\ 000 \text{ грн.} \quad (6.10)$$

Експлуатаційні витрати АСУ -  $V_{екс}$  визначаються за формулою:

$$V_{екс} = V_{зп} + V_{ам} + V_M + V_{ел} + V_{ін} \quad (6.11)$$

де  $V_{зп}$  - витрати за рік по зарплаті і відрахуванням персоналу, зайнятого обслуговуванням технічних засобів системи, грн.;

$V_{ам}$  - сума річних амортизаційних відрахувань технічних засобів системи, грн.;

$V_M$  - витрати матеріалів і запчастин на поточний ремонт та утримання технічних засобів, грн.;

$V_{ел}$  - вартість спожитої електроенергії, грн.;

$V_{ін}$  – інші витрати.

Для АСУ потрібно обслуговуючого персоналу 8 осіб в одну зміну. Існуючий комплекс телемеханіки обслуговується персоналом в кількості 8 чоловік в одну зміну, тобто обслуговуючий персонал не збільшується. З огляду на те, що передбачається використання двох серверів при тризмінному

режимі роботи потрібно 12 диспетчерів, 5 інженерів і 4 електромеханіка. Витрати на рік на зарплату обслуговуючого персоналу і відрахування складають:

$$V_{\text{зп}} = (17 \cdot 10\,000 + 4 \cdot 7\,000) \cdot 12 \cdot 1,415 = 3\,362\,040 \text{ грн.}$$

Норма амортизації засобів АСУ складає 12%, тобто:

$$V_{\text{ам}} = 0,12 \cdot K_{\text{т}} = 0,12 \cdot 1\,980\,000 = 237\,600 \text{ грн.}$$

Вартість матеріалів і запчастин на поточний ремонт та утримання технічних засобів, виходячи з досвіду експлуатації технічних засобів АСУ, становить 1 - 1,5% від вартості технічних засобів.

$$V_{\text{м}} = 0,015 \cdot K_{\text{т}} = 0,015 \cdot 1\,980\,000 = 29\,700 \text{ грн.}$$

Вартість спожитої електроенергії визначається виходячи з встановленої потужності обладнання ( $P_{\text{в}} = 10 \text{ кВт}$ ), річного фонду часу ( $T = 8760 \text{ год}$ ), тарифу за 1 кВт\*год електроенергії ( $C_{\text{ел}} = 2,27 \text{ грн.}$ ) і коефіцієнтом інтенсивності використання потужності ( $B = 0,85$ , згідно галузевої методики визначення ефективності АСУ).

$$V_{\text{ел}} = 10 \cdot 8760 \cdot 2,27 \cdot 0,85 = 169\,024,20 \text{ грн.}$$

Вартість інших витрат складається з вартості витрат на утримання приміщення (амортизаційні витрати, витрати на освітлення, опалення, прибирання). Ці витрати не зміняться при впровадженні АСУ, тому що технічні засоби будуть встановлені в залі ЦДП, де вже встановлені і функціонують технічні засоби диспетчеризації.

Визначимо суму експлуатаційних витрат:

$$V_{\text{екс}} = 3\,362\,040 + 237\,600 + 29\,700 + 169\,024,20 = 3\,798\,364,20 \text{ грн.}$$

## **6.2. Розрахунок річної економії від впровадження АСУ.**

### **6.2.1. Економія від зниження витрат в мережах електропостачання та поліпшення якості електроенергії.**

Управління мережами електропостачання на основі розрахунку режимів системи електропостачання дозволить істотно скоротити втрати

активної потужності електроенергії і забезпечити підвищення якості експлуатаційних напружень.

На підставі вітчизняного та зарубіжного досвіду впровадження оптимізаційних методів управління мережами електропостачання забезпечує скорочення втрат електроенергії в електричній мережі на рівні 0,3% від загального споживання електроенергії.

Відповідно до зазначеного очікуваний річний ефект при очікуваному річному споживанні електроенергії:  $P_{річ} = 596\,792\,000$  кВт\*год і вартості 1 кВт\*год електроенергії в розмірі:  $C_{ел} = 2,27$  грн. за 1 кВт\*год складе:

$$E_{нр} = 0,003 * P_{річ} * C_{ел} = 0,03 * 596\,792\,000 * 2,27 = 3\,587\,453.52 \text{ грн.} \quad (6.12)$$

Крім прямого економічного ефекту забезпечується непрямий ефект за рахунок підвищення якості напруги, що призводить до поліпшення експлуатаційних умов (зниження технологічних збитків), збільшення термінів служби і міжремонтних циклів електрообладнання.

У зв'язку з відсутністю наразі методики розрахунку зазначеного економічного ефекту його орієнтовна величина зазвичай приймається в розмірах 0,54% від загального електроспоживання, що складе:

$$E_{непр} = 0,0054 * P_{річ} * C_{ел} = 0,03 * 596\,792\,000 * 2,27 = 6\,457\,416.34 \text{ грн.}$$

### **6.2.2. Економія від скорочення чисельності персоналу.**

При впровадженні АСУДП відпадає необхідність в обраховування діаграмних стрічок групою розрахунку. Наразі зазначена група складається з 5 чоловік. Також можна скоротити черговий персонал ДПП, тому що його основні функції будуть формалізовані керуючою системою. Розрахунок показує можливість скорочення 5 осіб.

Економія фонду заробітної плати складе:

$$E_{зп} = 12 * 5 * 10\,000 * 1,415 = 849\,000 \text{ грн.},$$

де 5 – кількість персоналу що скорочується;

10 000 – середньомісячна заробітна плата;

1,415 - значення коефіцієнту відчислень.

Загальна економія по вищевказаним статтям складе

$$E_{\text{заг}} = E_{\text{пр}} + E_{\text{непр}} + E_{\text{зп}} = 3\,587\,453,52 + 6\,457\,416,34 + 849\,000 = 10\,893\,869,86$$

грн.

### 6.3. Розрахунок річного економічного ефекту

Річна економія від впровадження АСУ складе:

$$E_{\text{річ}} = E_{\text{заг}} - B_{\text{екс}} = 10\,893\,869,86 - 3\,798\,364,20 =$$

$$7\,095\,505,66 \text{ грн.} \quad (6.13)$$

Річний економічний ефект складе:

$$E = E_{\text{річ}} - C_n * K_{\text{АСУ}} = 7\,095\,505,56 - 0,15 * 8\,324\,000,00 =$$

$$5\,846\,905,66 \text{ грн.} \quad (6.14)$$

Визначимо розрахунковий коефіцієнт витрат:

$$C_e = \frac{E_{\text{річ}}}{K_{\text{АСУ}}} = \frac{7\,095\,505,56}{8\,324\,000} = 0,852 \quad (6.15)$$

Термін окупності системи буде дорівнювати:

$$T = \frac{1}{C_e} = \frac{1}{0,852} = 1,173 \text{ року} \quad (6.16)$$

Це менше нормативного терміну - 3,3 року, отже розробка і впровадження автоматизованої системи керування економічно доцільно.

## **ВИСНОВКИ ПО ТРОБОТІ.**

Холодильні машини типу «чилер-фанкойл» працюють в режимі теплового насосу, що дозволяє використовувати їх як джерело і холоду (влітку), і як джерело тепла. В перехідний період теплові насоси мають високий коефіцієнт потужності 3,5-4,5.

- Автоматизація холодильної машини дозволяє точно регулювати продуктивність та уникати зайвих витрат електроенергії.
- Використання перетворювачів частоти дозволяє підтримувати високий ККД в усьому діапазоні регулювання.
- Використання байпасу дозволяє реалізувати полегшений пуск компресора.
- Використання перетворювачів частоти для керування вентиляторами охолодження компресора та насосними станціями дозволяє підтримувати високий ККД роботи всього обладнання.
- Доцільною є інтеграція автоматики компресора в загальну систему автоматизації будівлі.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Пырков В.В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование. – К.: "Такі справи". – 2007. – 250 с.

2. Еремкин А.И., Королева Т.И. Тепловой режим зданий.– М.: Изд\_во АСВ. – 2000.– 368 с.

3. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие/ Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др.; под ред. Л.Д. Богуславского, В.И. Ливчака.– М.: Стройиздат. – 1990.– 624 с.

4. «Сайт <http://www.raut-automatic.kiev.ua/>. - Школа автоматчиков. - Каталог\ Программные продукты\ ESM (Engineering Systems Manager)\ Загрузить\Руководство по конфигурированию системы диспетчеризации «ESM 2.1».

6. Покотилов В. В. Системы водяного отопления – Вена, 2008. – 161 с.

7. Пырков В.В. Электрические кабельные системы отопления. Энергетическое сопоставление.– К.: ООО "Издательский дом Дмитрия Бурого", 2004.– 88 с.

8. DINV 4701-10:2002. Belblatt 1. Energetische Bevertung heiz- undraumluftechnischer. Anlagen. Heizung, Trinkwassererewarmung, Luftung. 9. DINV 4701-10:2003-08. Energetische Bevertung heiz- undraumluf-technischer. Anlagen. Heizung, Trinkwassererewarmung, Luftung.

9. ASHRAE. Fundamentals of heating systems.– Atlanta, 1988. 11. VDI 3808: 1993. Energiewirtschaftliche Beurteilungskriterien fur heiztechnische Anlagen. 1

10. VDI 2067-2:1982. Berechnung der Kosten von Warme- versorgungsanlagen. Raumheizung

11. Danfoss ECL Comfort 210 Электронный регулятор температуры | 230 В (087H3020) – Режим доступа: <https://profimann.com.ua/kotly/elektronnye-regulatorytemperature/elektronnyy-regulyator-temperature-danfoss-ecl-comfort-210-230-b/>

12. Технічний опис. Електронні регулятори ECL Comfort 210. – Данфосс, 2015. 72
13. Waterheat-UM2-24 plus – Режим доступу: <http://www.rautautomatic.kiev.ua/kontroll-ru/engine-ru/system-otoplen-ru/wth-um2-24p-ru.html>
14. КОНТРОЛЛЕР WATERHEAT-UM2-24 – Режим доступу: <http://www.ukrgazavt.com.ua/products/kontroller-waterheat-um2-24/>
15. WATERHEAT-UM2-24 plus регулюючий контроллер для систем теплоснабження. Руководство по эксплуатации V3.5 – Киев.
16. Danfoss VB2 Клапан регулюючий двухходовой DN50 | Kvs 40 (065B2061) – Режим доступу: <https://profimann.com.ua/zaporno-reguliruyuschaya-armatura/sedelnyeklapany-s-elektroprivodami/klapan-2-hodovoy-sedelnyy-danfoss-vb2-dn50-flanec-kvs40-pn25-no/>
- 17 Розвиток централізованого теплопостачання – ключ до розумної енергосистеми в Україні – Режим доступу <https://www.danfoss.com/uk-ua/about-danfoss/articles/dhs/modern-district-heating-enables-transition-to-smart-energy-system-in-ukraine/>
- 18 Використання балансувальних клапанів в системі опалення – Режим доступу <https://profimann.com.ua/uk/blog/balansirovochnyy-klapan-v-sisteme-otopleniya/>
- 19 Опалення, вентиляція та кондиціонування: ДБН В.2.5-67:2013. – К. : НДІБК, 2013. – 135 с
20. Енергоефективність будівель. Розрахунок енергоспоживання при опаленні та охолодженні: ДСТУ Б EN ISO 13790:2011. – К. : НДІБК, 2011. – 229 с.
21. Енергозбереження та енергоефективність: ДБН В.1.2-11:2021. – К. : НДІБК, 2021. – 17 с. 124
22. Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання при опаленні, охолодженні, вентиляції, освітлення та гарячому водопостачанні: ДСТУ 9190:2022 . – К. : НДІБК, 2022. – 156 с.

23. [Промислові холодильні установки](http://x-world5.com/13-1-5-razmeshtenie-planirovka-i-osnashtenie-rabotchego-mesta-mashinista/) <http://x-world5.com/13-1-5-razmeshtenie-planirovka-i-osnashtenie-rabotchego-mesta-mashinista/>
24. Холодильні установки: Підручник / 6-е вид., перероблене і доповнене / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. – 550 с
25. Електропривод і автоматизація : навчальний посібник / О.Ю.Синявський, П.І Савченко, Ю.М. Лавріненко та ін.; За ред. О.Ю.Синявського. – Київ : Аграр Медіа Груп, 2013. – 586 с.
26. Автоматизація технологічних процесів і системи автоматичного керування : навчальний посібник / Барало О.В., Самойленко П.Г., Гранат С.Є., Ковальов В.О. – Київ : Аграрна освіта, 2010. – 557 с.
27. Припливно-витяжні установки з рекуперацією тепла серії ВЕНТС.  
URL: <https://vents.ua/ua/series/vut-pbe-pbw-ec>

## ДОДАТКИ